



## Udvikling af et energieffektivt straightner ventilationsaggregat med indbygget chopper varmeveksler

Jensen, J. S.; Nielsen, Toke Rammer; Svendsen, Svend ; Christiansen, J.; Drivsholm, C.; Olsen, H.

*Publication date:*  
2003

*Document Version*  
Også kaldet Forlagets PDF

[Link back to DTU Orbit](#)

*Citation (APA):*

Jensen, J. S., Nielsen, T. R., Svendsen, S., Christiansen, J., Drivsholm, C., & Olsen, H. (2003). Udvikling af et energieffektivt straightner ventilationsaggregat med indbygget chopper varmeveksler. Taastrup, Danmark: Teknologisk Institut.

## DTU Library

Technical Information Center of Denmark

---

### General rights

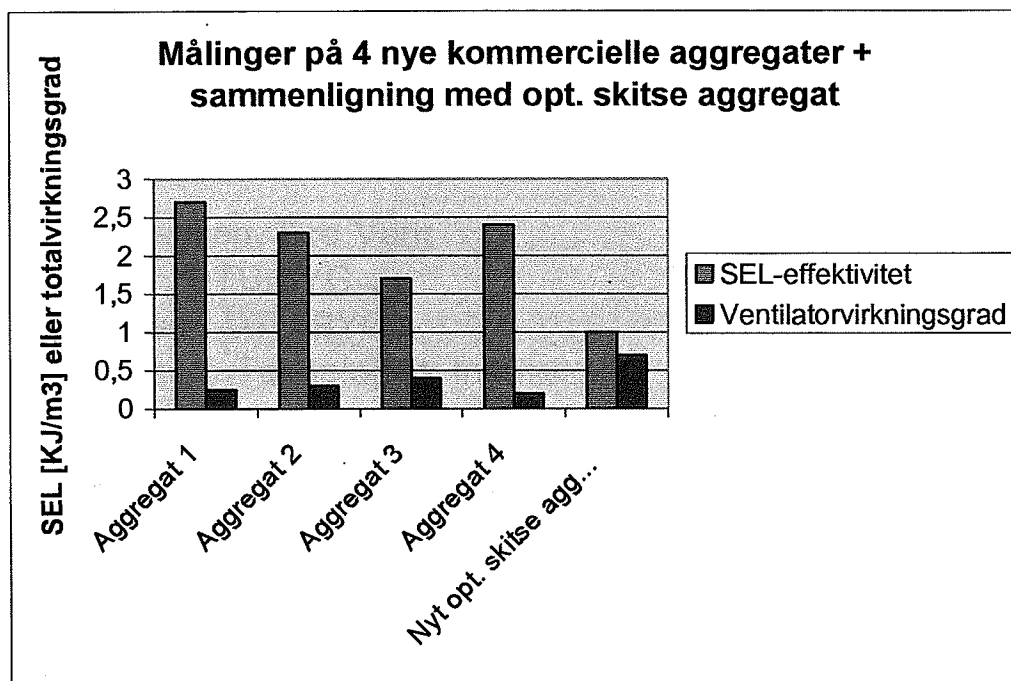
Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.



## UDVIKLING OG OPTIMERING AF ET ENERGIEFFEKTIVT STRAIGHTNER VEN- TILATIONSAGGREGAT MED INDBYGGET CHOPPER VARMEVEKSLER



Februar 2003

# **Udvikling og optimering af et energieffektivt straightner ventilationsaggregat med indbyg- get chopper varmeveksler**

John Steen Jensen, Eco Vent

Toke Rammer, DTU/BYG

Svend Svendsen DTU/BYG

Jan Christiansen, Teknologisk Institut

Christian Drivsholm, Teknologisk Institut

Hans Olsen, Teknologisk Institut

Februar 2003

## Forord

Dette projekt: ”Udvikling og optimering af et energieffektivt **straightner** ventilationsaggregat med indbygget **chopper** varmeveksler”, fase 1 er finansieret af Energistyrelsen under EFP-2001: ”Bygninger og Solenergi, indsatsområde **Ventilation, opvarmning og køling**”, Journal nr.: 1213/01-0018.

Projektet er et samarbejde mellem ventilationsfirmaet EcoVent, Universitetet DTU/BYG og GTS instituttet Teknologisk Institut.

DTU/BYG har selvstændigt stået for kapitlerne 6-10 i rapporten.

Teknologisk Institut vil gerne takke for et godt samarbejde deltagerne imellem.

John Steen Jensen EcoVent

Toke Rammer DTU/BYG

Svend Svendsen DTU/BYG (faglig- og administrativ leder for DTU/BYG's projektdel)

Jan Christiansen Teknologisk Institut

Christian Drivsholm Teknologisk Institut (faglig projektleder)

Hans Olsen Teknologisk Institut (projektansvarlig)

Februar 2003

Hans Olsen, Energi



# Indholdsfortegnelse

Side

<b>1</b>	<b>Konklusion .....</b>	<b>9</b>
1.1	Fremtidige krav til ventilationssystemer – nyt EU direktiv plus kommende BR 2005 .....	9
1.2	Status for nye kommercielle ventilationssystemer med baggrund i udførte målinger.....	10
1.3	Teknisk niveau af delkomponenter i optimeret skitse ventilationsaggregat plus kanalsystemarrangement.....	13
1.4	Frostrisiko .....	20
1.5	Energi og økonomi .....	20
1.6	Perspektiver for det videre arbejde .....	21
<b>2</b>	<b>Indledning.....</b>	<b>23</b>
<b>3</b>	<b>Energimæssig krav til fremtidens ventilationsaggregat .....</b>	<b>27</b>
3.1	Krav til aggregaters elforbrug .....	27
3.2	Krav til aggregaters "varmeforbrug" .....	28
<b>4</b>	<b>Ventilationsaggregatets energieffektivitet anno 2001 .....</b>	<b>29</b>
<b>5</b>	<b>Udvikling af energieffektivt ventilationsaggregat .....</b>	<b>31</b>
5.1	Ventilatoren .....	31
5.1.1	Anvendelse af aksialventilatorer.....	31
5.1.2	Varmevekslerudformning 1 .....	41
5.1.3	Alternative vekslerudformninger.....	45
5.1.4	Delkonklusion .....	60
5.2	Ventilationsaggregatets udformning.....	60
5.3	Undersøgelse af tilbagebetalingstider .....	63
5.3.1	Forudsætninger .....	64
5.3.2	Naturlig ventilation .....	64
5.3.3	Kun udsug .....	65
5.3.4	Aggregat med krydsveksler og eleftervarmer .....	65
5.3.5	Aggregat med krydsveksler og vandeftervarmer .....	66
5.3.6	Aggregat med modstrømsveksler .....	66
5.3.7	Nyt optimeret aggregat med modstrømsveksler og aksialventilator .....	67
5.3.8	Aggregat med modstrømsveksler i forhold til aggregat med krydsveksler og vand eftervarmer .....	67
5.3.9	Opsummering .....	68
5.4	Forskellige ventilationstyper miljøpåvirkning.....	68
<b>6</b>	<b>Energibehov og økonomi.....</b>	<b>71</b>

<b>7</b>	<b>Eksempelbolig .....</b>	<b>75</b>
<b>8</b>	<b>Bypass i ventilationsaggregat .....</b>	<b>77</b>
8.1	Termisk indeklima .....	77
8.2	Indflydelse på energi og økonomi .....	80
<b>9</b>	<b>Frostrisiko i varmeveksler .....</b>	<b>81</b>
9.1	Vurdering af frostrisiko .....	82
9.2	Strategi for at undgå frost.....	83
9.3	Fugtbalance i bygningen .....	84
9.4	Frostrisiko og frostsikring i eksempelboligen .....	85
<b>10</b>	<b>Kanalføring.....</b>	<b>89</b>
10.1	Føring af ventilationskanaler i enfamiliehus.....	89
10.1.1	Kanalføring i tagrum .....	89
10.1.2	Kanaler integreret i loftisoleringen.....	89
10.2	Varmetab fra kanalsystemet .....	90
10.3	Økonomisk gevinst ved integrerede kanaler.....	94
10.4	Kanalsystemets opbygning .....	94
10.4.1	Tryktab.....	96
10.4.2	Lydforhold.....	97
10.4.3	Økonomi .....	100
10.5	Energiforbrug og økonomi for energieffektivt ventilationsanlæg.....	101
<b>11</b>	<b>Referencer .....</b>	<b>103</b>
<b>Bilag 1:</b>	<b>Måling på ventilationsaggregater 1 - 4 .....</b>	<b>105</b>
	Ventilationsaggregat nr. 1.....	105
	Indløb til aggregatet.....	105
	Filtrene .....	106
	Varmeveksleren .....	107
	Ventilatorerne .....	110
	Generelt for aggregatet.....	111
	Opsamling på ventilationsaggregat nr. 1.....	113
	Ventilationsaggregat nr. 2.....	114
	Indløb til aggregatet.....	114
	Filtrene .....	116
	Varmeveksleren .....	116
	Ventilatorerne .....	119
	Generelt for aggregatet .....	120
	Opsamling på ventilationsaggregat nr. 2.....	122
	Ventilationsaggregat nr. 3.....	123
	Indløb til aggregatet.....	123
	Filtrene .....	124
	Varmeveksleren .....	125
	Ventilatorerne .....	128

Generelt for aggregatet .....	129
Opsamling på ventilationsaggregat nr. 3.....	131
Ventilationsaggregat nr. 4.....	131
Opstilling.....	131
Målinger.....	132
Måling af varmevekslerens temperaturvirkningsgrad .....	132
Måling af lækage .....	133
Diverse observationer.....	135

**Bilag 2 – Detaljer for beregning af priser for ventilationssystemerne.....137**

**Bilag 3 – Strömungs Maschinen .....141**





# 1 Konklusion

## 1.1 Fremtidige krav til ventilationssystemer – nyt EU direktiv plus kommende BR 2005

Der er i dette projekt arbejdet med et nyt ventilationsaggregat- plus kanalsystem arrangement koncept til ventilering af parcelhuse, boliger, institutioner, skoler m.fl. Det nødvendige udviklingsarbejde er igangsat for at kunne imødegå blandt andet følgende to fremtidige udfordringer:

- Et nyt EU direktiv om bygningers energimæssige ydeevne skal implementeres i Danmark inden udgangen af 2005. 40% af energiforbruget i EU sker i byggesektoren, og sektoren er således den største energiforbruger i EU. EU ønsker at reducere behovet for energi og har derfor vedtaget et nyt direktiv om bygningers energimæssige egenskaber. Direktivet sætter krav om, at medlemslandene inden de næste 3 år, skal indarbejde minimumskrav til bygningers energimæssige egenskaber. I den forbindelse skal myndighederne indarbejde energitabet gennem klimaskærmen, energiforbruget til opvarmning af varmt vand, energitabet i varme og **ventilationssystemer** m.m. Desuden skal der indarbejdes energitilskud fra passiv solvarme, og bygningen skal vurderes i forhold til naturlig ventilation. Direktivet sætter også krav om, at der skal indføres energimærkning af visse bygningstyper, nye bygninger m.m. Når direktivet er endeligt implementeret, forventes en reduktion på ca. 22% svarende til en besparelse på ca. 45 mill. tons CO<sub>2</sub>.
- Kravene i det kommende danske bygningsreglement 2005 bliver hvad angår ventilation skærpet, idet oplægget anfører følgende:
  1. Energibehovet bestemmes stadigvæk som summen af varmebehovene plus **3 gange summen af elbehovene**
  2. Ved anvendelse af den **forenklede eftervisning** forudsættes desuden, at ventilationsanlæg forsynes med energigenvindingsaggregater med en temperaturvirkningsgrad på mindst 70%. Genvindingsaggregatet skal dog under alle omstændigheder have en temperaturvirkningsgrad på mindst 60%.
  3. For et ventilationsanlæg med både indblæsning og udsugning og konstant luftydelse, må elforbruget til lufttransport (SEL-værdien) ikke overstige 2000 J/m<sup>3</sup> udeluft. For udsugningsanlæg må elforbruget til lufttransport (SEL-værdien) ikke overstige 800 J/m<sup>3</sup> udeluft.

- Udvikling af energibestemmelser op mod år 2012 indeholder blandt andet følgende scenarier:
  1. Det vil formodentligt være nødvendigt, at se mere på hvordan bestemmelserne kan fremme energieffektive installationer. I forbindelse med udformningen af beregningsmetoder, bør der tages særligt hensyn til at den skal fremme energieffektive installationer.
  2. Der kan også blive behov for at se mere på sammenhængen mellem varmebelastninger, sommerforhold, **elforbrug til ventilation**, mekanisk køling og udnyttelse af el fra solceller.

## 1.2 Status for nye kommercielle ventilationssystemer med baggrund i udførte målinger

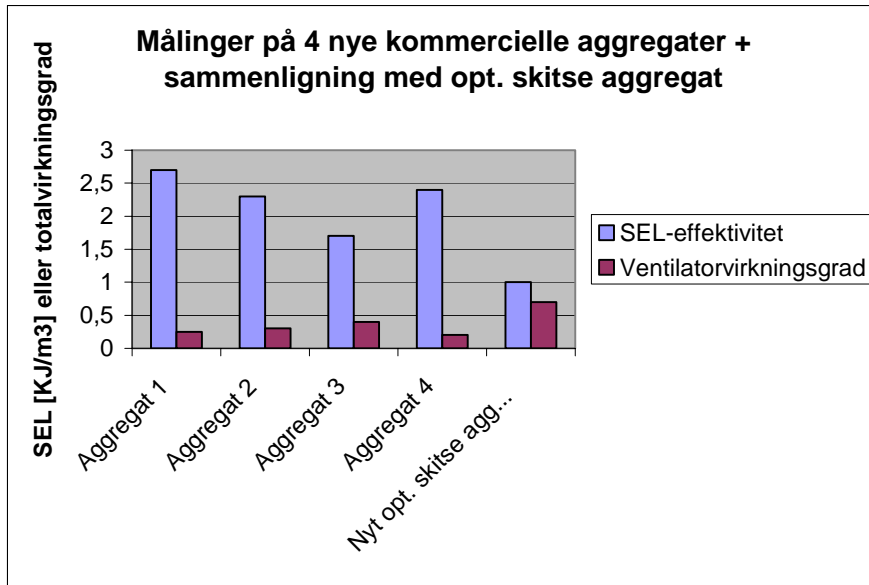
For at kunne få et overblik over hvilket teknisk niveau helt nye kommercielle små ventilationsaggregater befinder sig på, er der i projektet foretaget omfattende målinger på fire små ventilationsaggregater - primært af følgende parametre:

1. Elforbrug til lufttransport (SEL –værdi)  $J/m^3$
2. Tryktab forskellige steder i aggregatet,  $\Delta p_{STATISK}$  Pa
3. Ventilator totalvirkningsgrad  $\eta_{TOT}$
4. Temperaturvirkningsgrad af veksler  $\eta_{VGV}$
5. Intern lækage (kortslutning mellem  $q_{INDBLÆSNING}$  og  $q_{UDSUG}$ ,

$$F_{LÆKAGE} = \frac{C_{INDBLÆSNING}}{(C_{UDSUG} = 100\%)}$$

Den efterfølgende tabel angiver SEL–værdien og ventilatorens totale virkningsgrad for de fire kommercielle ventilationsaggregater og målsætningen for det optimerede skitse ventilations aggregat.

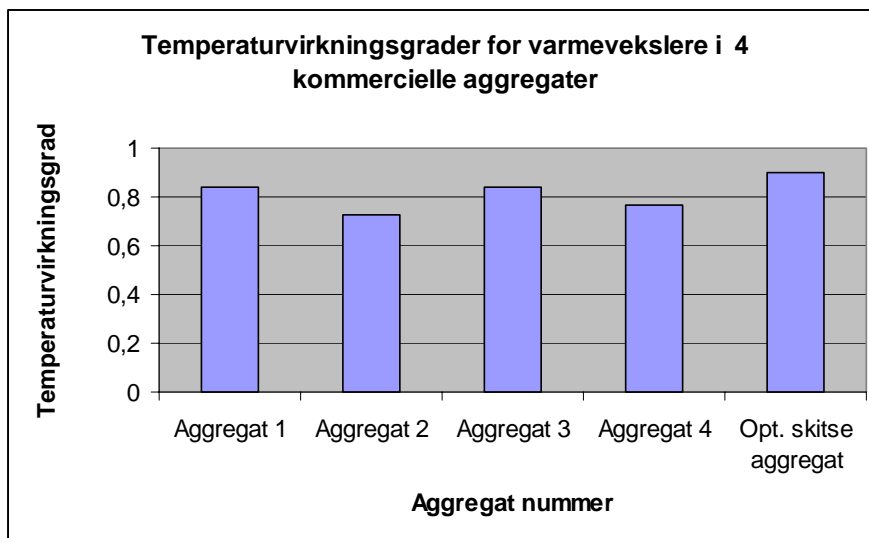
Tre ventilationsaggregater opfylder det nuværende Bygningsreglement 1995 og ét ventilationsaggregat opfylder ikke reglementet. Hvis Bygningsreglement 2005 implementeres opfylder ét ventilationsaggregat reglementet og tre ventilationsaggregater opfylder ikke reglementet.



Figur 1.2a.

Den efterfølgende tabel angiver temperatur virkningsgraden for de fire kommercielle ventilationsaggregater og målsætningen for det optimerede skitse ventilationsaggregat.

Alle fire ventilationsaggregater opfylder det nuværende Bygningsreglement 1995. Hvis Bygningsreglement 2005 implementeres opfylder stadigvæk alle fire ventilationsaggregater reglementet:



Figur 1.2b.

Samfundsmæssigt er det imidlertid interessant hvordan billedet ser ud, hvis der fokuseres på CO<sub>2</sub> regnskabet. Det erindres at energibehovet er summen af varmebehovene plus 3 gange summen af elbehovene.

Naturlig ventilation står forholdsvis stærkt i dette regnskab, se den efterfølgende tabel, da der ikke anvendes elektricitet til ventilatorer. De eksisterende ventilationsaggregater på markedet med krydsvarmeveksler har svært ved at konkurrerer med naturlig ventilation. De testede kommercielle ventilationsaggregater var imidlertid alle forsynet med modstrømsveksler, hvilket bringer varmemeforbruget væsentligt ned; men elforbruget er ikke tilsvarende reduceret. Udvikling af et ventilationsaggregat, som et slagkraftigt alternativ til naturlig ventilation, gør det nødvendigt at fokusere på minimering af tryktab i ventilationsaggregat plus kanalsystem samt udvikling af ventilatorer med høj virkningsgrad, herunder motorer og varmevekslere med en effektivitet på over 90%.

Reguleringsudstyr dels med hensyn til behov for regulering til de enkelte opholdsrum, og dels sensorer til måling af luftkvaliteten.

Ventilationstype	Elforbrug [MJ/(m <sup>2</sup> ·år)]	Varmeforbrug [MJ/(m <sup>2</sup> ·år)]	CO <sub>2</sub> – udledning [kg/(m <sup>2</sup> ·år)]
Naturlig ventilation		162	7,3
Kun mekanisk udsug	5	164	8,2
Krydsveksler med el eftervarmeflade	105		19,1
Krydsveksler med vand eftervarmeflade	22	83	7,7
Modstrømsveksler <sup>[1]</sup>	22	26	5,2
Nyt optimeret skitse ag- gregat + opt. Kanalsy- stem <sup>[2]</sup>	7	18	3,2

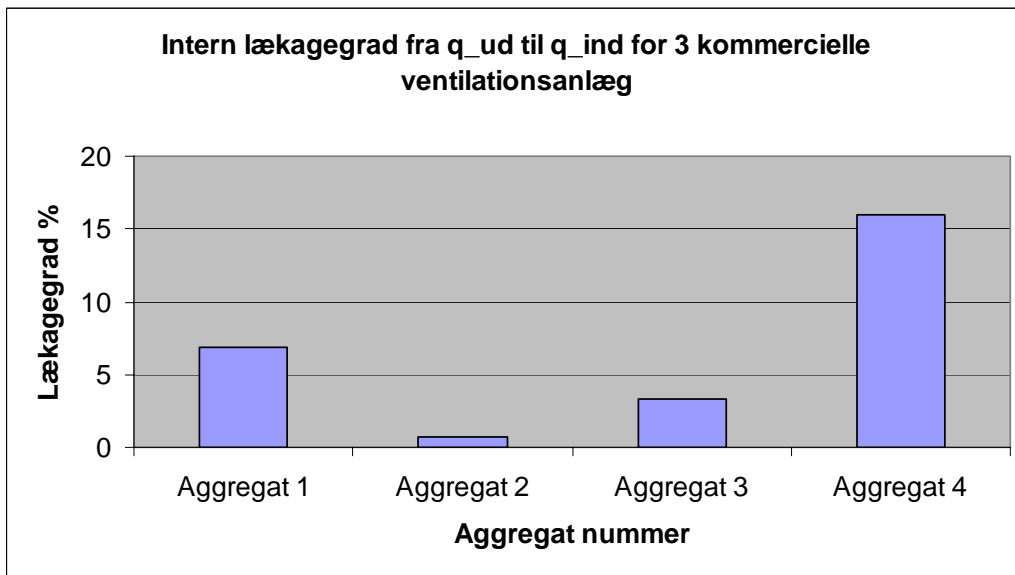
<sup>[1]</sup> Samme tekniske niveau som de testede kommercielle ventilationsanlæg; SEL – værdi lig 2000 J/m<sup>3</sup> og  $\eta_{VGV}$  lig 85%.

<sup>[2]</sup> SEL – værdi lig 1000 J/m<sup>3</sup> og  $\eta_{VGV}$  lig 90%.

Tabel 1.2a.

Det bør bemærkes, at der kan fås ventilationsaggregater med indbygget roterende varmeveksler med temperaturvirkningsgrader helt op til omkring 85%. Normalt har roterende varmevekslere den ulempe, at der altid vil være en vis intern lækage grundet opbygningen. Eventuel dårlig udsugningsluft (fx luftstoffer) vil således kunne registreres i indblæsningsluften, samt at der benyttes ekstra elforbrug til at drive veksleren rundt.

Den efterfølgende tabel angiver den interne lækage grad fra  $q_{UD}$  til  $q_{IND}$ . Man ved som sagt, at ventilationsanlæg forsynet med roterende varmevekslere har intern lækage; men man forventer til gengæld, at ventilationsanlæg med kryds- eller modstrømsveksler har en ubetydelig intern lækagegrad. Det var kun tilfældet for ventilationsaggregat nummer 2. Den primære årsag til den interne lækage var utætheder i by-pass spjældet og varmeveksler indbygningen.



Figur 1.2c.

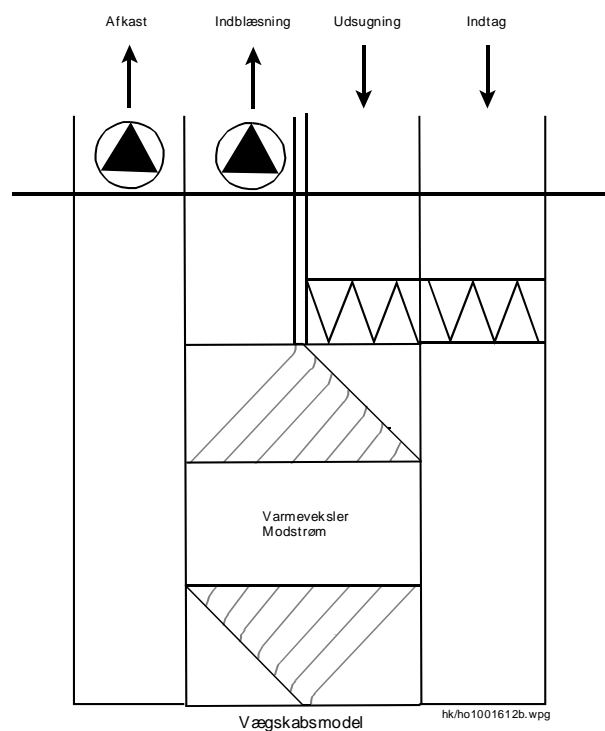
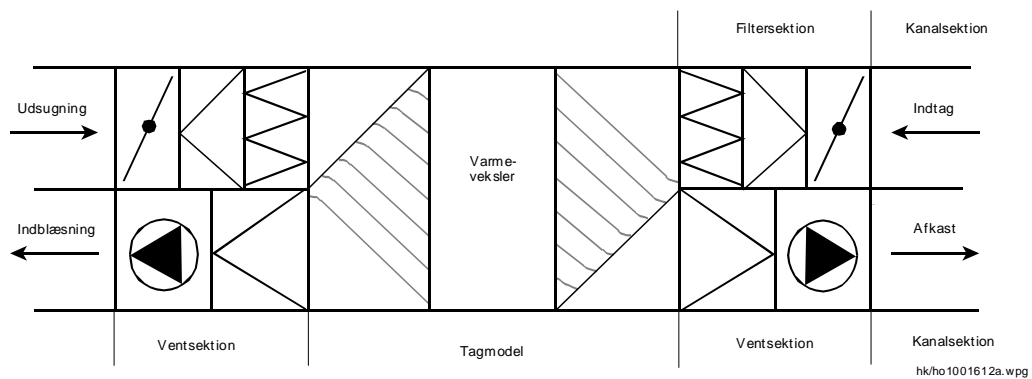
### 1.3 Teknisk niveau af delkomponenter i optimeret skitse ventilationsaggregat plus kanalsystemarrangement

Indsatsen er foretaget på fire fronter:

1. Udvikling af ventilationsaggregat hvor luften primært strømmer i cirkulært system frem for 90° kasseformet system.

Hele udviklingen af selve ventilationsaggregatet ligger op til, at luftens to bidrag til:  $p_{TOT} = p_{STATISK} + p_{DYNAMISK}$ , på nær passage gennem ventilatoren, har så små udsving som muligt. Hvis fx luften i tilgangskanalen har en  $p_{DYNAMISK}$ , som pludselig falder drastisk på grund af stor volumenudvidelse (dvs. brat overgang) inde i selve aggregatet, opstår der uvilkaarligt et tryktab osv.

Ved så vidt muligt, at holde luften i cirkulære kanaler uden tværsnitsareal ændringer, bøjninger m.v. opnås det mindste fald i  $p_{TOT}$ .



Figur 1.3a

2. Udvikling af designgrundlag for dimensionering af højeffektive aksialventilatorer i små dimensioner, dvs.  $\varnothing < 200\text{mm}$ .

De udførte målinger på kommercielle ventilationsaggregater viste, at totalvirkningsgraden svingede fra 0,2 - 0,4, hvilket giver problemer med for lav SEL værdi. Det bør bemærkes, at ingen af de fire testede ventilationsaggregater var monteret med aksialventilatorer.

I et tidligere projekt er udviklet en aksialventilator ( $\varnothing 315$  mm) med en ventilatorvirkningsgrad på 85%. Yderligere er udviklet et skaleringsværktøj, som dette projekt bygger naturligt videre på. Med et ønsket arbejds punkt i projektet på:  $\{250 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta p_{\text{TOT}}=200 \text{ Pa}\}$  har det ikke været muligt, at køre videre med et navforhold på 0,5. Navforholdet er ændret til 0,8. Skaleringsværktøjet indikerer, at ventilatorvirkningsgraden vil falde med omkring 6 procentpoint til 79%. Det bør dog erindres, at virkningsgraden generelt falder med størrelsen af ventilatoren, da tab som fx tiptab bliver mere betydelige.

Virkningsgraden skal ikke forventes at kommer højere op end omkring 75%.

Skaleringsværktøjet giver en ydre diameter på 0,160m og en indre diameter på 0,130 m ved et omdrejningstal på 3000 o/min.

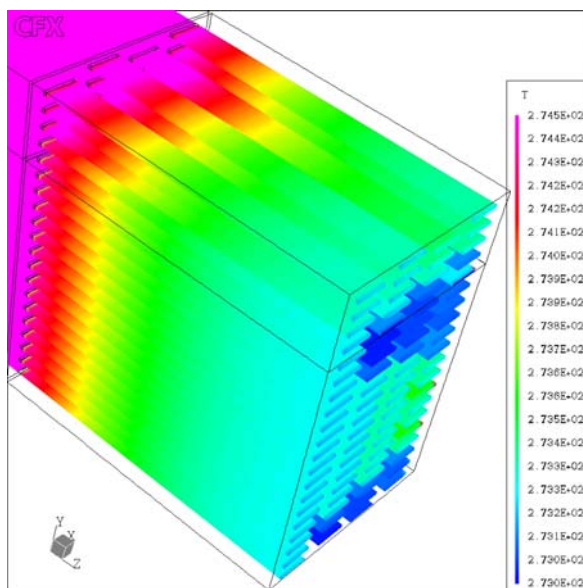
En ventilatorvirkningsgrad på omkring 75% og en ønsket totalvirkningsgrad på omkring 60% stiller forholdsvis store krav til motorens virkningsgrad, som skal ligge i området 80%.

Der er ikke umiddelbart i projektet fundet motorer, der kan opfylde dette krav!

### 3. Udvikling af højeffektiv modstrømsveksler med lille tryktab.

Den oprindelige tanke med varmevekslerudformning er vist på efterfølgende figur. Luft løber lige gennem veksleren uden at ændre vektoriel retning. Desværre viste CFD beregninger, at virkningsgraden ikke kunne matche ønsket i projektet om en temperaturvirkningsgrad på omkring 90% uden et uacceptabelt stor trykfald. Transport af varme på tværs via plane metalplader uden mikroribber kunne derfor ikke realiseres.





Figur 1.3b. Figuren viser den oprindelige idé med en "chopper" veksler hvor luften går lige gennem veksleren uden at ændre vektoriel retning. Det ses af billedet, at veksleren er opbygget med mange tynde metalplader, som går fra den kolde til den varme sektion. Varmen skal således transporteres på tværs af luftretningen. Modstanden i veksleren kommer ved, at lufthastigheden på alle metaloverflader pr. definition er nul.

Herefter er der beregnet og lavet forsøg med to andre udformninger: Modstrømsveksler med trekantede- og firkantede kanaler.

Optimeringen gik herefter ud på at minimere tryktabet over varmeveksleren under følgende bibetingelser:

- Højde og bredde af varmeveksleren er ens
- Højden og bredden a varmeveksleren er mindre end eller lig længden i strømningretningen
- Højden i det trekantede rørprofil i pladeveksleren er lig grundlinien

Under ovenstående forhold er data for den optimale varmeveksler gengivet i den efterfølgende tabel (trekantsmønster):

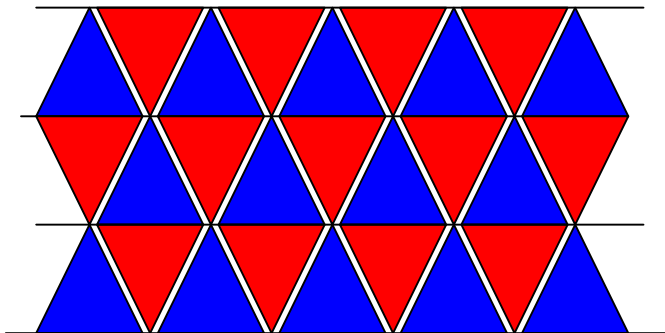
Parametre	Værdi
Volumenstrøm	0,0833 m <sup>3</sup> /s ~ 300 m <sup>3</sup> /h
Temperaturvirkningsgrad (ønsket)	90%
Overført varmeeffekt	2125W
Tryktab over veksler (ønsket)	52,2Pa
Højde	0,368m
Bredde	0,368m
Længde	0,368m
Volumen	0,05m <sup>3</sup>
Pladetykkelse	0,0005m

Tabel 1.3a.

