

Naturlig ventilation med varmegenvinding

Jørgen M. Schultz

**Laboratoriet for Varmeisolering
Meddelelse nr. 249**

**Danmarks Tekniske Højskole
December 1993**

LAVENERGIGRUPPEN:

Bjarne Saxhof, projektleder, forskningslektor, civ.ing.

Mogens Byberg, lektor, civ.ing.

Søren Østergaard Jensen, forskningslektor, civ.ing.

Jørgen M. Schultz, forskningslektor, civ.ing.

Kirsten Engelund Thomsen, forskningslektor, civ.ing.

FORORD

Nærværende rapport afslutter projektet "Naturlig ventilation med varmegenvindning" finansieret af Energinvesteringsskemaets forskningsprogram EFP88 (ENS j.nr. 1213/88-4).

Rapporten beskriver det teoretiske arbejde, der blandt andet har ført til udvikling af et simuleringssprogram, samt beregninger, der er udført som grundlag for vurdering af muligheden for udnyttelse af naturlig ventilation med varmegenvindning.

Endvidere beskrives den eksperimentelle del af projektet, hvor en prototype på et system til naturlig ventilation med varmegenvindning er opbygget og afprøvet i Laboratoriet for energiforbrug. Måleresultaterne er sammenlignet med teoretiske værdier og energiforbruget for prototypen er sammenlignet med et traditionelt anlæg med mekanisk ventilation og varmegenvindning.

INDHOLDSFORTEGNELSE

Forord

Indholdsfortegnelse	4
Resumé	6
Summary	7
Symbolliste	8
Indledning	10
1. Termikventilation - teori	11
1.1 Princippet i termikventilation	11
1.2 Bestemmelse af lufthastigheden	13
1.3 Bestemmelse af varmeoverføringen	17
2. Edb-program til modellering af varmeveksler	20
3. Fastlæggelse af varmevekslerens funktion gennem en parameteranalyse	23
3.1 Betydningen af kanalmaterialets varmeledningsevne	23
3.2 Betydningen af kanalmaterialets ruhed	24
3.3 Betydningen af kanalernes tværsnitsudformning	24
3.3.1 Størrelsen af kanaltværsnittet	25
3.3.2 Forholdet mellem kanalens bredde og dybde	25
3.4 Betydningen af kanalhøjden	26
3.5 Betydningen af det varmeoverførende areals størrelse	27
3.6 Betydningen af temperaturforskellen	28
3.7 Betydningen af temperaturniveauet	29
3.8 Betydningen af eksterne trykforhold	30
3.9 Betydningen af summen af enkeltmodstandskoefficienter	31
3.10 Sammenfatning	32
4. Forsøgsopstilling	34
4.1 Prototypekonstruktion	34
4.2 Beskrivelse af måleopstilling	38
5. Prototypens funktion - målt og beregnet	41
5.1 Genvindingsgrad og luftmængde	41
5.2 Energibesparelspotentiale	49
6. Diskussion	51
6.1 Installation	51
6.2 Driftsforhold	51
6.3 Udviklingsbehov	52

7. Konklusion	54
8. Litteraturfortegnelse	56
LavEnergi Publikationer fra Laboratoriet for Varmeisolering (LfV), DTH	57

RESUMÉ

Formålet med projektet "Naturlig ventilation med varmegenvinding" var at undersøge muligheden for at udnytte de termiske kræfter, der opstår på grund af forskellen mellem inde- og udetemperatur, til ventilering af boliger samtidig med at der opnås en vis varmegenvinding.

I nærværende rapport er gennemgået teorien for beregning af drivtrykket på grund af temperaturforskellen samt teorien for beregning af genvindingsgraden i en varmeveksler, der udnytter ovennævnte drivtryk. De opstillede udtryk er anvendt til opbygning af et edb-program for simulering af et system til naturlig ventilation med varmegenvinding med hovedvægt på varmevekslerdelen.

Programmet er anvendt til en parameteranalyse, hvor genvindingsgrad og luftmængde er beregnet som funktion af temperaturdifferens, kanalstørrelse og -form i varmeveksleren, varmevekslerhøjde etc.

Baseret på resultaterne af parameteranalysen er der opbygget en prototype på et ventilationsanlæg med naturlig ventilation og varmegenvinding. Prototypen er indbygget i Laboratoriets lavenergieksperimenthus, hvor der er målt på genvindingsgrad og luftmængde ved forskellige temperaturdifferenser i intervallet 10-30 K mellem inde- og udetemperaturen.

Målingerne viser et rimeligt sammenfald mellem målte og beregnede luftmængder, mens den målte genvindingsgrad afviger væsentlig fra de teoretisk bestemte. De målte genvindingsgrader ligger mellem ca. 38-43 %, mens beregningerne udviser langt større forskel med værdier i intervallet 28-50 %. Resultatet viser, at de generelt anvendte udtryk for varmeovergangen mellem strømmende luft og kanalvæggen ikke kan anvendes i dette specielle tilfælde med store temperaturvariationer over korte kanalstrækninger samt modsatrettede strømningsforhold ved kanalvæg og kanalmidte.

Måleresultaterne er anvendt til sammenlignende beregninger af energiforbruget til ventilation inkl. elektricitet til ventilatorer for dels et traditionelt mekanisk anlæg med 65 % genvinding i en krydsvarmeveksler og dels et anlæg baseret på naturlig ventilation med varmegenvinding svarende til prototypekonstruktionen. Beregningerne, der udført for et forsøgsrum med et volumen på ca. 150 m³, giver et energiforbrug på henholdsvis 1050 kWh og 1170 kWh beregnet over de timer i fyringssæsonen (oktober-april, inkl.), hvor udetemperaturen er mindre end eller lig med 10°C, svarende til 92 % af perioden.

Naturlig ventilation med varmegenvinding kan opnås i praksis, men kræver en dybere forståelse af de strømningsmæssige forhold i denne samt yderligere optimering af varmevekslerdelen. Derudover skal der udarbejdes mere praktisk anvendelige systemløsninger, hvor forhold som rengøring af kanalerne, kondens i varmeveksleren, trækgener og regulering af ventilationsgraden skal indgå.

SUMMARY

The aim of the project "Natural ventilation with heat recovery" was to investigate the possibilities of utilizing the stack effect (caused by the difference between indoor and outdoor temperature) for ventilation of dwellings with a certain degree of heat recovery on the exhaust air.

In this report the theory for calculation of the temperature driven pressure difference is treated, as well as the theory for calculation of the efficiency of a stack effect heat recovery unit. The theoretical expressions have been implemented in a specially developed computer program with the emphasis on the simulation of the performance of the heat recovery system.

The computer program has been used for parameter analyses of the influence of temperature difference, duct size and shape, duct length and material etc on the recovery efficiency and air flow through the system.

Based on the results from the parameter analyses, a prototype of a stack effect driven heat recovery unit was constructed and tested at the Thermal Insulation Laboratory (TIL). The unit was designed for and installed in a low-energy experimental house on the campus, and the air flow and temperature efficiency was measured at different indoor to outdoor temperature differences in the range 10-30 K.

The measurements show a reasonable agreement between the measured and calculated air flow values while the measured recovery efficiency is significantly different from the calculated values. The measured efficiencies are in the range 38-43% while the calculations show a much larger range with values 28-50%. These results show that the generally used expressions for the heat transfer between the air stream and the duct wall are not valid in this special case characterized by large temperature changes over short duct lengths as well as a flow-counterflow pattern at the duct wall vs the centre of the duct.

The results have been used to calculate and compare the heating season performance for the prototype system and a more traditional mechanical system with an air-to-air cross-flow heat exchanger with an assumed efficiency of 70% - the electricity consumption for the fans has been included in the total energy consumption. The calculations were performed for the test room with an approximate volume of 150 m³, and for all hours in the heating season (October-April incl) for which the external temperature was 10°C or below, corresponding to 92% of the heating season. The energy consumption for the prototype system and the traditional system was 1170 kWh and 1050 kWh, respectively.

The investigation shows that it is possible to obtain satisfactory heat recovery in a stack effect driven system. However, for practical use, further knowledge on the air flow patterns in the heat recovery unit and further optimization of the system is needed. Also, the design of the prototype focused on demonstrating and monitoring the principle - a design for general use must also address issues as air flow control, draft in the room, condensation in the unit, installation of the unit and cleaning of the ducts.

SYMBOLLISTE

A	: areal [m^2]
ATV	: tværsnitsareal [m^2]
C_p	: varmekapacitet [J/kgK]
D	: diameter [m]
DL	: dellængde [m]
Gr	: Grashof's tal
L	: længde [m]
Nu	: Nusselt's tal
Pr	: Prandtl's tal
Re	: Reynolds' tal
T	: temperatur [$^{\circ}\text{C}$]
T1f	: temperatur i friskluftkanal (figur 2.2, side 21) [$^{\circ}\text{C}$]
T2f	: temperatur i friskluftkanal (figur 2.2, side 21) [$^{\circ}\text{C}$]
TMID	: middeltemperatur i afkastkanal (figur 2.2, side 21) [$^{\circ}\text{C}$]
U	: varmetransmissionskoefficient [$\text{W/m}^2\text{K}$]
a	: konstant
b	: konstant
dp	: trykforskel [Pa]
g	: tyngdeaccelerationen [m/s^2]
h	: højde [m]
h	: konvektiv varmeoverføringskoefficient [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h1	: højde [m]
h2	: højde [m]
k	: konstant
s1a	: sidelængde af side i afkastkanal fælles med friskluftkanal [m]
s1f	: sidelængde af side i friskluftkanal fælles med afkastkanal [m]
s2a	: sidelængde af 2. side i afkastkanal [m]
s1f	: sidelængde af 2. side i friskluftkanal [m]
t	: tykkelse [m]
t	: tidsrum [s]
u	: hastighed [m/s]
η	: temperaturgenvindingsgrad
η	: dynamisk viskositet [Pa s]
λ	: varmeledningsevne [W/mK]
ν	: kinematisk viskositet [m^2/s]
ξ	: enkeltmodstandskoefficient
ρ	: massefylde [kg/m^3]

Indices:

D	: refererer til hydraulisk diameter
afk	: afkast
f	: refererer til friktion
f	: refererer til et fladeelement
h	: hydraulisk
i	: tæller
indbl	: indblæsning
inde	: refererer til indetemperaturen
k	: kold
l	: luft
res	: resulterende
s	: luftstrøm
ude	: refererer til udetemperaturen
v	: varm
x	: stedparameter
v	: væg
ξ	: enkeltmodstand
-	: middelværdi

INDLEDNING

Tilførsel af frisk luft i boligen er nødvendig dels for at undgå lugtgener fra mennesker, dyr samt evt. afgang fra materialer anvendt i møbler, tæpper etc. og dels for at bortventilere fugt fra mennesker, dyr, planter og madlavning. Alle disse forskellige "forureninger" medfører krav om en nødvendig ventilationsmængde, der for de fleste boliger svarer til en udskiftning af boligens luftvolumen hver 2. time.

Indtil energiforsyningskrisen i 70'erne blev der ved nybyggeri ikke lagt synderlig vægt på boligens lufttæthed, hvorfor det nødvendige luftskifte ofte kunne opnås ved naturlig ventilation, dvs. infiltration gennem utætheder omkring vinduer og døre, eventuelt suppleret med åbning af et vindue. Den voldsomme prisstigning på energi i forbindelse med energiforsyningskrisen medførte en langt større opmærksomhed omkring energiudgiften til opvarmning, og efterisolering og ikke mindst tætning af boligen blev udført i stort omfang. Den nødvendige ventilationsmængde kunne dermed kun tilvejebringes ved åbning af vinduer eller ved installering af trækkanaler eventuelt med en lille ventilator. Hermed kunne beboerne selv styre ventilationsmængden, men ønsket om at spare på energien førte ofte til et for lille luftskifte og dermed fugtskader i boligen.

Anvendelse af balanceret mekanisk ventilation med varmegenvinding i pladevekslere kan reducere varmetabet ved ventilation med 60-80% samtidig med at risikoen for trækgener mindskes betydeligt pga. forvarmningen af frisklufttilførslen i genvinderen. Udbredelsen af ventilationsanlæg med varmegenvinding er dog ret beskeden, hvilket tildels skyldes at anlægsprisen har været temmelig høj og dels pladsproblemer med hensyn til kanalføring. Dertil skal lægges en udbredt mistillid til ventilationsanlæg, hvilket er blevet forstærket de senere år med den megen omtale af indeklimaproblemer som tør luft og tilsmudsede luftkanaler. Endelig har der også været fokus på det ofte store elforbrug til anlæggenes ventilatorer.

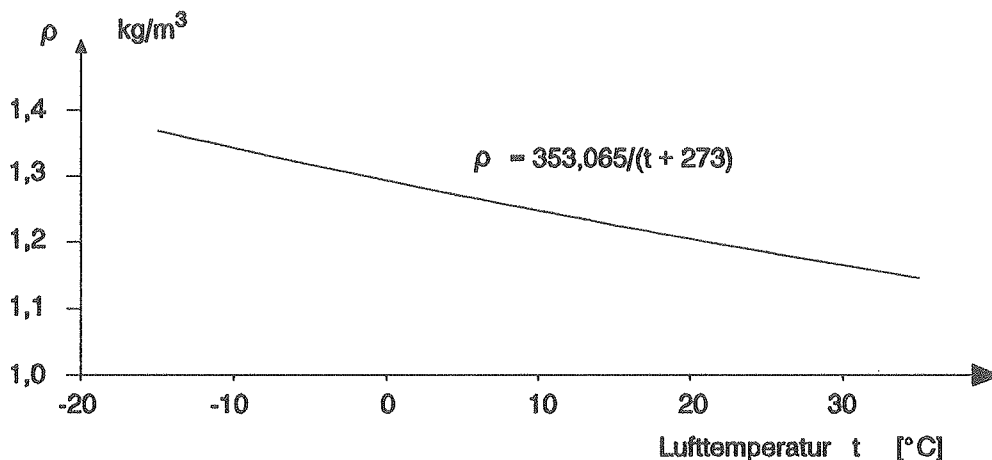
Ovenstående problematik er baggrunden for nærværende projekt, der har til formål at undersøge muligheden for anvendelse af naturlig ventilation med varmegenvinding. Ved naturlig ventilation forstås i denne sammenhæng en udskiftning af den varme "forurenede" indeluft med frisk udeluft, hvor drivtrykket til opretholdelse af luftstrømningen udelukkende skyldes forskellen mellem inde- og udetemperatur, også betegnet termikventilation - altså uden brug af ventilatorer. Varmegenvindingen opnås ved at lade den varme og den kolde luftstrøm passere hinanden i en central "skorsten" kun adskilt af en tynd varmeledende skillevej.

Nærværende rapport beskriver dels teorien for termikventilation inkl. en række parameteranalyser til fastlæggelse af optimal varmevekslerudformning, og dels konstruktionen af en varmevekslerprototype samt måleresultater fra forsøg med denne.

1. TERMIKVENTILATION - TEORI

1.1 Princippet i termikventilation

Termikventilation bygger på at varm luft har en mindre massefylde end kold luft. Atmosfærisk lufts massefylde er tilnærmet omvendt proportional med den reciproke værdi af luftens absolutte temperatur, hvilket fremgår af figur 1.1.



Figur 1.1 Luftens massefylde som funktion af dens absolutte temperatur.

Forskellen i massefylde mellem to luftsøjler med forskellig temperatur vil skabe en trykforskel, der afhænger af luftsøjlernes højde og deres temperatur. Trykforskellen kan udtrykkes ved:

$$dp = h \cdot g \cdot (\rho_k - \rho_v) \quad (1.1)$$

hvor dp er trykforskellen i Pa

h er højden af luftsøjlerne i m

g er tyngdeaccelerationen = $9,8 \text{ m/s}^2$

ρ_k er den kolde lufts massefylde i kg/m^3

ρ_v er den varme lufts massefylde i kg/m^3

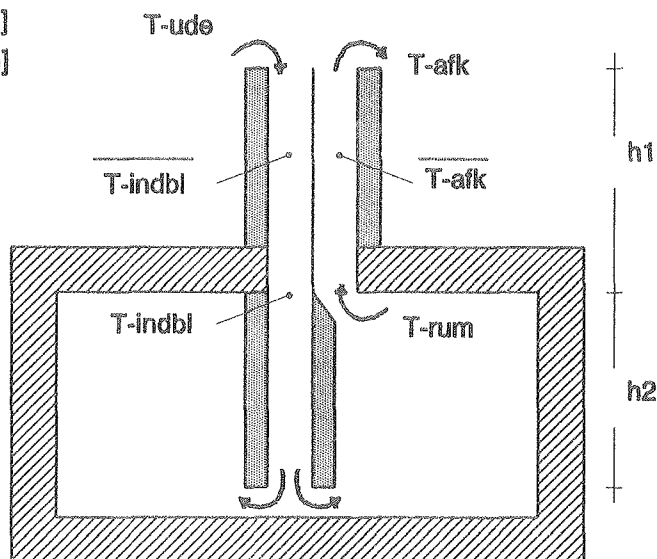
Trykforskellen på grund af temperaturdifferensen kan udnyttes til at drive en luftstrøm gennem et lukket rum, hvor opvarmet luft erstattes med kold udeluft. Princippet anvendes f.eks. i skorstene til alle former for forbrændingsprocesser, hvor de varme forbrændingsgasser stiger tilvejs gennem skorstenen og erstattes af koldere frisk luft til forbrændingen. Aftrækskanaler udformet som skorstene har ligeledes været meget anvendt i ældre byggeri til "udsugning" fra bad og køkken. Størrelsen af den luftmængde, der således drives gennem

systemet, begrænses af, hvor stor en modstand der er imod luftstrømningen. Strømningsmodstanden opstår dels pga. friktion når luften f.eks. passerer gennem mindre åbninger som friskluftventiler eller utætheder i klimaskærmen og dels pga. energitab fra turbulens eller retningsændringer af luftstrømmen. Tryktabet er afhængig af lufthastigheden - større lufthastighed betyder større strømningsmodstand. For et lukket system, hvor eneste drivende kraft er forskel i lufttemperaturen, indstiller der sig en ligevægt, hvor den drivende trykforskel og tryktabet ved luftstrømningen er lige store.

Figur 1.2 viser en principskitse af ideen i dette projekt, hvor frisklufttilførslen og aftrækskanalen kun er adskilt af en tynd væg, der tillader varmeudveksling imellem de to luftstrømme. Ved varmeudvekslingen opvarmes friskluften med en tilsvarende afkøling af aftræksluften til følge, hvorved den drivende trykforskel mindskes. Imidlertid vil luftstrømningen ikke standse, idet det kræver at middeltemperaturen i den kolde og den varme luftstrøm bliver ens. Dette kan kun opnås ved en genvindingsgrad på 100%, hvilket er fysisk umuligt.

$$\begin{aligned} dp = & h_1 g [\rho(T_{\text{indbl}}) - \rho(T_{\text{afk}})] \\ & + h_2 g [\rho(T_{\text{indbl}}) - \rho(T_{\text{afk}})] \end{aligned}$$

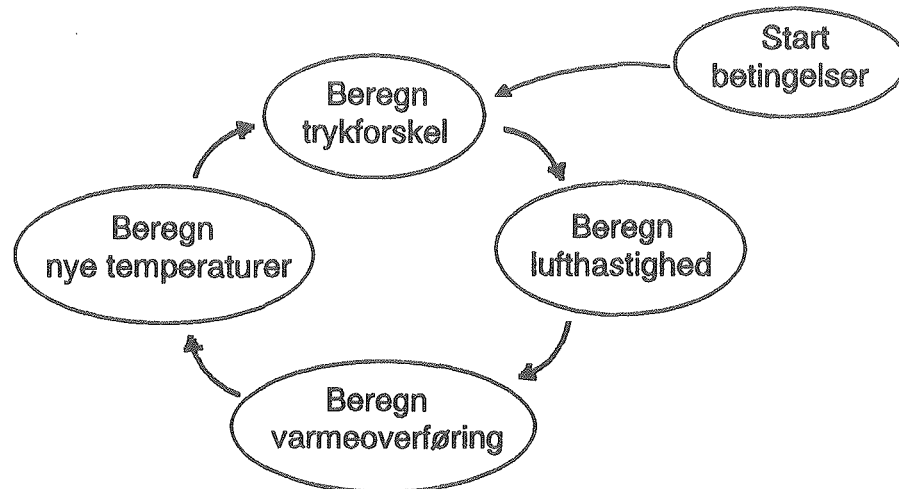
g : tyngdeaccelerationen
 ρ : luftens massefylde



Figur 1.2 Principskitse af systemudformning til naturlig ventilation med varmegenvinding.

I figur 1.2 er friskluftkanalen ført ned til lidt over gulvniveau, mens aftræksåbningen er placeret ved loftet. Herved opnås et tilskud til den drivende trykforskel, idet luftsøjlen i friskluftkanalens forlængelse er koldere end rumluften. Derudover mindskes risikoen for, at der både forekommer nedadrettet og opadrettet luftstrømning i henholdsvis friskluft- og aftrækskanal, idet den naturlige stratificering i rumluften vil tvinge luftstrømmen i den rigtige retning. Hvis de to kanaler derimod er lige lange og har fælles begyndelse- og slutniveau, vil der ikke være nogen fysiske bindinger, der tvinger luftstrømmen til at vælge den ene kanal frem for den anden.