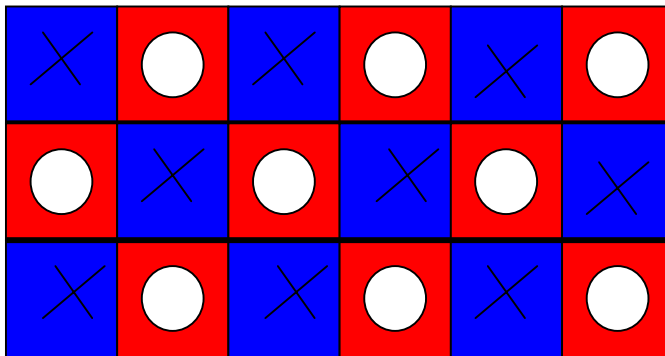
og programmet gav herefter følgende værdier:

<b>Beregnete værdier</b>	
Areal af indløb for en retning	0,04 m <sup>2</sup>
Lufthastighed i vekslerør	1,91 m/s
Hydraulisk diameter for trekant	0,0028 m
Re	383,74
Nu_middel	3,61
h_kold	32,88 W/(m <sup>2</sup> *K)
h_varm	32,88 W/(m <sup>2</sup> *K)
Friktionsfaktor f	0,17
Tryktab	50,39 Pa
Varmetransmissionskoefficient	16,44 W/(m <sup>2</sup> *K)
Overfladeareal mellem strømningerne	35,33 m <sup>2</sup>
Vekslerens volumen	0,05 m <sup>3</sup>
Effekt tilført den kolde luft	2125,2 W
<b>Effektiviteter</b>	
Ntu	5,67
Effektivitet (uden axial ledning)	0,85

Den principielle opbygning er vist på efterfølgende figur:



Figur 1.3c. Figuren viser et skitse tværsnit af en modstrømsveksler med trekantede kanaler. Den blå farve markerer den kolde luft og visa versa.



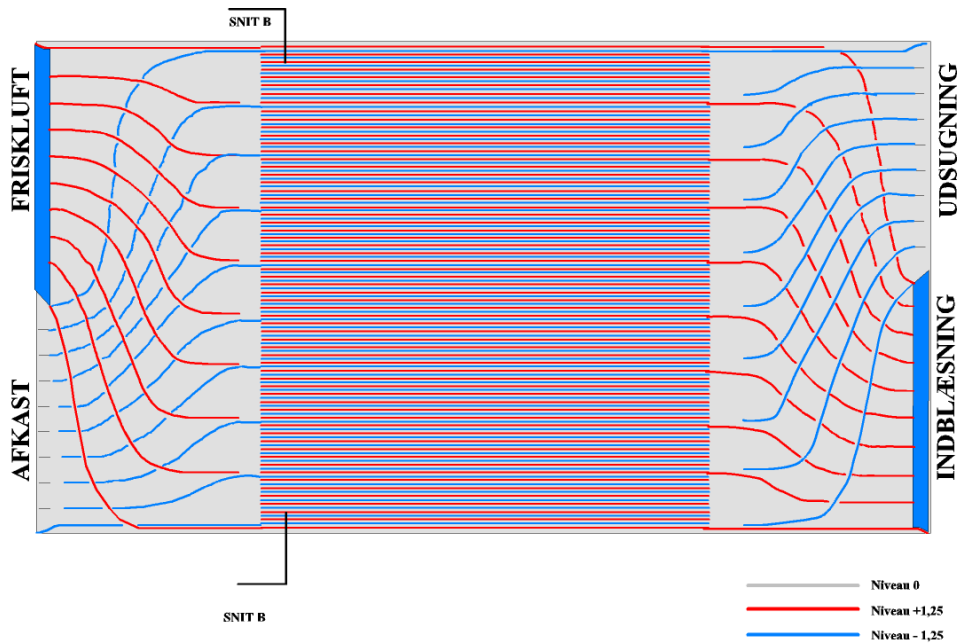
Figur 1.3d. Figuren viser et skitse tværsnit af en modstrømsveksler med firkantede kanaler. Den blå farve markerer den kolde luft og visa versa.

Der er i projektet gjort meget ud af indløbsforholdene til veksleren. Ofte ses dårlige indløbsforhold, som resulterer i skæv belastning af veksleren med forringet virkningsgrad til følge. Hvis modstanden gennem veksleren i teorien var stor, skulle luften nok fordele sig nogenlunde ensartet.

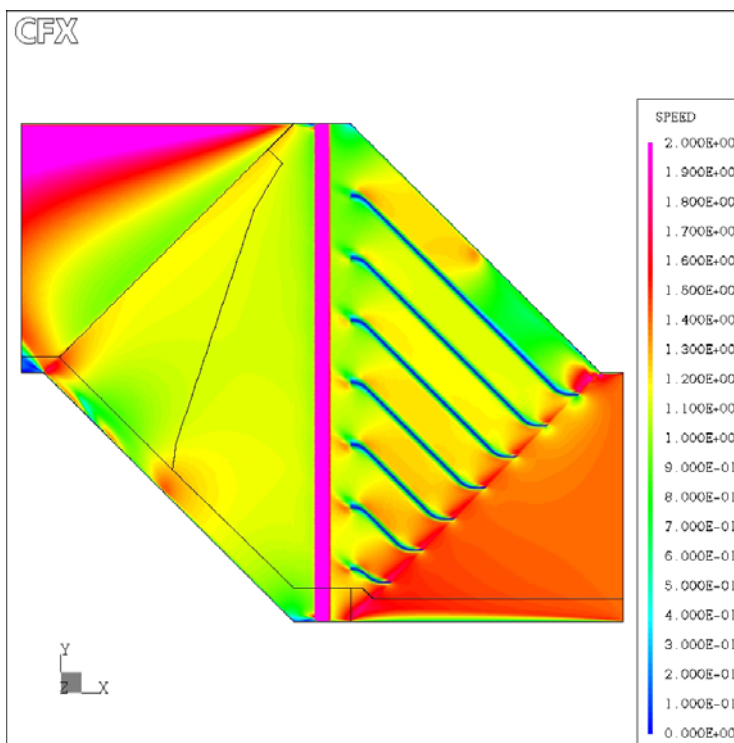
Der er selvfølgelig muligheden for at lave et pænt overgangsstykke, så det dynamiske tryk uden problemer kan omsættes til statisk tryk; men det koster til gengæld i veksler størrelse.

Problemer med uensartet luftfordeling kan fx testes med fint farvet pulver, der efterlader spor gennem veksleren. Farvenuancerne på veksler overfladen er et udtryk for fordelingsmønsteret.

Der er i projektet valgt at arbejde med to forskellige løsninger, hvilket er illustreret på de to efterfølgende figurer. Det åbner op for, at veksleren kan konstrueres enten med et lige eller et lettere skævt indløb. De to løsninger angriber luften inden den når ind i selve fordelingsområdet, hvilket indebærer to fordele: Luften fordeles meget ensartet til selve veksler området og modstanden i fordelingsområdet reduceres væsentligt. De to forskellige løsninger er testet ved hjælp af CFD beregninger.



Figur 1.3e. Figuren viser et plansnit af en modstrømsveksler med et lige tilløb. Bemærk de mange fordelingsplader som så vidt muligt sørger for, at veksleren er ens belastet.



Figur 1.3f. Figuren viser et skitse plansnit i en modstrømsveksler med skævt tilløb. Bemærk de mange fordelingsplader som så vidt muligt sørger for, at veksleren er ens belastet. Her er luftens 'fart' vist med farver. Beregningen viser, at korrekt valgt af fordelingsplader giver den ønskede ensartethed.

4. Udvikling af nyt design for kanalsystemarrangement, hvor kanalsystemet er bedre integreret i parcelhuset

## 1.4 Frostrisiko

I ventilationsanlæg med varmegenvinding er der risiko for tilfrysning ved lave udetemperaturer. Denne risiko er vurderet på baggrund af det danske design referenceår (DRY) og for en ekstrem vintersituation. Frostrisikoen er vurderet for to døgnprofiler for vanddampproduktionen i boligen. Med vejrdata fra DRY vurderes at der er risiko for frost i 31-160 timer om året hvorimod det ekstreme referenceår giver risiko for frost mellem 148-689 timer i de tre vintermåneder. To strategier til regulering for at undgå frost er vurderet, hvoraf den mest energieffektive møde til at undgå frost er flowregulering af indblæsningsluften, således at temperaturen i afkastet ikke kommer under frysepunktet. Den genvundne varme ændres ikke væsentligt ved flowregulering på baggrund af vejrdata fra DRY, og på baggrund af det ekstrem kolde vinterforløb sænkes den genvundne varme kun med 5-7% i forhold til det teoretisk mulige. Det er således muligt med flowregulering af indblæsningsluften at undgå frost i varmeveksleren uden at varmegenvindingen i anlægget nedsættes drastisk.

## 1.5 Energi og økonomi

I et energieffektivt ventilationsanlæg skal kanalsystemet designes så unødvendigt varmetab og tryktab undgås. Det er desuden væsentligt at anlægget ikke giver anledning til støjgener i boligen. Ved at føre ventilationskanalerne integreret i loftsisoleringen, nedsættes både varmetabet gennem loftkonstruktionen og varmetabet fra kanalerne. Det samlede varmetab gennem loftskonstruktionen og fra kanalerne er i tilfældet med integrerede kanaler kun ca. 5% større end det endimensionale varmetab gennem loftskonstruktionen alene. Ved at integrere kanalerne i isoleringen reduceres det samlede varmetab fra kanaler og gennem loftet med ca. 50% i forhold til en situation, hvor ventilationskanalerne ophænges i loftsrummet med 50 mm isolering. Den integrerede løsning medfører således næsten intet ekstra varmetab fra kanalerne, hvilket betyder at effektiviteten af varmegenvindingen i det samlede system er tæt på varmevekslerens effektivitet. Tryktabet i kanalsystemet udenfor aggregatet er fordelt med ca. 1/3 på armaturer, luftindtag/afkast og kanalerne. Ved et hensigtsmæssig valg af armaturer og design af kanalsystemet, vil tryktabet udenfor aggregatet kunne holdes på ca. 50 Pa. Lydberegninger viser at støjgener fra anlægget kan undgås. Det er nødvendigt med lyddæmpning efter ventilationsaggregatet for at fjerne støj genereret i aggregatet. Egenstøjen i indblæsnings- og udsugningsarmaturer begrænses ved at undgå et stort tryktab over armaturerne.

Det konkluderes, at et ventilationsanlæg med varmegenvinding i enfamiliehuse kan opnå en varmegenvinding på 85% og specifikt elforbrug på 500 J/m<sup>3</sup> ved at benytte effektiv modstrømsvarmeveksler, omhyggeligt design af kanalsystemet med hensyn til varmetab og tryktab samt valg af energieffektiv ventilator og motor. Dette vil i et typisk enfamiliehus medføre en årlig besparelse i energiudgifterne på 2.300-3.400 kr. og sænke CO<sub>2</sub>-udledningen til

mellem en fjerdedel og tredjedel set i forhold til en nuværende bolig. Ved en NU-værdiberegning over 30 år med en realrente på 2%, vil NU-værdien af besparelsen på energiudgiften være 52.000-72.000 kr. sammenlignet med en naturlig ventileret bolig og 56.000-.76.000 kr. sammenlignet med en bolig med udsugningsanlæg. Sammenholdes dette med en vurderet anlægsudgift for balanceret ventilation på 45.000-50.000 kr. inkl. moms, vil der være en privatøkonomisk gevinst ved at investere i et energieffektivt ventilationsanlæg med varmegenvinding. Når der sammenlignes med en bolig med udsugningsanlæg, skal der tages hensyn til investeringen i udsugningsanlægget. Antages investeringsomkostningen for udsugningsanlægget at være ca. 15.000 kr., hvilket svarer til halvdelen af udgiften til kanalsystemet for balanceret ventilation, fås en samlet besparelse på mellem 21.000 kr. og 41.000 kr. på den samlede NU-værdien over 30 år, afhængig af varmeleveringen. Der vil således være en væsentlig økonomisk samt energi- og miljømæssig gevinst ved at benytte energieffektiv ventilation med varmegenvinding frem for rene udsugningsanlæg.

## 1.6 Perspektiver for det videre arbejde

I dette projekt er skitseret et nyt ventilationsaggregat koncept. Beregninger og målinger er foretaget på delkomponenter til ventilationsaggregatet.

På vekslersiden kan der vanskeligt opnås markante yderligere forbedringer, idet virkningsgraden efterhånden har opnået et tilfredsstillende niveau ved brug af modstrømsvekslere.

Der kan imidlertid gøres mere for at sikre mod utilsigtet intern lækage. Det bør bemærkes, at et andet vekslerprincip – roterende veksler – altid har en vis intern lækage samt at der benyttes ekstra elforbrug til at drive veksleren rundt.

Den meget høje effektivitet skaber nye problemer, idet tilisning nu er et større problem. Der er allerede forskellige mekanismer på markedet, som forhindrer tilisning: Hvis udsugningstemperaturen fx når ned under 2°C reduceres udeluftstrømmen. En anden løsning er placering af varmelegeme i udeluften før veksleren. Fælles for disse omtalte mekanismer er mistet varmeenergi, som eskaleres ved faldende udetemperatur.

Det bør bemærkes, at en roterende veksler ikke har dette tilisningsproblem ved udetemperaturer helt ned til omkring -15°C. Der skal arbejdes videre med bedre frostsikringsanordninger der ikke koster i mulige energibesparelser.

På ventilatorsiden er der opnået forbedringer ved skift fra ventilator med B-hjul til aksialventilator. Der er arbejdet meget med forskellige vingeprofiler ved brug af data fra den amerikanske flyindustri. Herforuden er ensretteren og diffusoren optimeret.

Det positive billede af selve ventilatoren trækkes noget ned når blikket vendes mod motoren. Det er tilsyneladende ikke lykkedes, at finde en motor i lille størrelse med en effektivitet på mindst 80%.

Der skal arbejdes videre med at finde bedre motorer, således at den samlede virkningsgrad for ventilator og motor er mindst 60%.

Foruden ovenfor nævnte problemstillinger ligger fortsat et stort arbejde i udvikling af bedre styringsstrategier eller sagt med andre ord: Hvilket udseende har den optimale behovsstyring?

Dette udviklingsarbejde er allerede beskrevet i den overordnede projektbeskrivelse for dette EFP 2001 projekt.

Herforuden skal fokus rettes mod: Trækfri og optimal luftfordeling i rum, minimering af støj fra aggregat, ”håndværker venlige” montageprincipper af ventilationsaggregat og kanalsystem arrangement i bygningskonstruktionen.

## 2 Indledning

Energirammen for boliger er over en årrække blevet skærpet væsentligt. Et nyt EU-direktiv vedrørende bygningers energimæssige ydeevne, som skal implementeres i Danmark inden udgangen af 2005, skubber yderligere til denne udvikling.

Det kommende Bygningsreglement 2005 vil med stor sandsynlighed læne sig op ad EU-direktivet, hvis kravene bliver skærpede i forhold til det eksisterende Bygningsreglement 1995.

En reduktion af varmetransmissionstabet (og infiltrationstab) kan etableres uden problemer ved dels merisolering og dels tætning af vinduer og døre. Klimaskærmens transmissionstab er dog efterhånden så lavt, at der kun opnås marginale gevinster ved yderligere isolering. Der kan stadigvæk opnås meget på vinduessiden, hvis vakuum ruder implementeres; men p.t. ser det mildest talt ikke lovende ud. Samlet set gøres klimaskærmen med disse tiltag alt andet lige tættere; men kravet til et friskluftskifte på fx 0,5<sup>1</sup> gange pr. time er uændret. Energiforbruget til ventilation kommer derfor til at udgøre en større og større del af energirammen.

Nye højeffektive ventilationssystemer vil være midlet til yderligere at reducere energiforbruget.

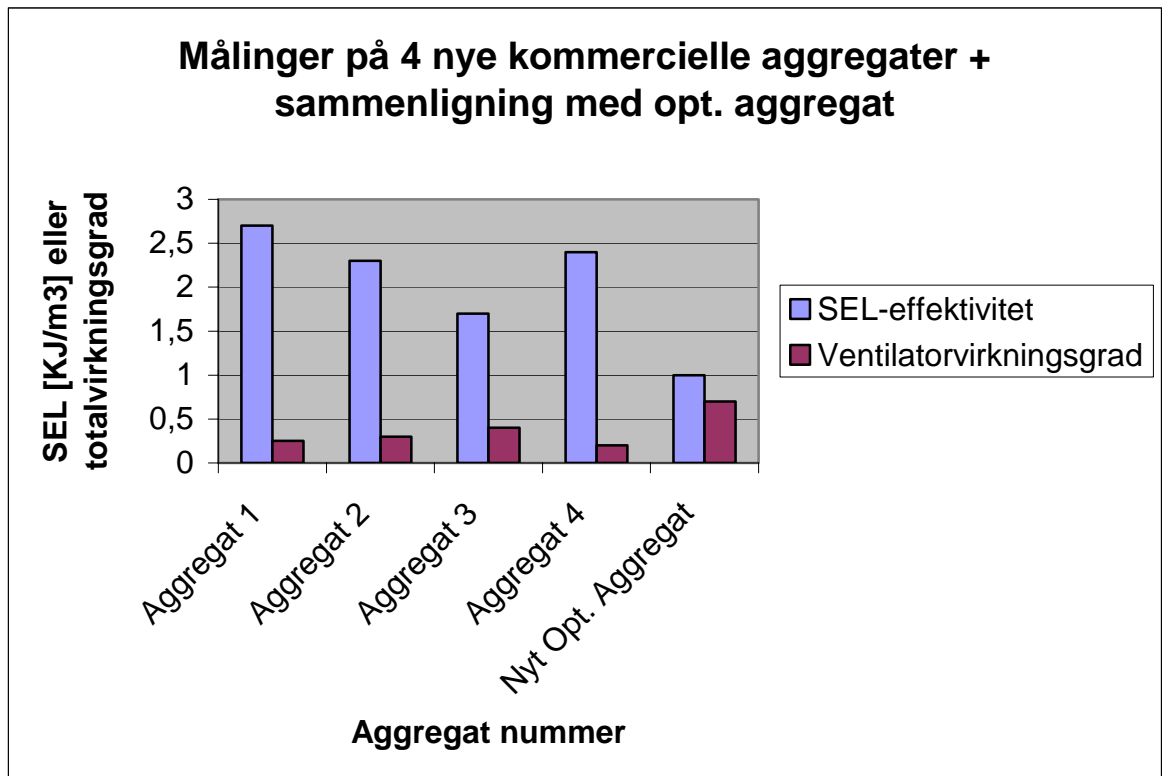
### **Status p.t. for mindre ventilationsaggregater**

Den efterfølgende figur viser helt nye ventilationsaggregaters formåen hvad angår eleffektivitet. På figuren er herforuden vist det optimerede ventilationsaggregat formåen, hvis projektets innovative koncepter føres helt ud i livet. Det bør bemærkes, at flere ventilationsaggregater vil få problemer hvis kravene skærpes ved fx en SEL værdi på 2000 J/m<sup>3</sup>.

---

<sup>1</sup> Et luftskifte på 0,5 gange pr. time gælder for parcelhuse og lejligheder.



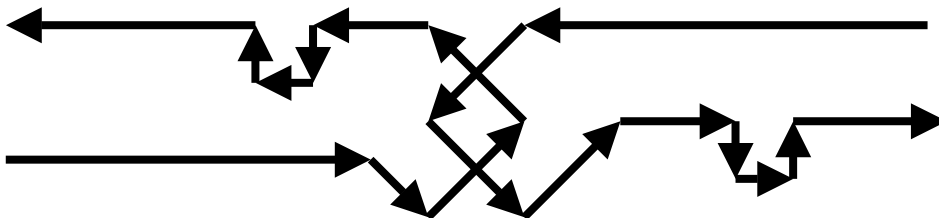


Figur 2a.

### Ventilationsaggregatet og dets indre opbygning

Et traditionelt opbygget ventilationsaggregat har normalt tilslutning til cirkulære ventilationskanaler, hvilket er fornuftigt nok. Iagttages derimod selve aggregatets indre opbygning, har man fuldstændig lagt den ”cirkulære” tankegang på hylden. Årsagen er logisk nok – det er nemmere at tænke i 90° vinkler (jævnfør opbygningen af vores huse mv.).

Hvordan har denne traditionelle tankegang påvirket løsninger mht. ”luftvejen” eller luftpassagen fra indgang til aggregatet og til udgang fra aggregatet? Dette er søgt illustreret stærkt forenklet på efterfølgende figur med et ventilationsaggregat med to ventilatorer og en dobbelt krydsveksler koblet i serie (ved anvendelse af to krydsvekslere opnås en  $\eta_{vgv}$  på omkring 70%, hvilket er acceptabelt; men ikke optimalt). Det bør bemærkes, at mange mindre eksisterende ventilationsanlæg kun er forsynet med én krydsveksler med en  $\eta_{vgv}$  på omkring 55%.

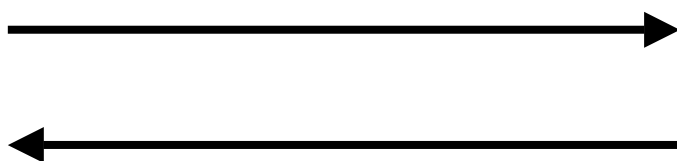


Figur 2b. Figuren viser en meget forenklet på skitseform af den store variation i luftens vektorielle retning gennem et traditionelt ventilationsaggregat med bl.a. to ventilatorer og en dobbelt krydsveksler koblet i serie  $\eta_{vgv} \sim 70\%$ .

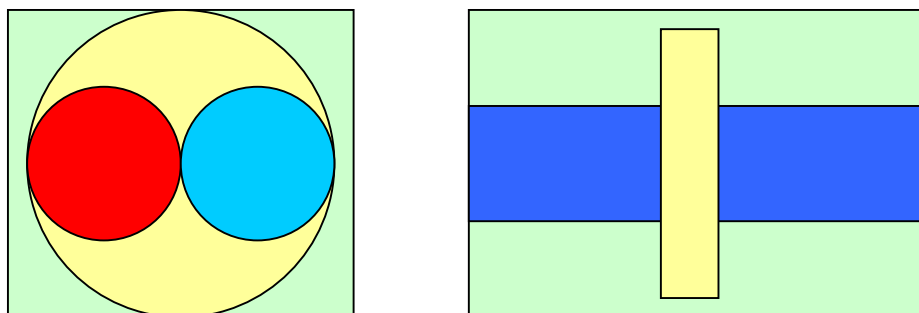
Denne traditionelle opbygning resulterer i unødvendige systemtab på op til 25% af det totale tryktab i værste tilfælde.

Hvis derimod tænkes i mere innovative baner kan denne noget kringlet passage gennem ventilationsaggregatet erstattes ved at gå væk fra "90°" tænkemåden.

De efterfølgende figurer viser et skitseforslag til et innovativt integreret koncept, hvor indtags- og afkastsiden er cirkulære kanaler. Konceptet kræver anvendelse af aksialventilatorer. Overførsel af varmeenergi til den kolde udeluft tænkes fx udført af en "chopper" varmeveksler.



Figur 2c. Figuren viser meget forenklet på skitseform luftens vektorielle retning gennem et straightner ventilationsanlæg.



Figur 2d. Figuren viser et skitse tvær- og længdesnit af et muligt straightner ventilationsaggregat (indblæsnings- og udsugningskanal) og integreret "chopper" varmeveksler.

### Miljømæssige- og økonomiske perspektiver ved forskellige ventilationskonfigurationer

Ventilering af boliger og parcelhuse foregår for det meste med 'naturlig ventilation' eller ved 'simpel udsugning'. De nuværende ventilationsanlæg kan hvad angår CO<sub>2</sub> udledning ikke konkurrere med naturlig ventilation. Kun ved brug af meget effektiv veksler, lave tryktab i aggregat + kanalsystem og effektiv ventilator fås konkurrencemæssigt et fornuftigt alternativ til naturlig ventilation.

I den efterfølgende tabel er illustreret forskellige ventilationskonfigurationer og disses energiforbrug.

Ventilationstype	Elforbrug [MJ/(m <sup>2</sup> ·år)]	Varmeforbrug [MJ/(m <sup>2</sup> ·år)]	CO <sub>2</sub> – udledning [kg/(m <sup>2</sup> ·år)]
Naturlig ventilation		162	7,3
Kun mekanisk udsug	5	164	8,2
Krydsveksler med el-eftervarme	105		19,1
Krydsveksler med vand-eftervarme	22	83	7,7
Modstrømsveksler	22	26	5,2
Nyt optimeret aggregat	7	18	3,2

*Tabel 2a. Det nye optimerede ventilationsaggregat kan konkurrere med naturlig ventilation hvad angår CO<sub>2</sub> udledning. Betragtes alene energiforbruget er det nye optimerede ventilationsaggregat naturlig ventilation overlegen.*

Det er med andre ord intentionen i dette projekt at bringe energiforbruget og CO<sub>2</sub> udledningen væsentligt under niveauet for ventilering med naturlig ventilation ved på skitseniveau med baggrund i dokumenterede målinger, at designe et nyt ventilationsaggregat.

### 3 Energimæssig krav til fremtidens ventilationsaggregat

Når energimæssige krav til fremtidens ventilationsaggregat skal vurderes, vil et godt udgangspunkt være at ventilationsaggregatet ikke må give anledning til en højere CO<sub>2</sub>-belastning end naturlig ventilation. Med de forudsætninger, der er opstillet elproduktion lig 0,655 kg CO<sub>2</sub> / kWh og fjernvarme lig 0,162 kg CO<sub>2</sub> / kWh ses dette af tabel 3.1a at være muligt for eksisterende energieffektive ventilationsaggregater med modstrømsvarmevekslere, der arbejder ved ca. halv ydelse.

Med udgangspunkt i designet af det nye ventilationsaggregat, som vurderes at have en temperaturvirkningsgrad på 90% og en eleffektivitet på omkring 600 J/m<sup>3</sup>, er nogle rimelige energikrav at temperaturvirkningsgraden for varmeveksleren inkl. evt. varme fra ventilatorer, minimum skal være 85% i designpunktet og SEL-værdien ikke må overstige 1000 J/m<sup>3</sup> i designpunktet ved et eksternt modtryk på 150 Pa i begge strømningsretninger. Disse tal giver anledning til en CO<sub>2</sub>-udledning på 3,2 kg/(m<sup>2</sup> · år), hvilket er under halvdelen af CO<sub>2</sub>-udledningen fra naturlig ventilation.

#### 3.1 Krav til aggregaters elforbrug

Eksempler på tryktabs- og effektivitetskravene, der må stilles til ventilationsaggregatets komponenter som følge af øgede krav til eleffektiviteten, kan findes i nedenstående tabel. Der er taget udgangspunkt i at der er et eksternt modtryk på 150 Pa i begge strømningsretninger.

Eleffektivitet [J/m <sup>3</sup> ]	Fastholdt ventilatortotalvirkningsgrad (0,75)		Fastholdt internt tryktab (150 Pa)	
	Internt tryktab [Pa]	Ventilatorernes totalvirkningsgrad [1]	Internt tryktab [Pa]	Ventilatorernes totalvirkningsgrad [1]
750	131	0,75	150	0,80
1000	225	0,75	150	0,60
1250	319	0,75	150	0,48
1500	413	0,75	150	0,40
1750	506	0,75	150	0,34
2000	600	0,75	150	0,30

Tabel 3.1a. *Parametervariation på henholdsvis internt tryktab og ventilatorernes totalvirkningsgrad for forskellige eleffektiviteter. Kolonne 2 og 3 indeholder værdier for fastholdt total ventilatorvirkningsgrad på 75 % og kolonne 4 og 5 indeholder værdier for fastholdt internt tryktab på 150 Pa.*

Som det ses af tabel 3.1a er det ikke nødvendigt med væsentlige forbedringer af eksisterende aggregater for at den krævede SEL-værdi kan nedsættes. Undersøgelserne på eksisterende aggregater viser at situationen i dag typisk svarer til et internt tryktab 150 Pa og en totalvirkningsgrad for ventilatoren på 0,30.

Med den lave totalvirkningsgrad på ventilatoren burde der være god mulighed for at mindske ventilationsaggregaternes SEL-værdi væsentligt ved blot at tage fat i ventilatoren. Og en SEL-værdi på 1000 J/m<sup>3</sup> synes ikke at være et urealistisk mål.

Kan der yderligere stilles krav om mindre tryktab i kanalsystem og armatur, er der yderligere mulighed for at nedbringe elforbruget.

### **3.2 Krav til aggregaters ”varmeforbrug”**

Hvor de nyeste og mest effektive ventilationsaggregater indenfor boligventilation generelt giver anledning til væsentlige forbedringsmuligheder på elsiden, så er der langt mindre muligheder for at opnå bedre energieffektivitet på varmesiden.

På varmesiden er der flere af aggregaterne, der har en tør temperaturvirkningsgrad på ca. 85% for de indbyggede varmevekslere. Det vurderes at der ikke med rimelighed kan stilles krav om en højere temperaturvirkningsgrad, selv om det teknisk er muligt. Baggrunden herfor er at en forøgelse af temperaturvirkningsgraden ud over de 85% kræver relativt meget plads og/eller kan give anledning til forøget tryktab.

## 4 Ventilationsaggregatets energieffektivitet anno 2001

Der er foretaget en gennemgang af ventilationsaggregaters energieffektivitet i forbindelse med deres elforbrug og varmeforbrug. Aggregatets varmeforbrug følger indirekte, idet den indblæste luft på den ene eller anden måde skal opvarmes til en behagelig rumtemperatur (20 °C). For at kunne sammenholde aggregater med forskelligt el- og varmeforbrug omregnes disse energiforbrug i sidste ende til en CO<sub>2</sub>-belastning. Anvendelse af CO<sub>2</sub>-belastningen som målestok for energieffektiviteten er også meget anvendelig i forbindelse med en diskussion af miljøbelastningen i forbindelse med denne type ventilation (mekanisk ventilation) sammenholdt med andre typer ventilation.

Problematikken ved anvendelse af CO<sub>2</sub>-belastningen som mål for energieffektiviteten, er at CO<sub>2</sub>-belastningen for el og varme afhænger af produktionsmetoden. For ikke at komme ind i denne diskussion, er der valgt at benytte tal for CO<sub>2</sub>-belastningen for henholdsvis el og varme, som angivet i Søren Aggerholms udkast til det nye Bygningsreglement. Dette betyder, at CO<sub>2</sub>-produktionen ved elproduktion er 0,655 (kg CO<sub>2</sub>)/(kWh el) og ved varmeproduktion i form af fjernvarme er 0,162 (kg CO<sub>2</sub>)/(kg varme).

Til vurdering af energieffektivitetsniveauet for ventilationsaggregater anno 2001, er der udvalgt 4 aggregater, der ifølge brochure materialet burde høre til i den gode ende, når der ses på energieffektivitet. Aggregaterne er valgt fra 4 forskellige producenter, og er valgt således at de kan dække det samme behov.

Resultaterne for de ventilationsaggregater kan ses i bilag 1.



## 5 Udvikling af energieffektivt ventilationsaggregat

Med hensyn til opnåelse af høj energieffektivitet i et ventilationsaggregat, er ventilatoren og varmeveksleren nogle af de væsentligste komponenter. Det er derfor vigtigt at sørge for høj virkningsgrad for disse komponenter, ligesom det er vigtigt at tryktabet over varmeveksleren er så lavt som muligt. Når disse effektive enkeltkomponenter er designet, er det væsentligt at være opmærksom på at komponenterne får gode til- og frastrømningsforhold, idet en del af den høje energieffektivitet kan ødelægges ved u hensigtsmæssig indbygning af komponenterne. Baggrunden herfor er at den u hensigtsmæssige indbygning giver anledning til systemtab.

For at undgå nogle af problemstillingerne med systemtab er en af tankerne i dette projekt, at opbygge et aggregat, hvor luftstrømmen strømmer lige ud hele tiden, uden at skulle afbøjes. I den forbindelse ville en aksialventilator og en varmeveksler, der består af to parallelle rør være ideelle. I det efterfølgende skal det dog undersøges om der er andre faktorer, der gør disse u hensigtsmæssige/u anvendelige.

### 5.1 Ventilatoren

I stort set alle mindre ventilationsaggregater anvendes radialventilatorer. En af årsagerne hertil kan være at aksialventilatorer i så små størrelser normalt har haft en dårlig virkningsgrad. En anden årsag, der formodentlig er mindst lige så vigtig, er prisen på og tilgængeligheden af ventilatorerne.