Beregning af luftmængde og temperaturvirkningsgrad udføres ved en iterativ process, hvor den tilstedeværende trykdifferens skal være lig tryktabet ved strømningen, der er en funktion af luftens hastighed, der igen er bestemmende for varmeoverføringskoefficienten i de respektive kanaler. Varmeoverføringskoefficienten er endelig bestemmende for temperaturen i de to kanaler, og det er netop temperaturdifferensen der bestemmer den tilstedeværende trykdifferens, hvorved ringen er sluttet. Figur 1.3 viser en skitse af den indbyrdes afhængighed.



Figur 1.3 Iterationsproces til bestemmelse af ventilationsmængde og temperaturvirkningsgrad. Rækkefølgen angivet ved pilene viser den indbyrdes afhængighed mellem trykforskel, lufthastighed, varmeoverføring og temperaturer.

1.2 Bestemmelse af lufthastigheden

Trykforskellen beregnes af (1.1) ud fra temperaturen af henholdsvis den varme og den kolde luftsøjle i kanalerne. Den resulterende luftstrømning medfører et lige så stort tryktab, der er hastighedsafhængigt. Tryktabet kan deles op i friktionstab i kanalerne samt enkelttab ved ind- og udløb i kanalerne samt ved retningsændring af luftstrømmen.

Enkelttabene beregnes ved hjælp af nedenstående udtryk:

$$dp_{\xi} = \xi \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (1.2)$$

hvor dp_{ξ} er tryktabet fra enkeltmodstanden målt i Pa
 ξ er modstandskoefficienten for det aktuelle tilfælde
 ρ er luftens massefylde i kg/m^3
 u er lufthastigheden i m/s

Tryktabet i kanalerne findes af nedenstående to udtryk (1.4 og 1.5) for sammenhængen mellem tryktab og lufthastighed. Hvilket af de to udtryk der skal anvendes afgøres af den dimensionsløse størrelse, Reynolds tal, der er defineret ved (1.3):

$$Re_D = \frac{D_h \cdot u}{\nu} \quad (1.3)$$

hvor D_h er den hydrauliske diameter målt i m, defineret som 4 gange tværsnitsarealet divideret med kanalens omkreds

u er lufthastigheden i kanalen målt i m/s

ν er luftens kinematiske viskositet målt i m²/s

For værdier af Reynolds' tal mindre end 2300 antages strømmingen med sikkerhed at være laminær. Ligger Reynolds' tal mellem 2300 og ca. 8000 kan strømmingen stadig være laminær, især hvis strømmingen ikke udsættes for forstyrrelser f.eks. i form af retningsændringer på kanalen. Det er således uvist hvilken strømningsform og dermed varmeoverføringskoefficient der er gældende i ovennævnte område. Er Reynolds' tal større end 8000 er strømmingen turbulent.

Hvis strømmingen er laminær, opstår der et tryktab ved strømmingen, der er uafhængig af kanalmaterialets overfladestruktur, idet tabet udelukkende skyldes interne forskydningskræfter i det strømmende medie. Tryktabets størrelse findes af ligning (1.4) (Pitts & Sissom, 1977):

Laminær strømning ($Re_D < 2300$):

$$dp_f = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \frac{k}{Re_D} \cdot \frac{L \cdot u^2}{D_h} \quad (1.4)$$

hvor dp_f er tryktabet ved friktion målt i Pa

ρ er luftens massefylde målt i kg/m³

k er en konstant afhængig af kanaltværsnittets form (tabel 1.1)

L er kanalens længde målt i m

u er lufthastigheden i kanalen målt i m/s

D_h er kanalens hydrauliske diameter målt i m

Konstanten k afhænger af kanaltværsnittets form og er angivet i tabel 1.1 for de to mest anvendte tværsnitsformer.

Tabel 1.1 Konstanten k der indgår i ligning (1.4) til bestemmelse af tryktabet ved friktion når strømmingen er laminær (Pitts & Sissom, 1977).

Runde/ellipseformede		Rektangulære	
Forhold mellem hovedradier	k	Forhold mellem sidelængder	k
0,001	74,68	0,05	89,91
0,01	80,11	0,10	84,68
0,05	86,27	0,125	82,34
0,10	89,37	0,166	78,81
0,20	92,35	0,25	72,93
0,40	94,71	0,40	65,47
0,60	95,59	0,50	62,19
0,80	95,92	0,75	57,89
1,00	96,00	1,00	56,91

Hvis Reynolds' tal er større end 8000 er strømmingen turbulent og kanalmaterialets overflade har betydning for tryktabet. Nedenstående udtryk er bestemt ved kurvefitting udført på diagram over tryktab i kanaler af galvaniseret plade (Glent & Co., 1982).

Turbulent strømning ($Re_D > 8000$):

$$dp_f = 118,6 \cdot L \cdot D_h^{-1,36} \cdot u^{1,85} \quad (1.5)$$

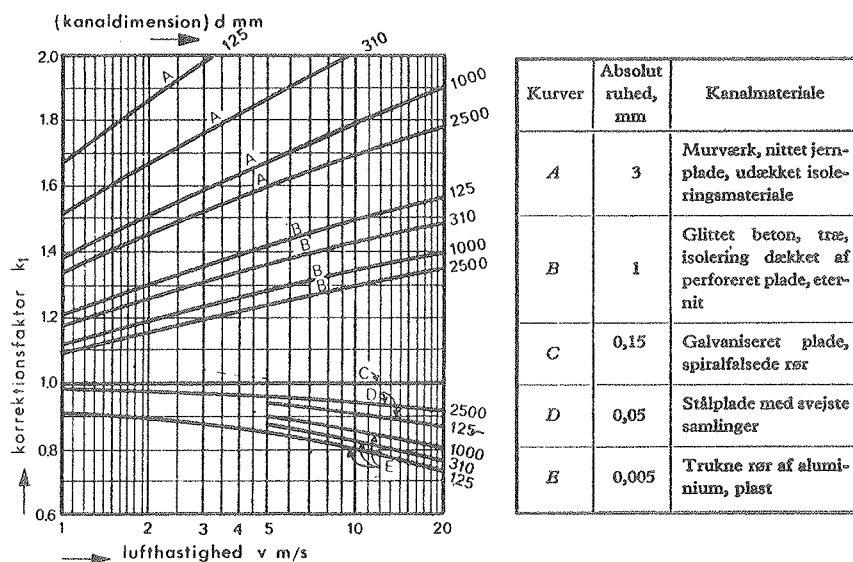
hvor dp_f er tryktabet ved friktion målt i Pa

L er kanalstrækningens længde målt i m

D_h er kanalens hydrauliske diameter målt i m

u er luftstrømmens hastighed målt i m/s

Ligning (1.5) gælder imidlertid kun for kanaler af galvaniseret plade, hvorfor der må korrigeres, hvis der anvendes andre typer kanaler. Korrektionsfaktoren kan aflæses af nedenstående figur 1.4 (Glent & Co., 1982).



Figur 1.4 Diagram over forskellige kanalmaterialers ruhed og dertil knyttede korrektionsfaktorer som funktion af lufthastighed og kanaldimension (hydraulisk diameter).

Ved naturlig ventilation vil lufthastigheden typisk være under 2 m/s, hvilket betyder at kurverne i figur 1.4 kan tilnærmes med en ret linie i området 0-2 m/s. Hermed findes korrektionsfaktoren af følgende udtryk:

$$k_1 = a + b \cdot u \quad (1.6)$$

hvor a, b er konstanter gældende for en given kombination af hydraulisk diameter og kanalmateriale
 u er lufthastigheden i kanalen i m/s

Korrektionsfaktoren multipliceres med tryktabet fundet ved anvendelse af (1.5), hvorved der findes følgende udtryk til bestemmelse af friktionstabet ved turbulent strømning:

Turbulent strømning:

$$dp_f = 118,6 \cdot L \cdot (D_h)^{-1,36} \cdot (a \cdot u^{1,85} + b \cdot u^{2,85}) \quad (1.7)$$

Friktionstabet afhænger derudover af luftens temperatur, men i det bygningstekniske område af temperaturskalaen (-10 til 30°C) ligger korrektionsfaktoren mellem 0,95 og 1,1 hvorfor der ses bort fra temperaturkorrektionen.

Det samlede tryktab findes ved at addere friktionstabet med summen af alle enkelttab. Forudsættes den karakteristiske hastighed for hvert enkelttab at være den samme, kan følgende udtryk for det samlede tryktab anvendes:

Laminær strømning ($Re_D < 2300$):

$$dp = dp_f + dp_\xi \Rightarrow \quad (1.8)$$

$$dp = \left[\frac{1}{2} \cdot \sum_i (\xi_i \cdot \rho_i) \right] \cdot u^2 + \left[\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot k \cdot \nu \cdot \frac{L}{D_h^2} \right] \cdot u$$

Turbulent strømning ($Re_D > 8000$):

$$dp = dp_f + dp_\xi \Rightarrow \quad (1.9)$$

$$dp = [118,6 \cdot L \cdot (D_h)^{-1,36} \cdot a] \cdot u^{1,85} + \left[\frac{1}{2} \cdot \sum_i (\xi_i \cdot \rho_i) \right] \cdot u^2 \\ + [118,6 \cdot L \cdot (D_h)^{-1,36} \cdot b] \cdot u^{2,85}$$

Det fremgår af såvel (1.8) som (1.9), at det samlede tryktab udelukkende afhænger af de fysiske forhold, som er kendte (kanaldiameter, kanalmateriale og geometrisk udformning) samt strømningshastigheden. I tilfældet med laminær strømning kan hastigheden findes umiddelbart ved løsning af 2.-gradsligningen (1.8), mens hastigheden svarende til det disponible tryk i det turbulente tilfælde kan findes ved at flytte rundt på leddene i (1.9), og derefter anvende en kendt iterationsteknik, f.eks. Newton-Raphsons iterationsformel (Madsen, 1973).

1.3 Bestemmelse af varmeoverføringen

Hastigheden fundet i afsnit 1.2 kan nu benyttes til at bestemme varmeoverføringen imellem de to kanaler ved anvendelse af teorien for varmeoverføring ved tvungen strømning i rør. Teorien for tvungen strømning er valgt, fordi strømmingen skyldes en trykforskel over kanalerne, hvorimod strømning ved naturlig konvektion beskriver en strømning, der opstår ved at luft med en given temperatur har kontakt med et koldere eller varmere legeme. Der skelnes i det efterfølgende mellem laminær strømning, der optræder ved små hastigheder, og turbulent strømning for højere hastigheder. Den totale varmeoverføringskoefficient mellem de to luftstrømme er bestemt ved:

$$U_{res} = \left[\frac{1}{h_k} + \frac{t}{\lambda_v} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1} \quad (1.10)$$

hvor U_{res} er den resulterende varmeoverføringskoefficient målt i W/m²K
 h_k er middelvarmeoverføringskoefficienten væg-luft for friskluftkanalen målt i W/m²K
 t er vægtykkelsen mellem de to kanaler målt i m
 λ_v er varmeledningsevnen for vægmaterialet målt i W/mK
 h_v er middelvarmeoverføringskoefficienten luft-væg for aftrækskanalen målt i W/m²K

Varmeoverføringskoefficienten i de to kanaler beregnes afhængig af strømningsformen ved hjælp af nedenstående udtryk:

Laminær strømning ($Re_D < 2300$):

$$h_x = \frac{\lambda}{D_h} \cdot \left[4,364 + \frac{(0,036 \cdot D_h \cdot Re_D \cdot Pr)/x}{1 + (0,036 \cdot D_h \cdot Re_D \cdot Pr)/x} \right] \cdot \left[\frac{\eta_s}{\eta_v} \right]^{0,14} \quad (1.11)$$

(Pitts & Sissom, 1977)

Turbulent strømning ($8000 < Re_D < 10^6$):

$$\bar{h} = \frac{\lambda}{D_h} \cdot 0,116 \cdot (Re_D^{0,666} - 125) \cdot Pr^{0,133} \cdot \left[1 + \frac{D_h}{L} \right]^{0,666} \cdot \left[\frac{\eta_s}{\eta_v} \right]^{0,14} \quad (1.12)$$

(Glent & Co., 1982)

hvor h_x er varmeoverføringskoefficienten målt i W/m²K i afstanden x meter fra indløbet
 $\bar{h}$ er middelvarmeoverføringskoefficienten for hele kanalen målt i W/m²K
 λ er luftens varmeledningsevne målt i W/mK
 D_h er den hydrauliske diameter af kanalen målt i meter
 Re_D er Reynolds' tal
 Pr er Prandtl's tal for luften
 x er afstanden fra indløbet målt i meter
 η_s er den dynamiske viskositet målt i (Pa s) ved luftstrømmens temperatur
 η_v er den dynamiske viskositet målt i (Pa s) ved kanalvæggens temperatur
 L er kanalens totale længde målt i meter

Varmeoverførslen fra aftrækskanal til friskluftkanal kan nu beregnes af:

$$q = U_{res} \cdot A \cdot (T_v - T_k) \quad (1.13)$$

hvor q er varmemstrømmen målt i W

U_{res} er varmeoverføringskoefficienten i W/m²K

A er arealet af kanalernes fælles side målt i m²

T_v er middelværdien af den varme lufttemperatur målt i °C

T_k er middelværdien af den kolde lufttemperatur målt i °C

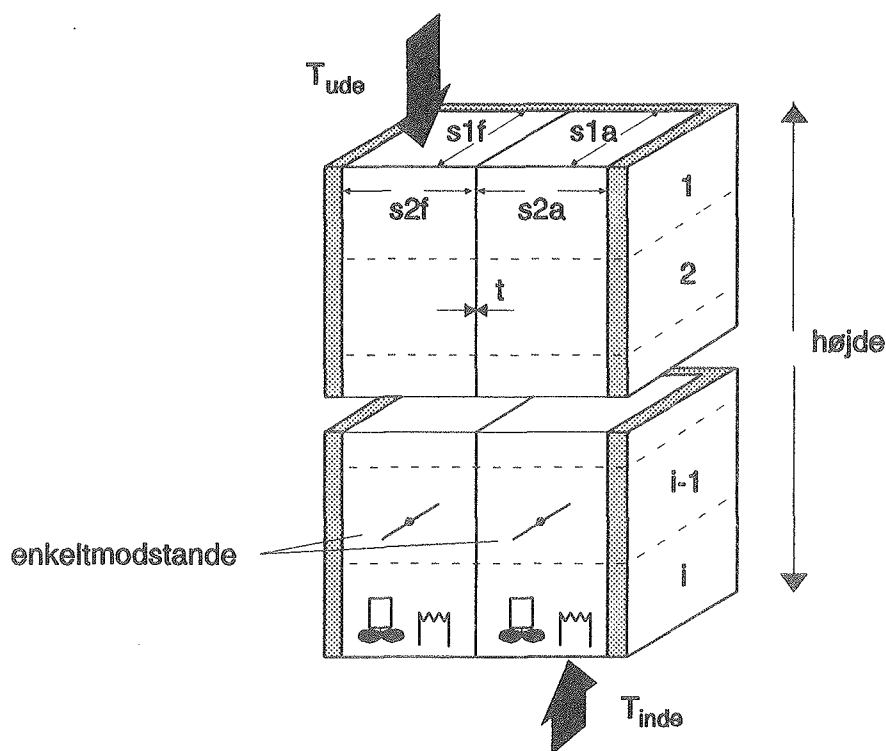
Teorien gennemgået i dette afsnit er grundlaget for opbygning af en edb-model til beregning af temperaturvirkningsgrad og ventilationsmængde for forskellige udformninger af varmevekslerdelen i forbindelse med naturlig ventilation. I næste afsnit beskrives programmet udviklet i forbindelse med dette projekt.

2. EDB-PROGRAM TIL MODELLERING AF VARMEVEKSLER

Ligningerne angivet i afsnit 1 samt iterationsdiagrammet i figur 1.3 danner grundlaget for det udviklede edb-program, der er opbygget i programmeringssproget FORTRAN og afvikles på en PC'er. Formålet med opbygningen af programmet er gennem en række parameteranalyser at klarlægge hvilke forhold, der har betydning for luftmængde og genvindingsgrad gennem varmevekslerdelen. Derudover har parameteranalysen til formål at finde frem til en optimal udformning af veksleren, der derefter afprøves eksperimentelt.

Varmeveksleren tænkes opbygget af en række kanaler, der er i termisk god kontakt med hinanden og som samtidig holder den varme og den kolde luftstrøm adskilt. Det forudsættes yderligere at varmevekslerens samlede antal kanaler kan inddeles parvis, hvor hvert par består af én varm kanal og én kold kanal. Antages alle sådanne par at være udsat for ens betingelser med hensyn til temperatur og trykforhold, kan de efterfølgende simuleringer med edb-programmet udføres på ét kanalpar. Den samlede luftmængde for hele veksleren findes da ved at multiplicere den fundne luftmængde med antallet af kanalpar.

Figur 2.1 viser opbygningen af varmevekslerdelen til brug for edb-beregningerne samt de vigtigste inddata til programmet.



Figur 2.1 Skitse af systemopbygning til brug for edb-beregninger af luftmængde og genvindingsgrad gennem varmeveksler.

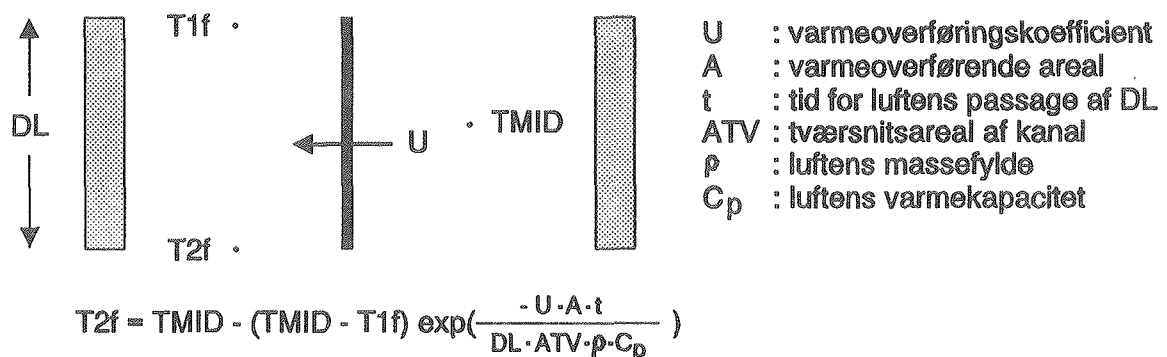
Det varmeoverførende areal mellem de to kanaler kan justeres med en faktor, der ganges på arealet af de to kanalers fælles side. For kanalpar i midten af varmeveksleren vil det nemlig

gælde, at såvel den varme som den kolde kanal vil have to sider fælles med henholdsvis en kold eller en varm kanal, og i dette tilfælde sættes arealfaktoren til 2.

På figur 2.1 er vist en opdeling af vekslerens længde i mindre delstykker, hvis antal (og dermed størrelse) kan vælges af brugeren. Derudover er der vist to ventilatorer og to elvarmelegemer, der gør det muligt at simulere dels en hjælpeventilator til at opretholde en passende ventilationsgrad i tilfælde af for lille temperaturforskel mellem ude og inde, og dels til at simulere en varmetilførsel f.eks. i aftrækskanalen til sikring af luftstrømmens retning. Hjælpeventilatorerne giver et direkte tilskud til drivtrykket, mens varmelegemet opvarmer luftstrømmen med en indirekte forøgelse af trykforskellen til følge.

Ved aktivering af programmet bedes brugeren indtaste alle nødvendige oplysninger, hvorefter den iterative process starter med en beregning af trykforskellen pga. temperaturdifferensen og eventuelle trykforøgelser fra ventilatorer. Den beregnede trykforskel benyttes til beregning af en strømningshastighed i kanalerne, hvorefter varmeoverføringskoefficienten kan beregnes. I overslagsområdet mellem laminær og turbulent strømning ($2300 < Re_D < 8000$) beregnes varmeoverføringskoefficienten som en vægtet middelværdi af den turbulente og laminære værdi.

Beregningerne udføres for hver delstrækning af kanalerne under hensyntagen til temperaturafhængigheden af luftens karakteristiske parametre (massefylde, varmeledningsevne, viskositet). På basis af de fundne varmeoverføringskoefficienter og lufthastigheden beregnes temperaturen i hver ende af de enkelte delstrækninger. Beregningsgangen, der er vist i figur 2.2, anvender middeltemperaturen i nabokanalens delstrækning til beregning af den overførte energimængde, mens der for den aktuelle kanalstrækning som begyndelsestemperatur benyttes sluttemperaturen fra forrige kanalstrækning. Sluttemperaturen beregnes ud fra luftvolumenets varmekapacitet og den tid, som et lille luftvolumen er om at passere gennem delstrækningen.



Figur 2.2 Beregning af temperaturændring i friskluftkanalen ved luftens passage gennem et delement af kanalstrækningen.

Beregningen af temperaturerne i samtlige delstrækninger gentages indtil alle temperaturer er fundet med tilstrækkelig nøjagtighed.

Når en stationær temperaturfordeling knyttet til den fundne strømningshastighed er fundet påbegyndes næste iterationstrin, hvor de nyligt beregnede temperaturer anvendes til beregning af en ny trykforskel, der igen fører til beregning af en ændret lufthastighed etc. Programmet stopper når ændringen i lufthastigheden bliver mindre end en given grænse, eller hvis programmet overskrider det maksimale antal iterationer specificeret af brugeren.

Uddata fra programmet er dels de beregnede temperaturer og den opnåede temperaturgenvindingsgrad for frisklufttilførslen beregnet efter nedenstående ligning 2.1, og dels luftskiftet beregnet i m³/h gældende for ét kanalpar.