Problemet ved anvendelse af radialventilatorer i de fleste aggregater er at der opstår systemtab i forbindelse med radialventilatorerne fordi aggregaterne ikke er opbygget således, at en 90 ° retningsændring på strømningen er fornuftig. Derfor ville en aksialventilator med tilstrækkelig høj virkningsgrad i mange aggregater med fordel kunne anvendes.

#### 5.1.1 Anvendelse af aksialventilatorer

I praksis vil man vælge en aksialblæser til opgaver, der kun kræver beskedne trykstigninger, mens man ofte vælger radialblæsere til opgaver, der kræver betydelig trykstigning. Kravene til blæsere der skal drive optimerede ventilationsanlæg ligger dog i et mellemområde med hensyn til trykstigning, og der er derfor ikke noget oplagt valg af blæsertype.

En aksialblæser og en radialblæser med bagudkrummet blade, vil være velegnede til de ventilationsopgaver, som dette projekt sigter imod. Begge blæsertyper kan fremstilles med høje virkningsgrader, men da aksialblæseren er den strømningsteknisk mest simple, er det sandsynligt at man med denne type vil kunne opnå det bedste resultat for en veloptimeret konstruktion.

En aksialblæser vil kunne konstrueres, så huset har samme diameter som ventilationskanalerne, og den vil derfor være nem og fleksibel at placere i anlægget. En radialblæser med



bagudkrummet blade, vil normalt være større end de tilsvarende radialblæsere med fremadkrumme blade, som er de mest anvendte i dag. Den vil derfor stille krav til plads og placering i forbindelse med anvendelse i anlægget. Endvidere er aksialblæseren den eneste der har en aksial gennemstrømning, hvilket gør den velegnet til opgaven.

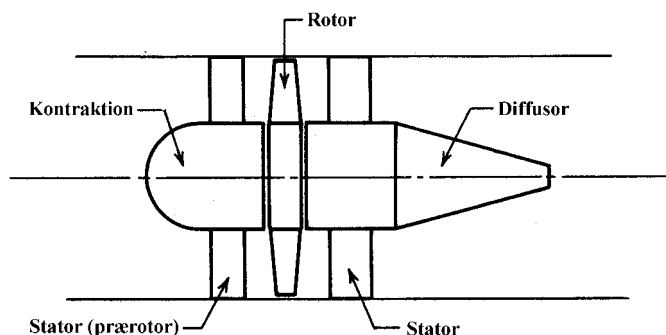
Der er dog visse krav til hvordan indløbs- og udløbsforholdene til blæserne skal være, for at den kan fungere optimalt, hvilket giver en hvis byggelængde.

Sammenfattende kan man sige, at der er en del forhold, som taler for at bruge en optimeret aksialblæser

### Opbygning

På figur 5.1.1a er vist en principiel opbygning af en aksialventilator. Den består typisk af et centerlegeme (nav), som er placeret midt i kanalen. På centerlegemet er rotor og stator monteret. I de fleste tilfælde udgør motoren en del af centerlegemet, enten med køleribber ude i strømmingen eller med en kappe omkring sig (diffusoren). Den forreste del af ventilatoren er en kontraktion, hvor strømningerne accelereres. Kontraktionen kan fx bestå af en kugleskal for at give et godt indløbsprofil til rotor eller eventuel prærotor. Den bagerste del af ventilatoren vil tilsvarende udgøre en diffusor, hvor luften deaccelererer til den oprindelige aksiale hastighed.

Hvor der sjældent er noget særligt tab ved accelerationen i kontraktionen, vil der stort set altid være et vist tab forbundet med strømningerne i diffusoren, derfor har udformningen af diffusoren stor betydning.



Figur 5.1.1a. Generel aksialventilator

En aksialventilator kan bestå af flere kombinationer af rotor og statorer. Den simpleste konfiguration er en ventilator, der blot indeholder en rotor. Det er dog almindeligt at tilføje en stator før eller efter rotoren. Formålet med statorer er at sikre, at luften efter passage gennem rotoren kun indeholder beskedne tangentialhastigheder, da den energi, som er knyttet til en tangential hastighedskomponent som regel vil gå tabt. En stator kan derfor sikre, at ventilatoren får en højere virkningsgrad og statisk trykstigning. En stator før rotoren kan ofte muliggøre større trykstigninger, mens en stator efter rotoren ofte giver de højeste virkningsgrader.

I dette projekts tilfælde vil en aksialventilator bestående af en kugleskalskontraktion, rotorblade belagt med et givent Naca-profil, efterfulgt af en stator samt diffusor, være at fortrække, da man herved opnår den højeste virkningsgrad.

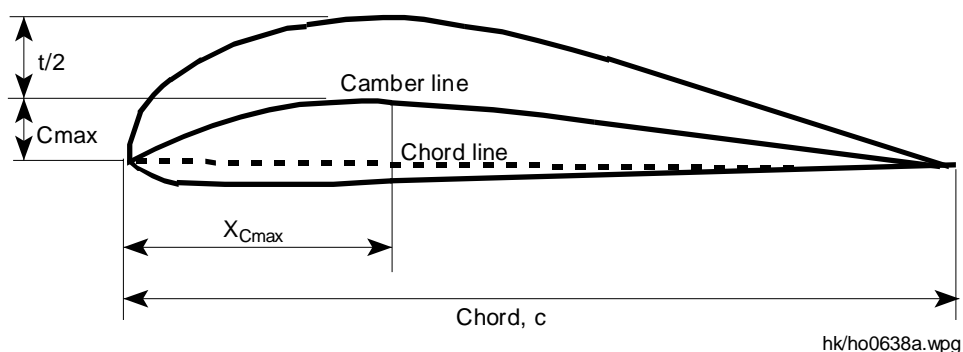
### Forhold ved dimensionering af aksialventilator

Grundlæggende er geometrien af rotorblade på en aksialventilator mere kompliceret, end rotorbladene på en radialventilator. Hvor radialventilatorens blade hovedsageligt er todimensionale, er rotorbladene (skovlene) på en aksialventilator tredimensionale, idet der som regel vil være både en vridning i radial retning samt en radial variation af bladbredden. Endvidere er der i aksialventilatoren yderligere to parametre der skal tages højde for; statoren og diffusoren

### Rotoren

Rotorens formål er at bevæge luften igennem ventilatoren.

Rotoren dimensioneres som små snit ud gennem vingen, hvor hvert snit beregnes individuelt. Hvert snit er opbygget omkring en camberline, hvorom det beklædes.



Figur 5.1.1b.

Beklædningen kan enten være udført med profiler (variabel tykkelse) eller af krumme jævntykkede plader (konstant tykkelse). De bedste strømningsbetingelser fås dog med profiler, men de krumme plader foretrækkes nogle gange på grund af lavere fremstillingspris og proces.

### Konstant tykkelse

Beklædningen af camberline, med plade af konstant tykkelse, vil give en tilfredsstillende ydelse under designbetingelserne.

Men bredden af det "tilfredsstillende arbejdsområde" vil sammenlignet med det, for det korrekte strømmede design, virke ugunstigt. Herved forstået at arbejdskurven i givet fald vil blive stejler og knap så bredt, da strømningerne omkring bladet vil separere tidligere, grundet dårligere strømningsbetingelser.

Modstandstab og lydniveau vil i begge tilfælde blive øget markant ved "operationer uden for arbejdsområdet".

## **Profiler**

Profiler er klart at fortrække, da strømningsbetingelser herom er langt bedre, hvilke giver et bredere arbejdsområde, samt mindre risiko for stall.

Det mest optimale profil til små og mellemstore ventilatorer er i tidligere undersøgelser fundet til at være "F-serie profiler". F-Serie profiler er en blanding af NACA-5digit profiler samt teori af R. Allan Wallis. Profilets teori bygger på en beregningsmæssig forestilling om at have konstant tryk over hele vingeprofilet, fra nav til tip, hvilket giver bladets hældning.

Den mest anvendte tykkelsesfordeling er 10%, som tilnærmer sig optimal for et buestykke. Reduktion ned til 7% kan anvendes når blokeringsproblemer opstår eller når vægtreduktioner er nødvendige. For at opnå tilstrækkelig styrke og/eller stivhed for at undgå at bladene blafre, kan der i tilfælde tilføres lokale bladtykkelser på op til 13%, uden betydningsfuld indflydelse på aerodynamikken, hvilke ofte ses ved fastgørelsen af vingen til navet.

## **Snoning**

For at undgå stødtab over skovlprofilet og dermed et forøget specifikt skovlarbejde fra nav til tip, er man nødsaget til at sno skovlprofilet, fra nav til tip.

Den relative hastighed og vinklen på profilet vil ellers øges fra nav til tip, da skovlen vil blive mere og mere aggressiv ud gennem blæseren, på grund af øget vinkelhastighed (jo større diameter jo større hastighed). Ved at fortage snoningen vil denne holdes konstant, og der opnås et konstant hastighedsprofil gennem rotoren.

## **Reduktion**

For at holde det specifikke skovlarbejde konstant, er det vigtigt at reduceres skovlens korde (vingens bredde) ud gennem blæseren. Jo højere vinkelhastigheden bliver på grund af øget diameter fra snit til snit, jo mere formindskes vingens korde (vingens længde).

## **Antal blade**

Ved dimensionering af rotoren er en anden vigtig parametre, antallet af skovle (blade). Tidligere projekt har vist, at 8 skovle er et godt bud for at opnå en optimal rotor (for mindre ventilatorer). Dette også på baggrund af statorens antal blade, som senere vil blive omtalt.

## **Statoren**

Statorens formål er at sikre, at luften efter passage gennem rotoren kun indeholder beskedne tangentialhastigheder, da den energi, som er knyttet til en tangential hastighedskomponent som regel vil gå tabt. Den udretter den snoede strømning efter rotoren, som ellers ville gå tabt til en aksiale strømning. En stator kan derfor sikre, at ventilatoren får en højere virkningsgrad og statisk trykstigning.

Til dimensionering af statoren anvendes rotorens udløbsvektorer som kan være varierende, men i praksis er de ofte nogenlunde konstante, hvilke medføre at snoning kan undværes. En konstant statorvinge (uden snoning) har vist, at det giver gode resultater ved anvendelse af middelværdier fra rotoren.

Statoren kan designes efter en metode af ”R. Allan Wallis”, beskrevet i ”Aksial Flow Fans And Ducts”/2/, som baseres på antagelse om ”free wortex”. Metoden er i tidligere projekter anvendt med stor tilfredsstillelse.

Designet er hovedsagelig funktion af en parameter; swirlkoefficienten  $\epsilon_s$ , som kan estimeres af rotordesignet, hvilket medfører at statorvingegeometrien kan beregnes efter simple designgrafer og -formler.

Designmodellen bygger endvidere på en bred fordeling af swirllet fra rotoren, der er beregnet i overensstemmelse med free wortex.

Input til beregningerne af rotor/stator konfiguration er bl.a. volumenstrøm, trykstigning, udløbsvinkel fra rotor, antal blade samt ventilatorens hoveddimensioner. Resultatet af beregningerne er en pitch- eller kordefordeling, samt den resulterende trykstigning og virkningsgrad.

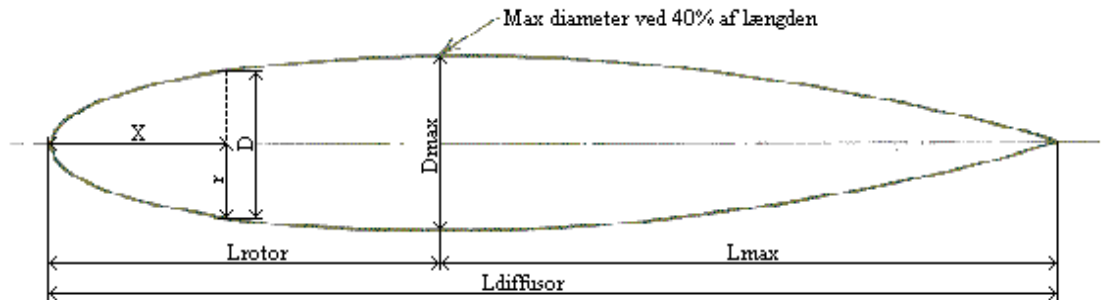
En vigtig parametre til statordesignet er antallet af statorblade. Antallet er en parameter der skal antages ud fra erfaring. Det er gældende at antallet af statorblade ikke må gå op i antallet af rotorblade, da der herved vil opstå stødtab som følge af pulsering. En idé om antallet af statorblade kan fås ved at studere andre rotor/stator konfigurationer. Det har i tidligere undersøgelser vist sig, at et forhold på 15/8 (15 statorblade/ 8 rotorblade) giver gode resultater. En konfiguration med flere blade vil dog kunne afhjælpe et evt. stall i det ”høje” trykomsråde, og en konfiguration med færre statorblade vil kunne formindske en evt. høj modstand over statoren.

Statoren kan ligesom rotoren være beklædt med forskellige former for tykkelses-fordelinger. For statoren gælder samme regler for anvendelsen af konstant tykkelse/ profil beklædning. I mange tilfælde vil fabrikationsomkostninger og andre overvejelser dog kræve en stator udført i jævntykke plader. Hvis designet af den komplette ventilator, sideløbende bliver korrekt udformet, aerodynamisk og akustisk, kan krumme plader give en relativ effektiv og ”lydløs” enhed.

### **Diffusor**

Diffusorens opgave er at deaccelererer luftens hastighed til dens oprindelige aksiale hastighed. Der vil stort set altid være et vist tab forbundet med strømningerne i diffusoren, hvoraf dens design er af stor betydning.

Diffusoren kan fremstilles efter en metode af R. Allan Wallis om korrekt afvikling af annulus, som tidligere har vist sig at give gode resultater. Metoden bygger på en såkaldt "streamlined body of revolution" og er beskrevet i Wallis kap. 13.1 (udgave 1961). På side 336 er der i tabel 11 angivet den optimale afvikling. Formen er gengivet på nedenstående figur.



Figur 5.1.1c. Streamlined body of revolution.

Af figur 5.1.1c. fremgår det, at den lodrette vendetangent skal være ved max. 40% af den fulde længde. Det vil sige, at rotor samt stator max. udgør 40% af den fulde længde, og de resterende 60% udgør diffusoren. Det giver følgende input til udformningen:

Fulde længde:  $L_{\max}$  = Længden af rotor, skiver og diffusor

40% af længden:  $L_{\text{rotor}}$  = Længden af rotor og afstandsskiver

60% af længden:  $L_{\text{diffusor}}$  = Længden af diffusor

Maks. diameter:  $D_{\max}$  = Rotorens navradius

Længden til punkt:  $X$  = Længden fra 0% til angivet punkt

Diameter:  $D$  = Diameter i det angivet punkt ( $x$ )

Radius:  $r_x$  = Radiussen i det angivet punkt ( $x$ )

Udformningen af rotornavet er ofte som en kugleskal, og ikke som angivet ellipseformet. Længdeafvigelsens herved er ikke af så stor betydning, men afviklingen af diffusorlængden, de resterende 60%, har stor betydning.

### Skalering

Teknologisk Institut, Energi har i et CO<sub>2</sub>-projekt optimerede en aksialventilator (ENS-journal nr. 731227/99-0011). Denne ventilator kan skallers ned til en ønskede størrelse (til dette projekt) ved hjælp af forskellige dimensioneringsværktøjer. I det følgende vil dimensioneringsproceduren for dette kort blive gennemgået, med hensyn til selve optimeringsproceduren refereres der til ovenstående projektrapport.

Ved skalering kan en eksisterende ventilator (fra ovenstående projekt) skalers op og ned efter ønske om større/ mindre ydelse.

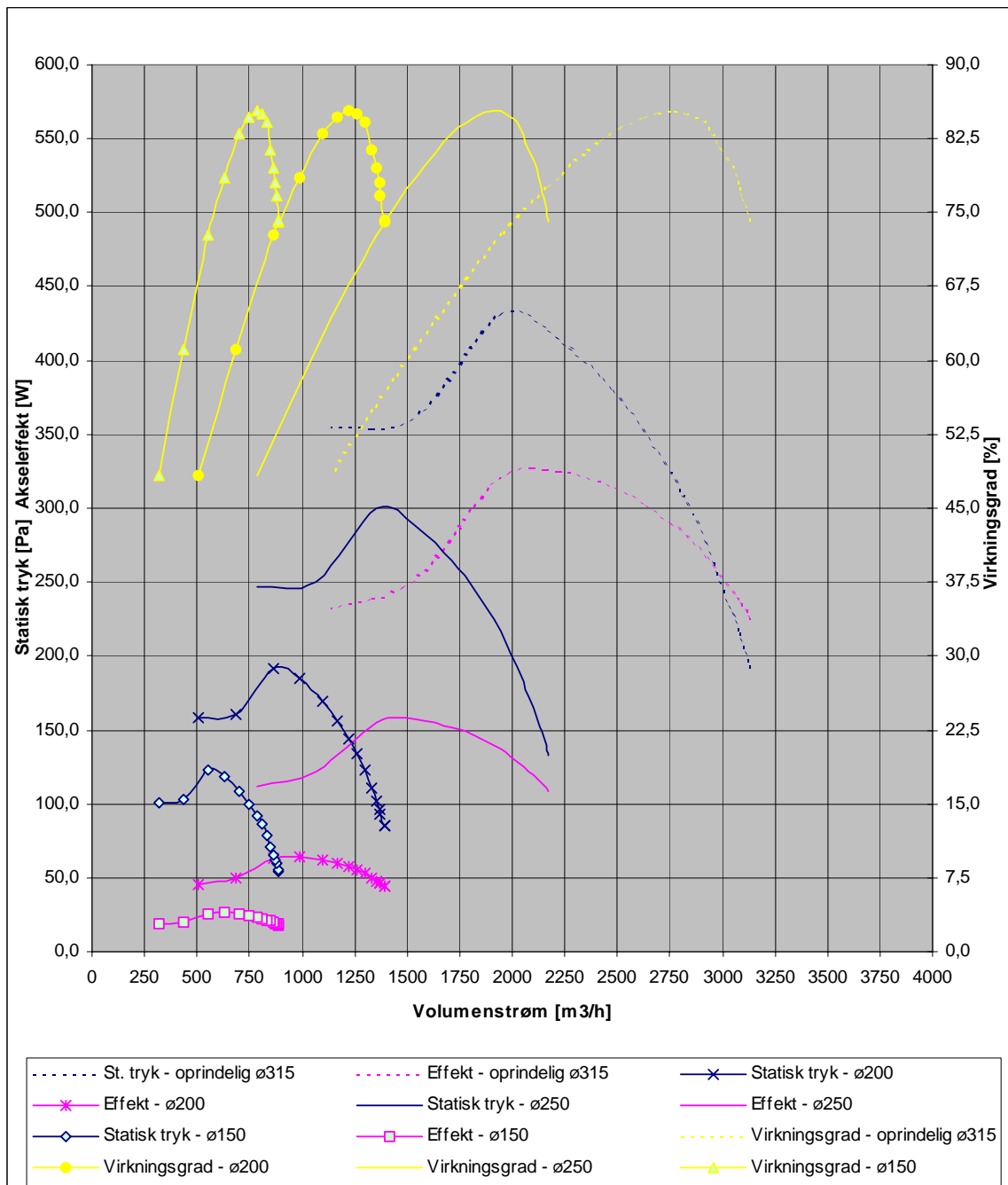
Skaleringen sker på baggrund af modeltal for aksialventilatorer (Strömnings Mashinen 2), hvor det er muligt at skalere lignedannede konfigurationer og herved beregne hovedtal for ventilatoren. Den lignedannet skalering sikre at ventilatorens karakteristik ikke ændre sig ved ændring af størrelsen.

Modeltallene er konstrueret på baggrund af erfaring (Strömungs Mashinen 2) som siger, at hvis de forskrevne retningslinier holdes - kan skaleringen fortages ligedannet - og ventilatoren skaller op/ned uden at ændre på dennes geometri.

At skaleringen fortages ligedannet, betyder at visse faktorer ikke ændres; soliditeten (forskellen mellem vingens areal og det frie areal), nav/diametre -forhold samt reduktion af vingens korde holdes indbyrdes konstant i forhold til det udvalgte vingeprofil.

Den teoretiske skalering fortages for at kortlægge om den eksisterende ventilator fra ovenstående projekt i ”mindre størrelse” vil have et passende arbejdsområde, til dette projekt.

I projektet er der ønske om at ventilatoren skal yde 200 Pa ved 250 m<sup>3</sup>/h samt et ønske om en maks. ydre diameter på ø200 mm.



Figur 5.1.1d.

Som det fremgår af ovenstående kurve kan den skallerede ventilator ikke opnå det ønskede tryk på 200 Pa ved 250 m<sup>3</sup>/h. For at opnå det ønskede tryk, er man nødsaget til at ændre på nav/ diameter forholdet for at øge trykket, hvilket betyder at skaleringen ikke kan foretages fuldstændig ligedannet. Et nyt Nav/diameter forhold kan findes ud fra modtal på baggrund af det ønskede tryk og volumenstrøm, hvilket fremgår af nedenstående beregninger, hvor nav og diameter kortlægges:

## Dimensionering

Dimensioneringen fortages som nedenstående eksempel angiver, på baggrund af modeltal fra Strömungs Mashinen 2. Før dimensioneringen kan fortages skal visse konstanter være kortlagt, såsom volumenstrøm, tryk og omdrejningstal, hvilket er angivet nedenfor.

Ønsket tryk:	$p_t$	=	200 [Pa]
Ønsket volumenstrøm	$V = 250 \text{ m}^3/\text{h}$	=	0,0694 [m <sup>3</sup> /s]
Massefylde:	$\rho$	=	1,2 [kg/m <sup>3</sup> ]
Omdrejninger:	$N$	=	3000 [o/min]

For beregning af nav- og diameterforholdet, som dimensioneringen angiver, er der to faktorer hvori tryk og volumenstrøm indgår, som er gældende: hjul og diameter -tal ( $\sigma$  og  $\xi$ ). Hjul og diameter tallene sikre, at den ønskede volumenstrøm og tryk opnås.

$$\text{Specifikt skovlarbejde: } Y = \frac{p_t}{\rho} = 167 \text{ [J/kg]}$$

$$\text{Hjultal: } \sigma = \frac{n}{60} \cdot \frac{\sqrt{V}}{(2 \cdot y)^{0,75}} \cdot 2\sqrt{\pi} = 0,60 \text{ [-]}$$

Generelt bør der tilstræbes et hjultal på min. 0,55, da dimensioneringen ellers ligger uden for de gængse modeltal.

Ud fra hjultallet  $\sigma$  samt kurve side 51 (Bild 1.48), bilag 3 i Strömungs Maschinen 2 (kanalventilator C – udførsel 3) fås et navforhold samt diametertal  $\xi$  til:

Diametertal:	$\xi_{\text{opt}}$	=	2,28 [-]
Navforhold:	$D_l/D_a$	=	0,80 [-]

Ud fra diametertallet kan ydre diameter beregnes:

$$\text{Ydrediameter: } D_a = \zeta_{\text{opt}} \cdot \frac{\sqrt{V}}{(2 \cdot Y)^{0,25}} \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi}} = 0,160 \text{ [m]}$$

Efterfølgende kan den indre diameter kortlægges ved hjælp af navforholdet samt ydrediameteren.

$$\text{Indrediameter: } D_l = D_a \cdot D_l / D_a = 0,130 \text{ [m]}$$

For at kontrollere beregningerne kan der efterfølgende fortages en række kontrolberegninger ud fra Bild 1.50, som fremgår af bilag 3.



Af beregninger fremgår det at det ikke er muligt at opnå den ønskede ydrediameter på  $\varnothing 200$ , da man herved kommer til at ligge uden for det ønskede arbejdsområdet.

Navforholdet er ændret fra det oprindeligt er anvendt i ovenstående projekt fra 0,5 til 0,8 hvilket kan give anledning til en lavere virkningsgrad, da man afviger fra det oprindelige design (da skaleringen ikke er fortaget fuldstændig ligedannet på grund af ændret navforhold). Af Strömungs Maschines kurve 1.50 side 52 fremgår det, at virkningsgraden vil mindskes med ca. 6 procent point, fra 85% (oprindeligt) til 79%. Det bør dog erindres at virkningsgraden generelt falder med størrelsen af ventilatoren, da tab som fx tiptab bliver mere betydelige. Så man bør ikke regne med en virkningsgrad på over 75%.

Der er som sagt ikke opnået en ydrediameter på  $\varnothing 200$  som ønsket, hvilket dog godt kan fås ved at ændre omdrejningstallet til 2500 o/min. Dette medføre dog samtidig et hjultal på 0,5 samt navforhold på 0,85 hvilket ikke er tilrådeligt, da man herved bevæger sig for langt væk fra det oprindelige design og ud på et område, hvor modeltallene ikke længere er gældende (udover skaleringsgrafernes område), hvilket medføre tilsvarende lavere virkningsgrad (under 60% iflg. Strömungs Maschinen)

### Opsummering

Hoveddimensionerne for ventilatoren er hermed kortlagt, hvorefter en detailprojektering kan foretages.

Volumenstrøm:	=	250 [m <sup>3</sup> /h]
Tryk:	=	200 [Pa]
Omdrejningstal:	=	3000 [o/min]
Ydrediameter:	=	0,160 [m]
Indrediameter:	=	0,130 [m]

Detalldimensionering af henholdsvis vingeprofil til stator og rotor samt design af diffusor er dog ude for dette projekts rammer af hensyn til producent.

En fuldstændig dimensionering af aksialblæseren kan med fordel gøres ved anvendelse af de generelle dimensionerende designligninger, der kan hentes fra litteraturen, eksempelvis ovenstående nævnte projekt, eller ved anvendelse af et CFD-program fx CFX-TurboGrid samt CFX-TASCflow.

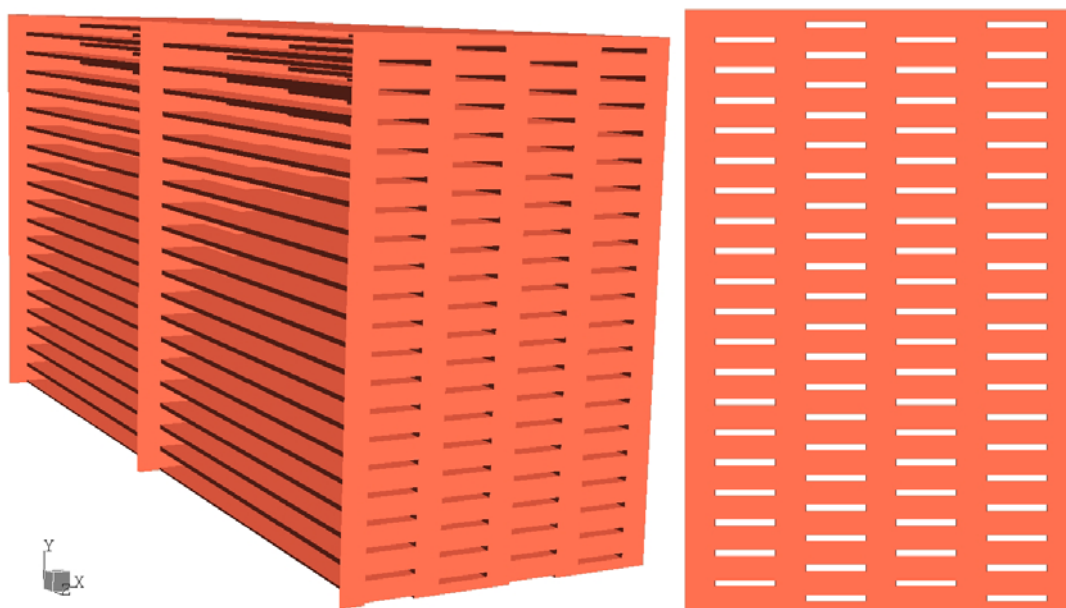
### Varmeveksleren

En stor del af de nyere ventilationsaggregater har modstrømsvarmevekslere med temperaturvirkningsgrader (ved ens massestrøm luft i begge retninger) på 80% - 90%. Problemet i forbindelse med design af varmevekslere til ventilationsaggregater er ønsket om høj temperaturvirkningsgrad ved lav tryktab over veksleren, samtidig med at der er begrænset plads til rådighed. Derfor har målingerne på eksisterende ventilationsaggregater vist, at de anvendte varmevekslere med de højeste temperaturvirkningsgrader også typisk har det højeste tryktab over veksleren.

I det efterfølgende afprøves forskellige design af varmevekslere med udgangspunkt i ønsket om høj temperaturvirkningsgrad, lavt tryktab og lille volumen. At opnå et lille volumen på varmeveksleren er dog ikke en parameter i sig selv. Hvis en større varmeveksler på simpel vis kan integreres i kanalsystemet, bygningen eller aggregatet har dette også værdi.

### 5.1.2 Varmevekslerudformning 1

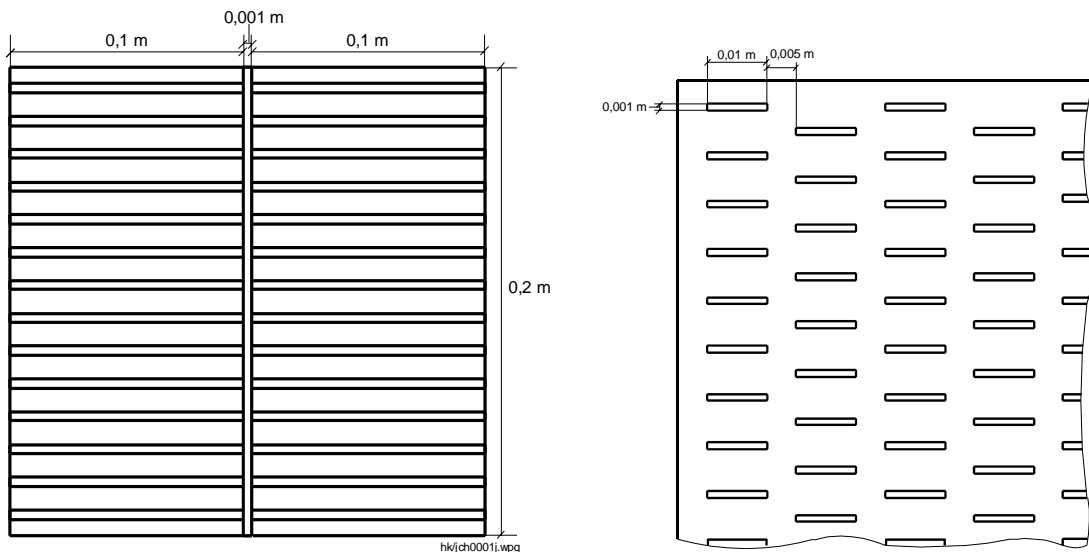
For at være tro mod tanken om at der ikke skal ske en afbøjning af strømmingen gennem ventilationsaggregatet, var den første tanke, at opbygge en varmeveksler bestående af to rør der ligger parallelt i forhold til hinanden. Figur 5.1.2a viser et udsnit af en varmeveksler efter dette princip.



Figur 5.1.2a. Opbygningen af varmeveksler 1. Til venstre ses et 3-dimensionelt billede af en sektion af varmevekslerens to parallelle rør. Strømningsretningen i de to rør er angivet med pile. Til højre ses et tværsnit af en sektion af veksleren.

Som det ses af figur 5.1.2a er der anvendt en række finner, der går på tværs af strømningsretningen. Baggrunden for at anvende finnerne er at nedbringe den nødvendige længde af varmeveksleren ved at øge det varmeoverførende areal pr. længde varmeveksler. Som det ses på højre del af figur 5.1.2a er finnerne forskudt i hver anden søjle. Dette er gjort for at fastholde et jævnt temperaturprofil mellem finnerne.

Godheden af forskellige varmevekslere af typen vist i figur 5.1.2a er i det efterfølgende vurderet ud fra CFD-simuleringer. For alle de efterfølgende simuleringer er følgende geometriske og fysiske data gældende for varmeveksleren. Opbygningen af varmeveksleren ses af figur 5.1.2b.



Figur 5.1.2b. Generel opbygning af varmeveksler 1.