Programmet indeholder ikke mulighed for at beregne varmeoverføring i tilfælde af kondensation i varmeveksleren.

$$\eta = \frac{T_{indbl} - T_{ude}}{T_{inde} - T_{ude}} \quad (2.1)$$

hvor η er temperaturgenvindingsgraden
 T_{indbl} er indblæsningstemperaturen målt i °C
 T_{ude} er udetemperaturen målt i °C
 T_{inde} er indetemperaturen målt i °C

3. FASTLÆGGELSE AF VARMEVEKSLERENS FUNKTION Gennem EN PARAMETERANALYSE

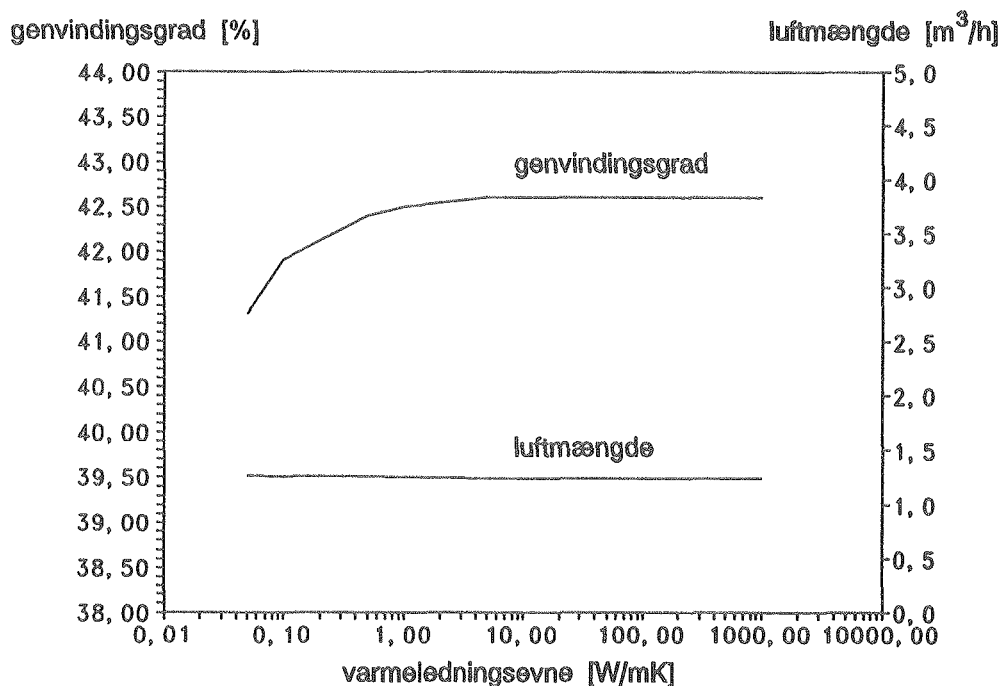
Varmevekslerens genvindingsgrad og ventilationsgraden afhænger af en række forhold som varmevekslermateriale, kanaldimensioner og -højde, temperaturforskel mellem ude og inde, eksterne trykforhold, summen af enkeltmodstande etc. I dette afsnit beskrives betydningen af hver enkelt parameter gennem sammenligning af uddata fra simuleringsprogrammet, beskrevet i afsnit 2, ved kørsel med henholdsvis forskellige parameterværdier og referencetilfældet. I henhold til beskrivelsen af simuleringsprogrammet i afsnit 2 betragtes kun ét kanalpar, hvorfor der anvendes en parameter, arealfaktoren, til beskrivelse af kanalparrets placering, idet det totale varmeoverførende areal afhænger af om kanalparret er placeret midt inde i veksleren eller udgør en af vekslerens 4 sider.

Referenceudformningen af varmeveksleren er givet ved følgende parametre:

Varmevekslermateriale:	1 mm galvaniseret stålplade varmeledningsevne = 50 W/mK
Kanaldimensioner:	kvadratisk, sidelængde = 0,035 m højde = 2,5 m
Kanalplacering:	Centralt kanalpar => arealfaktor = 2
Temperaturforhold:	Udetemperatur = 0°C Indetemperatur = 20°C
Eksterne trykforhold:	Ingen eksterne trykpåvirkninger
Enkeltmodstande:	Summen af enkeltmodstandskoefficienter = 5

3.1 Betydningen af kanalmaterialets varmeledningsevne

Betydningen af varmevekslermaterialets varmeledningsevne for genvindingsgraden er undersøgt gennem en række simuleringer med varierende varmeledningsevne for kanalmaterialet og fastholdte værdier for de øvrige parametre. Resultatet af simuleringerne er vist i figur 3.1.



Figur 3.1 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m³/h som funktion af kanalmaterialets varmeledningsevne. Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Ovenstående figur viser, at med den valgte vægtykkelse (1 mm) er kanalmaterialets varmeledningsevne næsten uden betydning for varmevekslerens effektivitet. Dette skyldes, at varme-modstanden i den kun 1 mm tykke kanalvæg er forsvindende i forhold til varmeovergangsmodstanden mellem luftstrømmene og kanalvæggen. Dog kan kanalmaterialets varmeledningsevne få en væsentlig betydning, hvis der kan opnås en flerdimensional varmetransport i veksleren i form af finnevirkning i kanalvæggene.

3.2 Betydningen af kanalmaterialets ruhed

Valg af varmevekslermateriale og samlingsmetode har indflydelse på tryktabet over varmeveksleren når strømningsformen er turbulent, idet ujævnheder i kanalvæggene øger strømningsmodstanden i kanalen. Ujævnhederne beskrives ved kanalens ruhed, der opgives i mm (værdier for typiske materialer er angivet i figur 1.4).

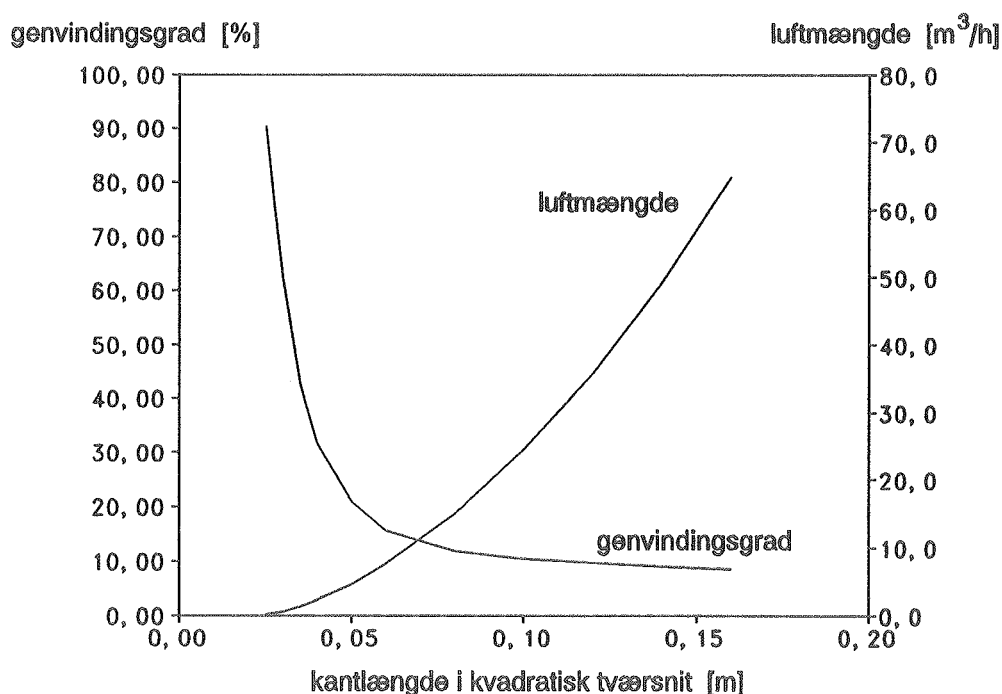
Med den valgte kanaldimension og en temperaturdifferens mellem inde og ude mindre end 40 K vil strømningen altid være laminær, hvorfor kanalens ruhed ikke får indflydelse på luftmængde og genvindingsgrad.

3.3 Betydningen af kanalernes tværsnitsudformning

Kanalernes tværsnitsudformning har stor betydning for varmevekslerens funktion, idet både det resulterende tværsnitsareal og den hydrauliske diameter har betydning for luftmængden, og størrelsen af det fælles varmeoverførende areal har betydning for genvindingsgraden.

3.3.1 Størrelsen af kanaltværsnittet

Betydningen af kanaltværsnittets størrelse er analyseret ved at ændre sidelængden i et kvadratisk kanaltværsnit. Resultatet af parameteranalysen er vist i figur 3.2.

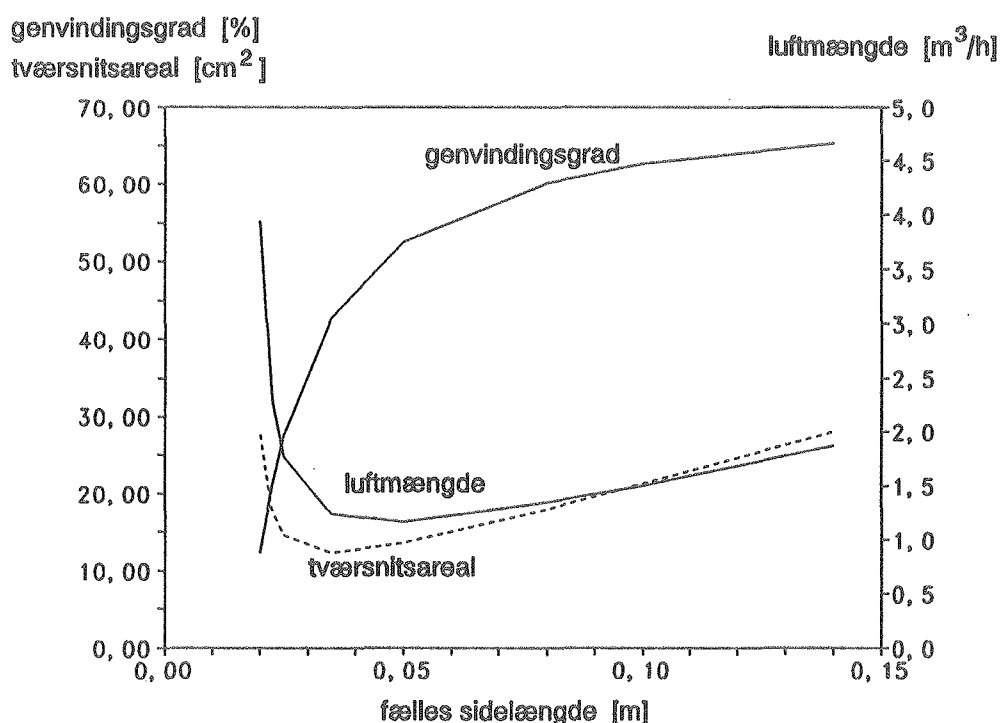


Figur 3.2 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m^3/h som funktion af sidelængden i de enkelte kvadratiske kanaler i varmeveksleren. Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Figur 3.2 viser, at både genvindingsgraden og luftmængden er kraftigt afhængig af tværsnitsarealet. Ved små kanaltværsnit er lufthastigheden gennem kanalen relativ lille, hvorfor der kan opnås en stor genvindingsgrad på grund af luftens lange opholdstid i varmeveksleren. Øges sidelængden i kanaltværsnittet øges også luftmængden, hvorved genvindingsgraden falder. Dette sker på trods af at varmeoverføringsevnen mellem varmevekslerens overflader og luftstrømmen øges ved højere lufthastigheder.

3.3.2 Forholdet mellem kanalens bredde og dybde

Det er imidlertid ikke kun tværsnitsarealet, der har betydning for genvindingsgrad og luftmængde. I den følgende analyse er den hydrauliske diameter, defineret som forholdet mellem det firedobbelte tværsnitsareal og tværsnittets omkreds, holdt konstant på 0,035 meter, hvilket svarer til referenceudformningens hydrauliske diameter. Med dette udgangspunkt er kanalparrets fælles sidelængde varieret mellem 0,02 og 0,14 m, og den tilhørende sidelængde i den rektangulære kanal er beregnet ud fra den faste hydrauliske diameter. Resultatet af analysen er vist i figur 3.3.



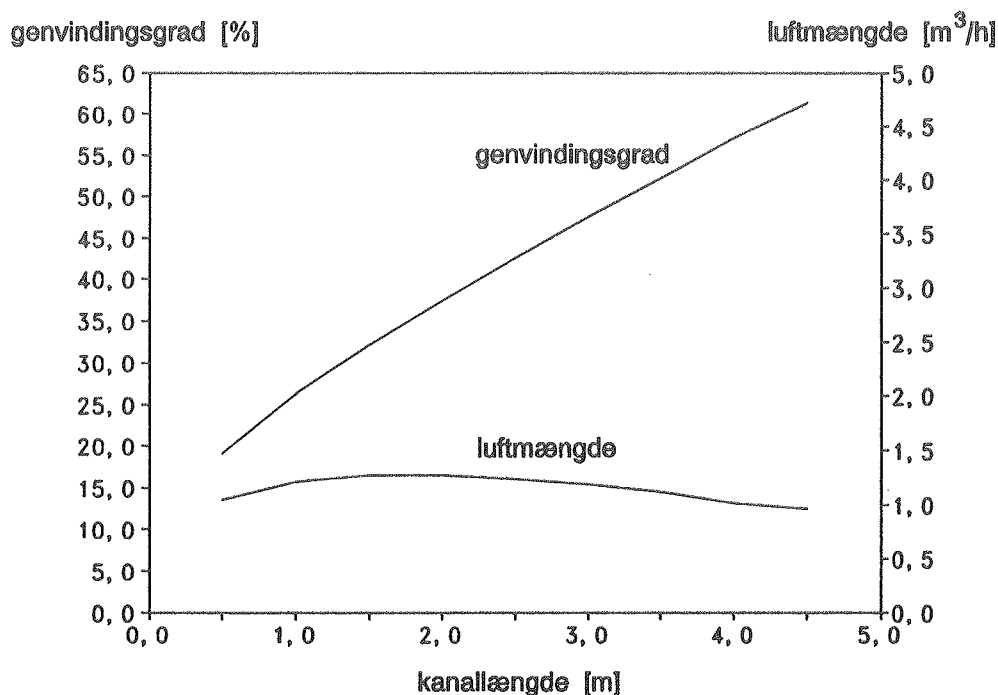
Figur 3.3 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m^3/h som funktion af sidelængden af kanalparrets fælles side ved fastholdt hydraulisk diameter på 0,035 m. Det resulterende tværsnitsareal målt i cm^2 er vist som en stiplet linie. Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Resultatet af parameteranalysen er, at tværsnitsarealet er den bestemmende faktor for størrelsen af luftmængden, der strømmer gennem varmeveksleren, hvorimod det er det varmeoverførende areal mellem de to kanaler, der primært bestemmer genvindingsgraden.

3.4 Betydningen af kanalhøjden

En ændring af varmevekslerens højde betyder en ændring af det varmeoverførende areal, der har en stor indflydelse på genvindingsgraden. Indflydelsen på luftmængden er derimod mere kompleks, idet en forøgelse af varmevekslerhøjden øger tryktabet gennem varmeveksleren,

men samtidig øges det drivende tryk på grund af den større højde. Sidstnævnte forhold modvirkes dog af den forøgede genvindingsgrad, der resulterer i en mindre forskel i middeltemperaturen mellem de to luftøjler. Figur 3.4 viser resultatet af en parametervariation af varmevekslerhøjden.



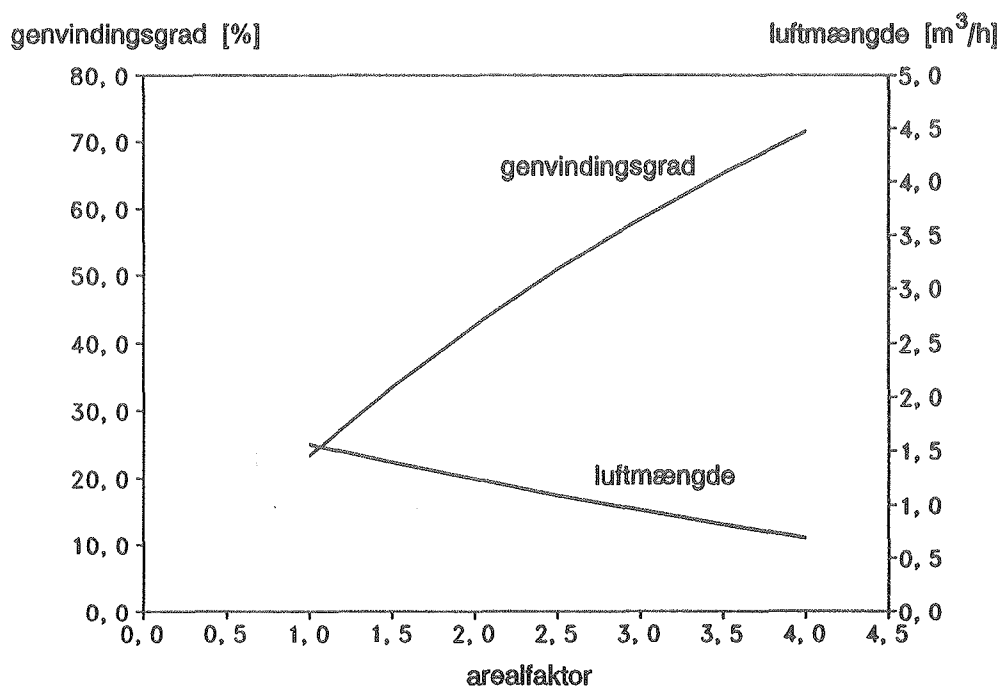
Figur 3.4 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m³/h som funktion af varmevekslerhøjden. Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Parameteranalysen viser, at med de valgte værdier af kanaludformning og temperaturdifferens øges luftmængden indtil en kanalhøjde på ca. 2 meter, hvorefter luftmængden igen aftager. Dette skyldes den øgede varmevekslereffektivitet og dermed mindre forskel i middeltemperaturen af de to luftøjler, hvorved drivtrykket mindskes. Den stigende varmevekslereffektivitet skyldes forøgelsen af det varmeoverførende areal ved øget højde af varmeveksleren.

3.5 Betydningen af det varmeoverførende areals størrelse

Det varmeoverførende areals størrelse reguleres med arealfaktoren, beskrevet tidligere i dette kapitel. Areal faktoren er en konstant der ganges på arealet af den varmeoverførende flade, der indgår i parameteranalysen. En arealfaktor på 1 vil svare til, at kanalparret udgjorde hele varmeveksleren således, at der kun blev overført varme via deres fælles side. Sidder kanalparret derimod inde midt i varmeveksleren, vil den tilhørende arealfaktor være lig med 2, idet hver af kanalerne også vil udveksle varme med de modstående kanaler. I parameteranalysen, hvis resultat er vist i figur 3.5, er arealfaktoren varieret mellem 1 og 4, selvom dette ikke kan knyttes direkte til en fysisk placering af kanalparret, men derimod kan anvendes til at

beskrive en øget varmeoverføringsevne f.eks. på grund af flerdimensional varmeledning (finnevirkning).

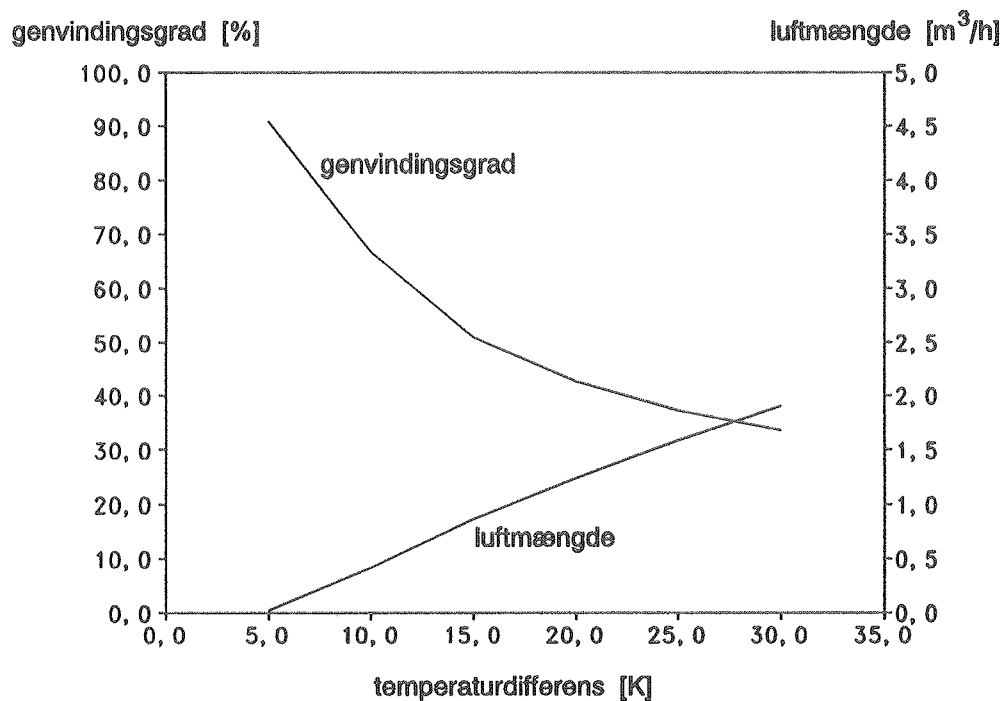


Figur 3.5 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m³/h som funktion af det varmeoverførende areals størrelse, angivet ved arealfaktoren, der er udtryk for det varmeoverførende areals størrelse i forhold til det fysiske areal af kanalparrets fælles side. Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Som det fremgår af figur 3.5 har størrelsen af det varmeoverførende areal stor betydning for genvindingsgraden, mens indflydelsen på luftmængden er mere beskeden. Dette viser også, at hvis varmeoverføringskoefficienten mellem de to luftstrømme kan øges uden at ændre kanalernes strømningsmæssige forhold, kan varmevekslereffektiviteten øges uden at det får alvorlig betydning for ventilationsmængden.