De generelle fysiske data for varmeveksleren er vist i tabel 5.1.2a.

Fysik parameter	Værdi	Enhed
Specifik varmeovergangstal (aluminium)	903	J/(kgK)
Massefylde (aluminium)	2702	Kg/m <sup>3</sup>
Varmeledningsevne (aluminium)	237	W/(mK)
Luft	Standard luft i CFX	

Tabel 5.1.2a. Fælles anvendte fysiske parametre for varmeveksler 1.

Med udgangspunkt i ovenstående generelle data er der foretaget en undersøgelse på to opbygninger af varmeveksler 1. I den ene opbygning er afstanden mellem finnernes centerlinie 0,010 m, og i den anden er afstanden 0,005 m. Resultatet af disse to simuleringer er oplistet i tabel 5.1.2b.

Opskalering til varmeveksler		Opskalering til varmeveksler	
<b>Krav</b>		<b>Krav</b>	
Temperaturvirkningsgrad	0.9	Temperaturvirkningsgrad	0.9
Temperaturdifferens indblæsning/udsugning	20 K	Temperaturdifferens indblæsning/udsugning	20 K
<b>Beregninger</b>		<b>Beregninger</b>	
Nødvendig overført effekt	968 W	Nødvendig overført effekt	1056 W
Vekslerens temperaturdifferens	2.22 K	Vekslerens temperaturdifferens	2.22 K
Vekslerens længde	26.59 m	Vekslerens længde	6.76 m
Tryktab	1551 Pa	Tryktab	809 Pa

Tabel 5.1.2b. Kvantitativ simuleringsresultat for de to udformninger af varmeveksleren, hvor venstre tabel giver resultaterne i tilfældet med 0,010 m mellem finnerne og hvor højre tabel giver resultaterne i tilfældet med 0,005 m mellem finnerne. Simuleringsresultaterne er blevet skaleret op til således, at temperaturvirkningsgraden er 0,9 og temperaturdifferensen over før og efter den har passeret varmeveksleren er 20 K. For veksleren på venstre side af tabellen er massestrømmen gennem ét rør 0,048 kg/s og for veksleren på højre side er massestrømmen 0,052 kg/s.

I og med den ønskede temperaturvirkningsgrad og opvarmningen/nedkølingen af luften er fastsat på forhånd, er de interessante parametre varmevekslerens længde og tryktabet over veksleren. For veksleren, hvor afstanden mellem finnerne er 0,010 m (venstre side i tabel 5.1.2b) viser det sig, at vekslerens længde bliver ca. 27 m og tryktabet over veksleren bliver 1500 – 1600 Pa. For veksleren, hvor afstanden mellem finnerne er 0,005 m (højre side i tabel 5.1.2b) bliver vekslerens længde ca. 7 m og tryktabet ca. 800 Pa.

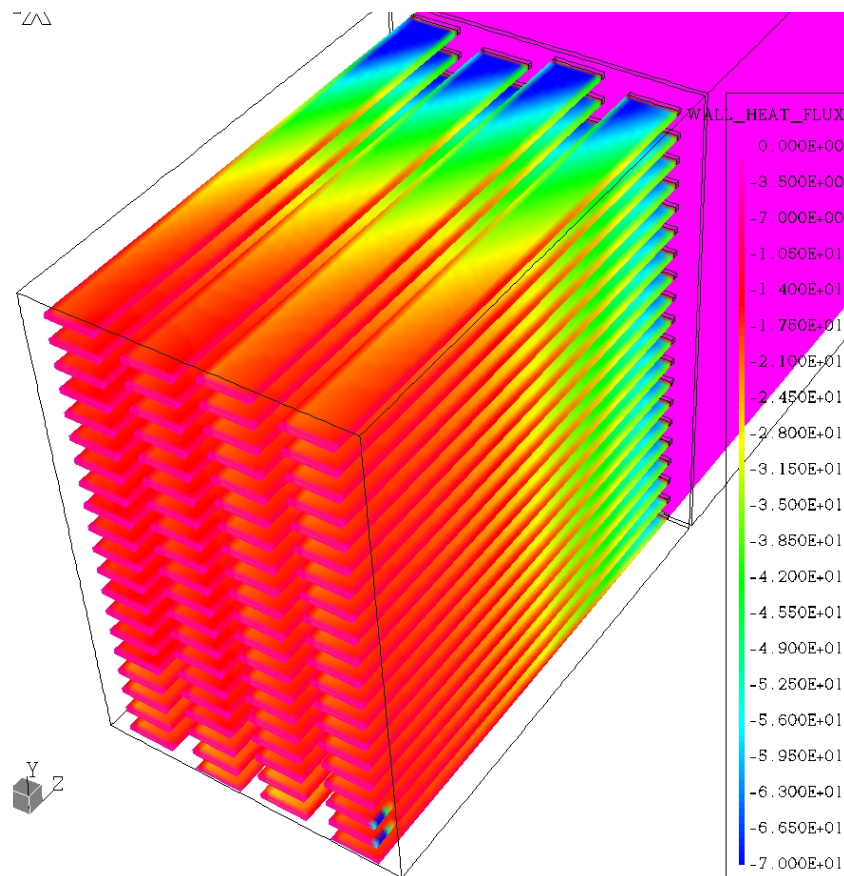
Længden og tryktabet for begge disse vekslerer er uacceptabelt højt. For at nedbringe tryktabet er der foretaget nogle CFD-simuleringer på den samme varmeveksler blot med lavere hastigheder. Resultaterne er sat ind i et regneark, hvor der er lavet en korrelation, så regnearket kan benyttes til bestemmelse af størrelse m.m. for tilsvarende udformede varmevekslere.

Med regnearket er det undersøgt hvor stor en varmeveksler af denne type skal være for at tryktabet er acceptabelt. Undersøgelsen er foretaget ved en luftydelse svarende til de fleste ventilationsaggregater af denne type, nemlig 0,0833 m<sup>3</sup>/s. Yderligere blev det vurderet at et acceptabelt tryktab ligger på ca. 50 Pa.

Tages det udgangspunkt i ovenstående data, viser det sig at varmeveksleren skulle have følgende dimensioner (længde x bredde x højde) 3,75 m x 0,2 m x 1,7 m, hvilket ikke er acceptabelt for et ventilationsaggregat med en luftydelse på 0,0833 m<sup>3</sup>/s.

Et af problemerne ved anvendelse af denne type varmeveksler er finernes evne til at transportere varme fra det varme område, gennem finnen og over til det kolde område. I forhold til en flade med en fluid på den ene side, og en anden fluid på den anden side, vil finnerne alt andet lige ikke transportere samme mængde varme pr. overfladeareal. Problematikken omkring finnerne kan illustreres ud fra simuleringsresultaterne.

Nedenfor er varmefluxen W/m<sup>2</sup> for en sektion med af varmeveksleren med en finneafstand på 0,005 m vist.



Figur 5.1.2c. Varmeflux [ $\text{W/m}^2$ ] på finnerne i vekslersens varme del.

Som det ses af figur 5.1.2c opnås den største varmeflux tættest ved centervæggen, og den laveste længst fra centervæggen. Altså udnyttes det varmeoverførende areal ikke lige så godt som hvis luften kører modstrøms på hver sin side af en plade. En anden væsentlig problemstilling er finnernes længde og i mindre grad bredde. Dette fremgår også af figur 5.1.2c.

Finnevirkningsgraden kan også estimeres ved anvendelse af nedenstående udtryk //Mills, Anthony F.//

$$\eta_{\text{finne}} = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{hP}{kA_t}}L\right)}{\sqrt{\frac{hP}{kA_t}}L} \quad (1)$$

hvor  $h$  er den konvektive varmeovergang,  $k$  er finnens varmeledningsevne,  $P$  er finnens omkreds parallelt med fladen den sidder på,  $A_t$  er finnens tværsnitsareal parallelt med fladen den sidder på og  $L$  er finnens længde normal til pladen den sidder på.

Finnevirkningsgraden på finnerne, der er anvendt i denne varmeveksler er ca. 80 %. Dette betyder at det vil være tilstrækkeligt med 80 % af overfladearealet, hvis varmefluxen overalt

på finnerne havde været lige så stor som inde ved vekslersens centervæg. Dette ville igen give anledning til et mindre tryktab.

Den højeste finneeffektivitet, med fastholdt konvektiv varmeovergangstal og varmlædningsevne for finnen, opnås ved så lille omkreds  $P$  i forhold til tværsnitsarealet  $A_f$  som muligt. Ligeledes bør finnelængden  $L$  holdes så lavt som muligt.

### Opsummering

Det vurderes at dette varmevekslerkoncept ikke kan opfylde de krav der må stilles til varmeveksleren i forbindelse med et energieffektivt ventilationsaggregat. Dels er bliver varmevekslerens volumen for stort, og dels giver varmeveksleren anledning til et for højt tryktab.

Varmevekslerens volumen vil kunne mindskes, hvis finneeffektiviteten øges. Dette er kun muligt ved enten at anvende kortere finner eller gøre finnerne mere cirkulære (eller evt. kvadratiske). Anvendes der kvadratiske eller cirkulære finner, bliver det nødvendige antal finner højere, da hver enkelt finne har et mindre overfladeareal. Det øgede antal finner kan give anledning til et højere tryktab. Anvendes meget korte finner blive problemet, at varmeveksleren bliver forholdsvis flad i den ene dimension, men meget stor i de andre, hvis høje virkningsgrader skal opnås.

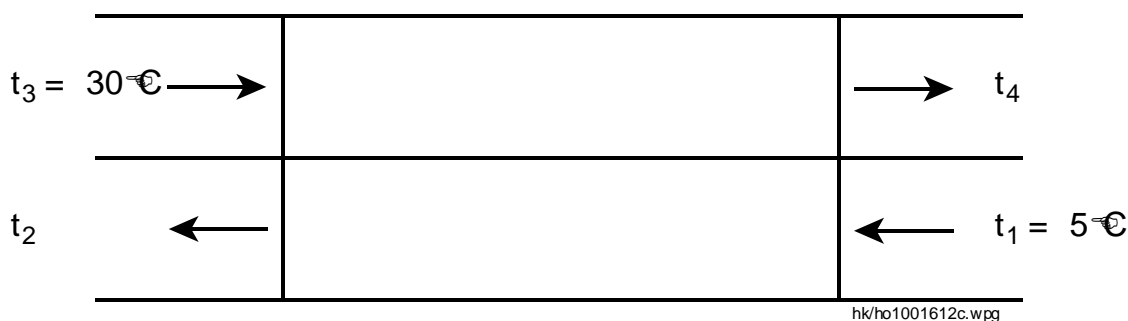
### 5.1.3 Alternative vekslerrudformninger

En varmeveksler, som udformet ovenfor i afsnittet ovenfor "Varmevekslerudformning 1", viser sig at give en forholdsvis lav overført effekt pr. areal og temperaturdifferens, hvilket gør denne udformning mindre egnet i forbindelse med ventilationsaggregater.

I stedet er der valgt at gå videre med en modstrømsvarmeveksler med forbedrede tilløbsforhold således, at luften fordeles så jævnt som muligt over hele varmeveksleren, med så lavt tryktab som muligt. Samtidig er der valgt en indre udformning af varmeveksleren, der giver en høj overført effekt pr. areal og temperaturdifferens.

De udvalgte varmevekslere arbejder alle efter modstrømsprincippet. Årsagen til at dette strømningsprincip er valgt skyldes, at modstrømsprincippet giver den bedste mulighed for afkøling af primærsiden og opvarmning af sekundærsiden.

Skematisk kan dette strømningsarrangement fremstilles som vist på figur 5.1.3a.



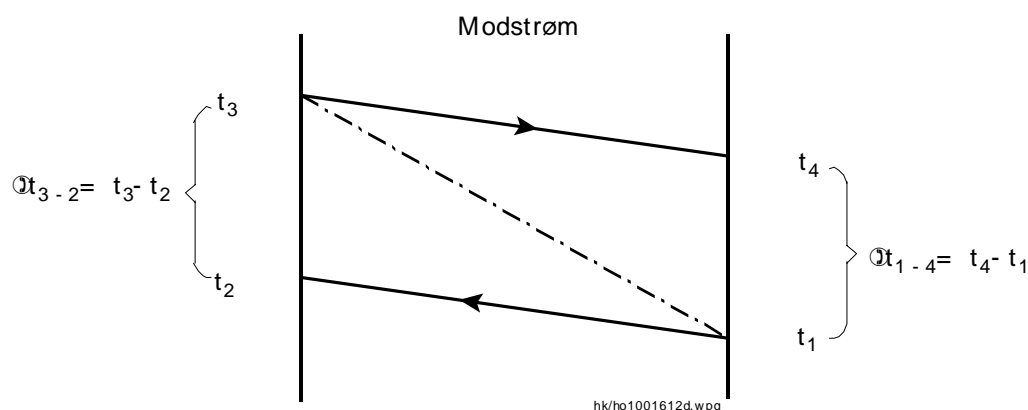
Figur 5.1.3a. Strømningsarrangement.

Ønskede data for veksleren:

Det maksimale tryktab over veksleren:  $\Delta p = 100 \text{ Pa}$  ved  $V = 250 \text{ m}^3/\text{h}$

En vekslers effektivitet på:  $\varepsilon = 0,9$

Kapacitetsstrømmen ens for begge sider  $W \cdot C_{p \text{ luft}} = W \cdot C_{p \text{ luft}}$



Figur 5.1.3b.

### Teori gældende for vekslere med glatte, trekant- og firkantmønstrede plader

For at kunne optimere på de forskelligt bukkede plader med glatte overflader, opskrives først de teoretiske beregningsudtryk, der er gældende under disse betingelser.

### Varmeovergang

Varmeovergangskoefficienten  $\alpha$  kan pr. definition beregnes ved hjælp af nedenstående formel:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{\text{middel}} \cdot \lambda_{\text{luft}}}{d_h}$$

hvor

$\alpha_1$  er varmeovergangskoefficient for den varme luftstrøm [ $\text{Wm}^2\text{*K}$ ]

Nu er Nusselt's tal

$d_h$  er den hydrauliske diameter [m]

$\lambda$  er luftens varmeledningsevne [ $\text{W/m}\text{*K}$ ]

Nusselt's tal kan beregnes ved brug af nedenstående ligning, hvor pladerne i pladevarmeveksleren betragtes som indvendigt i glatte rør med tvungen strømning på grund af ventilatoren.

$$Nu_{\text{middel}} = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot K$$

hvor

Re er Reynolds tal  
 Pr er Prandls tal  
 $d_h$  er den hydrauliske diameter [m]  
 L er pladelængden [m]  
 K er konstant

hvor

K er  $(t_f / t_w)^n$  Da der er tale om afkøling af luft er  $n = 1$  og  $t_f / t_w = 1$   
 $t_w$  er vægtemperatur på pladen  
 $t_f$  er  $(T1 + T2) / 2$  ( $\Delta t_{3-2} + t_{1-4}$ ) / 2  
 $t_3$  er indløbstemperatur på den varme luftstrøm i veksleren  
 $t_4$  er udløbstemperatur på den varme luftstrøm i veksleren

Betingelser for brug af ovenstående formel er, at Reynolds tal skal ligge imellem 2.300 og  $100^6$  og Prandls tal skal ligge imellem 0,5 til 1,5.

I ligningen for Nusselts middeltal indgår Prandls tal, Reynolds tal, den hydrauliske diameter og pladelængden.

Prandls tal indeholder kun stofkonstanter og indgår derfor i alle formler for varmeoverføring.

Reynolds (Re) tal fortæller om strømningen er laminar eller turbulent Reynolds tal  $> 2.300$  medfører turbulent strømning.

I udtrykkene for Reynolds tal indgår  $\rho \cdot v^2$ , der er et udtryk for massekræfterne og  $(\eta \cdot v) / d_h$ , der er et udtryk for den indre gnidning.

$\eta = \mu = \rho \cdot \nu$  er den dynamiske viskositet.

Reynolds tal kan beregnes ved hjælp af en af nedenstående formler.

$$Re_1 = \frac{\rho \cdot v^2}{\left( \frac{v \cdot \eta}{d_h} \right)} \quad \text{eller} \quad Re_2 = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad \text{eller} \quad Re_3 = \frac{\xi \cdot d_h}{\eta} \quad \text{eller} \quad Re_4 = \frac{\xi \cdot d_h}{\left( \frac{\eta}{\rho} \right)}$$

hvor

Re er Reynolds tal



- $v$  er hastigheden [m/s]  
 $d_h$  er den hydrauliske diameter [m]  
 $\rho$  er luftens densitet/massefylde [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $\nu$  er den kinematiske viskositet [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]  
 $\eta$  er  $\mu$  = den dynamiske viskositet [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ] =  $\text{kg/m} \cdot \text{s}$ ]  
 $\xi$  er massestrømhastigheden [ $\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$ ]

Indsættes ligningerne for Nusselts tal og en af ligningerne for Reynolds tal i ligningen for varmeovergangskoefficienten, fås følgende udtryk, hvor varmeovergangskoefficienten er angivet som funktion af  $L$ ,  $d_h$  og  $v$ .

$$\alpha_1 = \frac{\left[ \left[ 0,0214 \cdot \left[ \left( \frac{v \cdot d_h}{\nu} \right)^{0,8} - 100 \right] \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot K_1 \right] \cdot \lambda_{\text{luft}} \right]}{d_h}$$

### Tryktab

$\Delta p$  angiver friktionstabet/tryktabet imellem enderne og længden af veksleren i Pa og kan pr. definition beregnes ved hjælp af nedenstående formel:

$$\Delta p_1 = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

hvor

- $\Delta p$  er friktionstabet/tryktabet imellem enderne og længden af veksleren [Pa]  
 $d_h$  er hydraulisk diameter af passagen imellem pladerne [m]  
 $\rho$  er luftens densitet [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $L$  er pladelængden [m]  
 $v$  er luftens middelhastighed i passagen imellem pladerne [m/s]  
 $f$  er friktionsfaktor for et glat rør der kan beregnes ved brug af nedenstående formel:

$$f = 0,316 \cdot \text{Re}^{-0,25} \text{ gælder kun for turbulent strømning}$$

Indsættes ovenstående formel for friktionsfaktoren og tidligere formel for Reynolds tal i ligningen for tryktab opnås følgende ligning, hvor tryktabet er angivet som funktion af  $L$ ,  $d_h$  og  $v$ .

$$\Delta p_1 = 4 \cdot \left[ 0,316 \cdot \left( \frac{v \cdot d_h}{\nu} \right)^{-0,25} \right] \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

### Varmetransmission

Da der er tale om samme stof (luft) og stofmængder for begge sider i varmeveksleren, vil alle værdier for primær- og sekundærside blive ens. Overgangstallet  $\alpha_1$  vil derfor være det samme som  $\alpha_2$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2$ .

$$U_1 = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{t_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} \right)}$$

hvor

- $U_1$  er varmetransmissionskoefficienten [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]  
 $\alpha_1$  er varmeovergangskoefficient for den varme luftstrøm [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]  
 $\alpha_2$  er varmeovergangskoefficient for den kolde luftstrøm [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]  
 $\lambda_p$  er varmeledningstallet for kobberpladen [ $\text{W}/\text{mK}$ ]  
 $t_p$  er pladetykkelsen [m]

### Hydraulisk diameter og varmførende areal

Den hydrauliske diameter  $d_h$  svarer til diameteren af en cirkulær kanal, der giver sammen tryktab pr. længdeenhed som en rektangulær kanal ved samme hastighed. Den hydrauliske diameter kan pr. definition bestemmes som:

$$d_h = 4 \cdot \frac{A}{O}$$

hvor

- $A$  er flowareal [ $\text{m}^2$ ]  
 $O$  er den våde omkreds [m]

De hydrauliske diametre for de valgte pladedesign kan beregnes ud fra de udtryk, der er angivet ved tilhørende pladeskitser:

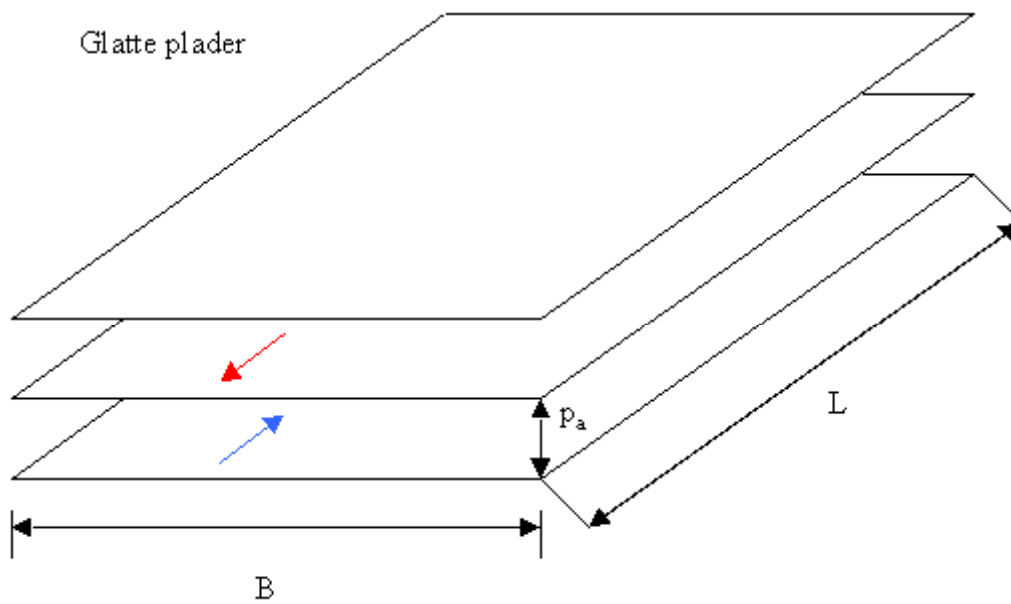
Hvor nedenstående betegnelser gælder alle formeludtryk for den hydrauliske diameter:

- $p_s$  er afstanden imellem pladerne [m]  
 $b$  er mønsterets bredde [m]  
 $B$  er vekslersens bredde [m] = pladens bredde [m]

Hydraulisk diameter for en glat plade:

$$d_{h,\text{glat.plade}} = \frac{4 \cdot p_a \cdot B}{2 \cdot (p_a + B)}$$

$B$  er i beregningerne valgt til 1 m.



Figur 5.1.3c.

Varmeførende areal pr. plademellemrum for glat plade. (Overfladearealet hvis pladen var rettet ud), hvor

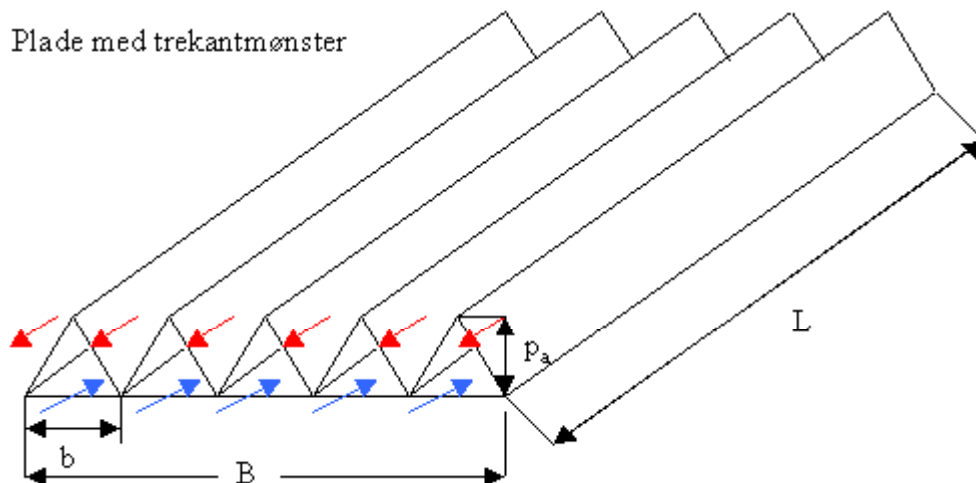
- L er pladens længde [m]
- B er plades bredde [m]
- $p_a$  er afstanden imellem pladerne [m]

Arealet for en glat plade kan beregnes ved formlen:

$$A_{\text{glat,pr.plade}} = 0,5 \cdot 2 \cdot L \cdot B$$

Hydraulisk diameter for en plade med trekantmønster

$$d_{\text{h.trekant}} = \frac{4 \cdot (0,5 \cdot p_a \cdot b)}{b + \left[ 2 \cdot \left[ \sqrt{p_a^2 + (0,5 \cdot (b^2))} \right] \right]}$$



Figur 5.1.3d.

Varmeførende areal pr. plademellemrum, for en plade med trekantmønster. (Overfladearealet hvis plade var rettet ud), hvor

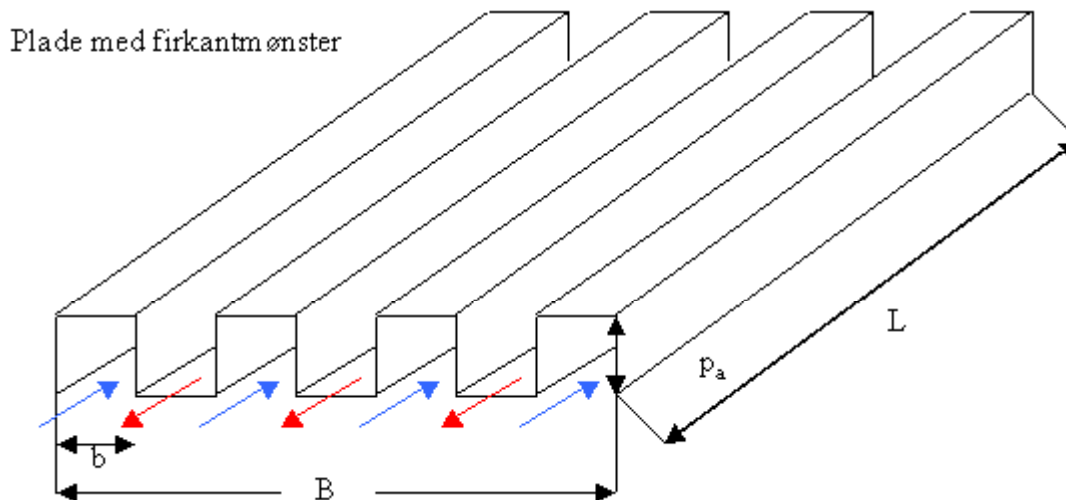
- L er pladens længde [m]
- B er pladens bredde [m]
- b er mønsterets bredde [m]
- $p_a$  er afstanden imellem pladerne [m]

Arealet for en plade med trekantmønster beregnes af formlen:

$$A_{\text{trekant.pr.plade}} = \frac{B}{b} \cdot L \left[ b + 2 \cdot \left[ \sqrt{(p_a)^2 + (0,5 \cdot (b^2))} \right] \right]$$

Hydraulisk diameter for en plade med firkantmønster:

$$d_{\text{h.forkant}} = \frac{4 \cdot p_a \cdot b}{2 \cdot (p_a + b)}$$



Figur 5.1.3e.

Varmeførende areal pr. plademellemrum for en plade med firkantmønster. (overfladearealet hvis plade var rettet ud), hvor

- L er pladens længde [m]
- B er pladens bredde [m]
- b er mønsterets bredde [m]
- $p_a$  er afstanden imellem pladerne [m]

Arealet for en plade med firkantmønster beregnes af formlen:

$$A_{\text{firkant, pr. plade}} = \left( \frac{B}{2 \cdot b} \right) \cdot L \cdot [2 \cdot (p_a + b)]$$

### Varmeførende areal pr. $m^3$ for de forskellige pladetyper

For at få et bedre sammenligningsgrundlag med hensyn til volumenstrøm, areal, effekt og tryktab er det valgt at mønstrene sammenlignes pr.  $m^3$  rumvolumen.

Antallet og arealet af varmførende plader der skal til for at fylde  $1 m^3$  varmeveksler, hvor

- $A_{\text{total}}$  er det totale varmførende areal pr.  $m^3$  varmeveksler
- N er antal plader
- $N_{\text{løb}}$  er antal løb i veksleren
- H er højden af varmeveksleren [m]
- $p_a$  er pladeafstanden [m]
- b er mønstrets bredde [m]
- B er bredden af veksleren [m]
- L er længden af veksleren [m]

### Glatte plader

Antallet og arealet af varmførende plader med glatte overflader der skal til for at fylde  $1 \text{ m}^3$  varmeveksler kan beregnes af følgende formel:

$$A_{\text{total.glat}} = (N - 2) \cdot A_{\text{glat.pr.plade}} = (N_{\text{l\o\o}} - 1) \cdot A_{\text{glat.pr.plade}} = \left( \frac{H}{p_a} \right) \cdot A_{\text{glat.pr.plade}}$$

Indsættes ligningen for arealet af en plade i ovenstående ligning, fås følgende ligning til beregning af arealet pr.  $\text{m}^3$ .

$$A_{\text{total.glat}} = (N - 2) \cdot L \cdot B = (N_{\text{l\o\o}} - 1) \cdot L \cdot B = \left( \frac{H}{p_a} - 1 \right) \cdot L \cdot B$$

### Trekantmønstrede plader

Antallet og arealet af varmførende plader med glatte overflader bukket med trekantmønstre, der går til for at fylde  $1 \text{ m}^3$  varmeveksler, kan beregnes som:

$$A_{\text{total.trekant}} = (N - 2) \cdot A_{\text{trekant.pr.plade}} = (N_{\text{l\o\o}} - 1) \cdot A_{\text{trekant.pr.plade}} = \left[ \left( \frac{H}{p_a} \right) - 1 \right] \cdot A_{\text{trekant.pr.plade}}$$

Indsættes ligningen for arealet af en plade med trekantmønster i en af ovenstående ligninger, fås følgende ligning til beregning af arealet pr.  $\text{m}^3$ .

$$A_{\text{total.trekant}} = \left( \frac{H}{p_a} - 1 \right) \cdot \left[ \frac{B}{b} \cdot L \cdot \left[ b + 2 \cdot \left[ \sqrt{(p_a)^2 + (0,5 \cdot (b^2))} \right] \right] \right]$$

### Firkantmønstrede plader

Antallet og arealet af varmførende plader med glatte overflader, bukket med firkantmønstre der går til for at fylde  $1 \text{ m}^3$  varmeveksler, kan beregnes som:

$$A_{\text{total.firkant}} = (N_{\text{firkant}} - 2) \cdot A_{\text{firkant.pr.plade}} = (N_{\text{l\o\o}} - 1) \cdot A_{\text{firkant.pr.plade}} = \left[ \left( \frac{H}{p_a} - 2 \right) \right] \cdot A_{\text{firkant.pr.plade}}$$

Indsættes ligningen for arealet af en plade med firkantmønster i en af ovenstående ligninger, fås følgende ligning til beregning af arealet pr.  $\text{m}^3$ .

$$A_{\text{total.firkant}} = \left( \frac{H}{p_a} - 1 \right) \cdot \left[ \left( \frac{B}{2 \cdot b} \right) \cdot L \cdot [2 \cdot (p_a + b)] \right]$$

### Overført effekt/varmestrøm

Den totale effekt der kan overføres, kan beregnes ved brug af formlen:

$$Q = U \cdot A_{\text{total}} \cdot \Delta t_{\text{middel}}$$

hvor

Q er den overførte effekt [kW]

U er varmetransmissionskoefficienten [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]

$A_{\text{total}}$  er det totale varmeoverførende areal i varmeveksleren [ $\text{m}^2$ ]

$\Delta t_{\text{middel}}$  er logaritmisk middeltemperaturdifferens [ $^{\circ}\text{K}$ ]

Den logaritmiske middeltemperaturdifferens kan beregnes af formlen:

$$\Delta t_{\text{middel}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}\right)}$$

for  $k = 1$  gælder  $\Delta T_{\text{min}} = \Delta T_{\text{max}} = \Delta T_{\text{middel}}$

hvor

$\Delta t_{\text{max}}$  er den største temperaturdifferens [ $^{\circ}\text{K}$ ]

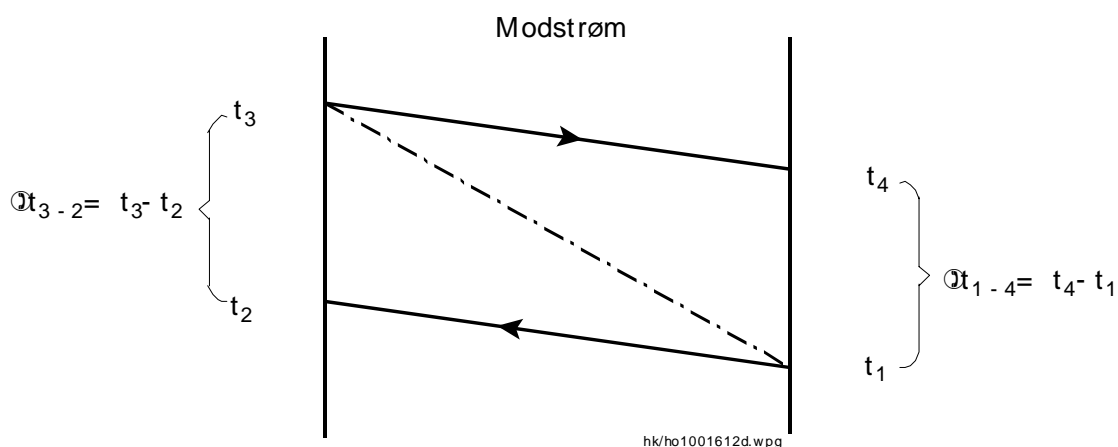
$\Delta t_{\text{min}}$  er den mindste temperaturdifferens [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$t_3$  er indløbstemperatur på vekslerens varme side [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$t_4$  er udløbstemperatur på vekslerens varme side [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$t_1$  er indløbstemperatur på vekslerens kolde side [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$t_2$  er udløbstemperatur på vekslerens kolde side [ $^{\circ}\text{K}$ ]



Figur 5.1.3f.