3.6 Betydningen af temperaturforskellen

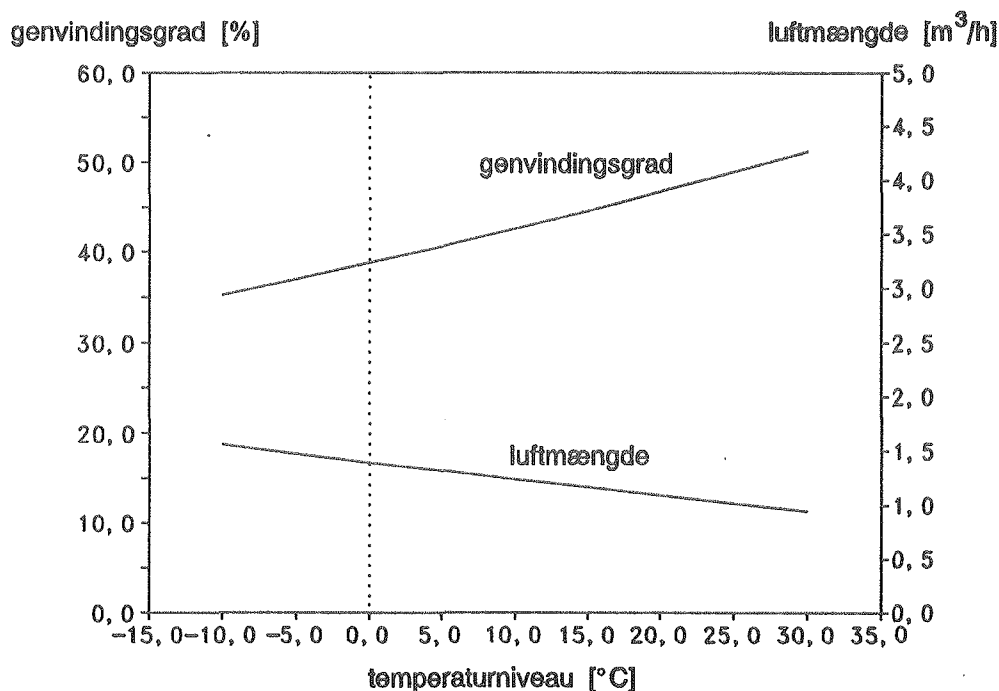
Det drivende tryk, der er årsag til at luften strømmer gennem varmeveksleren, skyldes udelukkende temperaturforskellen mellem udeluften og rumluften indendørs. Således vil der om vinteren kunne opnås en stor ventilationsmængde, mens luftcirkulationen om sommeren næsten vil gå i stå. Figur 3.6 viser dette forhold og betydningen for varmevekslereffektiviteten.



Figur 3.6 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m³/h som funktion af temperaturforskellen mellem ude og inde (middeltemperaturen er konstant 10°C). Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

3.7 Betydningen af temperaturniveauet

I ovenstående analyse af temperaturdiffærensens betydning for varmevekslerens funktion er middelværdien af ude- og indetemperaturen holdt konstant. Imidlertid vil temperaturniveauet også have betydning for genvindingsgraden og ventilationsmængden, idet lufts massefylde og viskositet varierer kraftigt med temperaturen. Der er derfor udført en analyse, hvor temperaturdiffærensen er fastholdt på 20 K, mens middeltemperaturen varieres fra -10°C til 30°C. Resultatet af analysen er vist i figur 3.7.

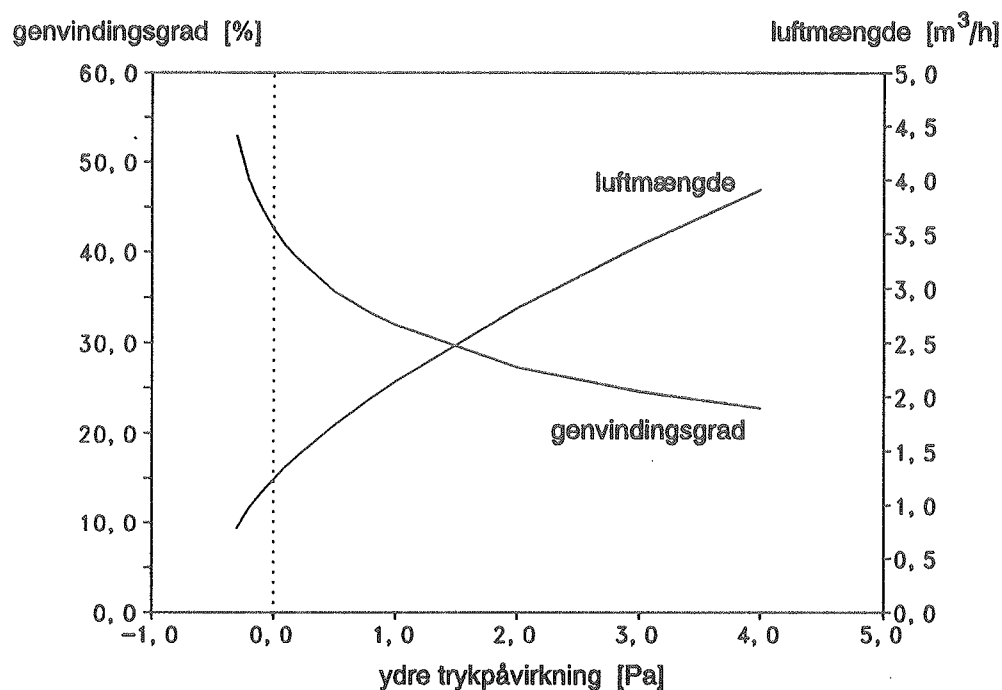


Figur 3.7 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m³/h som funktion af middelværdien af ude- og indetemperatur (temperaturdifferensen er konstant 20 K). Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Analysen viser, at temperaturniveauet har en betydelig indflydelse på varmevekslerens funktion, hvor den laveste genvindingsgrad optræder ved lave udetemperaturer, dvs. i vinterhalvåret, hvor genvindingen er mest påkrævet. En del af faldet i genvindingsgraden skyldes dog den øgede luftmængde, der i praksis kan reguleres ved anvendelse af egnede spjæld.

3.8 Betydningen af eksterne trykforhold

Den endelige udformning af varmeveksleren kan have betydning for eksterne trykpåvirkninger, der har indflydelse på ventilationsmængden og genvindingsgraden. Især varmevekslerens øvre afslutning, der er udsat for vindpåvirkninger, kan få stor betydning. Således vil et vindtryk på indsugningsåbningen og vindsug på afkaståbningen føre til en positiv trykdifferens, der vil øge luftgennemstrømningen gennem varmeveksleren og mindske genvindingsgraden. Dette problem kan til en vis grad løses ved passende udformning af toppen på ventilationssystemet eller ved indbygning af trækstyrede spjæld. Imidlertid vil en lille trykdifferens næppe kunne undgås, hvorfor der er foretaget en analyse af små trykdifferensers betydning for anlæggets funktion. Resultatet er vist i figur 3.8.

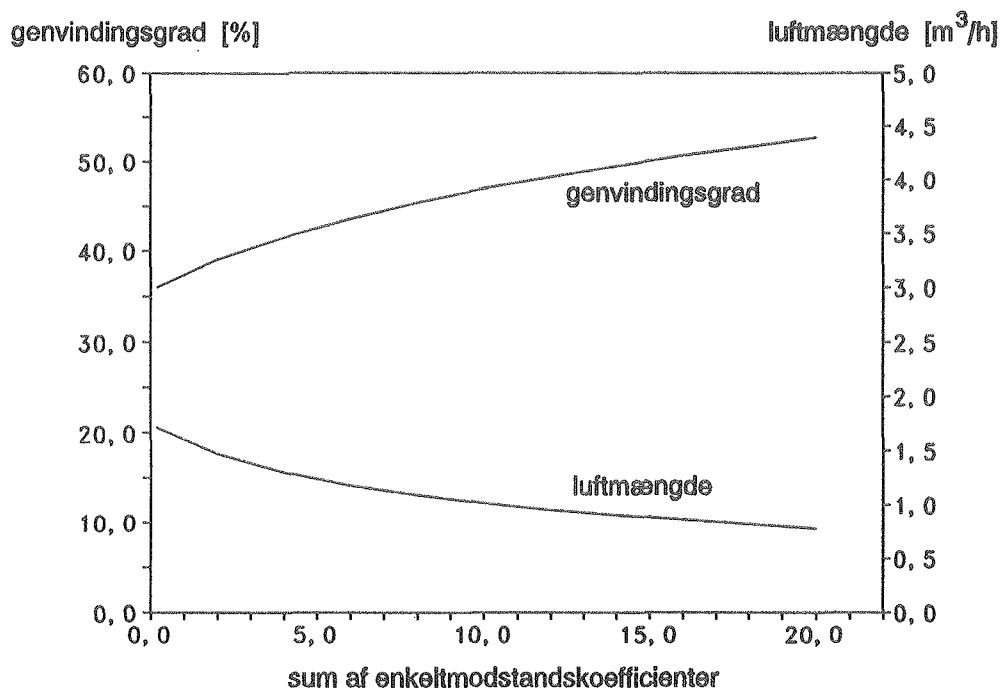


Figur 3.8 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m^3/h som funktion af eksterne trykpåvirkninger målt i Pa. Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Resultatet af analysen er, at forholdsvis små eksterne trykdifferenser over varmeveksleren, sammenlignet med den drivende trykforskel pga. temperaturforskellen, har stor betydning for genvinderens effektivitet. For negative trykdifferenser under $-0,3 \text{ Pa}$, dvs. trykforhold der virker imod strømmingen, vil ventilationen gå i stå.

3.9 Betydningen af summen af enkeltmodstandskoefficienter

Ventilationsmængden og genvindingsgraden afhænger af den samlede strømningsmodstand gennem ventilationssystemet. Strømningsmodstanden består af friktionstab i kanalerne samt tab ved ind- og udløb samt retnings- og tværsnitsændringer, der alle benævnes enkelttab. Størrelsen af disse tab karakteriseres ved modstandskoefficienten, der ved multiplikation med luftstrømmens dynamiske tryk giver enkelttabet over komponenten (se afsnit 1.2). Ved beregning af enkelttabet anvendes det dynamiske tryk svarende til lufthastigheden i kanalen. Betydningen af enkelttabene er analyseret ved at variere summen af modstandskoefficienterne i ventilationssystemet. Resultatet er vist i figur 3.9.



Figur 3.9 Genvindingsgraden i % og luftmængden i m³/h som funktion af summen af modstandskoefficienter relateret til retningsændringer samt ind- og udløb. Øvrige parametre svarende til referenceudformningen.

Figur 3.9 viser, at genvindingsgraden stiger med stigende størrelse af modstandskoefficienterne, hvilket skyldes den faldende lufthastighed, hvorved varmeudvekslingen mellem de to luftstrømme sker over en længere tidsperiode.

3.10 Sammenfatning

De udførte parameteranalyser viser at der kan opnås meget høje genvindingsgrader ved valg af små kanaltværsnit, men samtidig reduceres luftmængden betydeligt. En mere fordelagtig måde at øge genvindingsgraden på, er at anvende aflange kanaltværsnit, hvorved det varmeoverførende areal øges uden at mindske luftmængden. Ligeledes kan varmevekslerhøjden øges med større varmeoverførende areal tilføje, men samtidig øges strømningsmodstanden på grund af den øgede friktion.

Kanalmaterialets varmeledningsevne har kun lille betydning for genvindingsgraden, sålænge der anvendes tynde konstruktioner, idet den termiske modstand mellem de to luftstrømme på hver side af kanalvæggen primært udgøres af overgangsmodstandene mellem luften og kanalvæggen. Dog kan kanalmaterialets varmeledningsevne få en væsentlig betydning, hvis der kan opnås en flerdimensional varmetransport i veksleren i form af finnevirkning i kanalvæggene. En forøgelse af det varmeoverførende areal uden fysisk at ændre på kanalernes tværsnit er en effektiv måde at øge genvindingsgraden.

Temperaturforskellen, der er den drivende kraft for ventilationen, har stor betydning for hvor stor en luftmængde, der strømmer gennem varmeveksleren. En stor lufthastighed betyder kortere tidsrum for varmeoverføringen og dermed falder genvindingsgraden, selvom varmeoverføringskoefficienten mellem luften og kanalvæggen øges ved stigende lufthastighed. Temperaturniveauet, defineret som middeltemperaturen mellem ude og inde, har knap så stor betydning, men lavere middeltemperatur medfører større lufthastighed gennem veksleren på grund af mindre friktion med deraf faldende genvindingsgrad. Tilsvarende indirekte påvirkning af genvindingsgraden fås fra eksterne trykpåvirkninger f.eks. fra vindpåvirkning af vekslerens top eller ved ændrede tryktabsforhold i ventilationssystemet f.eks. i form af tryktab i spjæld etc.

4. FORSØGSOPSTILLING

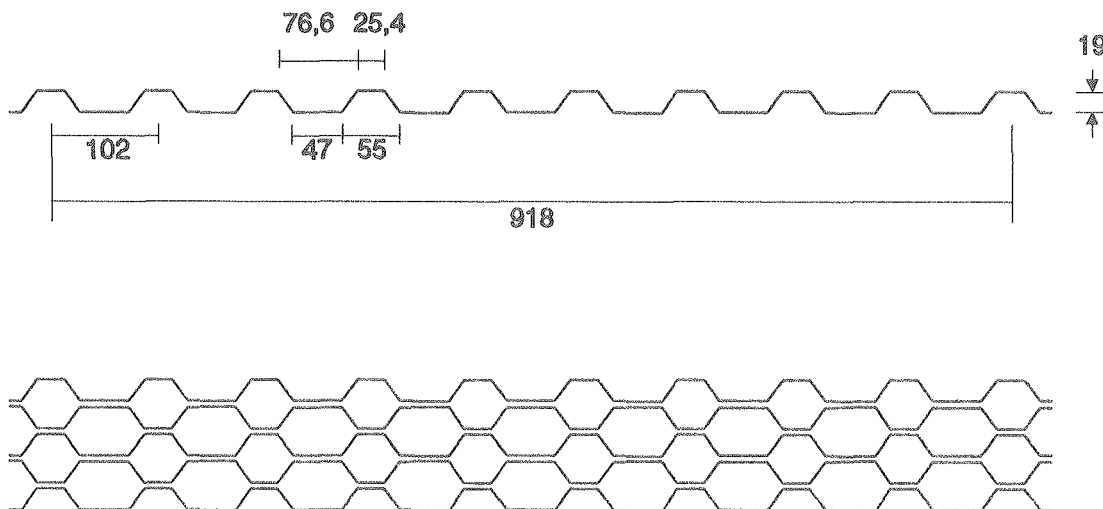
Baseret på resultaterne fra parameteranalysen er der blevet designet og konstrueret en prototype på en varmevekslerenhed til montage i Laboratoriets lavenergi-eksperimenthus, der er kendetegnet ved en god lufttæthed. En god lufttæthed er en forudsætning for opnåelse af tilstrækkeligt drivtryk over varmeveksleren. Der er i dette projekt ikke foretaget en analyse af det maksimalt tilladelige lækageareal for bygningen.

4.1 Prototypekonstruktion

Den endelige udformning af prototypen er fremkommet som et samspil mellem de udførte parameteranalyser og de fysiske begrænsninger, der ligger i at skulle konstruere én enhed med de tekniske faciliteter Laboratoriet råder over.

Designparametrene for den valgte udformning er en temperaturvirkningsgrad på 40-50% ved en temperaturforskel på 10 K mellem ude og inde. Derudover ønskes ved samme temperaturforhold en luftmængde på 70-80 m³/h, hvilket svarer til et luftskifte i målerummet på ca. 0,5 h⁻¹.

En forholdsvis let tilgængelig metode til opbygning af en varmeveksler med mange adskilte kanaler er at anvende profilerede plader, der ved samling vil danne lukkede kanaler. Prototypen er derfor opbygget af 0,4 mm galvaniserede trapez-stålplader, der samles med fugeudfyldende lim således, at der fremkommer lufttætte adskilte kanaler (se figur 4.1).



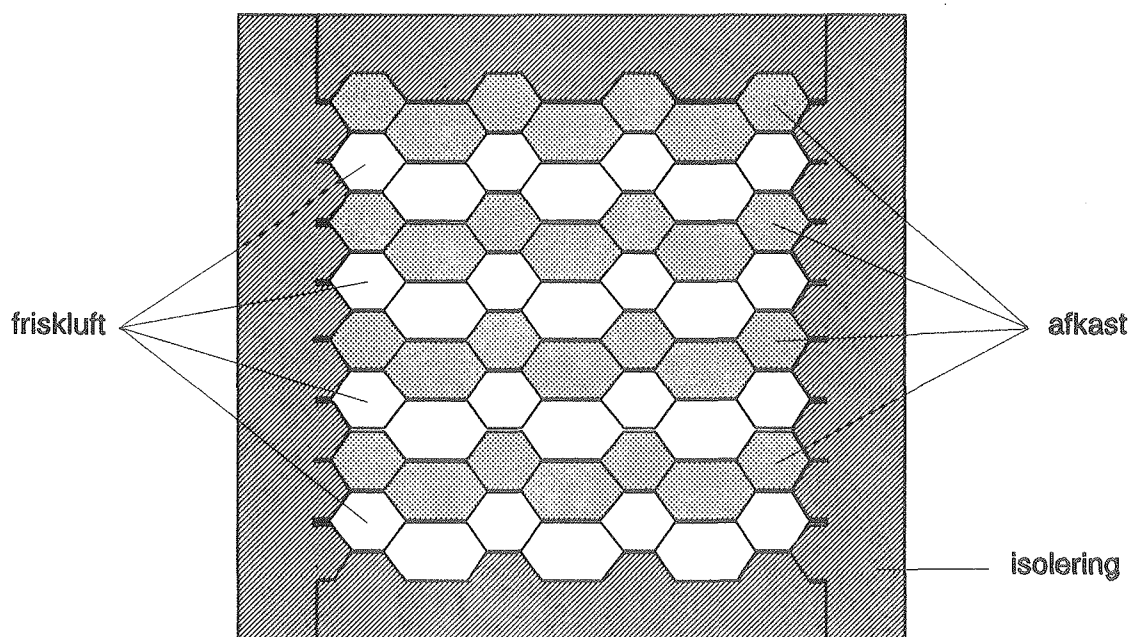
Figur 4.1 Tværsnit af trapezplade (øverst) og tværsnit der viser samling af fem trapezplader, hvorved der fremkommer flere adskilte kanaler (nederst).

Profileringen (figur 4.1) resulterer i to forskellige kanaltværsnit - et hvor bredden er ca. dob-

belt så stor som dybden, og et der er mere "kvadratisk". Beregninger udført med simuleringssprogrammet viser, at der som middel af de to kanaltværsnit kan opnås en genvindingsgrad på ca. 35 % og en luftmængde på ca. 2,4 m³/h pr. kanalpar ved en temperaturdifferens på 10 K. Beregningerne er udført for en varmevekslerhøjde på 2,5 meter, der svarer til pladelængden. Med den beregnede luftmængde kræves der ca. 30 kanalpar til opnåelse af designværdien for luftsiftet på 70-80 m³/h.

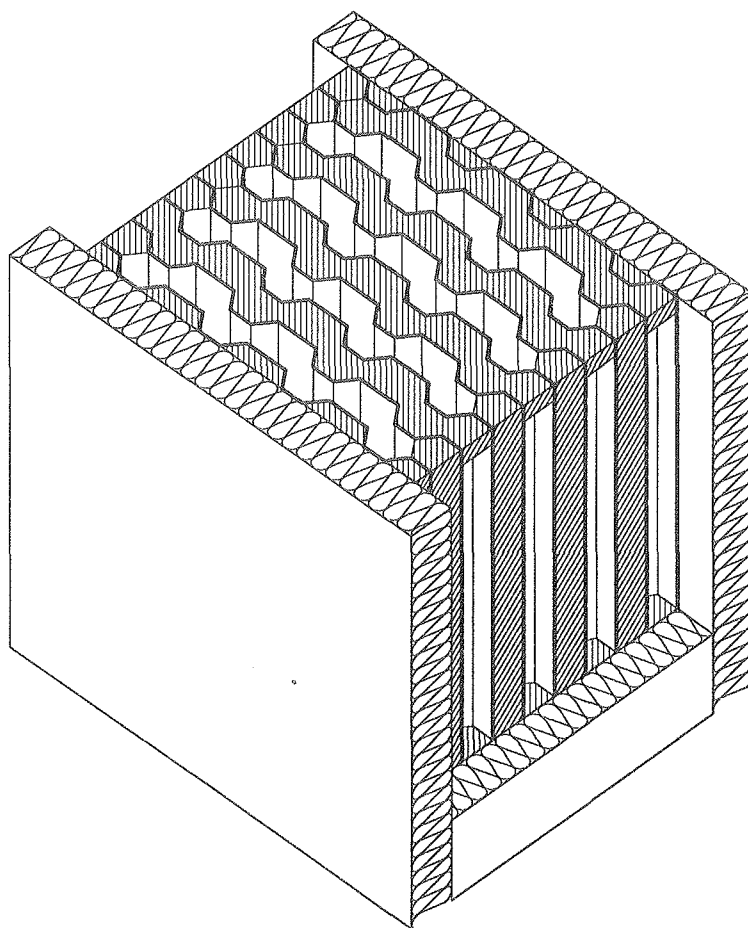
Den beregnede genvindingsgrad svarer ikke helt til designværdien, men det viste trapezpladeprofil blev alligevel valgt på grund af, at det er et standardprodukt, der er nemt at fremskaffe, og som nemt kan samles, som ovenfor beskrevet. Der indføres hermed en afvigelse i forhold til de udførte beregninger, idet kanaltværsnittene hverken bliver kvadratiske eller lige store. Den hydrauliske diameter for de store tværsnit er 0,049 m og for de små tværsnit 0,042 m.