Den totale effekt/varmestrøm  $Q$  der overføres i en varmeveksler kan også beregnes ved brug af nedenstående formel, hvor det antages at det afgives fra den primære strøm og modtages af den sekundære strøm.

$$Q_{\text{afgivet}} = Q_{\text{modtaget}}$$

$$W \cdot C_p \cdot (t_3 - t_4) = w \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1)$$

hvor

$t_3$  er indløbstemperatur på vekslerens varme side [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$t_4$  er udløbstemperatur på vekslerens varme side [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$t_1$  er indløbstemperatur på vekslerens kolde side [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$t_2$  er udløbstemperatur på vekslerens kolde side [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$W$  er massestrømmen på vekslerens varme side [ $\text{kg/s}$ ]

$w$  er massestrømmen på vekslerens kolde side [ $\text{kg/s}$ ]

$C_p$  er luftens specifikke varmekapacitet [ $\text{J/kg} \cdot \text{K}$ ]

### Udlægning af varmeveksleren

Til udlægning af varmeveksleren er der opbygget et Excel regneark, hvor udtrykkene fra dette afsnit indgår. Med udgangspunkt i regnearket har det været muligt at foretage en række parameterændringer på forholdsvis kort tid.

Indgangsparametrene til varmevekslerberegningen er følgende:

- Vekslerens ønskede maksimale volumen
- Vekslerens højde, bredde og længde
- Den anvendte pladetykkelse
- Pladeafstand (Højden af trekanten i trekantsrøret)
- Trekantens grundlinie
- Logaritmisk middeltemperaturdifferens
- Luftens opvarmning/nedkøling
- Volumenstrøm

Parameterændringerne blev opstillet som et optimeringsproblem på en varmeveksler med en luftstrøm på  $0,0833 \text{ m}^3/\text{s}$  og en opvarmning/afkøling på  $20 \text{ K}$  af luften. Idet der ønskedes en varmeveksler med en temperaturvirkningsgrad på  $90 \%$  måtte middeltemperaturdifferensen sættes til  $2,2 \text{ K}$ .



Optimeringen gik ud på at minimere tryktabet over varmeveksleren under følgende bibetingelser:

- Højde og bredde af varmeveksleren er ens.
- Højden og bredden af varmeveksleren er mindre end eller lig længden i strømningsretningen.
- Højden i det trekantede rørprofil i pladeveksleren er lig grundlinien

Under ovenstående forhold, er data for den optimale varmeveksler gengivet i tabel 5.1.3a.

Parameter	Værdi
Volumenstrøm	0,0833 m <sup>3</sup> /s ~ 300 m <sup>3</sup> /h
Temperaturvirkningsgrad	90 %
Opvarmning/afkøling af luften	20 K
Overført varmeeffekt	2125 W
Tryktab over varmeveksler	52,3 Pa
Højde	0,368 m
Bredde	0,368 m
Længde	0,368 m
Varmevekslerens volumen	0,05 m <sup>3</sup>
Grundlinie/højde af trekantør	0,00281 m
Pladetykkelse	0,0005 m

Tabel 5.1.3a. Parametre for optimal pladevarmeveksler med trekantede rørprofiler under de givne forhold. En udskrift af regnearket er vist i bilag 1.

I sammenhæng med tabel 5.1.3a bør det nævnes, at selv om at der er foretaget en minimering af tryktabet over varmeveksleren, så er det muligt at opnå et endnu lavere trykfald over varmeveksleren, hvis nogle af bibetingelserne gøres mindre restriktive eller helt ophæves. Eksempelvis kan det nævnes, at tryktabet over varmeveksleren mindskes væsentligt, hvis det tillades at varmeveksleren bliver større end 0,05 m<sup>3</sup>.

### Tilløbsforholdene til varmeveksleren

Når der er dimensioneret en god varmeveksler med en høj temperaturvirkningsgrad og et lavt tryktab, er det væsentligt at tilløbsforholdene til varmeveksleren er fornuftige, således at den høje virkningsgrad og det lave tryktab ikke går tabt i tilløbet.

I forbindelse med en varmeveksler er der tale om gode tilløbsforhold, når luften fordeles så jævnt som muligt over hele varmevekslerens indløbsareal. Et jævnt hastighedsprofil kan normalt opnås ved et meget stort trykfald. Dette er dog ikke ønskeligt i denne situation, da det høje trykfald vil medføre et større effektoptag fra ventilatorerne.

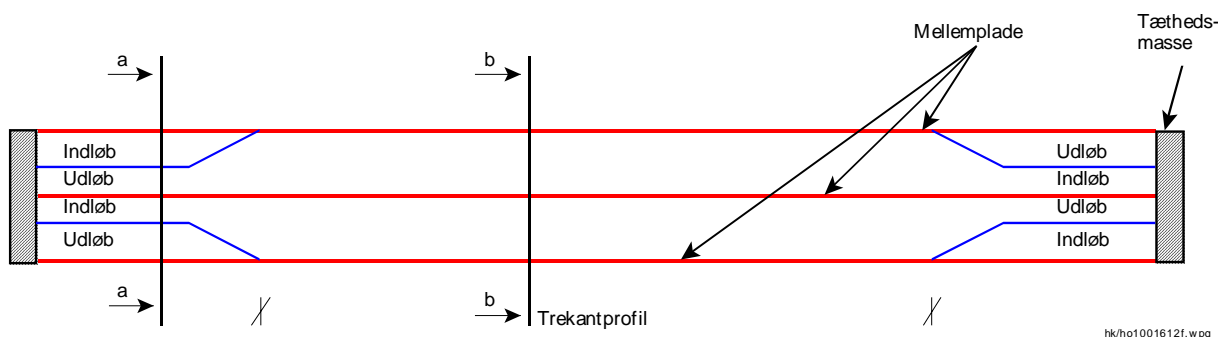
## Eftervisning af teori

På basis af den forudgående optimering, skal det som det næste forsøges at eftervise teorien på de to udvalgte mønstre. Dette gøres ved først at måle tryktab samt ind- og udløbstemperaturer for forskellige driftspunkter. Derpå beregnes der ud fra den teori for samme driftspunkter, for til slut at sammenligne om der er overensstemmelse imellem teori og praksis. Der skal til hvert forsøg bruges to varmevekslere, med ens mønstre, men med forskellige pladelængder samt måleudstyr til måling af tryk og temperatur for at kunne eftervise teorien.

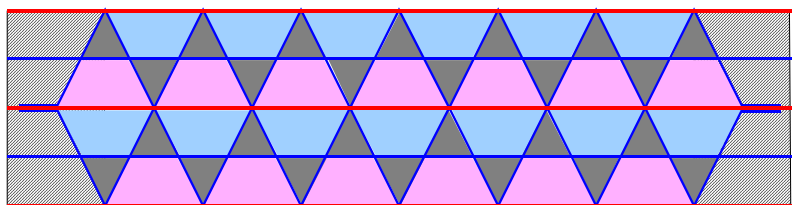
## Fremskaffelse af varmevekslere til forsøg

### Fremstilling af veksler

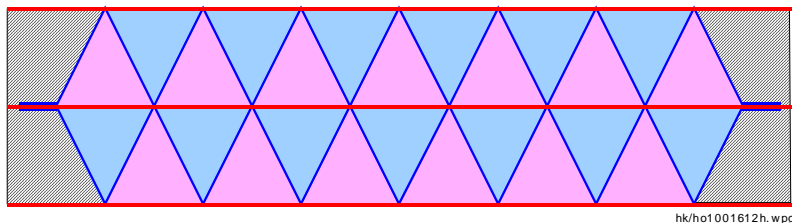
Trekantmønstret pladeveksler er opbygget som en sandwich med et lag plane plader og et lag plader i trekantmønster. For at simplificere vekslerens konstruktion med hensyn til ind- og udløbsforhold blev vekslerpladen i trekantmønsteret udført i tre stykker indløb, veksler og udløb, se nedenviste skitse.



Snit a-a



Snit b-b

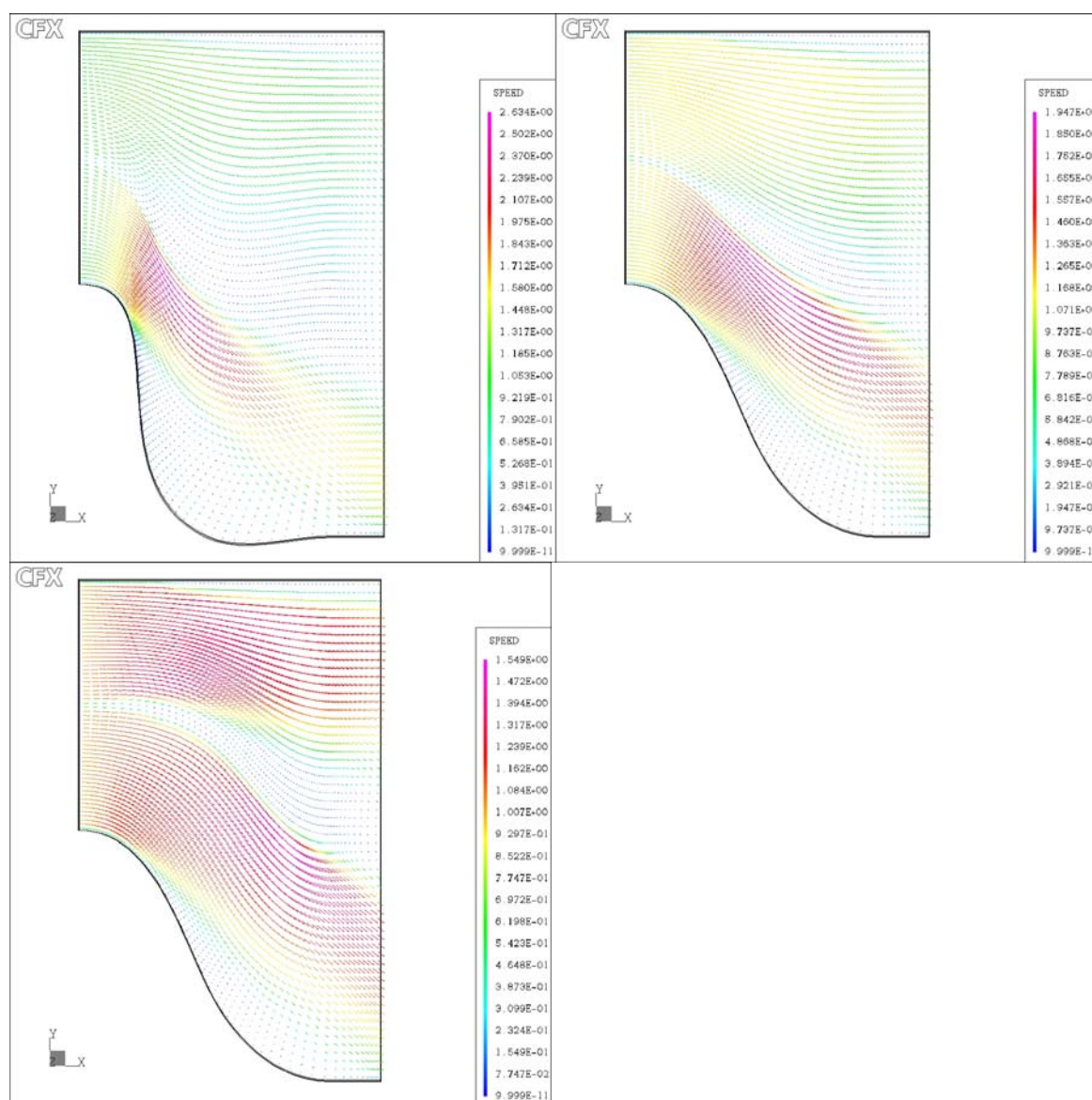


Figur 5.1.3g.

Pladeafstand og mønsterbredde blev valgt til 10 mm og udført i kobberplade af hensyn til bearbejdning og sammenlodning

For at opnå så jævn en hastighedsfordeling som muligt med et så lille tryktab og strømningssvej som muligt, er der udført en række CFD-simuleringer af forskellige udformninger af et tilløb til varmeveksleren.

For at holde ventilationsaggregatet så lille som muligt, er en væsentlig parameter så lille en længde af tilløbet som muligt. Derfor er der set nærmere på to forskellige tilløbslængder, nemlig hvor tilløbslængden er 70% af højden på vekslerens indløb (figur 5.1.3h) og hvor tilløbslængden er 120% af højden på veksleren (figur 5.3.1i).

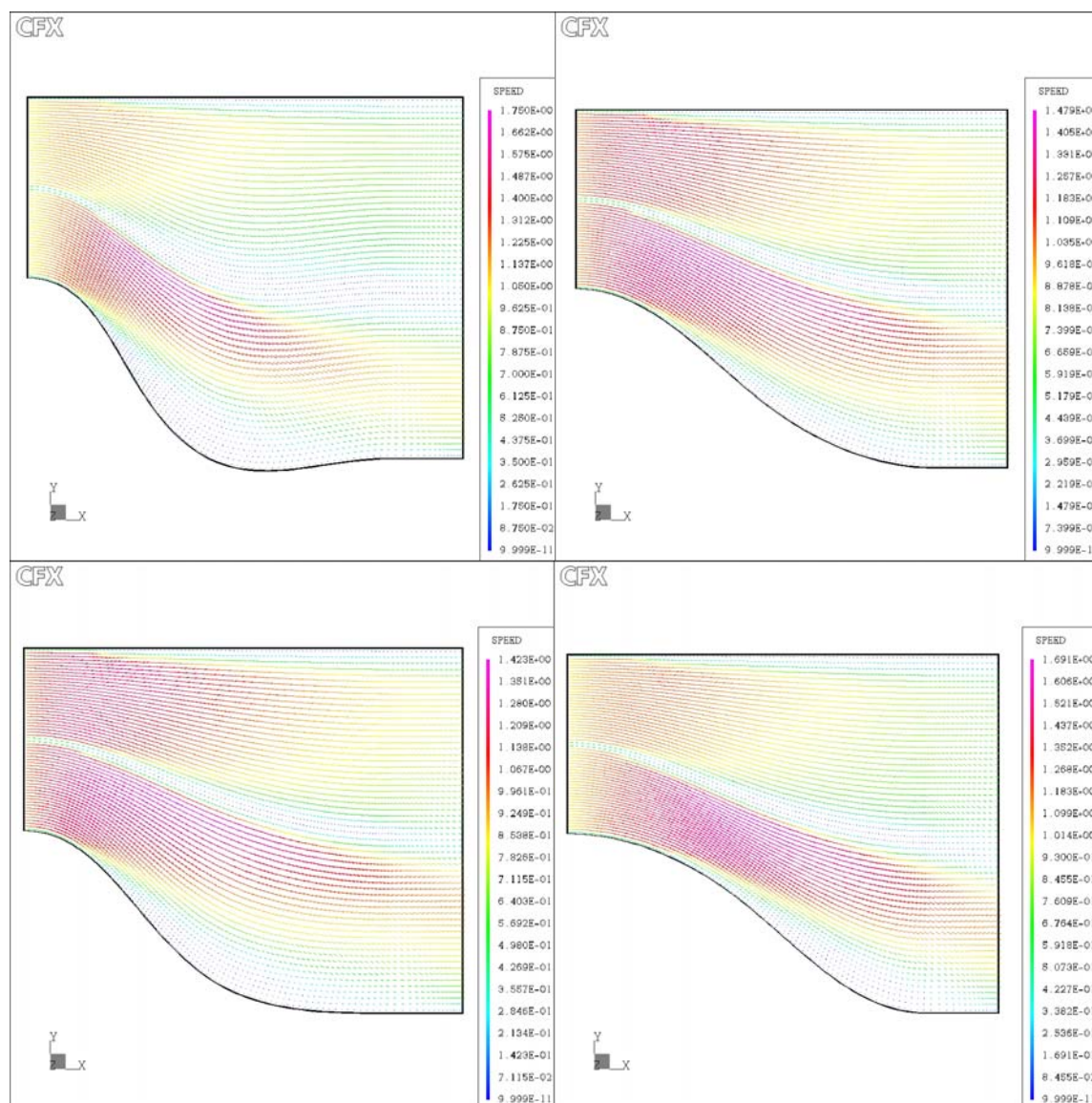


Figur 5.1.3h. Tilløb til varmeveksler, hvor tilløbsstrækningen er 60 % af varmevekslerens højde. Indløbshastighed er 1,0 m/s. Til vurdering af hastighedsfordelingen bør det bemærkes at farveskalaen ikke er ens i delfigurerne.

Ved at sammenligne hastighedsfelterne for det korte tilløb med en tilløbsstrækning på 70% af varmevekslerens højde (figur 5.1.3h) ses det, at det nederste tilløb giver den bedste hastighedsfordeling. Det ses dog også, at denne hastighedsfordeling ikke er optimal, idet specielt hastigheden i den øverste del ses at være ujævnt fordelt.

Ved den gode udformning af det korte tilløbsstykke viser det sig, at det totale tryktab ligger på godt 1 Pa, hvor det for de dårlige er oppe omkring 5 Pa.

For at få en bedre hastighedsfordeling ved indløbet til varmeveksleren, er der nedenfor undersøgt hvordan hastighedsfordelingen vil være, hvor tilløbet er 120 % i forhold til varmevekslerens højde.



Figur 5.1.3i. Tilløb til varmeveksler, hvor tilløbsstrækningen er 60 % af varmevekslerens højde. Indløbshastighed er 1,0 m/s. Til vurdering af hastighedsfordelingen bør det igen bemærkes at farveskalaen ikke er ens i delfigurererne, dog er skaleringen mere ens end i figur.

Af figur 5.1.3i ses det, at hastighedsfordelingen stort set er ens i den øverste højre og nederste venstre delfigur, dog vurderes den nederste venstre delfigur at give den bedste hastighedsfordeling. Sammenlignes hastighedsprofilet for det korte og lange tilløbsstykke ses det, at der ikke er stor forskel på hastighedsprofilet i den nederste del af tilløbsstykket, bort set fra at hastighedens vertikale komponent i det korte tilløbsstykke er større end for det lange. Den væsentlige forskel findes i den øverste del, hvor hastighedsprofilet for det korte tilløbsstykke ikke når at blive jævnt, hvilket det stort set gør for det lange tilløbsstykke.

Ved de to gode udformninger af det lange tilløbsstykke viser det sig, at det totale tryktab ligger omkring 1 Pa.

Den skæve hastighedsfordeling for den øverste del af det korte tilløbsstykke kan muligvis gøres mere jævn ved en passende udformning af den øverste vandrette væg.

### **Opsummering**

Hvor det blev vurderet at varmevekslerudformning 1 ikke er kompakt nok til fornuftigt at kunne indgå i et ventilationsaggregat. Til gengæld ser denne varmevekslerudformning (udformning 2) fornuftig ud, idet varmeveksleren kan opbygges forholdsvis kompakt, samtidig med at der er et forholdsvis lavt tryktab og en høj temperaturvirkningsgrad.

For varmevekslerudformning 2 blev der fundet en optimal varmeveksler med hensyn til tryktabet under nogle givne forudsætninger, såsom temperaturvirkningsgrad (logaritmisk middeltemperaturdifferens) og en ønsket volumenstrøm på  $0,0833 \text{ m}^3/\text{s}$ . Det viser sig at det er muligt, at få en temperaturvirkningsgrad på 90 % ved en kubisk varmeveksler med målene  $0,368 \text{ m} \times 0,368 \text{ m} \times 0,368 \text{ m}$  og et tryktab på 52 Pa.

CFD-simuleringer har vist at det lange tilløbsstykke (nederst til venstre i figur 5.1.3i) bør vælges. Dette tilløbsstykke giver et jævnt hastighedsprofil i tilløbet til varmeveksleren og et lavt totaltryktab.

### **5.1.4 Delkonklusion**

Der er stor forskel på hvor kompakt det overførende areal er for de to varmevekslerudformninger.

## **5.2 Ventilationsaggregatets udformning**

Hovedtanken bag udformningen af et nyt ventilationsaggregat er at simplificere luftens vej gennem aggregatet mest muligt, og kun anvende de komponenter, der reelt også er nødvendige for at aggregatet kan fungere korrekt.

I dag indgår der normalt følgende komponenter i et ventilationsaggregat, dog undlades enkelte komponenter afhængig af typen:

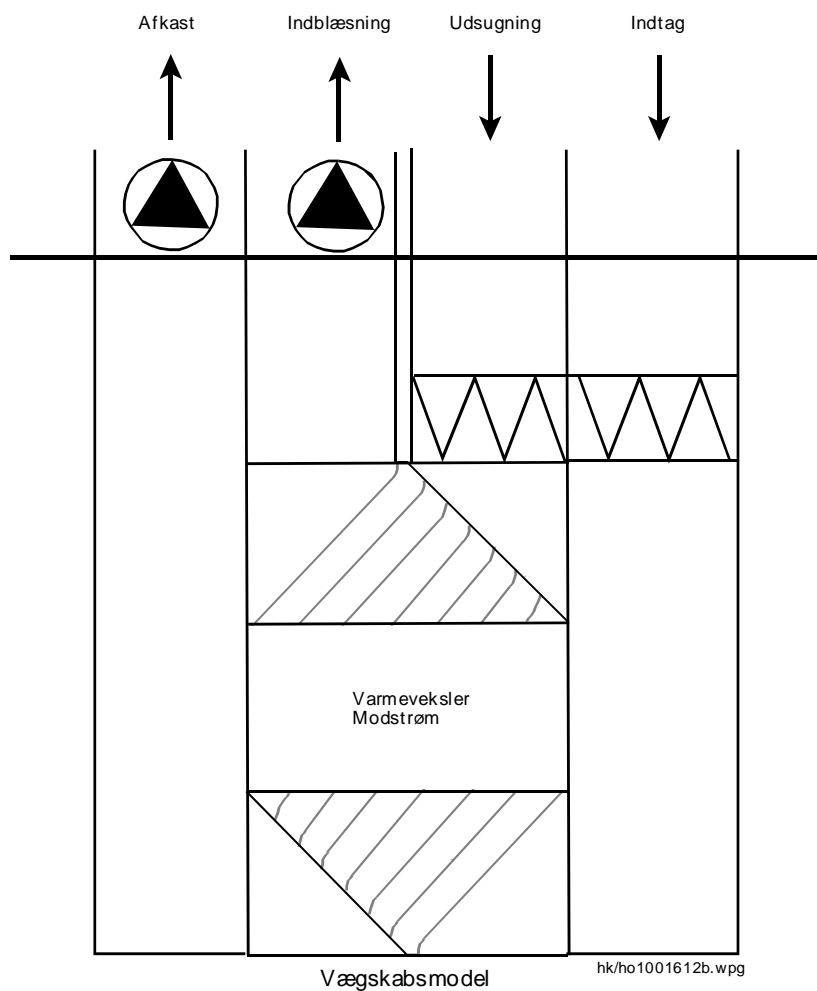
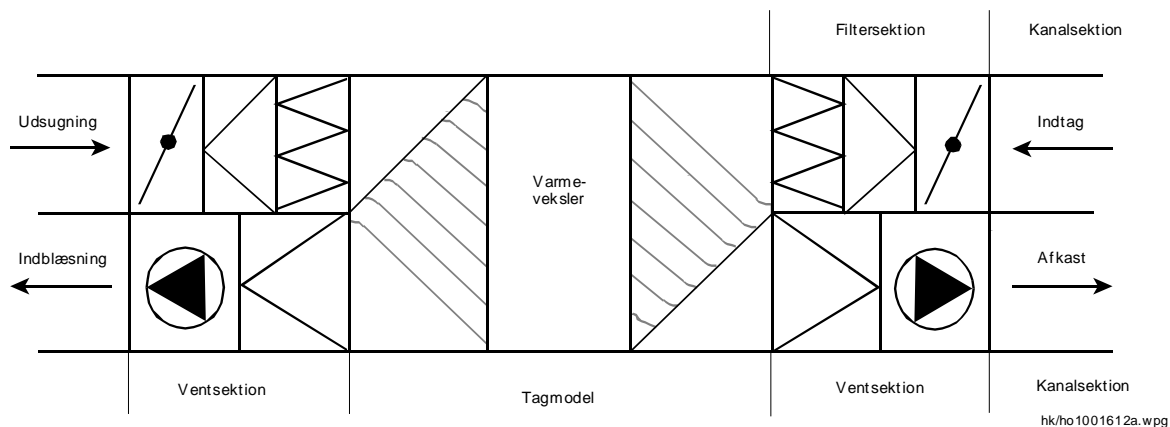
- Filtre
- Ventilatorer
- Varmeveksler
- Eftervarmeplade (evt.)

Ventilatoren er en komponent, der ikke kan undværes i et ventilationsaggregat. Der er valgt at anvende aksialventilatorer, idet strømningsretningen ikke ændres når disse anvendes, hvilket betyder at strømningsvejen bliver mere simpel.

For at opnå en høj energieffektivitet for ventilationsaggregatet er det væsentligt, at ventilationsaggregatet indeholder en effektiv varmeveksler. Derfor vælges der at anvende en effektiv modstrømsvarmeveksler.

I og med der anvendes en effektiv modstrømsvarmeveksler er det ikke nødvendigt med en eftervarmeplade for at opnå tilstrækkelige høje indblæsningstemperaturer. Det forhold at det ikke er nødvendigt med en eftervarmeplade betyder, at der spares noget tryktab i aggregatet.

Nedenfor er en skitse af ventilationsaggregatet vist. Aggregatets dimensioner vil afhænge af de aktuelle volumenstrømskrav, der stilles til aggregatet.



Figur 5.2.a. Skitse af optimeret ventilationsaggregat.

I den efterfølgende vurdering af det nye ventilationsaggregats energiforbrug/miljøpåvirkning tages der udgangspunkt i en designvolumenstrøm på 300 m<sup>3</sup>/h, ligesom det var tilfældet ved design af varmeveksleren.

Ved design af varmeveksleren er der fundet frem til en varmeveksler med en temperaturvirkningsgrad på 90 %. Denne veksler bliver anvendt i forbindelse med dette aggregat.

Til vurdering af ventilationsaggregatets eleffektivitet skal der først opstilles en vurdering af effektiviteten for henholdsvis tabet i de enkelte komponenter, der indgår i ventilationsaggregatet.

Tryktab over varmeveksler (se design af varmeveksler med tillæg for indløb)	60 Pa
Tryktab og systemtab gennem øvrige aggregatkomponenter ekskl. filter (vurderet)	<u>5 Pa</u>
Total tryktab gennem aggregat	65 Pa

Ud fra afsnittet omkring aksialventilatoren er der fundet frem til at der kunne fremstilles en ventilator med en totalvirkningsgrad på ca. 75 %. Dette vil blive anvendt i det efterfølgende, hvor SEL-værdien for aggregatet vurderes. Ligeledes tages der udgangspunkt i at aggregatets eksterne modtryk er 150 Pa.

$$SEL = 2 \frac{\Delta p}{\eta_{\text{total}}} = 2 \frac{215 \text{ Pa}}{0,75} = 573 \text{ J/m}^3 \approx 600 \text{ J/m}^3 \quad (13)$$

Som det ses af ovenstående eleffektivitet, sammenlignet med eleffektiviteten på eksisterende ventilationsaggregater som ligger omkring 1.750 J/m<sup>3</sup> og 2.600 J/m<sup>3</sup>, er der et stort elenergisparepotentiale i anvendelse af det nye aggregat. Der skal dog gøres opmærksom, på at der ikke er indregnet den effekt, optages i styreelektronikken.

På varmesiden kan der ikke opnås væsentlige besparelser i forhold til de bedste eksisterende aggregater, idet disse er oppe på en temperaturvirkningsgrad på ca. 85%, hvor det nye aggregat forventes at komme op på 90%.

### 5.3 Undersøgelse af tilbagebetalingstider

Til undersøgelse af tilbagebetalingstider blev der kontaktet forskellige leverandører af ventilationsaggregater. Det viste sig at de fleste producenter af ventilationsaggregater, inden for boligsegmentet (250 m<sup>3</sup>/h til 300 m<sup>3</sup>/h), typisk kun har et aggregat med en kryds- eller modstrømsveksler, ikke begge dele. Genvex havde begge dele, så derfor er bruttopriser på Genvex aggregater anvendt, idet det er antaget at konkurrencen på markedet er tilstrækkeligt til at der ikke er væsentlige prisforskelle.



### 5.3.1 Forudsætninger

De generelle forudsætninger for tilbagebetalingstider er summeret i dette afsnit.

Anlæg, hvor der kun er udsug	3.173,75 kr.
Aggregat med krydsveksler og eleftervarmer	15.350,00 kr.
Aggregat med krydsveksler og vandeftervarmer	16.762,50 kr.
Aggregat med modstrømsveksler	17.400,00 kr.
Kanalsystem for indblæsning og udsugning	13.750,00 kr.
Installationsomkostninger for indblæsning og udsugning	11.250,00 kr.
Vedligeholdelseskostninger	400 kr./år
Varmepris	0,55 kr./kWh
Elpris	1,20 kr./kWh
Gennemsnitlig volumenstrøm	162 m <sup>3</sup> /h
Infiltration ud over luftstrøm gennem aggregat <sup>2</sup>	1 %
Eksternt modtryk for hver flowretning	150 Pa
Ventilatorvirkningsgrad	30 %
SEL-værdi for ventilationsaggregaterne <sup>3</sup>	2.000 J/m <sup>3</sup>
Temperaturvirkningsgrad for krydsveksler	50 %
Temperaturvirkningsgrad for modstrømsveksler	85 %

### 5.3.2 Naturlig ventilation

Energiforbrug til opvarmning (beregnet med VGV <sup>4</sup> ) =	5.867 kWh/år
Energiomkostninger (5.867 kWh/år · 0,55 kr./kWh) =	3.226,85 kr./år
Initial investering (2.189,50 kr. + 2.375,00 kr.) <sup>5</sup>	4.564,50 kr.

<sup>2</sup> Det forudsættes at opvarmningsformen for infiltrationsluften og luften gennem ventilationsaggregatet er ens. Yderligere antages det at den normale opvarmningsform ikke er el.

<sup>3</sup> SEL-værdien er bestemt ud fra målinger på eksisterende aggregater, hvor der er målt ved et eksternt modtryk på 150 Pa ved maks. luftydelse (SEL var i snit 1200 J/m<sup>3</sup>). Der er foretaget en korrektion så det eksterne modtryk ved den pågældende gennemsnitsvolumenstrøm er 150 Pa.

<sup>4</sup> Program til udregning af ekstra varmebehov til opvarmning af luft i forbindelse med et ventilationsaggregat. Varmebehovet udregnes med udgangspunkt i DRY-vejrdato.

<sup>5</sup> Priserne gælder henholdsvis for priser og arbejds løn

### 5.3.3 Kun udsug

Energiforbrug til opvarmning (beregnet med VGV) =	5.867 kWh/år
Energiforbrug til opvarmning (infiltration) (beregnet med VGV)	<u>59 kWh/år</u>
Energiforbrug til opvarmning i alt	5.926 kWh/år
Elforbrug til ventilator $\left( \frac{150 \text{ Pa} \frac{162 \text{ m}^3 / \text{h}}{3.600 \text{ h/s}}}{0,3} \cdot 8.760 \text{ h/år} \right) =$	197 kWh/år

Energiomkostninger (5.926 kWh/år · 0,55 kr./kWh + 197 kWh/år · 1,2 kr./kWh) =	3.495,70 kr./år
Vedligehold	<u>200,00 kr./år</u>
Drift	3.695,70 kr./år

Initial investering (3.173,75 kr. + 0,5 · (13.750,00 kr. + 11.250,00 kr.)) = 15.673,75 kr.

Denne ventilationstype er ikke rentabel i forhold til naturlig ventilation, til dels fordi installationsomkostningerne er større og til dels fordi energiomkostningerne er større.

### 5.3.4 Aggregat med krydsveksler og eleftervarmer

Energiforbrug til opvarmning (beregnet med VGV)	2.934 kWh/år
Energiforbrug til opvarmning (infiltration) (beregnet med VGV)	<u>59 kWh/år</u>
Energiforbrug til opvarmning i alt	2.993 kWh/år
Elforbrug til ventilator $\left( 2.000 \text{ J/m}^3 \frac{162 \text{ m}^3 / \text{h}}{3.600 \text{ h/s}} \cdot 8.760 \text{ h/år} \right) =$	788 kWh/år

Energiomkostninger ((2.993 kWh/år + 788 kWh/år) · 1,2 kr./kWh) <sup>6</sup> =	4.537,20 kr./år
Vedligehold	<u>400,00 kr./år</u>
Drift	4.937,20 kr./år

Initial investering (15.350,00 kr. + 13.750,00 kr. + 11.250,00 kr.) = 40.350,00 kr.

Denne udformning af ventilationen er ikke økonomisk rentabel, til dels fordi de årlige energiomkostninger er større en for naturlig ventilation og til dels fordi investeringsomkostningerne er større.

### 5.3.5 Aggregat med krydsveksler og vandeftervarmer

Energiforbrug til opvarmning (beregnet med VGV)	2.934 kWh/år
Energiforbrug til opvarmning (infiltration) (beregnet med VGV)	<u>59 kWh/år</u>
Energiforbrug til opvarmning i alt	2.993 kWh/år

$$\text{Elforbrug til ventilator} \left( 2.000 \text{ J/m}^3 \frac{162 \text{ m}^3 / \text{h}}{3.600 \text{ h/s}} 8.760 \text{ h/år} \right) = 788 \text{ kWh/år}$$

Energiomkostninger (2.993 kWh/år · 0,55 kr./kWh + 788 kWh/år · 1,2 kr./kWh)=	2.591,75 kr./år
Vedligehold	<u>400,00 kr./år</u>
Drift	2.991,75 kr./år

$$\text{Sparet omkostninger (3.226,85 kr./år – 2.991,75 kr./år) = 235,10 kr./år}$$

$$\text{Initial investering (16.762,50 kr. + 13.750,00 kr. + 11.250,00 kr.) = 41.762,50 kr.}$$

$$\text{Merinvestering (41.762,50 kr. – 4.564,50 kr.) = 37.198,00 kr.}$$

$$\text{Simpel tilbagebetalingstid} \left( \frac{37.198,00 \text{ kr}}{235,10 \text{ kr./år}} \right) = 158,22 \text{ år}$$

### 5.3.6 Aggregat med modstrømsveksler

Energiforbrug til opvarmning (beregnet med VGV)	880 kWh/år
Energiforbrug til opvarmning (infiltration) (beregnet med VGV)	<u>59 kWh/år</u>
Energiforbrug til opvarmning i alt	939 kWh/år

$$\text{Elforbrug til ventilator} \left( 2.000 \text{ J/m}^3 \frac{162 \text{ m}^3 / \text{h}}{3.600 \text{ h/s}} 8.760 \text{ h/år} \right) = 788 \text{ kWh/år}$$

Energiomkostninger (939 kWh/år · 0,55 kr./kWh + 788 kWh/år · 1,2 kr./kWh)=	1.462,05 kr./år
Vedligehold	<u>400,00 kr./år</u>
Drift	1.862,05 kr./år

$$\text{Sparet omkostninger (3.226,85 kr./år – 1.862,05 kr./år) = 1.364,80 kr./år}$$

$$\text{Initial investering (17.400,00 kr. + 13.750,00 kr. + 11.250,00 kr.) = 42.400,00 kr.}$$

$$\text{Merinvestering (42.400,00 kr. – 4.564,50 kr.) = 37.835,50 kr.}$$

$$\text{Simpel tilbagebetalingstid} \left( \frac{37.835,50 \text{ kr}}{1.364,80 \text{ kr./år}} \right) = 27,72 \text{ år}$$

### 5.3.7 Nyt optimeret aggregat med modstrømsveksler og aksialventilator

Temperaturvirkningsgrad sættes for dette aggregat til 90 %.

SEL-værdi sættes til  $600 \text{ J/m}^3$

Der er ikke filtre i aggregat, hvilket betyder at vedligeholdelseskostninger kun er på 100 kr./år

Energiforbrug til opvarmning (beregnet med VGV)	587 kWh/år
Energiforbrug til opvarmning (infiltration) (beregnet med VGV)	<u>59 kWh/år</u>
Energiforbrug til opvarmning i alt	646 kWh/år

$$\text{Elforbrug til ventilator} \left( 600 \text{ J/m}^3 \frac{162 \text{ m}^3/\text{h}}{3.600 \text{ h/s}} 8.760 \text{ h/år} \right) = 237 \text{ kWh/år}$$

Energiomkostninger ( $646 \text{ kWh/år} \cdot 0,55 \text{ kr./kWh}$ $+ 237 \text{ kWh/år} \cdot 1,2 \text{ kr./kWh}$ )=	639,70 kr./år
Vedligehold	<u>100,00 kr./år</u>
Drift	739,70 kr./år

$$\text{Sparet omkostninger} (3.226,85 \text{ kr./år} - 739,70 \text{ kr./år}) = 2.487,15 \text{ kr./år}$$

$$\text{Initial investering (prisen sættes til pris på eksisterende modstrømsagg.)} = 42.400,00 \text{ kr.}$$

$$\text{Merinvestering} (42.400,00 \text{ kr.} - 4.564,50 \text{ kr.}) = 37.835,50 \text{ kr.}$$

$$\text{Simpel tilbagebetalingstid} \left( \frac{37.835,50 \text{ kr.}}{2.487,15 \text{ kr./år}} \right) = 15,21 \text{ år}$$

### 5.3.8 Aggregat med modstrømsveksler i forhold til aggregat med krydsveksler og vand eftervarmer

$$\text{Merinvestering ved modstrømsveksler} (17.400,00 \text{ kr.} - 16.762,50 \text{ kr.}) = 637,50 \text{ kr.}$$

$$\text{Sparet omkostninger ved modstrømsveksler} (2.991,75 \text{ kr./år} - 1.862,05 \text{ kr./år}) = 1.129,70 \text{ kr.}$$

$$\text{Simpel tilbagebetalingstid} \left( \frac{637,50 \text{ kr.}}{11.29,70 \text{ kr./år}} \right) = 0,56 \text{ år}$$

### 5.3.9 Opsummering

Af de ovenstående eksempler på tilbagebetalingstider ses det at den privatøkonomiske rentabilitet ved anvendelsen af et ventilationsaggregat i stedet for naturlig ventilation er meget ringe. Det er kun i tilfældet med det optimerede aggregat, der giver en nogenlunde rimelig simpel tilbagebetalingstid på ca. 15 år. Denne tilbagebetalingstid er dog også forholdsvis lang i privatøkonomisk sammenhæng.

Står valget mellem et aggregat med en modstrømsveksler og krydsveksler med vandeftervarmer er det klart fordelagtigt at vælge et aggregat med en modstrømsveksler, idet tilbagebetalingstiden kun er 0,56 år.

Miljøpåvirkningen fra de forskellige ventilations-/aggregattyper vil blive nærmere undersøgt i det efterfølgende.

## 5.4 Forskellige ventilationstyper miljøpåvirkning

Til vurdering af forskellige ventilationsanlægs/-principper bidrag til boligens miljøpåvirkning tages der udgangspunkt energiforbruget til den erstatningsluft, der skal opvarmes og mekanisk transporteres som følge af ventilationen.

Miljøpåvirkningen vurderes til dels ud fra CO<sub>2</sub>-udledningen og energirammen, som den er anvendt i udkastet til det nye bygningsreglement.

Der tages udgangspunkt i en bolig på 130 m<sup>2</sup>, en loftshøjde på 2,5 m og et luftskifte på 0,5 h<sup>-1</sup>, hvilket netop giver en volumenstrøm på 162 m<sup>3</sup>/h.

I udkastet til bygningsreglement for år 2005 bestemmes energirammen ved at sige varme-forbruget adderet med 3 gange elforbruget. Bestemmelsen af CO<sub>2</sub>-udledningen tager udgangspunkt ENS tal fra 1998 for el (182 kg/GJ) og fjernvarme (45 kg/GJ).

Ventilationstype	Elforbrug [MJ/(m <sup>2</sup> · år)]	Varmeforbrug [MJ/(m <sup>2</sup> · år)]	Energiramme [MJ/(m <sup>2</sup> · år)]	CO <sub>2</sub> -udledning [kg/(m <sup>2</sup> · år)]
Naturlig ventilation		162	162	7,3
Kun udsug	5	164	179	8,2
Krydsveksler med eleftervarmer	105		315	19,1
Krydsveksler med vandeftervarmer	22	83	149	7,7
Modstrømsveksler	22	26	92	5,2
Nyt optimeret aggregat	7	18	39	3,2

Tabel 5.4a Miljøpåvirkning fra forskellige ventilationstyper. Miljøpåvirkningen er opgjort i elforbrug, varmeforbrug, energiramme og CO<sub>2</sub>-udledning.

Ved anvendelsen af energirammen i tabel 5.4a ses det, at naturlig ventilation er ”bedre” end udsug og ventilationsaggregat med krydsveksler og eleftervarmefflade. Allerede energirammen for et ventilationsaggregat med vandeftervarmefflade viser sig, at have et lavere energiforbrug end naturlig ventilation. Aggregatet med modstrømsveksler og det nye optimerede aggregat har ifølge energirammen et væsentligt lavere energiforbrug end naturlig ventilation.

Ses der på CO<sub>2</sub>-udledningen er det kun ventilationsaggregatet med modstrømsveksleren og det nye optimerede aggregat, der har en lavere miljøpåvirkning end naturlig ventilation. Faktisk ses det, at CO<sub>2</sub>-udledningen fra det nye optimerede aggregat er under 1/3 af udledningen fra naturlig ventilation. Det skal dog bemærkes, at de eksisterende aggregater i denne beregning kun kører med ca. halv luftydelse, hvilket betyder at deres interne tryktab er mindre end ved fuld ydelse. Tryktabene i det nye aggregat er lagt således, at det svarer til dette aggregat kører ved fuld ydelse.



## 6 Energibehov og økonomi

I forslag til bygningsreglement 2005 /1/ udvides energirammen til at omfatte det samlede energibehov til opvarmning, ventilation og køling som dækker både varme- og elbehov. Energibehovet bestemmes som summen af varmebehovene plus 3 gange summen af elbehovene og skal være mindre end energirammen for bygningen. Bidraget til energibehovet fra ventilationsanlægget kan vurderes ud fra elbehovet i anlægget og opvarmningsbehovet til at dække ventilationstabet. Bidraget fra ventilationsanlægget til energibehovet er givet ved

$$E_{\text{vent}} = 3 \cdot E_{\text{el}} + E_{\text{varme}}$$

hvor  $E_{\text{vent}}$  er energibehovet til ventilation,  $E_{\text{el}}$  er elbehovet i ventilationsanlægget og  $E_{\text{varme}}$  er varmebehovet for at dække ventilationstabet.

Elbehovet afhænger af den effekt der afsættes i ventilatorerne. Eleffekten afsat i en ventilator kan bestemmes af

$$P_{\text{el}} = \frac{\Delta p_t \cdot q_v}{\eta_{\text{el}}}$$

hvor  $P_{\text{el}}$  er eleffekten afsat i ventilatoren,  $\Delta p_t$  er trykstigningen over ventilatoren,  $q_v$  er volumenstrømmen og  $\eta_{\text{el}}$  er ventilatorens eleffektivitet.

Elbehovet i ventilationsanlæggets ventilatorer bestemmes som summen af det integrerede elforbrug i de enkelte ventilatorer af

$$E_{\text{el}} = \sum_N \left( \int \frac{\Delta p_t \cdot q_v}{\eta_{\text{el}}} dt \right) = \text{SEL} \cdot \int q_v \cdot dt$$

hvor  $t$  er tiden og  $N$  er antallet af ventilatorer. Værdien SEL er anlæggets specifikke elbehov angivet i  $\text{J/m}^3$  udeluft, og benyttes ofte ved sammenligning af forskellige løsninger. En øvre grænse for ventilationsanlægs SEL-værdi er angivet i bygningsreglementet for at begrænse elforbruget til ventilation.

Opvarmningsbehovet til at dække ventilationstabet kan vurderes simpelt på baggrund af årets gradtimer. Antallet af gradtimer og længden af fyringssæsonen fra september til maj er vurderet til 98.604 Kh og 6.552 timer /1/. Antallet af gradtimer er beregnet på baggrund af en temperatur på 20 °C i bygningen. Ved at benytte en varmeveksler i ventilationsanlægget spares energi til opvarmning afhængig af varmevekslerens effektivitet. Ved en konstant volumenstrøm i ventilationsanlægget er opvarmningsbehovet til at dække ventilationstabet givet ved

$$E_{\text{varme}} = GH \cdot q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (1 - \varepsilon)$$



hvor  $\varepsilon$  er effektivitet af varmegenvindingen i ventilationsanlægget,  $c$  er luftens specifikke varmekapacitet ( $c = 1.005 \text{ J/kgK}$  ved  $20^\circ\text{C}$  og  $1 \text{ atm}$ ),  $\rho$  er luftens massefylde ( $\rho = 1,205 \text{ kg/m}^3$  ved  $20^\circ\text{C}$  og  $1 \text{ atm}$ ) og  $\text{GH}$  er antallet af gradtimer.

Ved et konstant luftskifte i boligen hele året bliver brugstiden for ventilationsanlægget,  $T_B = 8.760$  timer, og energibehovet kan bestemmes af

$$E_{\text{vent}} = \text{GH} \cdot q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (1 - \varepsilon) + 3 \cdot \text{SEL} \cdot q_v \cdot T_B = \text{SEB} \cdot q_v \cdot T_B$$

hvor  $T_B$  er anlæggets brugstid og det specifikke energibehov,  $\text{SEB}$ , er defineret i lighed med det specifikke elbehov af

$$\text{SEB} = \frac{\text{GH} \cdot \rho \cdot c \cdot (1 - \varepsilon)}{T_B} + 3 \cdot \text{SEL}$$

Målsætning for projektet er som minimum at vise, at det i enfamiliehuse er muligt at have ventilationsanlæg med varmevekslereffektivitet over 85%, og specifikt elforbrug på under  $1.000 \text{ J/m}^3$ . I oplægget til Bygningsreglement 2005 (BR2005) /1/ lægges op til mindstekrav om ventilation med varmegenvinding, hvor varmevekslereffektiviteten skal være mindst 60% og det specifikke elforbrug skal være under  $2.000 \text{ J/m}^3$ . De fleste eksisterende enfamiliehuse er naturligt ventilerede, eller har mekanisk udsugning fra køkken, bad og WC-rum. I en naturlig ventileret bolig eller en bolig kun med udsugning, er varmegenvinding ikke mulig. Af oplæg til BR2005 må det specifikke elforbrug i rene udsugningsanlæg ikke overstige  $800 \text{ J/m}^3$ . I naturligt ventilerede boliger haves intet elforbrug til ventilatorer. I boliger med rent udsugningsanlæg, vil varmebehovet være det samme som for en naturlig ventileret bolig, men der vil derudover være et elforbrug til ventilatorer. I tabel 6a er det specifikke energibehov beregnet ud fra mindstekravene i projektets målsætning, mindstekravene i oplægget til BR2005 for balanceret ventilation og udsugningsanlæg og for en naturligt ventileret bolig. Det ses at det specifikke energibehov ikke ændres væsentligt af de nye mindstekrav i BR2005 til balanceret ventilation, i forhold til en naturlig ventileret bolig. Boliger med rene udsugningsanlæg vil have det største specifikke energiforbrug. Et anlæg der opfylder målsætningen for dette projekt, vil derimod nedsætte energibehovet til det halve henholdsvis en tredjedel i forhold til mindstekravene i BR2005 til balanceret ventilation henholdsvis rene udsugningsanlæg.

	Specifikt energibehov [J/m <sup>3</sup> ]
Mål: $\varepsilon = 0,85$ og $\text{SEL} = 1.000 \text{ J/m}^3$	5.045
BR2005: $\varepsilon = 0,6$ og $\text{SEL} = 2.000 \text{ J/m}^3$	11.453
Naturlig: $\varepsilon = 0$ og $\text{SEL} = 0 \text{ J/m}^3$	13.631

Tabel 6a. Specifikt energibehov for tre tilfælde.

Økonomien for ventilationsanlæg kan vurderes på baggrund af NU-værdien af udgifterne. Nuværdien af de årlige udgifter til energi og vedligehold afhænger af NU-værdifaktoren. NU-værdien af de samlede udgifter over en årrække kan beregnes af

$$NU = I + \left( \frac{E_{\text{varme}}}{\eta_v} \cdot C_h + E_{\text{el}} \cdot C_{\text{el}} + MC \right) \cdot PF$$

hvor  $\eta_v$  er effektivitet af varmeanlægget,  $C_{\text{el}}$  er elprisen,  $C_h$  er varmeprisen, MC er den årlige vedligeholdelsesudgift, I er investeringsomkostningerne, PF er NU-værdifaktoren bestemt ved

$$PF = \frac{1 - (1 + r)^{-N}}{r}$$

hvor  $r$  er realrenten for en given periode (normalt et år) og  $N$  er antallet af perioder (normalt antal år). For at investeringen i et ventilationsanlæg er rentabel over den betragtede periode skal NU-værdien af investeringen være lavere end NU-værdien for investeringen i en alternativ løsning.

	Pris (2002) [kr/kWh]	CO <sub>2</sub> udledning [kg/kWh]
El	1,60 <sup>2</sup>	0,846 <sup>1</sup>
Naturgas (N)	0,60 <sup>2</sup>	0,205 <sup>1</sup>
Fjernvarme (F)	0,45 <sup>1</sup>	0,144 <sup>1</sup>

Tabel 6b. *Energipris og CO<sub>2</sub>-udledning fra forskellige brændsler. CO<sub>2</sub>-udledningen er henført til slutforbruget af henholdsvis varme og el. <sup>1</sup>Værdier fra Aggerholm (2000). <sup>2</sup>Priser fra forsyningsselskaber januar 2002.*

NU-værdien af energiudgifterne vurderes udfra den årlige energiudgift for en periode på  $N = 30$  år med realrenten  $r = 0,02$  for de fire ovenstående tilfælde. Forskellene i NU-værdien af energiudgifterne kan benyttes til at vurdere det beløb der er til rådighed til at investere i et ventilationsanlæg. Udover en vurdering af NU-værdien vurderes også CO<sub>2</sub>-udledningen for de fire tilfælde. I de følgende beregninger benyttes energipris og CO<sub>2</sub>-udledning fra forbrug af el, naturgas og fjernvarme, som angivet i tabel 1b. Det antages at varme fra naturgas produceres ved en effektivitet på  $\eta_v = 1$ .

I tabel 6c er den årlige energiudgift, NU-værdien af energiudgiften, og CO<sub>2</sub>-udledningen i de fire tilfælde angivet for et typisk parcelhus med 2 badeværelser, køkken og bryggers med ventilation bestemt af kravene i bygningsreglementet på 60 l/s (svarer til et luftskifte på 0,5 h<sup>-1</sup> for en bolig på ca. 180 m<sup>2</sup>).

For at et ventilationsanlæg med varmegenvinding er rentabelt må merinvesteringen plus NU-værdien af de løbende vedligeholdelsesudgifter ikke overstige besparelsen i NU-værdien af energiudgifterne. Den årlige energiudgift, NU-værdien og CO<sub>2</sub> udledningen for de fire tilfælde er givet i tabel 6c. Det ses, at med ventilationsanlæg, der opfylder målsætningen henholdsvis minimumskravene i BR2005 til balanceret ventilation, kan der årligt spares 1.900-2.800 kr. henholdsvis 300-900 kr. på energiudgiften afhængig af boligens varmemforsyning i forhold til en naturlig ventileret bolig. Den årlige besparelse i energiudgiften i forhold til en bolig med et rent udsugningsanlæg bliver afhængig af varmemforsyningen 2.600-3.500 kr. henholdsvis 900-1.600 kr. for ventilationsanlæg, der opfylder målsætningen

henholdsvis minimumskravene i BR2005 til balanceret ventilation. Disse årlige besparelser medfører, at besparelsen i NU-værdien af energiudgifterne for ventilationsanlæg der opfylder målsætningen henholdsvis minimumskravene i BR2005 til balanceret ventilation i forhold til en naturlig ventileret bolig er 42.000-63.000 kr. henholdsvis 6.000-20.000 kr. og i forhold til en bolig med et udsugningsanlæg er 57.000-77.000 kr. henholdsvis 21.000-35.000 kr. afhængig af om boligens varmforsyning er baseret på fjernvarme eller naturgas. Merinvesteringen for et ventilationsanlæg, der opfylder mindstekravene i dette projekt, må på denne baggrund i forhold til en naturlig ventileret bolig ikke overstige 42.000 kr. eller 63.000 kr. og sammenlignet med en bolig med udsugningsanlæg ikke overstige 57.000 kr. eller 77.000 kr. afhængig af varmeleveringen. Det ses, at minimumskravene i BR2005 til balanceret ventilation næppe medfører en besparelse der gør det rentabelt, at benytte mekanisk ventilation med varmegenvinding frem for naturlig ventilation eller et rent udsugningsanlæg. De foreslåede mindstekrav i BR2005 til balanceret ventilation medfører desuden en svag stigning i CO<sub>2</sub>-udledningen sammenlignet med naturlig ventilation, hvor stigningen er størst hvis varmen leveres fra fjernvarme. Et ventilationsanlæg der opfylder den ønskede målsætning, vil halvere CO<sub>2</sub>-udledningen sammenlignet med naturlig ventilation i en bolig. Sammenlignet med et rent udsugningsanlæg nedsættes CO<sub>2</sub>-udledningen til næsten en tredjedel. For at få et rentabelt ventilationsanlæg og dermed en sænkning af CO<sub>2</sub>-udledningen, er det derfor nødvendigt at satse på et effektivt anlæg med høj varmevekslereffektivitet og lavt elforbrug.

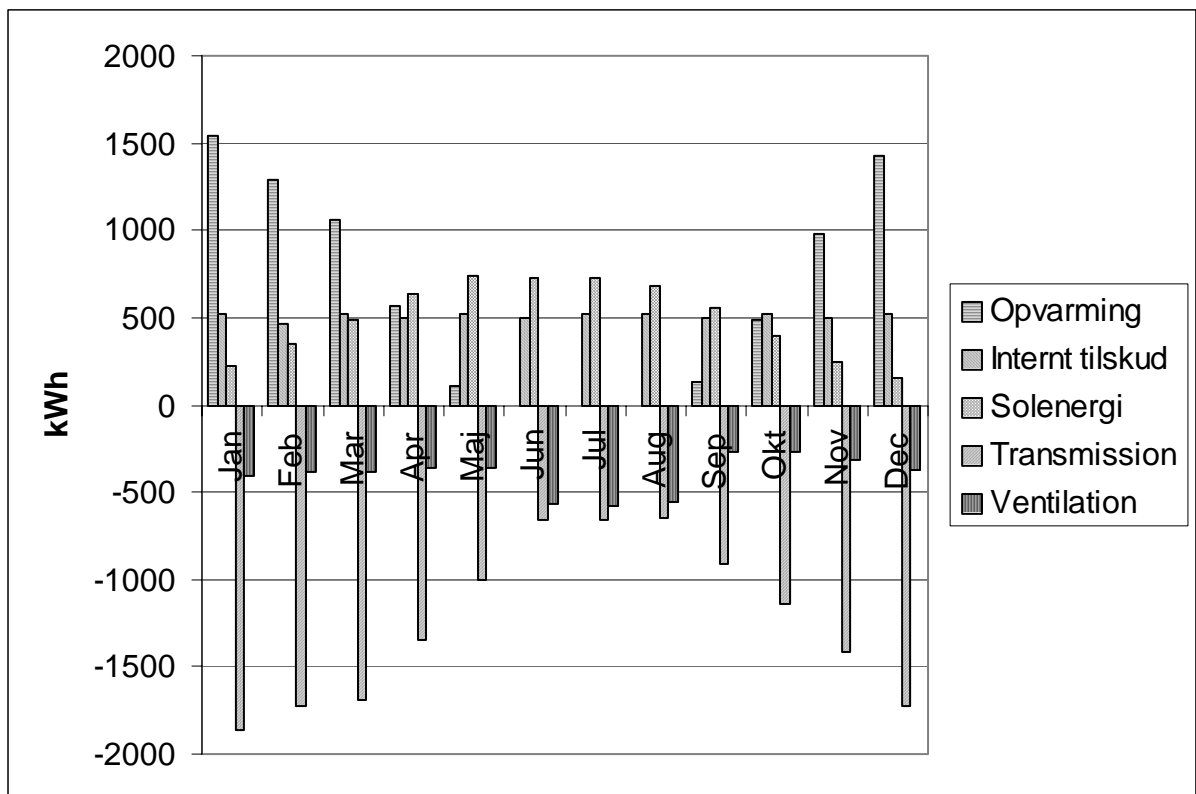
I ovenstående vurderingen af rentable investeringsomkostninger for ventilationsanlæg antages det dels, at investeringsomkostningerne for et normalt anlæg udført uden en rationalisering af montage og komponenter som vil kunne udføres for 2/3 af den nuværende pris, dels at anlægget er afskrevet over 30 år, hvor størstedelen af anlægget har en levetid som bygningen, svarende til 100 år. Hvis der tages hensyn til disse parametre vil NU-værdien blive større.

	Varmebehov [kWh/år]	Elbehov [kWh/år]	NU-værdi af udgift til energi [kr.]	CO <sub>2</sub> [kg/år]
Mål: $\epsilon = 0,85$ og $SEL = 1000 \text{ J/m}^3$	1.075	526	N: 24.308 F: 21.671	N: 665 F: 600
BR2005: $\epsilon = 0,6$ og $SEL = 2000 \text{ J/m}^3$	2.866	1.051	N: 55.614 F: 48.585	N: 1.477 F: 1.301
Naturlig: $\epsilon = 0$ og $SEL = 0 \text{ J/m}^3$	7.165	0	N: 70.294 F: 52.721	N: 1.469 F: 1.032

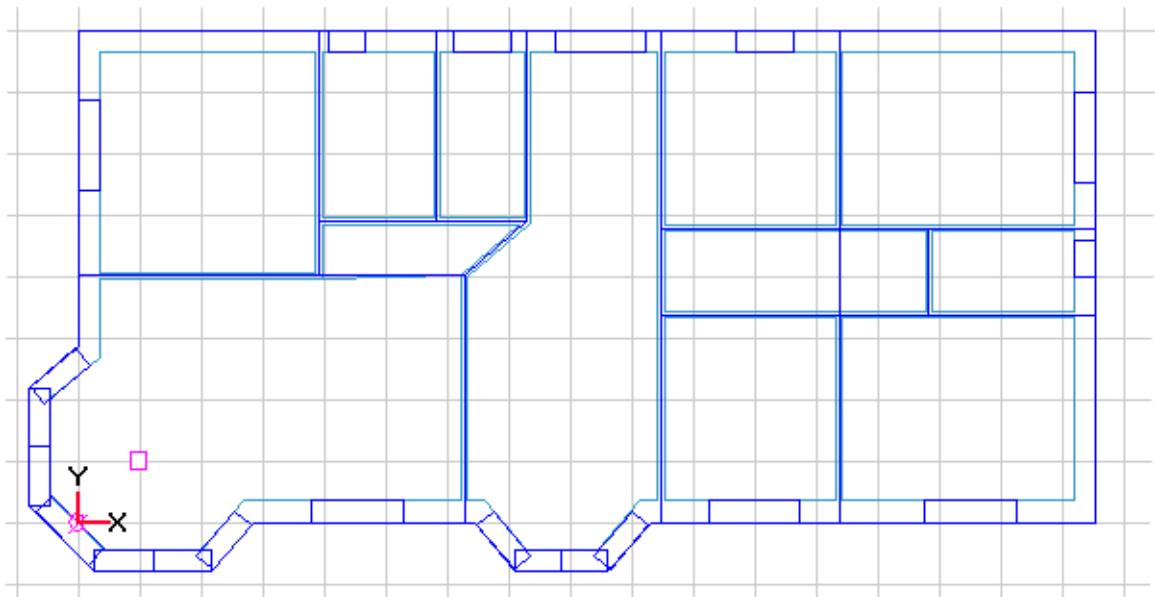
Tabel 6c. NU-værdi af energiudgifter for bolig med ventilation på 60l/s hvilket svarer til luftsiftet krævet i bygningsreglementet for en bolig med 2 baderum, bryggers og køkken.