Ønsket om en kompakt og statisk stabil varmevekslerenhed medfører, at hver trapezplade deles en gang på langs, hvorved varmevekslerens ydre dimensioner bliver ca. 0,4 m × 0,35 m. Det samlede tværsnit af varmeveksleren indeholder 2 × 28 kanaler (se figur 4.2).



Figur 4.2 Samlet tværsnit af varmeveksleren.

Adskillelsen af frisklufttilførselen og afkastluften opnås ved at anvende to forskellige pladelængder, hvor hver anden plade er afkortet til ca. 1,7 m. Herved opstår der 8 adskilte lag, der hver er opdelt i 7 parallelle kanaler. Foroven lukkes hver anden af de vandrette 8 åbninger med en prop af polystyrenskum. Tilsvarende lukkes siderne på de lag der ikke er afproppet for oven, hvorved det opnås, at hvert andet lag i varmeveksleren har en fri åbning pegende lodret opad, og hvert andet lag har en fri åbning til hver side af veksleren (se figur 4.3).

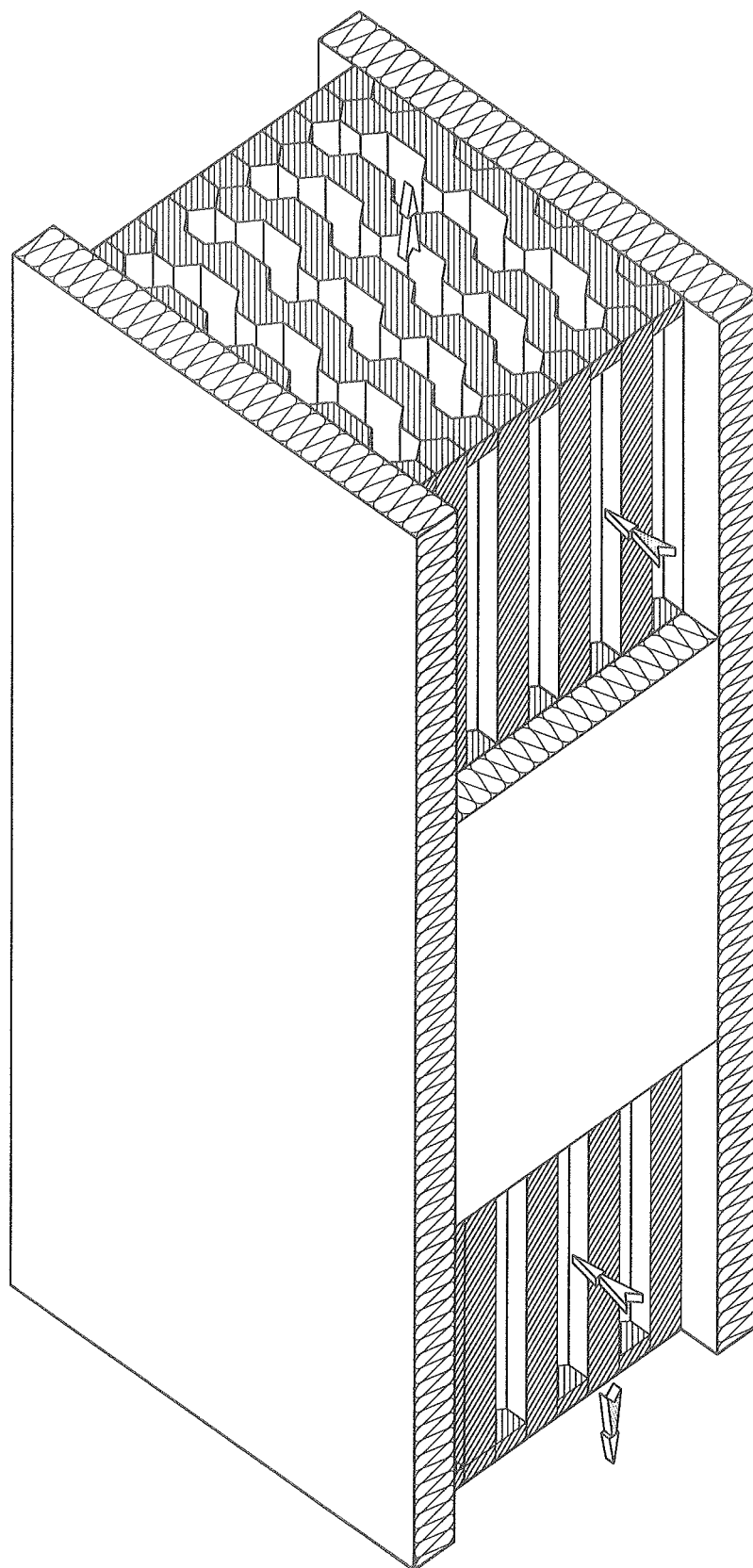


Figur 4.3 Detalje af varmevekslerens top.

Tilsvarende udformning anvendes ved konstruktion af vekslerens nederste åbninger, hvor der imidlertid byttes rundt således, at det lag, der er lukket i siden ved vekslerens top, lukkes vandret af ved vekslerens bund. Hermed er luftstrømmene adskilt fra hinanden, idet den varme afkastluft strømmer ind gennem åbningerne i siden ved vekslerens bund og forlader vekslerens top gennem de lodrette åbninger her. Tilsvarende ledes friskluften ind gennem sideåbningerne i vekslerens top og ud gennem åbningerne i bunden af denne.

Den beskrevne konstruktion er valgt, fordi den minimerer risikoen for kortslutning af de to luftstrømme, idet den varme afkastluft forlader varmeveksleren i dennes top og på grund af temperaturforskellen til udeluften vil fortsætte opad. Tilsvarende vil den kolde luft der forlader vekslerens bund fortsætte sin bevægelse nedad ved mødet med den varme rumluft.

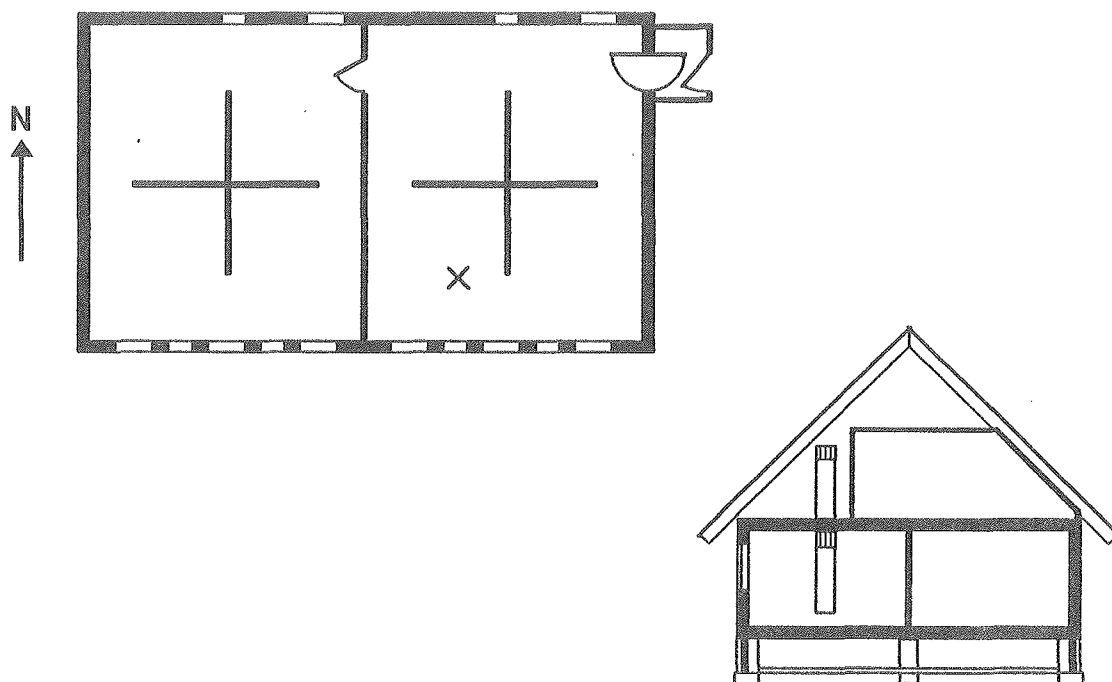
Efter at varmeveksleren er samlet, isoleres den med 50 mm stive polystyrenplader for at mindske indflydelsen fra omgivelsernes temperatur på de yderste kanalers effektivitet. Varmvekslerens samlede funktion og opbygning er skitseret i figur 4.4.



Figur 4.4 Skitse af funktion og opbygning af varmevekslerprototype til naturlig ventilation med varmegenvinding.

4.2 Beskrivelse af måleopstilling

Varmeveksleren er placeret i Laboratoriets lavenergi-eksperimenthus, der har et grundareal på ca. 120 m² opdelt i to lufttæt adskilte lige store rum. Tagkonstruktionen har 45° hældning og rummer en række nordvendte kontorer samt et stort uisolereet sydvendt tagrum. Grundplan og lodret tværsnit af huset er vist i figur 4.5.

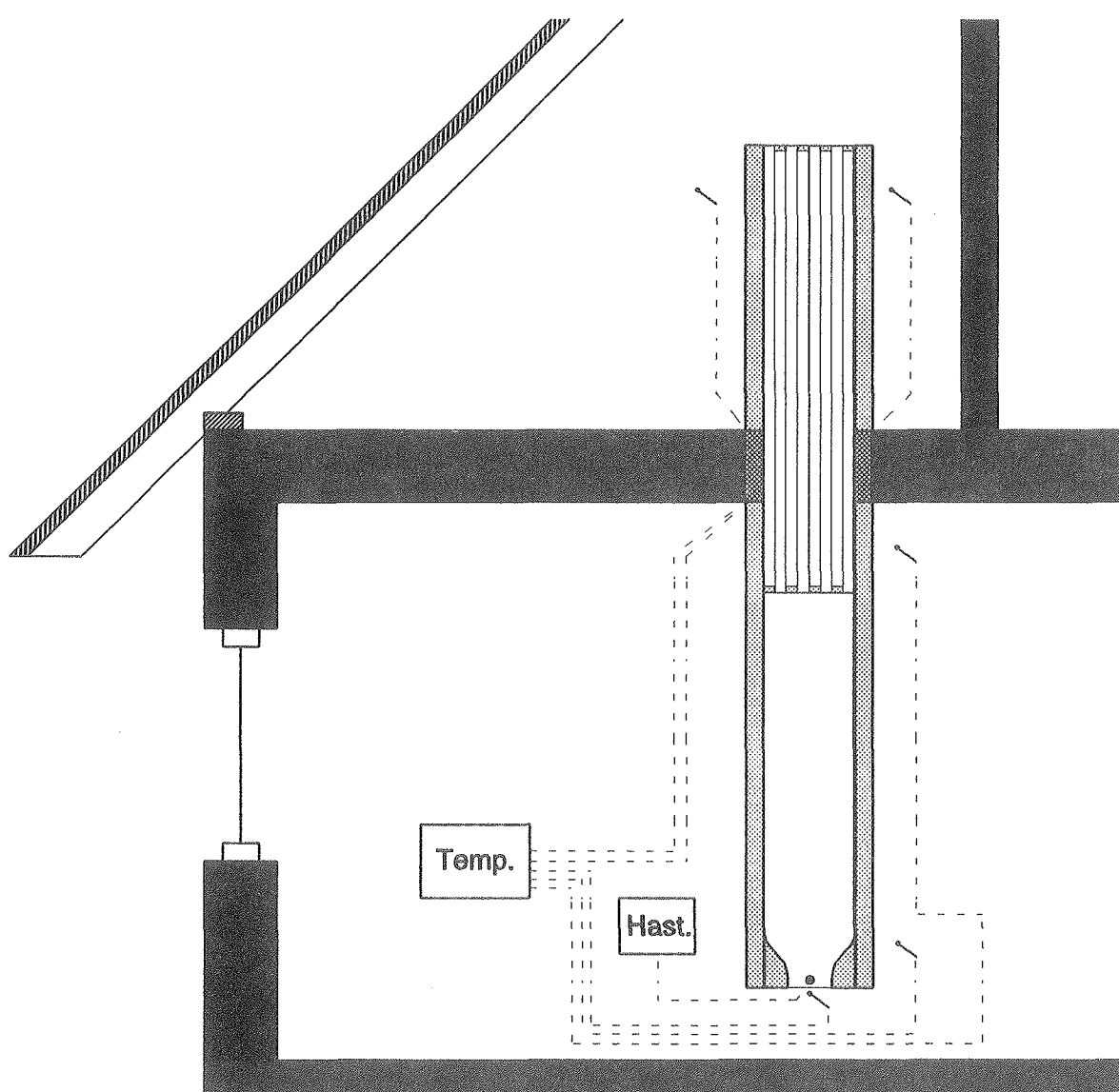


Figur 4.5 Grundplan og lodret tværsnit i Laboratoriets lavenergi-eksperimenthus. Varmevekslerens placering er markeret med et kryds på grundplanen.

Varmeveksleren, der er placeret i det østlige rum som vist i figur 4.5, er ført gennem etageadskillelsen til det uisolerede loftsrum, der vil have en temperatur meget tæt på udetemperaturen, når der ses bort fra dage med solskin. Placeringen af varmeveksleren med friskluftindtag i loftsrummet er valgt på grund af nem og billig installation med henblik på gennemførelse af effektivitetsmålinger. Placeringen vil ikke være hensigtsmæssig i forbindelse med færdige anlæg på grund af meget varierende temperaturforhold i loftsrummet ved solpåvirkning. Ligeledes vil der kunne opstå skader i tagkonstruktionen på grund af fugt, når den varme og fugtige rumluft kondenserer på tagfladen.

Varmeveksleren er monteret således at de nederste ca. 0,4 m, hvilket svarer til højden af de åbne spalter i siden, netop hænger frit under loftet i stueetagen. Inden loftsgennemføringen forsegles med PU-skum er der trukket en række termoelementtråde til måling af lufttemperaturer i loftsrummet.

I stueetagen føres friskluften videre i en isoleret kanal til en højde af ca. 0,4 m over gulvniveau. Kanalen er lavet af 50 mm polystyrenplader med indvendige mål svarende til varmevekslerdelens ydre dimensioner. Kanalen har dels til formål at øge drivtrykket, som beskrevet i afsnit 1.1, og dels at danne et målekammer, der samler luftstrømmen fra de enkelte kanaler til en fælles luftstrøm. Den samlede luftmængde gennem varmeveksleren kan da bestemmes ved måling af lufthastigheden over kanaltværsnittet, og 5 termoelementer monteret jævnt fordelt over tværsnittet anvendes til bestemmelse af frisklufttemperaturen efter varmegenvindingen. Sideløbende med termoelementmålingerne er der foretaget kontrolmålinger med kviksølvtermometre. Lufthastigheden er målt med Brüel & Kjær Type 1213 Indeklima Analysator, hvor kun lufthastighedsføleren er anvendt. En principskitse af måleopstillingen er vist i figur 4.6.



Figur 4.6 Principskitse af måleopstilling. Lodret snit vinkelret på de parallelle lag i varmeveksleren.

Af figur 4.6 fremgår det, at der er lavet en reduktion af kanaltværsnittet ved kanaludmundingen, hvilket skyldes, at de første målinger viste en næsten konstant temperatur efter genvinderen uafhængig af udetemperaturen. En nærmere analyse af strømningsmønsteret ved hjælp af røgampuller viste en kraftig modsatrettet strømning af rumluft op i den isolerede kanal. Herefter blev der monteret en blænde, der reducerer tværsnitsarealet til samme størrelse som summen af friskluftkanalernes areal i varmeveksleren. En kontrolmåling viste dels at temperaturprofilen over kanalens tværsnit ikke som før var fladt, men derimod afspejlede en laminar strømning, hvor der på grund af varmevekslerens udformning vil være en temperaturgradient mellem varmevekslerens to sider, og dels at temperaturen var afhængig af udetemperaturen.

5. PROTOTYPENS FUNKTION - MÅLT OG BEREGNET

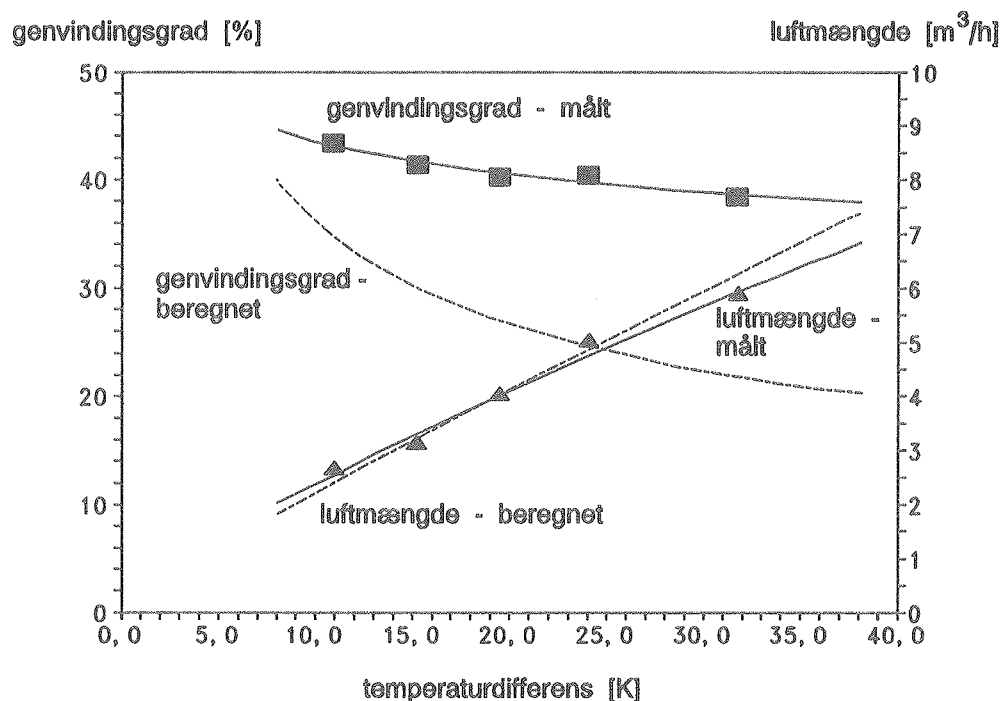
5.1 Genvindingsgrad og luftmængde

Prototypens funktion er fastlagt gennem en række enkeltmålinger af temperaturer og lufthastigheder under forskellige temperaturdifferenser over klimaskærmen. Målingerne er foretaget på dage uden solskin og med svag vind - oftest om morgenen inden solen har nået at påvirke temperaturen i det sydvendte loftsrum, hvor varmeveksleren er placeret. Den målte lufthastighed er omregnet til en volumenstrøm ved multiplikation med åbningsarealet 0,4 meter over gulv. Der er i flere tilfælde foretaget en kontrol af strømningens fordeling over tværsnittet vinkelret på måleplanet, uden at der er påvist nogen signifikant forskel i lufthastigheder målt ved åbningens sider og ved midten. Det må herudfra konkluderes, at luftstrømningen kan betragtes som to-dimensional, og at den beregnede volumenstrøm beskriver den faktiske volumenstrøm med god nøjagtighed.

De målte værdier af volumenstrøm og temperaturvirkningsgrad er gengivet på kurveform i figur 5.1 sammen med de teoretiske værdier beregnet med det udviklede edb-program. Ved anvendelse af edb-programmet er summen af enkeltmodstandskoefficienter estimeret ud fra målingerne, idet størrelsen af enkeltmodstande er vanskelige at forhåndsvurdere. For hver forsøgsserie er således itereret på summen af enkeltmodstandskoefficienter, indtil den beregnede og den målte volumenstrøm stemmer overens. Den endelige enkeltmodstandskoefficient er fundet til 1,52 ved midling over samtlige forsøgsserier. Variationen mellem de enkelte forsøgsserier er temmelig stor, idet summen af enkeltmodstandskoefficienter dækker intervallet $[0,6 ; 2,1]$. Den store variation kan skyldes ydre trykpåvirkninger på grund af let vindpåvirkning, idet selv små trykforskelle har stor betydning for volumenstrømmen (figur 3.8).

Kurven over de beregnede værdier er fremkommet ved midling af to beregninger udført for henholdsvis det store og det lille kanaltværsnit. Ved angivelse af kanaldimensioner er der gået ud fra den faktiske hydrauliske diameter og en fast kanaldimension på den smalle led på 0,038 m svarende til de geometriske forhold. Ud fra disse værdier er kanalens bredde beregnet til ca. 0,070 m for det store tværsnit og 0,046 m for det lille tværsnit. Beregningen af volumenstrømmen foretages med det reelle tværsnitsareal.