## 7 Eksempelbolig

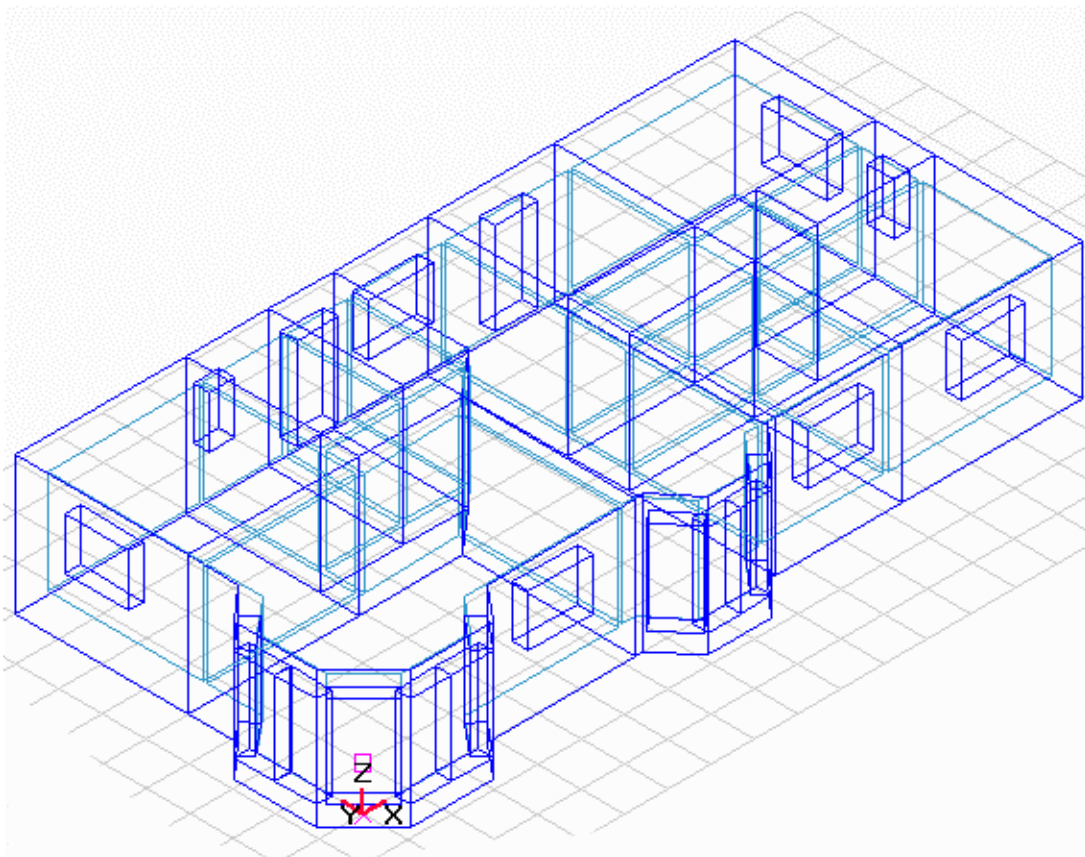
I de følgende kapitler analyseres et ventilationsanlæg i et enfamiliehus, hvor anlægget designes med henblik på høj varmegenvinding og lavt elforbrug. I analyserne benyttes som eksempelbolig et typehus fra Lind & Risør. Eksempelboligen benyttes for at kunne analysere en konkret opbygning af ventilationssystemet, der er repræsentativ for et enfamiliehus. Eksempelboligen har en stor glaskarnap i stuen med glasflader orienteret mod syd og øst, hvilket medfører en stor varmelast fra solenergi i stuen om sommeren. Eksempelboligen er modelleret i BSim og boligens grundplan og 3-D udformning er afbildet i figur 7b og figur 7c. Den nødvendige ventilation er ifølge bygningsreglementet 60 l/s, da boligen har 2 badeværelser, køkken og bryggers. Denne ventilationsmængde giver et luftskifte på  $0,8 \text{ h}^{-1}$ . I den eksisterende udformning ventileres boligen mekanisk med varmegenvinding, hvor varmevekslerens effektivitet er 80%. Det årlige opvarmningsbehov er 7.600 kWh hvilket svarer til  $55 \text{ kWh/m}^2$ . Uden varmegenvinding i ventilationsanlægget vil boligens opvarmningsbehov være 13.000 kWh. Energibalancen for de enkelte måneder er vist i figur 7a. Heraf ses at ventilationstabet er betydelig mindre end transmissionstabet, hvilket skyldes den effektive varmegenvinding. I tilfældet uden varmegenvinding er transmissionstab og ventilationstab af samme størrelsesorden.



Figur 7a. Energibalance for eksempelbolig.



Figur 7b. Grundplan af eksempelbolig modelleret i BSim. Den nederste facade er orienteret mod syd..



Figur 7c. 3-D afbildning af eksempelbolig modelleret i BSim.

## 8 Bypass i ventilationsaggregat

Et bypass i ventilationsaggregatet benyttes til at lede luften udenom varmeveksleren i perioder hvor varmegenvinding ikke er nødvendig eller hensigtsmæssig. I sommerperioden kan luftstrømmene ledes udenom varmeveksleren for at få en lavere temperatur af indblæsningsluften. Herved sænkes temperaturen i rummet hvilket kan resultere bedre termisk komfort i varme perioder. Ved at lede luften udenom varmeveksleren spares desuden elenergi til ventilatorerne da tryktabet i bypasset er væsentligt lavere end tryktabet i varmeveksleren.

I ventilationsaggregater med bypass vil det være svært helt at undgå at en del af luftstrømmen føres gennem bypasset selv når der er lukket for spjældet. Dette vil medføre en forringelse af varmegenvindingen.

For at vurdere nødvendigheden af et bypass ses på hvilken indflydelse et bypass har på det termiske indeklima og energiforbruget til ventilatorer og opvarmning.

### 8.1 Termisk indeklima

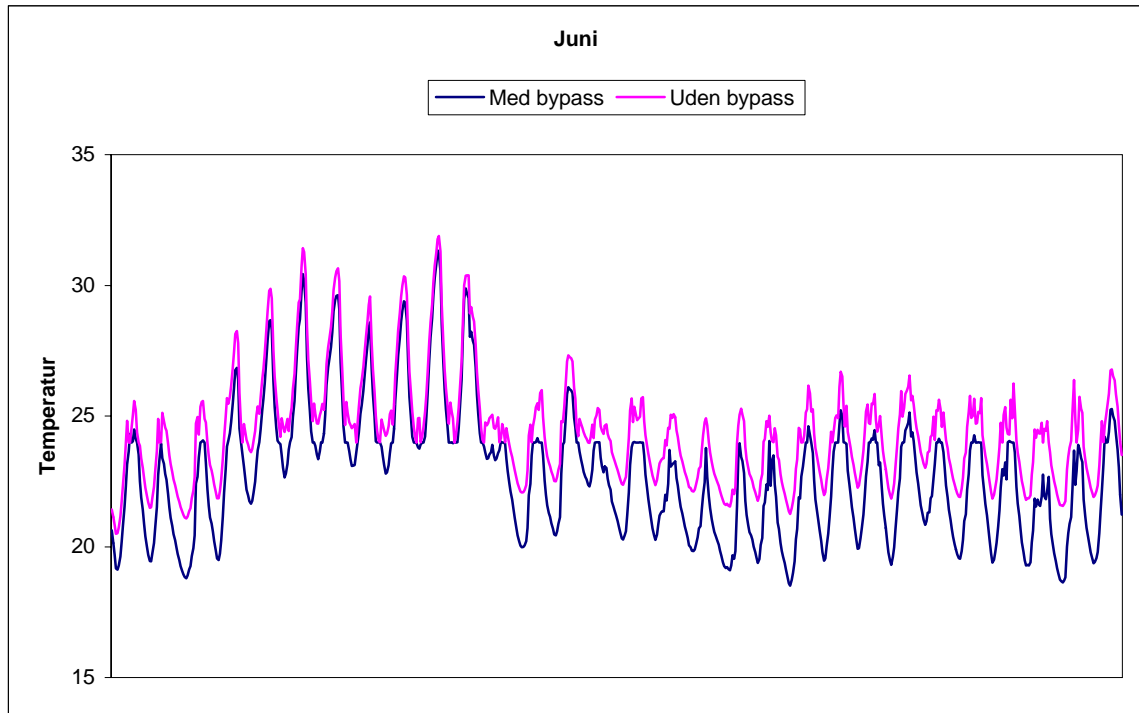
I den følgende analyse antages at ventilationsanlægget er i drift hele året. I tilfældet hvor ventilationsanlægget har et bypass antages at luftstrømmene ledes igennem bypasset hele perioden uden for fyringssæsonen. Det antages at fyringssæsonen løber fra september til maj begge måneder inklusive. I fyringssæsonen opretholder et varmeanlæg i boligen en indetemperatur på mindst 20°C. Varmeveksleren i ventilationsanlægget har en konstant virkningsgrad på 80%. Når den operative temperatur overstiger 24°C aktiveres udluftning ved at åbne vinduer og døre. Denne udluftning kan give et maksimalt luftskifte på 3 gange i timen.

Analyserne af temperaturforholdene i boligen er udført med simuleringværktøjet BSim2002. Indetemperaturen er vurderet for stuen i eksempelboligen, der udsættes for en stor varmelast fra solindfald på grund af store vinduesarealer orienteret mod syd og øst. Antallet af timer gennem året hvor den operative temperatur i rummet overstiger 22°C, 24°C og 26°C er vist i tabel 8.1a. Desuden er temperaturforløbene i sommermånederne juni, juli og august vist i figur 8.1a, figur 8.1b og figur 8.1c. Det ses, at et bypass medvirker til en lavere indetemperatur om sommeren. Temperaturforløbene viser at det især er nattemperaturerne i boligen der sænkes, da bypasset udnytter kølepotentialiet i den relativt kolde natteluft. Dette betyder at dagtemperaturen i perioder med lav nattemperatur ikke bliver så høj. Derimod ses at indetemperaturforløbet er næsten ens for perioder med høj nattemperatur.

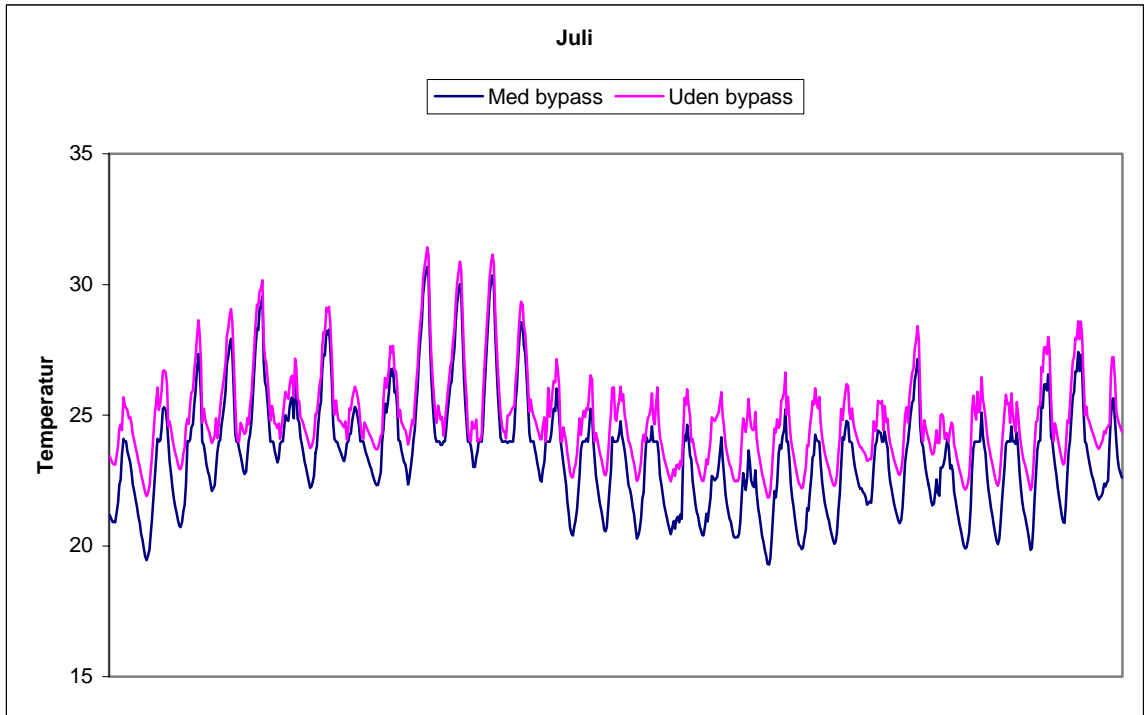
Det må konkluderes, at et bypass i ventilationsaggregatet i sommerperioden medvirker til et mere behageligt termisk indeklima. Især i om natten medvirker et bypass til væsentligt lavere indetemperatur, hvilket de fleste foretrækker af komfortmæssige årsager.

	Uden bypass	Med bypass
>22°C	3.618	3.016
>24°C	2.025	1.207
>26°C	501	339

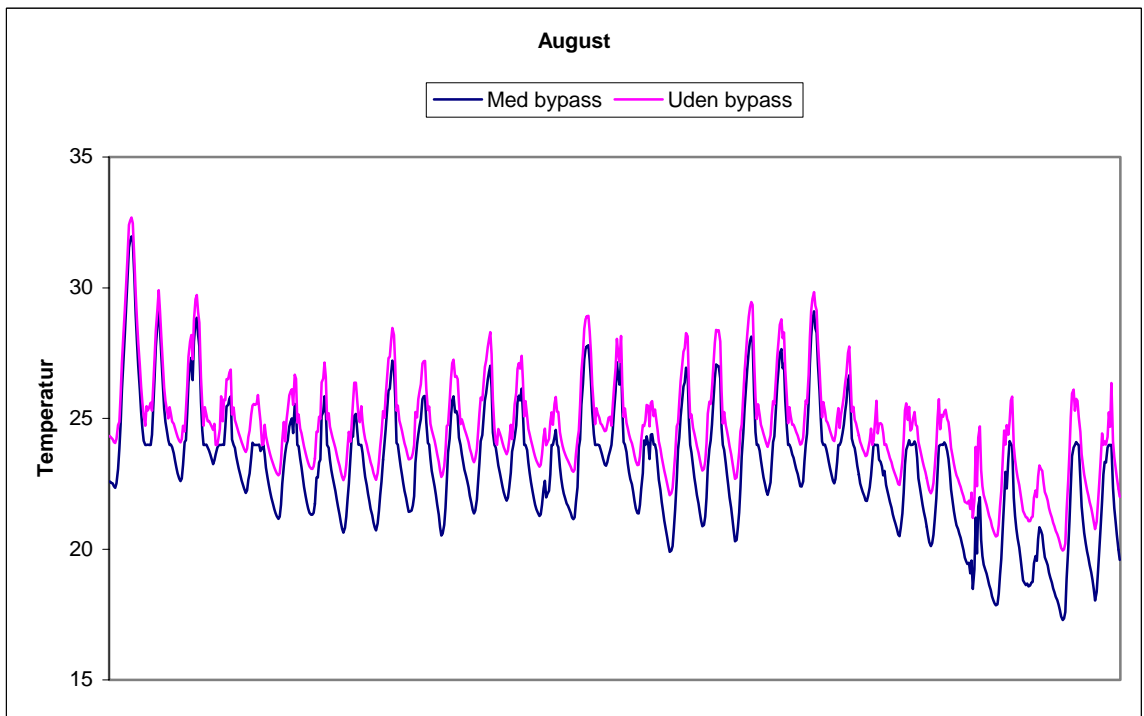
Tabel 8.1a. Timer med operativ temperatur over 22°C, 24 °C og 26°C.



Figur 8.1a. Operativ temperatur i juni måned.



Figur 8.1b. Operativ temperatur i juli måned.



Figur 8.1c. Operativ temperatur i august måned.



## 8.2 Indflydelse på energi og økonomi

Det forudsættes at varmeveksleren benyttes hele fyringssæsonen og har samme effektivitet uanset om ventilationsaggregatet har bypass eller ej. Dvs. energiforbruget til opvarmning antages at være ens i tilfældene med og uden bypass. I tilfældet hvor ventilationsaggregatet ikke har et bypass fås et ekstra elforbrug i ventilatorerne i sommerperioden, da tryktabet i varmeveksleren er større end tryktabet i bypasset. Det ekstra årlige elforbrug i situationen hvor ventilationsaggregatet ikke har et bypass fås af

$$\Delta E_{el} = 2 \cdot \frac{(p_v - p_b) \cdot q_v}{\eta_{el}} \cdot T_s$$

hvor  $p_v$  er tryktabet over varmeveksleren i én retning,  $p_b$  er tryktabet over bypasset i én retning,  $q_v$  er volumenstrømmen i én retning,  $\eta_{el}$  er eleffektiviteten af ventilatorerne og  $T_s$  er antallet af timer bypasset benyttes. Det antages at tryktabene og volumenstrømmene i ventilationsaggregatet er ens for både indblæsning og udsugning. Hvis bypasset er aktiv i månederne juni, juli og august er  $T_s = 2208$  timer.

Ændringen i forhold til energirammen findes af

$$\Delta E_{ramme} = 3 \cdot \Delta E_{el}$$

Eksempelboligen har en volumenstrøm i ventilationsaggregatet på 60 l/s i hver retning. Det antages at tryktabet over varmeveksleren er 50 Pa og at tryktabet over bypasset ikke er nævneværdigt. Elvirkningsgraden af ventilatorerne sættes til 50% og bypasset benyttes i månederne juni, juli og august. Forskellen i energiforbrug for anlæg uden og med bypass bliver i dette tilfælde  $\Delta E_{el} = 26$  kWh. Stigningen i forhold til energirammen er  $\Delta E_{ramme} = 79$  kWh. Eksempelboligens areal er 140 m<sup>2</sup>. Dvs. energiforbruget i forhold til energirammen øges kun med 0,6 kWh/m<sup>2</sup> i situationen uden bypass. Dette skal ses i forhold til en samlet energiramme på 69 kWh/m<sup>2</sup>.

NU-værdien af besparelsen i elforbruget vurderes af følgende

$$NU_{besp} = (\Delta E_{el} \cdot C_{el}) \cdot \frac{1 - (1+r)^{-N}}{r}$$

Antages elprisen at være  $C_{el} = 1,6$  kr/kWh, og beregnes NU-værdien over en periode på  $N = 30$  år ved en realrente på  $r = 2\%$ , fås en besparelse på 930 kr. Det vil sige for at et bypass er økonomisk rentabelt i denne situation, må den ekstra investeringsudgift til bypasset ikke overstige 930 kr.

Det vurderes at den energimæssige besparelse ved et bypass kan dække udgiften til bypasset. Bypasset giver dog ikke anledning til væsentlig økonomisk eller energimæssig besparelse, og bør derimod snarere vælges ud fra at det termiske indeklima i boligen i sommerperioden kan forbedres.

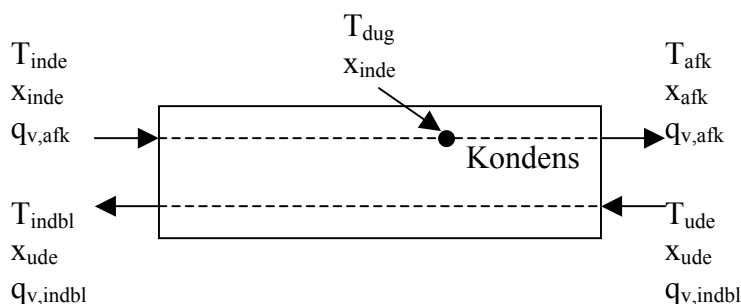
## 9 Frostrisiko i varmeveksler

På grund af fugtproduktionen i bygninger, vil udsugningsluften til tider have et højt fugtindhold. Udsugningsluften afkøles i varmeveksleren og der opstår kondens hvis udsugningsluften bliver afkølet til luftens dugpunktstemperatur. I situationer med kondens, vil der være risiko for tilfrysning, hvis temperaturen i den koldeste del af varmeveksleren er under frysepunktet.

I den del af varmeveksleren hvor kondens forekommer, vil der frigives fordampningsvarme og udkondenseringen vil øge varmeovergangen i varmeveksleren, hvilket medfører en højere effektivitet. Beregning af den øgede varmeovergang kræver kendskab til detaljer om varmeovergangen i veksleren. I dette arbejde ønskes risikoen for frost vurderet udelukkende på baggrund af kendskabet til varmevekslerens effektivitet. Derfor antages som forenkling, at den fordampningsvarme der frigives ikke ændrer på varmevekslerens effektivitet. I de følgende analyser antages varmevekslerens effektivitet at være uafhængig af både ændringer i volumenstrøm og kondens i varmeveksleren. Desuden antages, at den udsugede luftmængde er større end den indblæste luftmængde hvilket medfører den mindste kapacitetsstrøm i indblæsningen. Antages yderligere konstant massefylde og specifik varmekapacitet af luften i indblæsningen kan den maksimale effekt,  $Q_{\text{maks}}$ , der overføres mellem luftstrømmene i varmeveksleren findes af:

$$Q_{\text{maks}} = \varepsilon \cdot \rho \cdot c_p \cdot q_{v,\text{indbl}} \cdot (T_{\text{inde}} - T_{\text{ude}})$$

hvor  $\varepsilon$  er varmevekslerens effektivitet,  $\rho$  er luftens massefylde ( $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$  v.  $10^\circ\text{C}$ ),  $c_p$  er den specifikke varmekapacitet ( $c_p = 1.007 \text{ J/kgK}$  v.  $10^\circ\text{C}$ ),  $q_{v,\text{indbl}}$  er volumenstrømmen i indblæsningen,  $T_{\text{inde}}$  er indeluftens temperatur og  $T_{\text{ude}}$  er udeluftens temperatur.



Figur 9a. Temperatur og fugtforhold i varmeveksler når der forekommer kondens.

Figur 9a er situationen i varmeveksleren vist når der forekommer kondens. Indeluftens dugpunktstemperatur,  $T_{\text{dug}}$ , kan bestemmes ud fra fugtindholdet i indeluften,  $x_{\text{inde}}$ . Hvis luften i udsugningen afkøles under dugpunktet for indeluften opstår der kondens i varmeveksleren og strømmingen efter dette punkt vil være en blanding af vand og mættet fugtig luft. I det

følgende ses bort fra vandet i strømmingen efter kondenspunktet, da vandets massestrøm kun vil være lille sammenlignet med luftens massestrøm (vandets massestrøm vil være under 1,5% af luftens massestrøm). Den varme der fjernes fra udsugningsluften overføres til indblæsningsluften hvilket medfører følgende energibalace

$$\Delta Q_{\text{udsugn}} = \Delta Q_{\text{indbl}} = Q_{\text{maks}}$$

$$\rho \cdot q_{v,\text{afk}} \cdot (I(T_{\text{inde}}, x_{\text{inde}}) - I(T_{\text{afk}}, x_{\text{afk}})) = \rho \cdot q_{v,\text{indbl}} \cdot (I(T_{\text{indbl}}, x_{\text{ude}}) - I(T_{\text{ude}}, x_{\text{ude}})) = Q_{\text{maks}}$$

hvor  $I$  er enthalpien af den fugtige luft,  $\rho$  er luftens massefylde,  $q_{v,\text{afk}}$  er luftstrømmen i udsugningen,  $q_{v,\text{indbl}}$  er luftstrømmen i indblæsningen,  $T_{\text{inde}}$  er indeluftens temperatur,  $T_{\text{afk}}$  er temperaturen i afkastet,  $T_{\text{indbl}}$  er temperaturen af luften i indblæsningen,  $T_{\text{ude}}$  er temperaturen i luftindtaget,  $x_{\text{inde}}$  er indeluftens fugtindhold,  $x_{\text{afk}}$  er fugtindholdet i afkastet (antages at være mætningsfugtindholdet ved afkast temperaturen, når der opstår kondens i varmeveksleren) og  $x_{\text{ude}}$  er udeluftens fugtindhold.

Enthalpien,  $I$ , for fugtig luft kan ud fra temperaturen,  $T$ , i °C og fugtindholdet,  $x$ , i kg/kg findes af:

$$I(T, x) = c_{pl} \cdot T + x \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot T)$$

hvor  $c_{pl}$  er tør lufts specifikke varmekapacitet ( $c_{pl} = 1.006 \text{ J/kgK}$ ),  $c_{pd}$  er vanddamps specifikke varmekapacitet ( $c_{pd} = 1.800 \text{ J/kgK}$ ) og  $r_0$  er fordampningsvarmen ved 0°C ( $r_0 = 2.501 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$ )

I det følgende vurderes risikoen for frost i varmeveksleren og to strategier til at undgå frostproblemer.

## 9.1 Vurdering af frostrisiko

I varmeveksleren er der risiko for frost hvis der opstår kondens i varmeveksleren i en situation hvor temperaturen i afkastet kommer under frysepunktet. I to tilfælde vil der opstå frost i varmeveksleren:

1. når dugpunktet for indeluften er over 0°C vil der være frostrisiko hvis luften i afkastet afkøles til under 0°C
2. når dugpunktet for indeluften er under 0°C vil der være frost risiko hvis luften i afkastet afkøles til under indeluftens dugpunkt

Antages at hele fordampningsvarmen ved udkondensering tilføres luftstrømmen i udsugningen, kan den køleeffekt, der er nødvendig for at et af de ovenstående tilfælde opstår kan, vurderes af

$$Q_{køl} = \rho \cdot q_{v,afk} \cdot (c_{pl} \cdot (T_{inde} - T_{afk}) + x_{inde} \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot T_{inde}) - x_{afk} \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot T_{afk}))$$

hvor  $T_{afk} = 0^\circ\text{C}$  og  $x_{afk} = 0,004 \text{ kg/kg}$  hvis  $T_{dug} > 0^\circ\text{C}$  eller  $T_{afk} = T_{dug}$  og  $x_{afk} = x_{mæt,inde}$ . Med mætningsfugtindhold,  $x_{mæt,inde}$ , i indeluften.

Der er således frost risiko når den teoretisk overførte varme er større end den nødvendige køleeffekt altså når  $Q_{køl} < Q_{maks}$ .

## 9.2 Strategi for at undgå frost

For at undgå problemer med frost i varmeveksleren kan flere strategier benyttes. Den første strategi benytter en varmeplade placeret i indblæsningen før varmeveksleren der sørger for at forvarme udeluften til  $0^\circ\text{C}$ . Herved undgås risiko for frost og luftstrømmene i systemet kan holdes på de ønskede værdier. Den anden strategi mindsker luftstrømmen i indblæsningen således at temperaturen i afkastet ikke kommer under  $0^\circ\text{C}$ . Det antages at den udsugede luftmængde holdes konstant hvilket medfører en øget infiltration i bygningen. Pga. ændringen af luftmængden i indblæsningen vil luftstrømmene i virkeligheden ikke kunne holdes på de ønskede værdier hvis bygningen ellers antages at være tæt. I meget kolde perioder kan dette medføre at bygningen ikke ventileres tilstrækkeligt. Begge strategier medfører at den effekt der overføres i varmeveksleren bliver mindre end det teoretiske mulige.

Den første strategi til at forhindre frost i varmeveksleren benytter en varmeplade til at forvarme friskluften til  $0^\circ\text{C}$  før varmeveksleren. Herved bliver den effekt der overføres i varmeveksleren nedsat til:

$$Q_1 = \varepsilon \cdot \rho \cdot c_p \cdot q_{v,indbl} \cdot (T_{inde} - T_1)$$

og der skal til opvarmning bruges effekten

$$Q_{op\ var\ m} = \rho \cdot c_p \cdot q_{v,indbl} \cdot (T_1 - T_{ude})$$

hvor  $T_1 = T_{ude}$  for  $T_{ude} > 0^\circ\text{C}$  eller  $T_1 = 0^\circ\text{C}$ .

Den anden strategi sænker luftstrømmen i indblæsningen for at undgå afkasttemperaturer under  $0^\circ\text{C}$ . Den køleeffekt der er nødvendig for at afkøle luftstrømmen i udsugningen til  $0^\circ\text{C}$  kan findes af

$$Q_2 = \rho \cdot q_{v,afk} \cdot (c_{pl} \cdot (T_{inde} - T_{afk}) + x_{inde} \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot T_{inde}) - x_{afk} \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot T_{afk}))$$

hvor  $T_{afk} = 0^\circ\text{C}$  og  $x_{afk} = 0,004 \text{ kg/kg}$  hvis  $T_{dug} > 0^\circ\text{C}$  eller  $T_{afk} = 0^\circ\text{C}$  og  $x_{afk} = x_{inde}$ .

Når  $Q_2 < Q_{maks}$  vil temperaturen i afkastet blive under  $0^\circ\text{C}$  og det er nødvendigt at reducere luftstrømmen i indblæsningen så den overførte effekt bliver sænket til  $Q_2$ . Den reducerede luftstrøm,  $q_{red}$ , i indblæsningen bliver da

$$q_{\text{red}} = \frac{Q_2}{\varepsilon \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{inde}} - T_{\text{ude}})}$$

### 9.3 Fugtbalance i bygningen

For at vurdere frostproblemer i varmeveksleren er det nødvendigt at kende fugtindholdet i den luft der suges ud af bygningen. Dette fugtindhold vil afhænge af den udsugede luftmængde, fugtindholdet i udeluften og produktionen af vanddamp i bygningen. Antages luften i bygningen at være fuldt opblandet kan indeluftens indhold af vanddamp efter tidsskridtet et tidsskridt vurderes af

$$x = \frac{G}{\rho \cdot q_v} \cdot (1 - e^{-n \cdot \Delta t}) + (x_0 - x_u) \cdot e^{-n \cdot \Delta t} + x_u$$

hvor  $G$  er fugttilførslen til rummet,  $\rho$  er luftens densitet,  $q_v$  er volumenstrømmen,  $n$  er luftskiftet,  $\Delta t$  er tidsskridtets længde,  $x$  er fugtindholdet til tiden  $t$ ,  $x_0$  er fugtindholdet ved starten af tidsskridtet,  $x_u$  er udeluftens fugtindhold.

En almindelig familie med to voksne og to børn producerer dagligt ca. 15 kg vanddamp. Det daglige dampproduktionsmønster kan variere meget. Der vil oftest være størst produktion i morgentimerne hvor der tages bad og først på aftenen i forbindelse med madlavning og opvask. Ved normal fugtafgivelse afgiver en person 0,04 kg vanddamp pr. time. For at opbygge et dampproduktionsprofil for døgnet er det antaget at alle fire personer i husstanden er hjemme i tidsrummet 17-8, ingen er hjemme i tidsrummet 8-13 og at to personer er hjemme i tidsrummet 13-17. Udover vanddampproduktionen fra personerne er der en ekstra produktion i tidsrummene 6-8 og 17-19 så den samlede døgproduktion bliver 15 kg. Dette profil er angivet som profil 1 i tabel 9.3a. I tabel 9.3a er desuden vist et profil med ens produktion i alle døgnets timer. Begge profiler giver en daglig vanddampproduktion på 15 kg.

Time	Profil 1 [kg/h]	Profil 2 [kg/h]
1	0,16	0,625
2	0,16	0,625
3	0,16	0,625
4	0,16	0,625
5	0,16	0,625
6	0,16	0,625
7	3,23	0,625
8	3,23	0,625
9	0	0,625
10	0	0,625
11	0	0,625
12	0	0,625
13	0	0,625
14	0,08	0,625
15	0,08	0,625
16	0,08	0,625
17	0,08	0,625
18	3,23	0,625
19	3,23	0,625
20	0,16	0,625
21	0,16	0,625
22	0,16	0,625
23	0,16	0,625
24	0,16	0,625

Tabel 9.3a. Døgnprofiler for vanddampproduktionen i en husstand med to voksne og to børn.

## 9.4 Frostrisiko og frostsikring i eksempelboligen

Til at vurdere indeluftens fugtindhold benyttes data for udeklimaet der indeholder oplysninger om udeluftens temperatur og dugpunktstemperatur. Udfra dugpunktstemperaturen kan det mættede vanddamptryk i udeluften bestemmes af

$$p'_d = 101325 \cdot 10^A$$

hvor  $A = A_0 - A_1 / T - A_2 \cdot \log T - A_3 \cdot 10^{-T/A_4} + A_5 \cdot 10^{-A_6/T}$ ,  $A_0 = 20,82648355$ ,  $A_1 = 2.948,997118$ ,  $A_2 = 5,02808$ ,  $A_3 = 29.811,33781$ ,  $A_4 = 32,923161$ ,  $A_5 = 25,21934913$ ,  $A_6 = 1.302,8503$  og  $T$  er den absolutte temperatur i K

Vandindholdet i udeluften findes udfra mættet vanddampstryk ved dugpunktstemperaturen af

$$x = \frac{p'_d}{p - p'_d}$$

hvor  $p$  er totaltrykket (101.325 Pa).

To klimasæt benyttes i vurderingerne. Det første klimasæt er det danske design reference år (DRY). Det andet klimasæt er udvalgt for et få et bud på en rigtig kold vinter i Danmark og består af de tre måneder december, januar og februar udvalgt fra de 15 års vejrdata der er grundlag for DRY således at månederne med lavest middeltemperatur i perioden 1975-1989 benyttes. Således består det andet klimasæt af december 1981, januar 1987 og februar 1986.

Vurderingerne foretages i et tilfælde med veksler effektivitet på 85%, volumenstrøm i udsugningen på 60 l/s og et forhold mellem den udsugede og indblæste luftstrøm på 1,1.

Antallet af timer med frostrisiko vurderet på baggrund af de to klimasæt med en indelufttemperatur på 20 °C er vist i tabel 9.4a for de to fugtprofiler i eksempelboligen. Antallet af timer med frostrisiko afhænger meget af fugtprofilet, hvor fugtprofilet med en konstant produktion over døgnet giver anledning til størst risiko. I den ekstreme situation vurderet vha. klimadata for en rigtig kold vinter ses et væsentligt øget antal timer med frostrisiko sammenlignet med klima fra DRY.