Målte og beregnede værdier er vist som funktion af temperaturdifferensen, men det skal bemærkes, at temperaturniveauet (middeltemperaturen mellem ude og inde) er forskellig fra måleserie til måleserie.

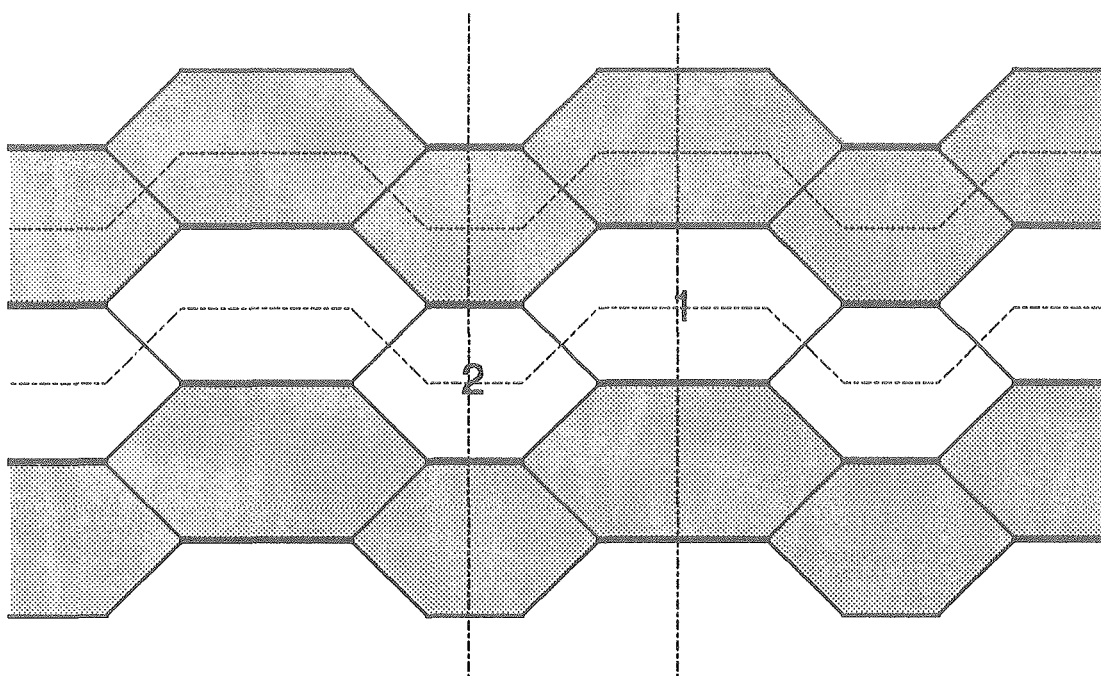


Figur 5.1 Målte og beregnede værdier af luftmængde [m^3/h pr. kanalpar] og temperaturgenvindingsgrad [%] for varmevekslerprototype.

Figur 5.1 viser en god overensstemmelse mellem beregnede og målte værdier for volumenstrømmen på trods af, at resultaterne i figur 5.1 er beregnet med en fast fælles værdi for enkeltmodstandskoefficienten på 1,52. Derimod er der stor forskel imellem beregnede og målte genvindingsgrader. Idet de beregnede volumenstrømme stemmer nogenlunde overens med målingerne, er lufthastigheden i kanalerne beregnet med en god nøjagtighed, hvilket betyder, at luftens opholdstid i varmeveksleren også er rimelig korrekt. Sammenholdes dette med parameteranalysen beskrevet i afsnit 3, hvor luftens opholdstid og det varmeoverførende areal viste sig at være de primære faktorer bestemmende for genvindingsgraden, tyder mållinjerne på, at det varmeoverførende areal eller varmeoverføringskoefficienten mellem luftstrøm og skillevæg er større end beregnet.

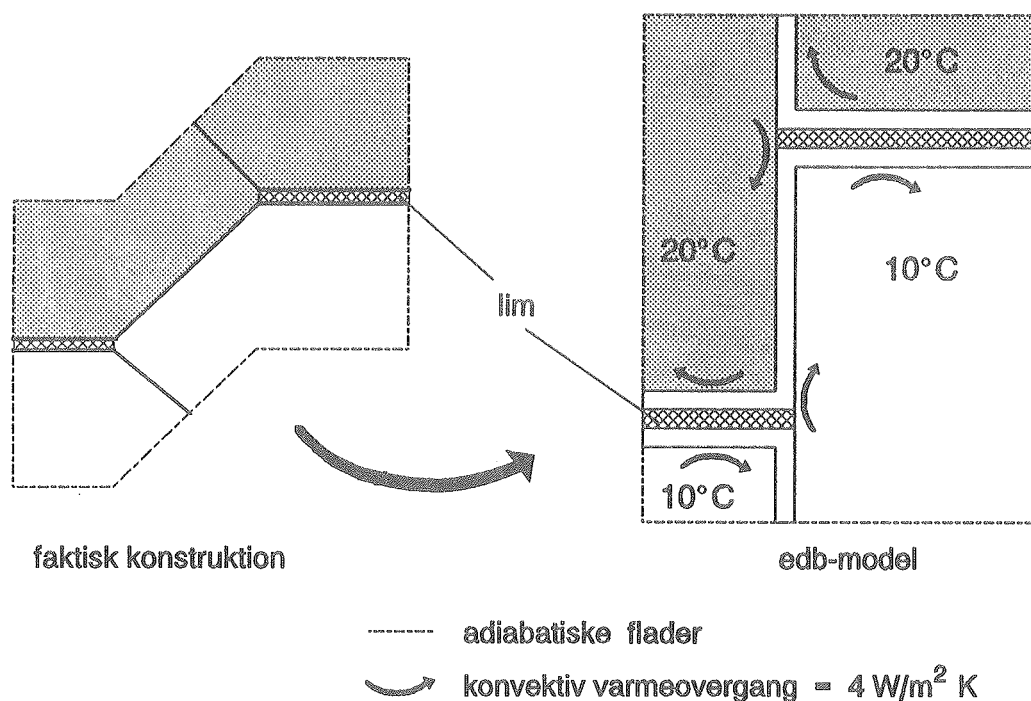
Med hensyn til størrelsen af det varmeoverførende areal er der regnet med en fælles sidelængde på henholdsvis ca. 0,07 m og 0,046 m afhængig af kanaltværsnittet. Disse størrelser er beregnet ud fra ønsket om en korrekt beskrivelse af den hydrauliske diameter, hvilket imidlertid fører til en grov tilnærmelse ved beregning af det varmeoverførende areal. Betragtes et vandret snit i varmevekslerens centrale del, se figur 5.2, er den fælles varmeoverførende flade for kanal 1 på den ene side væsentlig større end på den modstående side, hvilket imidlertid modsvarer af det omvendte forhold for kanal 2 (figur 5.2). Beregnes den samlede varmeoverførende perimeterlængde, defineret ved den del af kanalens omkreds der støder op til kanaler med en anden temperatur, for kanal 1 og divideres med 2 for at danne middellængden for én side, findes en middellængde på ca. 0,071 m, hvilket ligger meget tæt på den anvendte størrelse i beregningerne.

En anden faktor, der kan have indflydelse på det effektive varmeoverførende areal, er varmeledning i de kanalvægge, der ikke er medregnet på grund af ens temperatur på begge sider, f.eks. mellem kanal 1 og kanal 2 i figur 5.2. Kanalvæggen vil på grund af, at dens ender er i termisk kontakt med et koldere/varmere område end kanalvæggens frie sider, overføre varme ved ledning i kanalvæggens plan til den forbistrømmende luft.



Figur 5.2 Vandret snit i varmevekslerens centrale del. De rastede kanaltværsnit angiver kanaler for afkastluften (varm luft). De stiplede linier angiver snitlinier, der kan betragtes som adiabatisk flader.

En nærmere analyse af varmeledningsforholdene er foretaget ved anvendelse af et edb-program til beregning af stationære to-dimensionale temperaturfelder. Betragtes et udsnit af varmeveksleren svarende til området afgrænset af de fire snitlinier i figur 5.2, kan der opbygges en to-dimensional model som vist i figur 5.3.



Figur 5.3 Opbygning af edb-model for simulering af varmestrømmene i varmeveksleren. I den viste model er de enkelte lagtykkelser tegnet lige store, men i programmet defineres dimensionerne svarende til deres fysiske størrelse.

Den konvektive varmeoverførselssevne er angivet i figur 5.3 til $4 \text{ W/m}^2\text{K}$, hvilket er en repræsentativ værdi ved de forekommende lufthastigheder. Der er endvidere regnet med faste temperaturer i friskluft og afkast. Temperaturerne skal ikke tages for sande værdier, men da formålet er at sammenligne den én-dimensionale og den to-dimensionale varmeoverføringskoefficient, er temperaturdifferensen uden betydning. Den én-dimensionale varmeoverføringskoefficient beregnes på basis af varmeledningstallene i tabel 5.1 og det samlede areal af kanalstrækninger, hvorover der er en temperaturdifferens. Tilsvarende beregnes den to-dimensionale varmeovergangskoefficient ud fra den samlede to-dimensionalt beregnede varmeoverføring og det ovenfor beskrevne areal.

Tabel 5.1 Anvendte materialeværdier og godstykkelser.

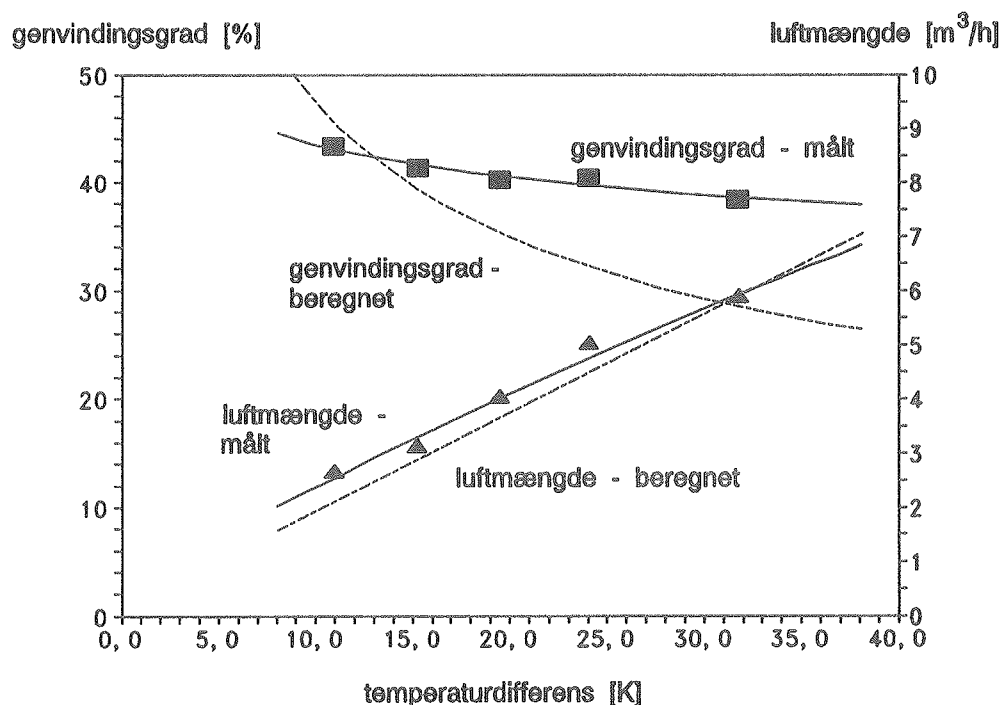
Materiale	Tykkelse [mm]	Varmeledningsevne λ [W/mK]
Galvaniseret stålplade	0,4	50,0
Lim	0,1	0,20

Resultatet af beregningerne er vist i tabel 5.2, hvoraf det fremgår, at den to-dimensionale varmestrøm er ca. 40% større end den endimensionalt beregnede, dvs. at det varmeoverførende areal, anvendt under simulering af varmeveksleren, er for lille.

Tabel 5.2 En- og todimensionalt beregnede varmeoverføringskoefficienter for et centralt udsnit af varmevekslerprototype.

Endimensional beregning h_{1D} [W/m ² K]	Todimensional beregning h_{2D} [W/m ² K]	h_{2D}/h_{1D}
0,9997	1,3885	1,39

Resultatet fra den udførte varmestrømsanalyse er anvendt ved en ny simulering af varmevekslerens funktion, hvor det varmeoverførende areal er multipliceret med 1,39 (arealfaktoren øget fra 2 til 2,78). Resultatet er vist i nedenstående figur 5.4.



Figur 5.4 Målte og beregnede værdier af luftmængde [m³/h pr. kanalpar] og temperaturgenvindingsgrad [%] for varmevekslerprototype efter korrektion af det varmeoverførende areal.

Korrektionen af det varmeoverførende areal medfører en forskydning af de beregnede luftmængder således, at den beregnede luftmængde er mindre end den målte undtagen ved de

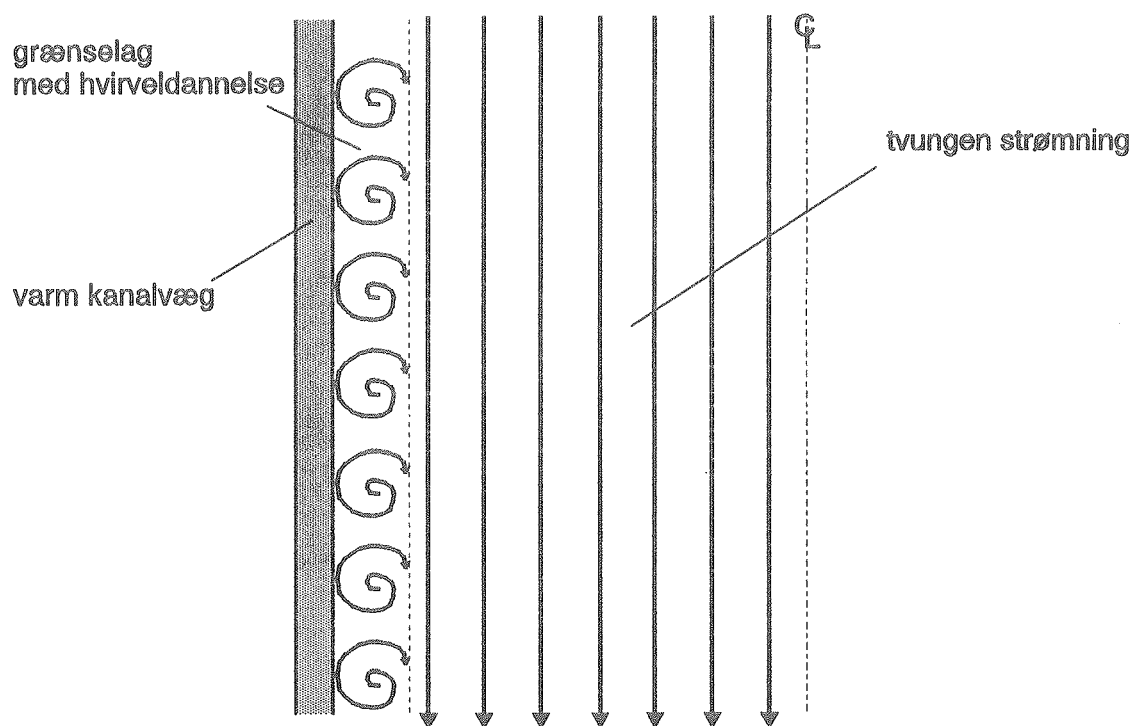
høje temperaturdifferenser. Dette skyldes den forøgede genvindingsgrad, hvorved den drivende trykforskel bliver mindre. Derudover er summen af enkeltmodstandskoefficienter baseret på simuleringer uden arealkorrektionen. Genvindingsgraden er øget markant, men adskiller sig stadig væsentlig fra de målte værdier - både med hensyn til de absolutte værdier og med hensyn til den estimerede kurveform.

Sammenligningen af målte og beregnede genvindingsgrader i figur 5.4 viser, at varmeoverføringen ikke beskrives korrekt. Ved opbygning af simuleringsprogrammet er der valgt at anvende udtryk for den konvektive varmeovergang svarende til tvungen strømning i rør. Disse udtryk er typisk bestemt for enkelte rør i en ensartet omgivelsestemperatur, hvor der ikke tages hensyn til ændringer i det strømmende mediums temperaturforhold. Imidlertid er forholdene i varmevekslerprototypen væsentlig mere komplekse, som angivet i nedenstående 2 punkter:

- der sker en kraftig opvarmning/afkøling af luften inden for relativt små afstande
- kanalerne er lodrette, hvilket for f.eks. den kolde luftstrøm, der er nedadrettet og udsættes for opvarmning ved kanalens begrænsningsflader, medfører en blanding af tvungen konvektion og en modsatrettet naturlig konvektion langs kanalens sider. Tilsvarende gælder for den varme luftstrøm.

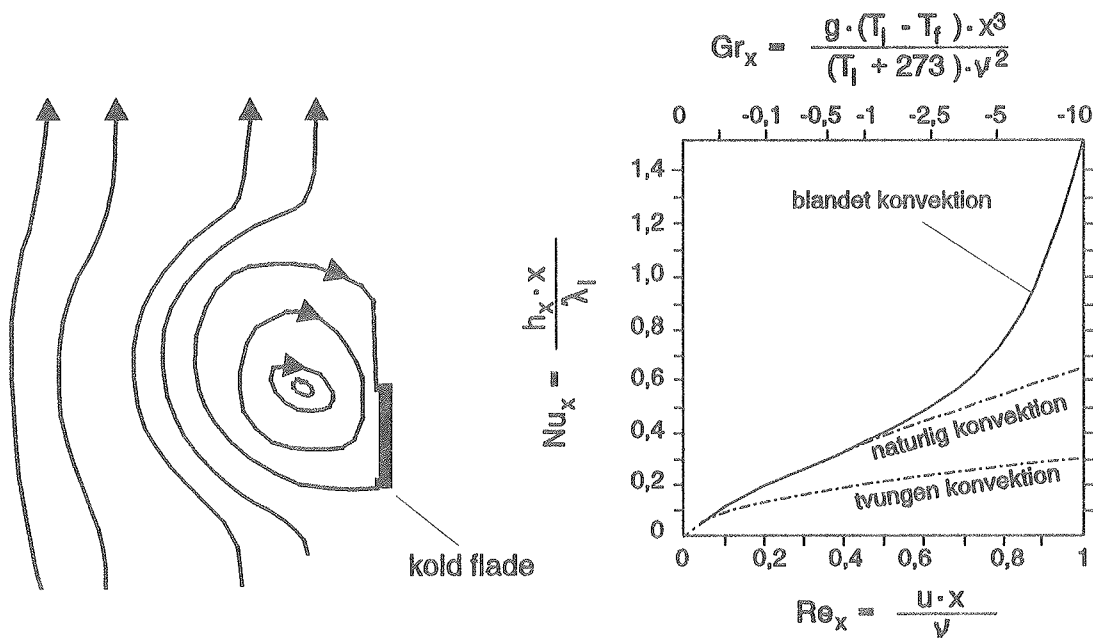
Forudsætningen om beregning af varmeoverføringen ud fra sædvanlige udtryk for tvungen konvektion er således en grov tilnærmelse. Umiddelbart burde en tendens til modsatrettet naturlig konvektion betyde en reduktion af lufthastigheden ved kanalens sider med deraf følgende mindre konvektiv varmeovergang. Det er imidlertid ikke sikkert, at den resulterende strømningsform kan beskrives ved en simpel funktion af det resulterende hastighedsprofil, selv om dette kan findes ved superposition af de to enkelte hastighedsprofiler.

Betragtes f.eks. en af kanalerne, der leder frisk luft til bygningen, vil den tvungne strømning være nedadrettet, mens der på grund af opvarmningen langs kanalens sider vil være en tendens til en opadrettet strømning. Den resulterende strømningsform for hele kanaltværsnittet kan da enten beskrives ved superposition af de to hastighedsprofiler eller ved en alternativ hypotese, hvor der antages et mere komplekst strømningsmønster som skitseret i figur 5.5. Figuren viser et strømningsmønster, hvor der i et tyndt grænselag foregår en opadrettet naturlig strømning, der ved møde med den nedadrettede luftstrøm resulterer i en hvirveldannelse i grænselaget, hvorved varmeoverføringsevnen øges betragteligt. Hvis hypotesen er korrekt, vil det kunne forklare de observerede høje genvindingsgrader i tilfældene med store temperaturforskelle.



Figur 5.5 Hypotetisk strømningsmønster i friskluftkanal med tvungen nedadrettet strømning og opadrettet naturlig strømning pga. opvarmning ved kanalvæggen.

Hypotesen understøttes til en vis grad af et teoretisk arbejde beskrevet i (Noto & Matsumoto, 1978), hvor der er foretaget en undersøgelse af strømnings- og temperaturforholdene omkring en lille flade placeret i en laminær luftstrøm med en given temperatur. Herefter er pladen enten afkølet eller opvarmet i forhold til lufttemperaturen, hvorved den resulterende strømning fremkommer som en blanding af naturlig og tvungen strømning. En række variationer er blevet undersøgt ved hjælp af en edb-model, og beregningerne viser, at der dannes små lukkede hvirveldannelser omkring pladen uden at ændre den laminære strømningsform for luften. Figur 5.6 viser et eksempel på et beregnet strømningsbillede samt den beregnede varmeoverføringsevne sammenlignet med varmeoverføringsevnen for henholdsvis ren tvungen konvektion og ren naturlig konvektion. Varmeoverføringen er i figuren givet ved Nusselt tallet, Nu_x , der er en dimensionsløs størrelse.



- Gr_x : Grashofs tal
- Nu_x : Nusselts tal
- Re_x : Reynolds' tal
- g : tyngdeaccelerationen = $9,81 \text{ m/s}^2$
- T_l : luftens temperatur [$^{\circ}\text{C}$]
- T_f : fladens temperatur [$^{\circ}\text{C}$]
- x : afstand fra fladens nedre kant [m]
- ν : luftens kinematiske viskositet [m^2/s]
- h_x : den lokale varmeoverføringskoefficient [$\text{W/m}^2 \text{ K}$]
- λ_l : luftens varmeledningsevne [W/mK]
- u : luftstrømmens hastighed [m/s]

Figur 5.6 Strømningsmønster og varmeoverføringsevne for en plan flade i en laminær luftstrøm, der har en overtemperatur i forhold til fladen. De negative værdier af Grashof tallet, Gr , skyldes at luften afkøles nær fladen (Noto & Matsumoto, 1978).

Det fremgår af figur 5.6 at der opnås en væsentlig større varmeoverføringsevne end ved ren naturlig konvektion eller ren tvungen konvektion. De angivne værdier for Reynolds' tal, Re , og Grashofs tal, Gr , er ikke sammenlignelige med de tilsvarende størrelser for varmeveksler-prototypen. Der er ikke i undersøgelsen givet et analytisk udtryk for sammenhængen mellem varmeoverføringsevnen og størrelsen Gr/Re^2 , hvorfor undersøgelsens resultater ikke er anvendt til beregninger på varmeveksleren.

5.2 Energibesparelspotentiale

De målte værdier for luftmængde og genvindingsgrad er anvendt til beregning af energibesparelspotentialet for en varmeveksler baseret på naturlig ventilation svarende til prototypekonstruktionen.

Ved en temperaturforskel på 10 K yder prototypen en luftmængde på ca. 75 m³/h med en genvindingsgrad på ca. 43%. Luftmængden svarer til et luftskifte på ca. 0,5 h⁻¹ for det rum der er anvendt til forsøgene. Med disse anlægsdata er der udført en beregning af nettoenergiforbruget til ventilerende af forsøgsrummet med et luftskifte på 0,5 h⁻¹ for et traditionelt mekanisk ventilationsanlæg med krydsvarmeveksler, prototypekonstruktionen, et mekanisk udsugningsanlæg og naturlig ventilation uden genvinding. Genvindingsgrad og el-forbrug for de forskellige anlæg er givet i tabel 5.3. Der er for de to anlæg med naturlig ventilation regnet med en fastholdt ventilationsgrad på 0,5 h⁻¹ også ved større temperaturforskel end 10 K, hvilket eventuelt kan realiseres ved brug af selvregulerende trækstyrede spjæld.

Tabel 5.3 Energiforbruget til ventilation af forsøgsrum med 75 m³/h for 4 forskellige ventilationssystemer. Energiforbruget er beregnet som summen af varmetabet og el-forbruget til ventilatorer, og er beregnet over fyringssæsonen (oktober-april) for de timer hvor udetemperaturen er mindre end eller lig med 10°C. Indetemperaturen er fastholdt på 20°C. Klimadata er fra det danske referenceår (Andersen et al, 1982).

Anlægstype	Genvindingsgrad	El-forbrug		Energiforbrug
		W	kWh	
	%			kWh
Mekanisk, krydsvarmeveksler	65	70	330	1050
Naturlig, modstrømsveksler (prototypekonstruktion)	43	0	0	1170
Mekanisk udsugning	0	50	235	2290
Naturlig, friskluftventiler	0	0	0	2055

Det samlede timetal med udetemperaturer under 10°C i perioden oktober-april er i det danske referenceår lig med 4686 timer. Dette svarer til ca. 92% af det totale antal timer i perioden, hvilket betyder, at der over fyringssæsonen praktisk taget altid vil kunne etableres et tilstrækkeligt luftskifte ved anvendelse af prototypekonstruktionen. Resultaterne i tabel 5.3 viser at naturlig ventilation med varmegenvinding i den valgte udformning er næsten lige så energieffektiv som det traditionelle ventilationsanlæg med en god krydsvarmeveksler. Et endnu bedre forhold kan opnås ved at øge strømningsmodstanden over veksleren f.eks. ved anvendelse af mindre kanaldimensioner samtidig med, at der kompenseres for den nedsatte luftmængde med et øget antal kanaler.

Det fremgår også af tabel 5.3, at det traditionelle anlæg med en temperaturgenvindingsgrad på 65%, reelt kun reducerer energiforbruget med ca. 51% i forhold til naturlig ventilation uden varmegenvinding på grund af elforbruget til ventilatorerne.

6. DISKUSSION

Hidtil er der udelukkende fokuseret på eksperimentel eftervisning af teorien for naturlig ventilation med varmegenvinding gennem målinger på en varmevekslerprototype installeret i Laboratoriets lavenergieksperimenthus. Prototypen er udformet og installeret med henblik på at kunne udføre målinger under kontrollerede forhold, hvorfor der er set bort fra de yderligere krav, som anvendelse af systemet under reel beboelse vil medføre.

6.1 Installation

Prototypen er konstrueret af 17 stk. 0,4 mm tykke galvaniserede trapezplader med en gennemsnitlig længde på ca. 2 meter, hvilket medfører en samlet vægt af varmeveksleren på ca. 50 kg. Sammenholdt med et tværsnitsmål på ca. $0,4 \times 0,4$ meter betyder det, at en varmeveksler udformet som prototypekonstruktionen vil være særdeles vanskelig at installere.

Vægten vil kunne reduceres betydeligt ved andet materialevalg som f.eks. aluminium eller plastic, hvor sidstnævnte imidlertid vil reducere varmeoverføringsevnen med ca. 11 %. Reduktionen skyldes primært den reducerede finnevirkning i pladematerialet (tabel 5.2), idet den direkte varmeoverføring mellem friskluftkanal og aftrækskanal er næsten uafhængig af kanal-materialets varmeledningsevne (figur 3.1).

Yderligere bør varmevekslerens dimensioner reduceres for at lette installationen, evt. ved at varmeveksleren opdeles i mindre sektioner, der samles på stedet. Dette kræver, at samlingerne udføres omhyggeligt for opnåelse af mindst muligt tryktab. En opdeling af varmeveksleren i flere sektioner, der nemt kan adskilles og samles, vil endvidere lette rengøring af varmeveksleren.

Varmevekslerprototypen er installeret med afkast og friskluftindtag i et uopvarmet tagrum, der om natten og på gråvejrsdage vil have omtrent samme temperatur som udetemperaturen. Ved praktisk anvendelse skal afkast og friskluftindtag være placeret i det fri, ikke mindst fordi den varme og fugtige rumluft ikke skal kondensere på undersiden af taget, men også for at opnå så stor en temperaturdifferens som muligt. Placeringen i det fri kræver en kraftig isolering med en vejrbestandig inddækning samt udformning af varmevekslerens top således, at vindpåvirkning ikke resulterer i store trykdifferenser over varmevekslerens afkast og friskluftindtag (figur 3.8).

Den nuværende udformning af ventilationssystemet for naturlig ventilation udnytter rumhøjden til at øge drivtrykket over varmeveksleren og sikre strømningsretningen ved at lede friskluften fra genvinderen til gulvniveau i en fælles isoleret kanal (figur 1.2). Denne udformning er temmelig pladskrævende og bør af æstetiske grunde være en integreret del af bygningen.

6.2 Driftsforhold

Det rå ventilationssystem svarende til den beskrevne prototypeopstilling vil medføre en kraftig variation i ventilationsgraden afhængig af temperaturdifferensen mellem ude og inde. Syste-

met kan dimensioneres til at yde en given luftmængde ved en given temperaturforskel, f.eks. en ventilationsgrad på $0,5 \text{ h}^{-1}$ ved en temperaturdifferens på 10 K. På varmere dage vil ventilationen praktisk taget gå i stå, hvorimod der på kolde vinterdage vil være en meget kraftig ventilation. Sidstnævnte problem kan løses ved installation af et reguleringsspjæld, der sikrer en nogenlunde konstant ventilationsgrad. Spjældet skal have et lavt tryktab i sin passive stilling og være hurtigt reagerende. I et udviklingsprojekt udført på Dansk Teknologisk Institut er der konstrueret en prototype på et selvregulerende spjæld (Egedorf, 1990) udviklet specielt til naturlig ventilation.

På dage med lille temperaturforskel mellem ude og inde vil der ikke være nogen luftstrømning gennem varmeveksleren, men behovet for varmegenvinding vil heller ikke være til stede. Problemet kan evt. løses ved at udbygge systemet med en kanal uden om varmeveksleren, et såkaldt "by-pass", eller systemet kan forsynes med små hjælpeventilatorer, der går i gang når temperaturforskellen er for lille.

Varmevekslerprototypen er som tidligere nævnt installeret i Laboratoriets lavenergieksperimenthus, der er ubeboet og dermed uden intern fugtbelastning. Ved praktisk anvendelse vil rumluften indeholde en del vanddamp, der vil kondensere i varmeveksleren under afkøling af luften. Dette indebærer en større varmeoverføring, men det må sikres at kondensatet kan ledes væk via et dræn fra vekslerens bund. På meget kolde dage vil der endvidere være risiko for isdannelse i varmevekslerens aftrækskanaler, hvorved ventilationen mindskes eller stopper. Problemet vil kun yderst sjældent opstå under danske forhold, hvis genvindingsgraden er mindre end 50% og rumtemperaturen er 20°C .

Under normale vinterbetingelser i Danmark med 20°C inde og 0°C ude, vil temperaturen af frisklufttilførselen efter varmegenvindingen kun være $8\text{-}10^{\circ}\text{C}$, hvilket sammenholdt med placeringen af indblæsningsåbningen i gulvniveau medfører stor risiko for trækgener. Det er derfor nødvendigt at eftervarme friskluften til en passende indblæsningstemperatur eller at lade frisklufttilførselen ske i en mere hensigtsmæssig position nær ved rummets loft. Sidstnævnte forslag kræver imidlertid, at der findes andre metoder til at sikre en ensrettet luftstrømning i varmeveksleren, hvilket ved den hidtidige udformning blev sikret af temperaturstratificeringen i rummet.

6.3 Udviklingsbehov

Den opbyggede prototype på et ventilationsanlæg baseret på naturlig ventilation med varmegenvinding har vist at princippet fungerer med en genvindingsevne der er væsentlig større ved store temperaturforskelle end beregnet. Der er derfor grundlag for en videre udvikling af systemet med hensyn til optimalt design af varmeveksleren både med hensyn til dimensioner, materialer og opbygning.

Det er således nødvendigt at få klarlagt, hvordan den reelle varmeoverføringsevne mellem den strømmende luft og varmevekslerens vægge kan beskrives, dels ved en intens litteraturundersøgelse og dels ved eksperimentelt arbejde.

Praktisk anvendelse af princippet kræver en god planløsning for opbygning og placering af

ventilationssystemet, hvorfor det er påkrævet at analysere forskellige muligheder for en mere fleksibel systemløsning. Systemet kunne eventuelt opbygges med en central varmevekslerenhed, der betjener flere rum, eller den diametralt modsatte løsning, hvor hvert rum ventileres gennem sit eget separate system. Det vil endvidere være naturligt at koble udsugning fra bad og køkken (emhætte) til ventilationssystemet, hvorved tilbagestrømning i varmeveksleren forhindres.

Det vil ligeledes være nødvendigt at analysere, hvorledes systemet reagerer i et hus under normalt brug, hvor åbning af døre og vinduer i kortere eller længere tid vil finde sted, og hvilken indflydelse naturlige utætheder i klimaskærmen har på varmevekslereffektiviteten og luftskiftet.

Der er også behov for metoder til at øge drivtrykket, når temperaturforskellen mellem ude- og indetemperatur er lille, f.eks. ved udnyttelse af solenergi, enten i form af en solcelledrevet ventilator eller en solfangerkonstruktion (solskorsten), der opvarmer afkastluften efter varmegenvinderen. Endelig skal der udvikles en praktisk udformning af varmevekslerens top der sikrer et ensartet tryk over både luftindtag og afkast.

7. KONKLUSION

Muligheden for udnyttelse af forskellen mellem ude- og indetemperaturer til ventilation af boliger samtidig med opnåelse af en vis varmegenvinding er undersøgt teoretisk og eksperimentelt.

Den teoretiske undersøgelse viser, at de to primære faktorer, der er bestemmende for genvindingsgraden, er størrelsen af det varmeoverførende areal, samt den tid luften er om at passere gennem varmeveksleren. Derimod er varmeoverføringskoefficienten mellem luft og kanalvæg kun i mindre grad afhængig af lufthastigheden i området 0-1 m/s.

Med udgangspunkt i en genvindingsgrad på ca. 45% ved en temperaturforskel på 20 K og en varmevekslerhøjde på 2,5 m er sidelængden i et kvadratisk tværsnit beregnet til 0,03 m, hvilket giver en luftmængde på ca. 1,3 m³/h. Et samlet luftskifte på 150 m³/h, svarende til ventilationsgraden for et normalt énfamiliehus på 120 m², kræver således godt 100 kanalpar (friskluft og afkast), hver med kantlængden 0,03 m. Den totale ydre dimension for varmeveksleren, hvis kanalerne arrangeres i et kvadrat, er ca. 0,45 m × 0,45 m. Varmeveksler effektiviteten og luftmængden ved en temperaturdifferens på hhv. 10 K og 30 K er tilsvarende beregnet til (67%; 0,5 m³/h) og (32%; 1,75 m³/h).

Til den eksperimentelle del af projektet er der opbygget en varmevekslerprototype af galvaniserede 0,4 mm trapezplader, der ved samlingen danner lukkede kanaler med et sekskantet tværsnit. På grund af profileringen dannes der to forskellige tværsnitsstørrelser - i middel er den hydrauliske diameter 0,045 m. Varmevekslerhøjden er ca. 2,2 m. Genvindingsgraden er målt til 43-38% ved forskellige temperaturdifferenser i intervallet 10-30 K, hvilket er en væsentlig mindre variation end de tilsvarende genvindingsgrader beregnet for prototypen med det udviklede edb-program. De målte luftmængder stemmer derimod rimeligt overens med de simulerede værdier med en målt luftmængde pr. kanalpar på 2,7-5,8 m³/h.

Ud fra de målte genvindingsgrader kan det konkluderes, at de generelt anvendte udtryk for varmeoverføringen mellem kanalvæg og den strømmende luft ikke kan anvendes i dette specielle tilfælde, med stærkt varierende temperaturforhold over korte kanalstrækninger samt modsatte strømningsforhold ved kanalvæg og kanalmidte.

Sammenlignende beregninger af energiforbruget til ventilation af et 60 m² forsøgsrum, etagehøjde = 2,5 m, for dels den opbyggede prototype og dels et traditionelt mekanisk anlæg med krydsvarmeveksler med 70% genvinding og et el-forbrug på 70 W, resulterer i et samlet energiforbrug på henholdsvis 1170 kWh og 1050 kWh. Beregningerne er udført for de timer hvor udetemperaturen er mindre end eller lig med 10°C i perioden oktober-april, hvilket svarer til 92% af det totale timetal i perioden. Udetemperaturdata er hentet fra det danske referenceår.

Naturlig ventilation med varmegenvinding er fysisk mulig, men kræver yderligere optimering af varmevekslerdelen og forståelse af de strømningsmæssige forhold i denne. Derudover skal der udarbejdes mere praktisk anvendelige systemløsninger, hvor forhold som rengøring af kanalerne, kondens i varmeveksleren, trækgener og regulering af ventilationsgraden skal indgå.

8. LITTERATURLISTE

Andersen B. et al. (1982). Vejrdata for VVS og energi. Dansk referenceår TRY. SBI-rapport 135, Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm, Danmark.

Egedorf M. (1990). Naturlig ventilation uden træk - Udvikling af selvregulerende strømningsventil. Byggeteknik, Dansk Teknologisk Institut, Tåstrup, Danmark.

Glent & Co. (1982). Glent Ventilation. O. B. Stampe. Glent & Co. A/S, Hvidovre, Danmark.

Madsen K. (1973). Nulpunkter for funktioner. Numerisk Institut, Danmarks Tekniske Højskole, Lyngby, Danmark.

Noto K., Matsumoto R. (1978). Mixed-convection Heat Transfer around an Isothermal flat Surface of Finite Length. pp 7-12, Vol. 1, Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference, Toronto, Canada.

Pitts D. R., Sissom L.E. (1977). Heat Transfer. Schaum's Outline Series in Engineering, McGraw-Hill Book Company, USA.

Yderligere litteratur:

Axcell B.P., Hall W.B. (1978). Mixed Convection to Air in Vertical Pipe. pp 37-42, Vol. 1, Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference, Toronto, Canada.

BRE Digest. (1982). Principles of Natural Ventilation. Building Research Digest No. 210. Watford, United Kingdom.

Egedorf M. (1990). Naturlig ventilation i småhuse - Dimensionering og afprøvning. Byggeteknik, Dansk Teknologisk Institut, Tåstrup, Danmark.

Eriksson L. (1986). Flerbostadshus med styrd självdrags ventilation och värmeåtervinning. Rapport R67:1986, Byggforskningsrådet, Stockholm, Sverige.

Hecktor B., Rämnér G. (1988). Kontrollerad naturlig ventilation med värmeåtervinning. Rapport R66:1988, Byggforskningsrådet, Stockholm, Sverige.

LavEnergi Publikationer fra Laboratoriet for Varmeisolering (LfV), DTH

- 1 Bolet, B., Rasmussen, N.H. & Korsgaard, V.: Ressourcebesparende kassettebyggesystem til lavenergihuse. LfV, Meddelelse nr. 197, ISSN 0905-1511, december 1988.
- 2 Byberg, M.R.: Fremtidens lavenergihuse, XII Nordiske VVS Kongres i København, VVS Vision 82, 2/6-4/6 1982, Særtryk. LfV, Rapport nr. 82-26, juni 1982.
- 3 Byberg, M.R.: Do Conservation Houses Require Sophisticated Technical Installations? LfV, Meddelelse nr. 127, ISSN 0905-1511, november 1982.
- 4 Byberg, M.R.: Forbedret bearbejdning af måledata fra nyt lavenergihus, LfV, artikel i Meddelelse nr. 150, ISSN 0905-1511, (Aktuel energiforskning - Laboratoriet for Varmeisolering 1959-1984), pp. 125-133, maj 1984.
- 5 Byberg, M.R., Djurtoft, R.G. & Saxhof, B.: 6 Lavenergihuse i Hjortekær, Kort beskrivelse af husene. LfV, Meddelelse nr. 83, ISSN 0905-1511, maj 1979.

Byberg, M.R., Djurtoft, R.G. & Saxhof, B.: 6 Low-Energy Houses at Hjortekær - Description of the Houses. LfV, Meddelelse nr. 83, ISSN 0905-1511, maj 1979.

Byberg, M.R., Djurtoft, R.G. & Saxhof, B.: 6 Niedrigenergiehäuser in Hjortekær, Dänemark - Kurze Beschreibung der Häuser. LfV, Meddelelse nr. 83, ISSN 0905-1511, maj 1979.
- 6 Byberg, M.R. & Saxhof, B.: 6 Lavenergihuse i Hjortekær, Konstruktioner - arbejdsudførelse og erfaringer. LfV, Meddelelse nr. 120, ISSN 0905-1511, november 1982.
- 7 Djurtoft, R.G.: Monitoring Energy Conservation Houses, ENERGEX 82. LfV, Rapport nr. 82-28, juni 1982.
- 8 Djurtoft, R.G.: Beregning og måling af mekanisk luftskifte i lavenergieksperimenthuset. LfV, Rapport nr. 82-65, december 1982.
- 9 Djurtoft, R.G.: Nordiske retningslinier for evaluering af byggeeksperimenter - Er noget sådant muligt?, Utvärdering av Experimentbyggnadsprojekt inom Energiområdet, Nordiskt Expertseminarium 6/9-7/9 1983 i Esbo, Finland, Særtryk. LfV, oktober 1983.
- 10 Djurtoft, R.G.: Tidskonstanter for huse, LfV, artikel i Meddelelse nr. 150, ISSN 0905-1511, (Aktuel energiforskning - Laboratoriet for Varmeisolering 1959-1984), pp. 40-56, maj 1984.

- 11 Djurtoft, R.G.: Tidskonstantens betydning for husets energiforbrug, LfV, artikel i Meddelelse nr. 150, ISSN 0905-1511, (Aktuel energiforskning - Laboratoriet for Varmeisolering 1959-1984), pp. 73-82, maj 1984.
- 12 Djurtoft, R.G.: Must Energy Conservation Houses be Designed for Maximum Utilization of Solar Heat Gain? CLIMA 2000 Copenhagen 1985, Proceedings, Volume 5, pp. 167-173.
- 13 Engelund Poulsen, K.: Isolerende vinduesskodder, LfV, artikel i Meddelelse nr. 150, ISSN 0905-1511, (Aktuel energiforskning - Laboratoriet for Varmeisolering 1959-1984), pp. 83-90, maj 1984.
- 14 Engelund Thomsen, K.: IEA Task 13 Summary Report of the Technology: Solar heating systems for domestic hot water. LfV, august 1991.
- 15 Engelund Thomsen, K.: Kuldebroers indflydelse på bygningers varmetab. LfV, Meddelelse nr. 225, ISSN 0905-1511, november 1991.
- 16 Engelund Thomsen, K.: Energy Efficient Lights and Appliances. LfV, Rapport nr. 92-15, juli 1992.
- 17 Engelund Thomsen, K.: Water Saving In Buildings. LfV, Rapport nr. 92-17, september 1992.
- 18 Engelund Thomsen, K., Jensen, S. Østergaard & Saxhof, B.: Optimization of a Danish 3rd Generation Low-Energy House Concept. Proceedings of the 5th International Conference North Sun '92 - Solar Energy at High Latitudes, pp. 65-71, Trondheim, Off-print. LfV, Juni 1992.
- 19 Engelund Thomsen, K. & Jensen, S. Østergaard: Spar på vandet - og spar energi. Sun Media, 1992. Energi & Planlægning nr. 4, pp. 8-9.
- 20 Engelund Thomsen, K. & Jensen, S. Østergaard: Vinduer - nu og i fremtiden. Sun Media, 1992. Energi & Planlægning nr. 3, pp. 11-13.
- 21 Engelund Thomsen, K. & Saxhof, B.: Advanced Danish Low-Energy House, IEA Task 13 Project Summary. IEA SHC Task 13, 6th Experts' Meeting, Wadahl, Harpefoss, Norge, 1992. LfV, marts 1992.
- 22 Engelund Thomsen, K. & Schultz, J.M.: Målinger og beregninger af solindfald gennem glaspazier under hensyntagen til skyggende genstande for lavenergihus G i Hjørtækær. LfV, Rapport nr. 87-24, december 1987.
- 23 Engelund Thomsen, K. & Schultz, J.M.: Optimal vinduesudformning - en varmeteknisk undersøgelse. LfV, Meddelelse nr. 201, ISSN 0905-1511, december 1990.

- 24 Engelund Thomsen, K., Wittchen, K.B. & Saxhof, B.: Advanced Solar Low-Energy Buildings - Danish Work within IEA Task 13. Proceedings fra ASHRAE/DOE/BTECC Conference Thermal Performance of the Exterior Envelope of Buildings - Thermal Envelopes V, Clearwater Beach, Florida, USA, pp. 614-620. Off-print. LfV, december 1992.
- 25 Engelund Thomsen, K., Wittchen, K.B., Saxhof, B. & Lundgaard, B.: Design Summaries and Drawings for Two Danish IEA Task XIII Houses, paper til IEA Task XIII Fourth Experts' Meeting, Toronto 1991. LfV, februar 1991.
- 26 Engelund Thomsen, K., Wittchen, K.B., Saxhof, B. & Lundgaard, B.: Parametric Studies for Two Danish IEA Task XIII Houses, paper til IEA Task XIII Fourth Experts' Meeting, Toronto 1991. LfV, februar 1991.
- 27 Gullev, J.: Lavenergihuse i Hjortekær, Byggeindustrien nr. 1, 1979, pp. 9-15.
- 28 Huusom, J. & Lund Madsen, T.: The Thermal Indoor Climate in six Low-Energy Houses, 7th International Congress of Heating and Air Conditioning, "CLIMA-2000", Budapest 1980, Off-print. LfV, 1980.
- 29 Jensen, S. Østergaard: Roof Space Collector System for Low Energy Houses. Paper til IEA Task XIII 2nd Experts' Meeting, Bregenz, Østrig, 1990. LfV, marts 1990.
- 30 Jensen, S. Østergaard: Solar Heating System for Space Heating and Domestic Hot Water Production for Low Energy Houses. Paper til IEA Task XIII 2nd Experts' Meeting, Bregenz, Østrig, 1990. LfV, marts 1990.
- 31 Korsgaard, V., Byberg, M.R. & Hendriksen, P.: Experiences and Results from 2 Years Monitoring of the Energy Balance for Six Solar Assisted Low-Energy Houses in Denmark, Solar 83 Conference, Palma de Mallorca 2/10-6/10 1983, Off-print. LfV, oktober 1983.
- 32 Kristensen, P.E.: Performance of Hjortekær House D and F - Internal report within the Performance Monitoring Group. LfV, Rapport nr. 83-48, december 1983.
- 33 Madsen, H. & Schultz, J.M.: Short Time Determination of the Heat Dynamics of Buildings. LfV, Meddelelse nr. 243, ISSN 0905-1511, december 1993.
- 34 Rasmussen, N.H.: En analyse af energibesparelser i etageejendom fra 1940 - foranstaltningernes energi- og pengeøkonomiske konsekvenser. LfV, Meddelelse nr. 111, ISSN 0905-1511, juli 1981.
- 35 Rasmussen, N.H.: Trykprøvning af seks lavenergihuse i Hjortekær. LfV, Rapport nr. 82-69, december 1982.

- 36 Rasmussen, N.H.: Simultaneous Testing of Small Heat Pumps Under Actual Climate Conditions, CLIMA 2000 Copenhagen 1985, Proceedings, Volume 6, pp. 147-153.
- 37 Rasmussen, N.H. & Saxhof, B.: Experimental Low-Energy House at the Technical University of Denmark, description of a system for simultaneous testing of heating systems for conservation houses under actual climate conditions. LfV, Meddelelse nr. 128, ISSN 0905-1511, november 1982.
- 38 Rasmussen, N.H. & Saxhof, B.: 6 Lavenergihuse i Hjortekær, Effektiviteter og tomgangstab for varme- og brugsvandsanlæg. LfV, Meddelelse nr. 152, ISSN 0905-1511, juni 1984.
- 39 Saxhof, B.: Transmissionskoefficienter og dimensionerende varmetab for seks lavenergihuse i Hjortekær. LfV, Rapport nr. 82-11, juni 1982.
- 40 Saxhof, B.: Varmetabsramme og isoleringsgrad for seks lavenergihuse i Hjortekær. LfV, Rapport nr. 82-12, juni 1982.
- 41 Saxhof, B.: Skøn over følsomhed af målte og beregnede transmissionstab for seks lavenergihuse i Hjortekær. LfV, Rapport nr. 82-56, oktober 1982.
- 42 Saxhof, B.: External Insulating Shutters in Energy Conservation Houses. LfV, Meddelelse nr. 129, ISSN 0905-1511, november 1982.
- 43 Saxhof, B.: Målesystemer for seks lavenergihuse i Hjortekær: Vejrstation. LfV, Rapport nr. 83-5, april 1983.
- 44 Saxhof, B.: Målesystemer for seks lavenergihuse i Hjortekær: Måling af rum- og jordtemperaturer. LfV, Rapport nr. 83-15, september 1983.
- 45 Saxhof, B.: Målesystemer for seks lavenergihuse i Hjortekær: Målinger i varme- og ventilationsanlæg m.v. LfV, Rapport nr. 83-16, september 1983.
- 46 Saxhof, B.: Skitse til målesystem til lavenergihus G i Hjortekær. LfV, Rapport nr. 83-27, oktober 1983.
- 47 Saxhof, B.: Opstilling af nettoenergiregnskab efter BES-metoden for Lavenergihus G i Hjortekær (skitseprojekt). LfV, Rapport nr. 83-47, december 1983.
- 48 Saxhof, B.: Utilsigtede varmetab fra installationer i lavenergihuse, LfV, artikel i Meddelelse nr. 150, ISSN 0905-1511, (Aktuel energiforskning - Laboratoriet for Varmeisolering 1959-1984), pp. 91-102, maj 1984 (optrykt i VVS nr. 9, september 1985, pp. 17-21).

- 49 Saxhof, B.: Installationers betydning for klimaskærmens lufttæthed, LfV, artikel i Meddelelse nr. 150, ISSN 0905-1511, (Aktuel energiforskning - Laboratoriet for Varmeisolering 1959-1984), pp. 103-115, maj 1984.
- 50 Saxhof, B.: The Seventh Low-Energy House at Hjortekær, Denmark, CLIMA 2000 Copenhagen 1985, Proceedings, Volume 5, pp. 255-262.
- 51 Saxhof, B.: Efficient Heating and Domestic Hot Water Systems: A Must for Low-Energy Houses, CLIMA 2000 Copenhagen 1985, Proceedings, Volume 5, pp. 319-324.
- 52 Saxhof, B.: A Second Generation Low-Energy House at Hjortekær, Denmark. Paper til Building Physics in the Nordic Countries, Symposium i Lund august 1987. Proceedings pp. 291-296. Off-print. LfV, Rapport nr. 87-8, 1987.
- 53 Saxhof, B.: Low-Energy Houses, 1st International Symposium on Energy Savings - Focussing on electricity savings, Copenhagen 1/9-4/9 1987, Off-print. LfV, Rapport nr. 87-21, september 1987.
- 54 Saxhof, B.: Summary on new materials, components and system concepts - Denmark, Monograph Part 2, IEA Workshop on Advanced Solar Building Design and Analysis, Watsonville, California, February 3-6 1988. LfV, januar 1988.
- 55 Saxhof, B.: Designing Detailed Monitoring Programmes (Questions and some Answers). Off-print af paper til IEA Workshop: Field Monitoring - For a Purpose. Göteborg 2-5 april 1990. LfV, marts 1990.
- 56 Saxhof, B.: Field Monitoring - For A Purpose. IEA Task 13 Summary Report. LfV, august 1991.
- 57 Saxhof, B.: The Thermal Envelope - An Integrated Part of the Heating System? Science and Technology at the Service of Architecture. 2nd European Conference on Architecture (SECA), Paris 1989. LfV, Meddelelse nr. 222, ISSN 0905-1511, oktober 1991.
- 58 Saxhof, B.: Energy Conservation - The Building Envelope. Inviteret nøgleartikel til "European Directory of Energy Efficient Building 1993", pp. 77-81. James & James Science Publishers, London, december 1992.
- 59 Saxhof, B.: IEA Task 13 Component and System Testing. Paper til IEA og CIB W67 International Symposium, Energy Efficient Buildings, Stuttgart. Off-print. LfV, marts 1993.
- 60 Saxhof, B. (editor): Component and System Testing. IEA Task 13: Advanced Solar Low Energy Buildings/Subtask B: Testing and Data Analysis. IEA Working Document indeholdende 14 papers, heraf 6 fra LfV. LfV, maj 1993.

- 61 Saxhof, B.: A Nordic Competition on Low Energy Building 1991. Paper til Innovative Housing '93 Conference, Vancouver, Canada, 20.-26. juni 1993. Off-print, LfV, juni 1993.
- 62 Saxhof, B.: Lavenergihuse i praksis - Konstruktioner og tæthed. LfV, Meddelelse nr. 245, ISSN 0905-1511, december 1993.
- 63 Saxhof, B., Byberg, M.R., Engelund Thomsen, K. & Wittchen, K.B.: Low-Energy House G at Hjortekær, a 2nd Generation House: A Collection of 5 Papers on Monitoring. LfV, Rapport nr. 91-23, november 1991.
- 64 Saxhof, B., Djurtoft, R.G., Byberg, M.R. & Aasbjerg Nielsen, A.: Six Low-Energy Houses at Hjortekær, Denmark, Description of the Houses and Presentation of Energy Measurements during the first Winter, 7th International Congress of Heating and Air Conditioning, "CLIMA-2000", Budapest 1980, Off-print. LfV, 1980.
- 65 Saxhof, B. & Engelund Poulsen, K.: Foundations for Energy Conservation Houses. LfV, Meddelelse nr. 130, ISSN 0905-1511, november 1982.
- 66 Saxhof, B. & Engelund Poulsen, K.: Projektering af lavenergihus G i Hjortekær: Analyse af en række fundamentskonstruktioner. LfV, Rapport nr. 83-45, december 1983.
- 67 Saxhof, B. & Engelund Poulsen, K.: Projektering af lavenergihus G i Hjortekær: Analyse af varmebehov. LfV, Rapport nr. 83-46, december 1983.
- 68 Saxhof, B., Engelund Thomsen, K. & Wittchen, K.B.: Parametric Studies and Monitoring Results from a Danish 2nd Generation Low-Energy House Project. CIB W67 Workshop: Low-Energy-Buildings 2nd generation. Heidenheim, 31 May-1 June, 1990. Proceedings pp. 9-1 - 9-9. Off-print. LfV, maj 1990.
- 69 Saxhof, B., Engelund Thomsen, K. & Wittchen, K.B.: IEA Task 13 Summary Report of the Technology: Heating Systems. LfV, september 1991.
- 70 Saxhof, B., Schultz, J.M. & Wittchen, K.B.: From the Zero Energy House to the 1st and 2nd Generation Houses at Hjortekær, Denmark. LfV, Meddelelse nr. 200, ISSN 0905-1511, december 1988.
- 71 Saxhof, B., Schultz, J.M. & Engelund Thomsen, K.: Two Danish Task 13 Low-Energy Houses - Designs and Parametric Studies. Paper til IEA og CIB W67 International Symposium, Energy Efficient Buildings. Proceedings pp. 211-225, Stuttgart, marts 1993.

- 72 Saxhof, B., Schultz, J.M. & Engelund Thomsen, K.: Thermal Analyses of Danish Low Energy Rowhouses for IEA SHC Task 13 'Advanced Solar Low Energy Buildings'. Paper til Innovative Housing '93 Conference, Vancouver, Canada, 20.-26. juni 1993. Off-print. LfV, juni 1993.
- 73 Saxhof, B., Schultz, J.M. & Engelund Thomsen, K.: 2- and 3-Dimensional Heat Losses in Superinsulated Buildings. Proceedings of the 3rd Symposium on Building Physics in the Nordic Countries: Building Physics '93 (Bjarne Saxhof, editor) pp. 109-116. Laboratoriet for Varmeisolering, Lyngby, september 1993. ISBN 87-984610-0-1 (Bind 1).
- 74 Saxhof, B. & Wittchen, K.B.: Om Energiministeriets lavenergihusprojekter, specielt Hus G i Hjortekær, et 2.-generations lavenergihus, Supplerende materiale til Energiministeriets plakat-vandreudstilling. LfV, 1986.
- 75 Saxhof, B. & Wittchen, K.B.: Project Monitor: Low Energy House G, Hjortekaer, Denmark. Commission of the European Communities. Nr. 41, februar 1989.
- 76 Saxhof, B. & Wittchen, K.B.: A Second Generation Low-Energy House at Hjortekær, Denmark, i "Examples from Task XIII Experts, IEA SH&CS Task XIII Working Document", (Proceedings from the 1st Workshop, Hinterzarten, Vesttyskland, 30 jan.-1 febr. 1989) pp. 4-11, EMPA, Dübendorf, Schweiz, januar 1990.
- 77 Saxhof, B. & Wittchen, K.B.: Draft Monitoring System for the Danish IEA Task 13 Houses, paper til IEA Task XIII Fifth Experts' Meeting, Monitoring Workshop, Kandersteg, Schweiz, 1991. LfV, september 1991.
- 78 Saxhof, B. & Wittchen, K.B.: IEA SHC Task 13 Advanced Solar Low Energy Buildings - Common Basic Measurements. LfV, marts 1993.
- 79 Saxhof, B. & Wittchen, K.B.: Varmeanlæg til velisolerede bygninger - Dimensioneringsprincipper. LfV, Meddelelse nr. 244, ISSN 0905-1511, december 1993.
- 80 Saxhof, B. & Aasbjerg Nielsen, A.: Insulation and Air Tightness of six Low-Energy Houses at Hjortekær, Denmark. LfV, Meddelelse nr. 121, ISSN 0905-1511, november 1982.

Kongresbidraget, som dannede grundlaget for Meddelelse nr. 121, er udgivet på engelsk og fransk i Building Research & Practice, May/June 1983, pp. 142-153.
- 81 Schultz, J.M.: Analysis of Insulating Window Shutters. Paper til Building Physics in the Nordic Countries, Symposium i Lund august 1987. Proceedings pp. 17-23. Off-print. LfV, Rapport nr. 87-9, 1987.
- 82 Schultz, J.M.: Generelt edb-program til beregning af skyggearealer på plane flader. LfV, Rapport nr. 87-26, december 1987.

- 83 Schultz, J.M.: Effektiv brugsvandsopvarmning. LfV, Meddelelse nr. 226, ISSN 0905-1511, december 1991.
- 84 Schultz, J.M.: Ramme-/karmkonstruktioner til højisolerende vinduer. LfV, Meddelelse nr. 237, ISSN 0905-1511, september 1992.
- 85 Schultz, J.M.: Isolerende Skodder. LfV, Meddelelse nr. 202, ISSN 0905-1511, december 1990.
- 86 Schultz, J.M.: Insulating shutters with granular silica aerogel. Fifth International Meeting on Transparent Insulation Technology, Freiburg, Tyskland, 1992, Proceedings pp. 97-100. Off-print. LfV, april 1993.
- 87 Schultz, J.M.: Frames for Superinsulating Windows. Proceedings of the 3rd Symposium on Building Physics in the Nordic Countries: Building Physics '93 (Bjarne Saxhof, editor) pp. 65-72. Laboratoriet for Varmeisolering, Lyngby, september 1993. ISBN 87-984610-0-1 (Bind 1).
- 88 Schultz, J.M.: Insulating Shutters with Granular Silica Aerogel. LfV, Meddelelse nr. 242, ISSN 0905-1511, November 1993.
- 89 Schultz, J.M. & Engelund Thomsen, K.: Thermal Analysis of Window Design. Paper til symposiet: Building Physics in the Nordic Countries. Trondheim 20-22 august 1990. Proceedings pp. 101-107. Off-print. LfV, juni 1990.
- 90 Wittchen, K.B.: Air-Supply in Airtight, Highly Insulated Buildings. Paper til Building Physics in the Nordic Countries, Symposium i Lund august 1987. Proceedings pp. 241-246. Off-print. LfV, Rapport nr. 87-10, 1987.
- 91 Wittchen, K.B.: Friskluftforsyning til tætte, velisolerede huse. LfV, Meddelelse nr. 192, ISSN 0905-1511, december 1988.
- 92 Wittchen, K.B.: IEA Task 13 Summary Report of the Technology: Comfort control of heating systems. LfV, august 1991.
- 93 Wittchen, K.B.: Simulation Technology set: Multi-Layered Glazing - IEA task XIII Advanced Solar Low-Energy Buildings. LfV, Rapport nr. 91-26, december 1991.
- 94 Wittchen, K.B.: Technology Simulation Set: Multi-Layered Glazing. Working Document. LfV, Rapport nr. 92-40, august 1992.
- 95 Wittchen, K.B. & Saxhof, B.: Dimensioning Heating Systems for Low-Energy Buildings, Considering the Influence of Fluctuating Temperatures. Paper til symposiet: Building Physics in the Nordic Countries. Trondheim, 20-22 august 1990. Proceedings pp. 171-177. Off-print. LfV, juni 1990.

- 96 Wittchen, K.B. & Saxhof, B.: Monitoring Advanced Solar Low-Energy Houses - Introduction for Discussion, paper til IEA Task XIII Fifth Experts' Meeting, Monitoring Workshop, Kandersteg, Schweiz, 1991. LfV, september 1991.
- 97 Zachariassen, H.: H&S lavenergihus i Hjortekær, Arkitekten nr. 17, 1982, pp. B5-B8.
- 98 Aasbjerg Nielsen, A.: Energy Consumption in Buildings, Regression Models, Six Low-Energy Houses at Hjortekær. LfV, Rapport nr. 82-68, december 1982.
- 99 Aasbjerg Nielsen, A.: To Økonomiprogrammer til TI-59. LfV, Rapport nr. 83-9, maj 1983.
- 100 Aasbjerg Nielsen, A.: En dynamisk test-metode til bestemmelse af småhuses termiske respons, LfV, artikel i Meddelelse nr. 150, ISSN 0905-1511, (Aktuel energiforskning - Laboratoriet for Varmeisolering 1959-1984), pp. 57-72, maj 1984.
- 101 Aasbjerg Nielsen, A.: A Dynamic Test Method for the Energy Consumption of Small Houses, CLIMA 2000 Copenhagen 1985, Proceedings, Volume 2, pp. 533-541.
- 102 Aasbjerg Nielsen, A.: Dynamisk trykprøvning - En infrasonisk metode til måling af småhuses tæthed. LfV, Rapport nr. 87-1, 1987.
- 103 Aasbjerg Nielsen, A., Byberg, M.R., Djurtoft, R.G. & Saxhof, B.: 6 Lavenergi huse i Hjortekær - Statusrapport 1. LfV, Meddelelse nr. 84, ISSN 0905-1511, juni 1979.
- 104 Aasbjerg Nielsen, A. & Kjær Nielsen, B.: A Dynamic Test Method for the Thermal Performance of Small Houses, ACEEE Summer Study, Santa Cruz 1984. LfV, Rapport nr. 84-19, juli 1984.
- 105 Aasbjerg Nielsen, A., Madsen, H. & Saxhof, B.: Identification of Models for the Heat Dynamics of Buildings. LfV, Meddelelse nr. 240, ISSN 0905-1511, November 1993.
- 106 2.-generations lavenergihus i Hjortekær, folder, LfV, 1984. Findes også på engelsk: A Second-Generation Low-Energy House at Hjortekær.

Laboratoriets meddelelsseserie, ISSN 0905-1511, forhandles gennem Byggecentrums Boghandel, Dr. Neergaardsvej 15, 2970 Hørsholm, Telefon: 45 76 73 73, Fax 45 76 76 69.

Yderligere oplysninger kan fås ved henvendelse til:

Laboratoriet for Varmeisolering
Danmarks Tekniske Højskole
Bygning 118, DK-2800 Lyngby
Telefon (+45) 45 93 44 77
Fax (+45) 45 93 17 55