	DRY (12 mdr)	Kold vinter (3 mdr)
Fugtprofil 1	31 timer	148 timer
Fugtprofil 2	160 timer	689 timer

Tabel 9.4a Frostrisiko vurderet for de to klimasæt.

Den maksimale varmegenvinding for de to klimasæt er angivet i tabel 9.4b. De to strategier for at undgå frost i varmeveksleren medfører en mindre varmegenvinding og i tilfældet med forvarmning af udeluften bruges yderligere energi til opvarmning. I tabel 9.4c og 9.4d er varmegenvindingen i de to tilfælde angivet. I tilfældet hvor udeluften forvarmes til 0°C fås en lavere genvunden varme i varmeveksleren og et energiforbrug til forvarmning af luften. Det ses, at forvarmning sænker den samlede varmebesparelse med 10% med vejrdata fra DRY og hele 50% i vintermånederne for et koldt år. Den genvundne varme ved flowregulering af indblæsningsluften afhænger kun lidt af fugtprofilet. Det ses, at flowregulering sænker den samlede varmebesparelse med 1% med vejrdata fra DRY og ca. 6% i vintermånederne for et koldt år. Ved at udnytte flowregulering frem for forvarmning af udeluften fås således en væsentlig højere varmegenvinding. I tabel 9.4e er effekten af flowreguleringen på volumenstrømmen i indblæsningen angivet. Middelluftstrømmen i indblæsningen ændres ikke væsentligt i forhold til tilfældet med konstant indblæsning. Den maksimale regulering af luftstrømmen for at undgå frost medfører 40% lavere luftstrøm. Der vil således ikke opstå tilfælde hvor luftstrømmen i indblæsningen stoppes helt. Vurderingen af de to strategier til at undgå frost falder ud til fordel for flowreguleringen, da denne ikke nedsætter den genvundne varme væsentligt og heller ikke medfører at luftstrømmen i indblæsningen ændres væsentligt.

	DRY (12 mdr)	Kold vinter (3 mdr)
Maksimal genvundet varme [kWh]	6.315	3.202

Tabel 9.4b. Maksimal genvunden varme for tørre luftstrømme med den givne effektivitet og volumenstrøm.

	DRY (12 mdr)	Kold vinter (3 mdr)
--	--------------	---------------------

Genvundet varme [kWh]	6.001	2.494
Forbrug til opvarmning [kWh]	304	834
Samlet varmebesparelse [kWh]	5.697 (-10%)	1.660 (-48%)

Tabel 9.4c. Genvunden varme og varmekonsum til opvarmning af friskluften ved forvarmning af friskluften til 0°C.

	DRY (12 mdr)	Kold vinter (3 mdr)
Fugtprofil 1	6279 (-1%)	3031 (-5%)
Fugtprofil 2	6272 (-1%)	2990 (-7%)

Tabel 9.4d Genvunden varme ved flowregulering [kWh]

	DRY (12 mdr)		Kold vinter (3 mdr)	
	Middel	Minimum	Middel	Minimum
Konstant volumenstrøm	54,55		54,55	
Fugtprofil 1	54,43	34,45	52,32	34,99
Fugtprofil 2	54,41	34,51	51,81	35,10

Tabel 9.4e Volumenstrøm i indblæsningen [l/s].





## 10 Kanalføring

Beregningsprogrammet CADvent fra Lindab kan benyttes til optegning af kanalsystemer med Lindabs produkter i AutoCad. Programmet kan beregne tryk- og lydforhold i kanalsystemer. I programmet er indbygget et antal funktioner. Kanalsystemet kan dimensioneres automatisk ud fra krav til hastighed, lyd og tryk i kanalsystemet og balanceres ved indsættelse af passende enkeltmodstande så de ønskede luftstrømme ved indblæsnings- og udsugningsarmaturer opnås. Det er muligt simulere tryk, luftmængde og lyd under forskellige forhold både på et balanceret og ubalanceret system.

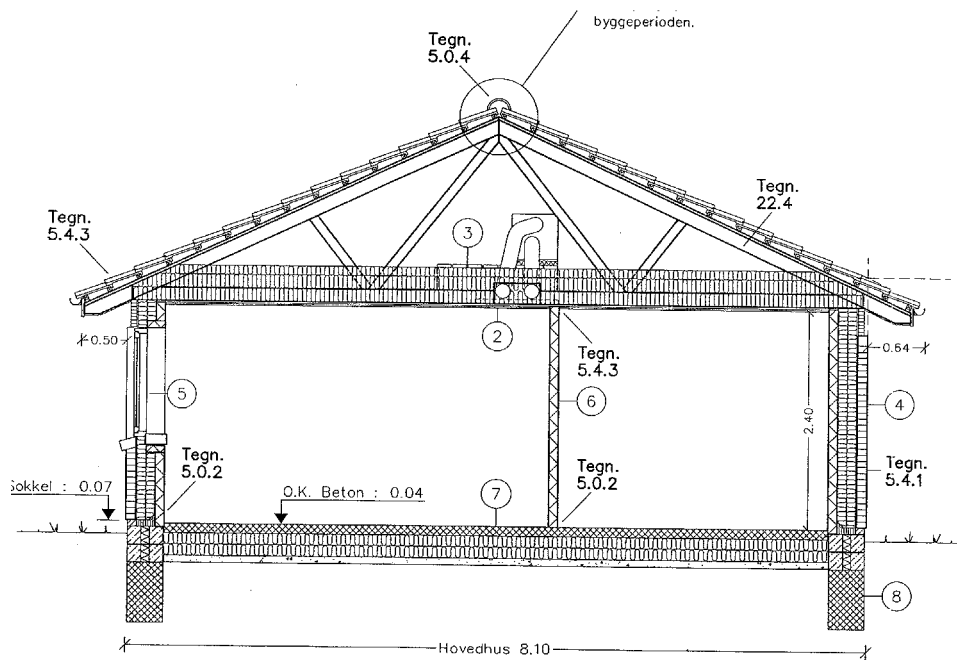
### 10.1 Føring af ventilationskanaler i enfamiliehus

#### 10.1.1 Kanalføring i tagrum

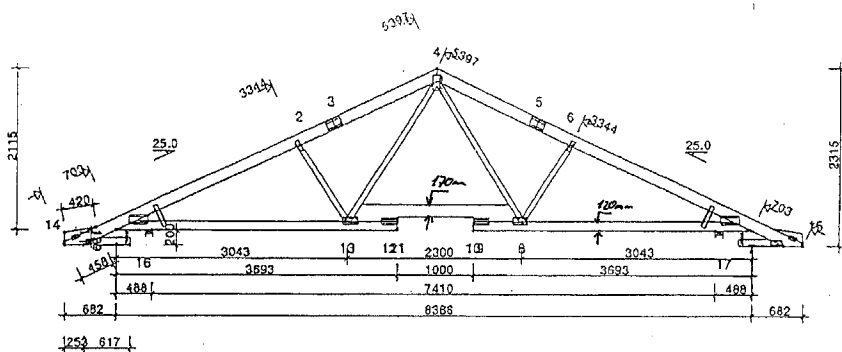
Traditionelt føres hovedkanaler og fordelingskanaler ophængt i tagrummet. I anlæg med varmegenvinding er det vigtigt at minimere varmetabet fra kanalerne for at mindske ventilationstabet. Derfor er isolering af kanalerne vigtig.

#### 10.1.2 Kanaler integreret i loftisoleringen

Ved at føre hovedkanaler og fordelingskanaler i loftisoleringen kan udgifter til isolering af kanalerne spares og det samlede varmetab gennem loftet og kanalerne kan mindskes. I figur 10.1.2a vises et eksempel med et ventilationsaggregat placeret i tagrummet hvor kanalerne føres nederst i loftisoleringen. For at føre kanalerne nederst i loftisoleringen er det nødvendigt at ændre spærudformningen således at der er plads til at kanaler kan føres i samme plan som spærret. Dette er løst ved en spærudformning som vist i figur 10.1.2b. Det forventes at denne kanalføring nedsætter varmetabet fra kanalerne betydeligt og sænker investeringsomkostningen da det ikke længere er nødvendigt at ophænge og isolere kanalerne.



Figur 10.1.2a. Eksempel på ventilationskanaler integreret i loftisoleringen.



Figur 10.1.2b. Spærkonstruktion forberedt for føring af ventilationskanaler i loftisoleringen.

## 10.2 Varmetab fra kanalsystemet

Traditionelt udformede kanalsystemer i enfamiliehuse udføres med ophængte rør i tagrummet. Udføres kanalsystemet af runde kanaler kan varmetabet pr. meter fra kanalerne findes af

$$Q = U_{\text{rør}} \cdot \Delta T$$

hvor  $U_{\text{rør}}$  er varmetransmittansen for røret og  $\Delta T$  er temperaturforskellen mellem luften i kanalen og luften i tagrummet.

Den samlede varmetransmittans for isolerede cirkulære rør kan findes af (der ses bort fra kanalmaterialiet da det bidrager meget lidt til isolansen)

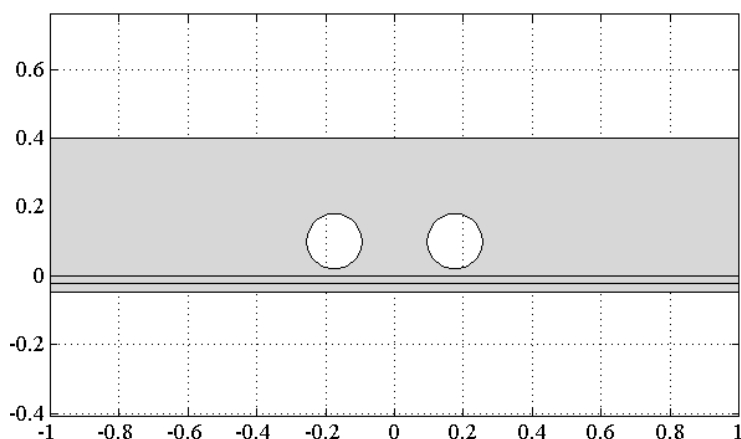
$$U_{\text{rør}} = \pi \cdot \left( \frac{R_s}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \left( \frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{R_t}{d_2} \right)^{-1}$$

hvor  $U_{\text{rør}}$  er varmetransmittansen for røret,  $R_s$  er overgangsisolansen mellem luftstrømmen i kanalen og kanalvæggen,  $R_t$  er overgangsisolansen mellem luften i tagrummet og isolerings overside,  $d_1$  er kanalens indvendige diameter,  $d_2$  er kanalens udvendige diameter og  $\lambda$  er varmeledningsevnen af isoleringsmaterialet.

Varmetabet fra den integrerede løsning med ventilationskanaler placeret i loftisoleringen vurderes vha. en stationær to-dimensional beregning. Spiralfalsede ventilationskanaler har ca. en pladetykkelse på 1mm hvilket medfører en isolans på ca.  $7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$  hvis de er lavet af rustfrit stål. Er kanalerne lavet af aluminium er isolansen endnu lavere. Pga. den lave isolans af kanalmaterialiet er i modelleringen er set bort fra kanalmaterialiet. Desuden ser modellen bort fra spærrerne i isoleringen. Forskallingen modelleres som et materialelag med isolansen  $0,16 \text{ m}^2\text{K/W}$ . Loftkonstruktionen er fra indersiden opbygget med materialer som angivet i tabel 10.2a og modellen med hovedkanalerne er vist i figur 10.2a.

Materiale	Tykkelse [m]	Varmeledningsevne [W/mK]
Gips	0,026	0,18
Forskalling	0,022	≈0,14
Isolering	0,4	0,039

Tabel 10.2a Materialelag i loftkonstruktionen fra indersiden



Figur 10.2a. Modelleret geometri for kanaler placeret i loftisoleringen.

Isolansen mellem luftstrømmen og isoleringsmaterialet bestemmes som overgangsisolansen mellem luftstrømmen og en glat kanal. Overgangsisolansen kan bestemmes af følgende formler [Mills, 1992]

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}; \quad \text{for } 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$$

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}; \quad \text{for } Re > 10.000$$

$$R_{ovg} = \frac{D}{Nu \cdot \lambda}$$

hvor Re er Reynoldstallet, f er friktionsfaktoren for en glat kanal, Nu er Nusselttallet, V er lufthastigheden i kanalen, D er kanalens diameter,  $\nu$  er luftens kinematiske viskositet ( $\nu \cong 15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ),  $\lambda$  er luftens varmeledningsevne ( $\lambda \cong 0,026 \text{ W/mK}$ ), Pr er luftens Prandtltal ( $Pr \cong 0,69$ ),  $R_{ovg}$  er overgangsisolansen og D er kanalens indvendige diameter

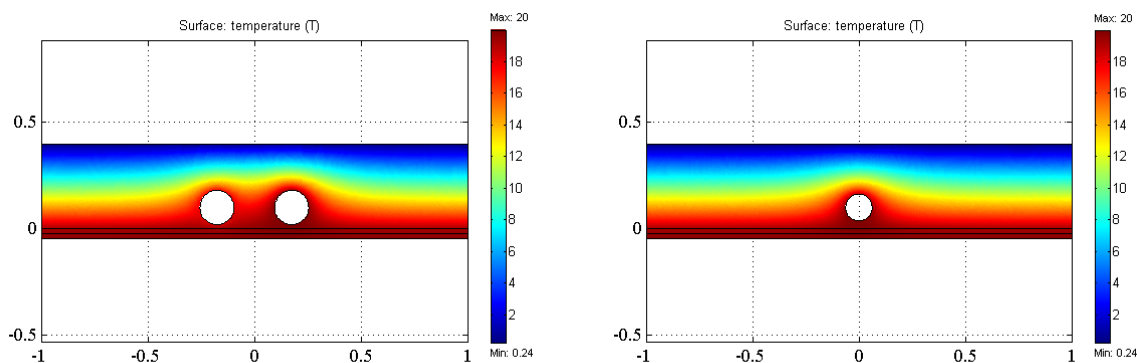
Grænsebetingelserne benyttet i simuleringerne er angivet i tabel 10.2b. Simuleringerne er udført med konstante værdier for temperaturerne i indeluft, fremløb og retur for seks temperaturniveauer i tagrummet. Det er antaget at overgangsisolansen i tagrummet også gælder for overfladen af de isolerede kanaler mod koftrummet. Hovedkanalerne antages at have dimensionen 160 mm og en luftstrøm på  $0,06 \text{ m}^3/\text{s}$  hvilket medfører en overgangsisolans på  $0,08 \text{ m}^2\text{K/W}$ . Fordelingskanalerne antages at have dimensionen 125mm og en luftstrøm på  $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$  hvilket medfører en overgangsisolans på  $0,22 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

	Overgangsisolans [m <sup>2</sup> K/W]	Temperaturer [°C]
Indeluft	0,13	20
Tagrum	0,13	[15 10 5 0]
Fremløb	$\frac{D}{Nu}$	18
Retur	$\frac{D}{Nu \cdot \lambda}$	20

Tabel 10.2b. Grænsebetingelser. Overgangsisolansen i kanalerne beregnes ud fra volumenstrømmen og kanalens dimension.

Figur 10.2b viser temperaturforløbet i et snit i loftkonstruktionen ved en temperatur i tagrummet på  $0^\circ\text{C}$ . Tabel 10.2c og 10.2d viser de beregnede varmetab pr. meter for loftkonstruktionen uden ventilationskanaler, og det samlede varmetab for loftkonstruktion med ventilationskanaler for hovedkanaler og fordelingskanaler. Det ses, at isolerede kanaler ophængt i tagrummet resulterer i et stort samlet varmetab fra kanaler og loftkonstruktion. Ved at integrere ventilationskanalerne i loftisoleringen fås derimod ikke et væsentligt større samlet varmetab fra kanaler og loftkonstruktion end for loftkonstruktionen alene. Placering af kanalerne i isoleringen nedsætter varmetabet fra rummet, og det ekstra varmetab fra hovedkanalerne i den integrerede løsning sammenlignet med loftkonstruktionen uden kanaler er kun  $0,8 \text{ W/m}$  ved en temperatur i tagrummet på  $0^\circ\text{C}$ . Det samme tilfælde hvor kanalerne er ophængt i tagrummet og isoleret med 50mm isoleringsmateriale, giver et samlet ekstra varmetab på  $16,5 \text{ W/m}$  fra fremløb og retur i hovedkanalerne. Varmetabet fra kanalerne medfører

et temperaturfald af luften der strømmer i kanalerne. Dette temperaturfald medfører at den samlede varmegenvinding i ventilationssystemet reduceres i forhold til varmevekslerens effektivitet. I tabel 10.2e og 10.2f er temperaturfaldet angivet for fremløb og retur i hoved- og fordelingskanaler ved 0°C i tagrummet. Det ses, at temperaturfaldet reduceres væsentligt ved at integrere kanalerne i loftisoleringen. Med integrerede kanaler vil et temperaturfald på 1°C mellem aggregat og armatur ved en temperatur på 0°C i tagrummet kun forekomme, hvis kanallængden er væsentligt over 10 m. Dette betyder, at den samlede effektivitet af varmegenvindingen regnet fra udsugning til indblæsning ikke reduceres væsentligt i forhold til varmevekslerens effektivitet i tilfældet med integrerede kanaler.



Figur 10.2b. Temperaturforløb i loftkonstruktionen nær hovedkanaler og fordelingskanal med 0°C i tagrummet for kanaler placeret i isoleringen.

	Temperatur i tagrum			
	0°C	5°C	10°C	15°C
Loftkonstruktion uden kanaler	12,9	9,7	6,5	3,2
Kanaler i tagrum med 25mm isolering	38,8	28,7	18,7	8,7
Kanaler i tagrum med 50mm isolering	29,4	21,9	14,3	6,7
Kanaler i loftisolering	13,7	10,2	6,8	3,3

Tabel 10.2c Samlet varmetab gennem loftkonstruktionen uden ventilationskanaler og det samlede varmetab gennem loftkonstruktionen plus varmetabet i fremløb og retur for hovedkanalerne [W/m].

	Temperaturfald [K/m]	
	Fremløb	Retur
Kanaler i loftisolering	0,007	0,016
Kanaler i tagrum med 25mm isolering	0,168	0,187
Kanaler i tagrum med 50mm isolering	0,107	0,119

Tabel 10.2d Temperaturfald i hovedkanaler ved 0°C i tagrummet.

	Temperaturfald [ $^{\circ}\text{C}/\text{m}$ ]	
	Fremløb	Retur
Kanaler i loftisolering	0,046	0,079
Kanaler i tagrum med 25mm isolering	0,685	0,761
Kanaler i tagrum med 50mm isolering	0,472	0,525

Tabel 10.2e Temperaturfald i fordelingskanaler ved  $0^{\circ}\text{C}$  i tagrummet.

### 10.3 Økonomisk gevinst ved integrerede kanaler

Den åbenlyse gevinst ved at integrere kanalerne i loftisoleringen er at udgiften til isolering af kanalerne spares. Udgiften til isoleringsmateriale og udførelse findes ud fra priskataloger ved en isoleringstykkelse på 50mm at være  $439 \text{ kr./m}^2$  hvoraf materialeprisen er  $68 \text{ kr./m}^2/5/$ . I eksempelboligen er det samlede overfladeareal af det eksisterende kanalsystem ca.  $20 \text{ m}^2$ . Dette betyder at udgiften til isolering af kanalerne i eksempelboligen er ca. 8.800 kr. hvoraf materialeudgiften udgør 1.350 kr.

Af foregående afsnit fremgår at varmetabet fra kanalerne næsten elimineres når de integreres i loftisoleringen. Fyringssæson 6.552 timer, middeludetemperatur  $5^{\circ}\text{C}$ . Det vurderes at middeltemperaturen i tagrummet er et par grader højere i fyringssæsonen pga. varmetab gennem loftkonstruktionen. Med en middeltemperatur på  $7^{\circ}\text{C}$  i tagrummet. Hovedkanaler udgør i alt ca. 9 m (fremløb + retur) og fordelingskanaler udgør ca. 26 m. Fordeles fordelingskanaler proportionalt på fremløb og retur fås 13 m fremløbs- og returkanaler. Med integrerede kanaler fås et varmetab på 32 kWh fra kanalerne. Sammenlignes dette med varmetabet fra kanaler i tagrummet fås en varmebesparelse på ca. 1.200 kWh om året hvilket svarer til en årlig besparelse på 720 kr. henholdsvis 540 kr. med varme fra naturgas henholdsvis fjernvarme.

	Ekstra varmetab pga. kanaler			Samlet varmetab [kWh]
	Hoved retur+frem [W/m]	Fordeling retur [W/m]	Fordeling frem [W/m]	
Kanaler i tagrum med 50 mm isolering	10,5	4,2	3,5	1.252
Integrerede kanaler	0,4	0,05	0,05	32

Figur 10.3a.

### 10.4 Kanalsystemets opbygning

I det følgende ses på to forskellige udformninger af kanalsystemet i eksempelboligen. Et traditionelt system med hoved- og fordelingskanaler samt et system med separate kanaler fra centrale fordelingsboks til udsugnings- og indblæsningsarmaturer. Opbygningen af de to kanalsystemer er vist i figur 10.4a og figur 10.4b. I kanalsystemerne bruges KIR og KSU armaturer fra Lindab i henholdsvis indblæsning og udsugning. I det traditionelle kanalsystem har fordelingskanalerne en diameter på 125 mm og tilsluttes armaturer af samme diameter. I kanalsystemet med separate kanaler er kanalernes diameter 100 mm for at der er

*Figur 10.4b. Kanalsystem i eksempelboligen opbygget med separate kanaler fra centrale fordelingsbokse til de enkelte indblæsnings- og udsugningsarmaturer. Indblæsningskanaler med mørk farve og udsugningskanaler med lys farve.*



### 10.4.1 Tryktab

I det følgende vurderes tryktabene i de to systemopbygninger. Analysen er delt op i tryktab mellem indblæsnings-/udsugningsarmaturer og aggregat, tryktab mellem friskluftindtag/afkast og aggregatet samt tryktab på grund af tilslutning til aggregatet. Valg og indstilling af indblæsnings- og udsugningsarmaturer er væsentlig for tryktabet i ventilationssystemet. Volumenstrømmen i indblæsningsarmaturerne er bestemt på baggrund af areal af de enkelte rum i eksempelboligen hvilket giver volumenstrømme mellem 7 l/s og 12 l/s i indblæsningsarmaturerne. Volumenstrømme i udsugningsarmaturer er fastlagt i bygningsreglementet og ligger mellem 10 l/s og 20 l/s. Ved at benytte programmet DIMcomfort fra Lindab er indblæsningsarmaturernes indstilling valgt så tryktabet bliver så lavt som muligt, uden at der er lufthastigheder over 0,2 m/s i opholdszonen. I tabel 10.4.1a og tabel 10.4.1b er tryktab og indstilling af indblæsnings- og udsugningsarmaturer angivet. Det er valgt at benytte armaturer af typerne KIR og KSU fra Lindab A/S.

Volumenstrøm [l/s]	KIR 100mm		KIR 125mm	
	Pos. [mm]	$\Delta P$ [Pa]	Pos. [mm]	$\Delta P$ [Pa]
7	10	6	10	5
9	10	10	10	8
10	10	13	10	10
12	10	18	10	14

Tabel 10.4.1a. Tryktab i indblæsningsarmaturer.

Volumenstrøm [l/s]	KIR 100mm		KIR 125mm	
	Pos. [mm]	$\Delta P$ [Pa]	Pos. [mm]	$\Delta P$ [Pa]
10	+6	10	0	9
15	+10	15	+7	10
20	-	-	+10	14

Tabel 10.4.1b. Tryktab i udsugningsarmaturer.

Kanalsystemerne inkl. armaturer er optegnet i CADvent fra Lindab som vist i figur 10.4a og figur 10.4b. Det traditionelle kanalsystem har fordelingskanaler med diameter 125 mm og er overalt tilsluttet armaturer med diameter 125 mm. I kanalsystemet med separate kanaler er kanaldiameteren i fordelingen 100 mm for at få plads til kanalerne mellem spærreerne og armaturerne har diameteren 100 mm undtagen i køkkenet, hvor armatur med diameter 125 mm er valgt for at undgå støjproblemer. I tabel 10.4.1c og tabel 10.4.1d er tryktabene mellem aggregat og rummene angivet for indblæsningen og udsugningen. Det ses, at tryktabet i både indblæsning og udsugning er lavest for det traditionelle kanalsystem. Det lavere tryktab skyldes især at tryktabet i armaturer og kanaler er lavere på grund af større diameter i indblæsning og udsugning. I begge systemopbygninger tilsluttes aggregatet til friskluftindtag og afkast over taget. Det vurderes at der behøves 2 m kanal fra aggregatet til ventilationshætterne. Denne kanal kan være spiralfalset rør eller flekslange. Afhængig af kanalmaterialiet vil tryktabet i kanalerne være mellem 2 Pa og 4 Pa. Ventilationshætterne kan udføres på flere måder. Ud fra Lindabs sortiment ved tilslutning til kanaler med diameter 160 mm findes tryktab i afksthætte mellem 8 Pa og 15 Pa mens tryktabet i frisklufthætten findes til mellem 14 Pa og 22 Pa som det er vist i tabel 10.4.1e. Tilslutningen til aggregatet kan medføre ekstra systemtab, hvis tilslutningen ikke udføres hensigtsmæssigt med lige kanalstykker før ag-

gregatet. Antages disse systemtab at være meget små på grund af god systemopbygning, fås et samlet tryktab udenfor aggregatet for det traditionelle system på mellem 48 Pa og 60 Pa fra friskluftindtag til rummet, og mellem 36 Pa og 45 Pa fra rummet til afkastet. I systemet med separate kanaler vil disse tryktab være ca. 18 Pa højere. Det ses, at tryktabene fordeler sig med ca. 1/3 på armaturer, friskluftindtag/afkast og kanalerne. Tryktabet i kanalsystemet skal sammenholdes med tryktabet i aggregatet der på grund af filtre og varmeveksler ligger mellem 50 Pa og 150 Pa. Det samlede tryk hver ventilator i anlægget skal levere, vil derfor ligge mellem ca. 100 Pa og 200 Pa.

	Traditionel (160mm+125mm)	Separat (100mm)
Armatuur max.	14	18
Fordelingboks	-	12
Kanaler + indreg.	11	12
<b>I alt</b>	<b>25</b>	<b>42</b>

Tabel 10.4.1c. Tryktab i indblæsningen mellem aggregat og rum.

	Traditionel (160mm+125mm)	Separat (100mm)
Armatuur max.	14	15
Fordelingboks	-	17
Kanaler + indreg.	11	12
<b>I alt</b>	<b>25</b>	<b>44</b>

Tabel 10.4.1d. Tryktab i udsugningen mellem aggregat og armaturer.

	Kanal	Ventilationshætte
Afkast	2-4 Pa	8-15 Pa
Indtag	2-4 Pa	14-22 Pa

Tabel 10.4.1e. Tryktab mellem luftafkast/indtag og armatur. Antager 2m kanal enten spiralfalset rør eller flex.  $\varnothing=160\text{mm}$  og  $q_v=60\text{ l/s}$

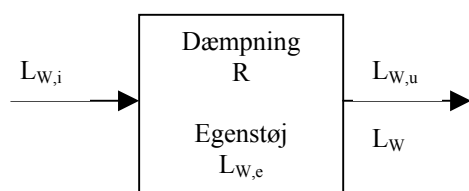
## 10.4.2 Lydforhold

Beregningsgrundlaget for af lydforhold i ventilationsanlæg er på visse områder spinkelt og bygger på en del forenklinger og idealiseringer. Beregningerne vanskeliggøres af lydets kompleksitet, de akustiske koblinger mellem komponenter og bygningens rum samt manglende eller unøjagtige lyddata for komponenter i anlægget. Lydgener fra ventilationsanlæg kan både skyldes støj genereret i anlægget og støj der overføres via kanalsystemet mellem boligens rum. Ventilationsanlægget skal således udføres så den støj der genereres i anlægget dæmpes tilstrækkeligt og at dæmpningen mellem de enkelte rum er stor nok. I det følgende ses på støjgener fra støj genereret i ventilationsanlægget.

I ventilationsaggregatet genereres støj hovedsageligt pga. ventilatorer og støjen transmitteres i kanalsystemet til armaturer i rummene. I komponenterne i kanalsystemet vil lyden normalt blive dæmpet men u hensigtsmæssig placering af komponenter og høje lufthastigheder kan medføre at der genereres yderligere støj i kanalsystemet. Dæmpningen i kanalsystemet er

sjældent nok til at undgå at støj fra aggregatet kan høres i rummene og der indbygges derfor lyddæmpere efter aggregatet. Lydniveauet i armaturerne er et resultat af den støj der transmitteres gennem armaturet og den støj der genereres i armaturet. Det lydniveau der opleves i rummet vil afhænge af lydniveauet fra armaturer og rummets dæmpning.

Lyden fra ventilationsanlæg dækker hele frekvensområdet der kan opfattes af det menneskelige øre. For at foretage beregninger er det nødvendigt at kende frekvensfordelingen af lyden. I teorien skal målinger og beregninger foretages for alle frekvenser, hvilket ikke er praktisk muligt. I praktiske lydberegninger inddeles det relevante frekvensområde i delområder og områderne betegnes ud fra deres middelværdi. Beregningen af lydniveauerne foretages således for hvert af disse delområder. For at give en samlet vurdering af lydniveauet vægtes lydindtrykket fra alle delområder. Lydeffektniveauer måles i dB i forhold til en tærskelværdi på 0 dB, der svarer til en lydeffekt på 1 pW. Det vægtede lydeffektniveau i beboelsesrum skal være under 30 dB i opholdsrum og under 35 dB i køkkener. Et lydeffektniveau på 30 dB svarer til en svag hvisken.



Figur 10.4.2a Lydforhold omkring en komponent.

Lydforholdene for en komponent i kanalsystemet er skitseret i figur 10.4.2a, hvor lydeffektniveauet fra komponenten,  $L_W$ , bestemmes ud fra indgangslýdeeffektniveauet,  $L_{W,i}$ , komponentens dæmpning,  $R$ , og komponentens egenstøj,  $L_{W,e}$ . Lydeffektniveauet der transmitteres gennem komponenten,  $L_{W,u}$ , bestemmes som den aritmetiske differens mellem indgangslýdniveauet og dæmpningen. Lydeffektniveauet fra komponenten findes ved at addere egenstøjen logaritmisk med lydeffektniveauet der transmitteres gennem komponenten. Lydeffektniveauet fra komponenten kan således beregnes af

$$L_W = 10 \cdot \log \left( 10^{\frac{L_{W,i} - R}{10}} + 10^{\frac{L_{W,e}}{10}} \right)$$

CADvent kan beregne lydforholdene gennem kanalsystemet for givne lydniveauer ved indløbet til kanalsystemet. I eksempelboligen benyttes ventilationsaggregatet Nilan Comfort 300. Produktbladet for aggregatet angiver lydeffekter til indblæsnings- og udsugningskanal ved 275 m<sup>3</sup>/h som angivet i tabel 10.4.2a. Volumenstrømmen i eksempelboligen er 216 m<sup>3</sup>/h hvilket sandsynligvis medfører lidt lavere lydniveauer fra aggregatet.

Oktavbånd Hz	Vægtet niveau dB(A)	125	250	500	1000	2000	4000
-----------------	------------------------	-----	-----	-----	------	------	------

Lydeffekt, $L_w$ , til indblæsning, dB	58	42	47	52	52	51	51
Lydeffekt, $L_w$ , til udsugning, dB	62	48	53	56	55	56	56

Tabel 10.4.2a. Lydeffekt til indblæsnings- og udsugningskanal for Nilan Comfort 300 ved volumenstrøm 275 m<sup>3</sup>/h.

For at dæmpe lyden efter aggregatet er i både indblæsning og udsugning placeret en kanal-lyddæmper med diameter 160 mm og længde 600 mm. Dæmpningen i lyddæmperen i de forskellige frekvensområder er angivet i tabel 10.4.2b. Det ses, at lyddæmperen giver en væsentlig dæmpning frekvenser over 500 Hz.

Oktavbånd Hz	125	250	500	1000	2000	4000
Dæmpning, $\Delta L_w$	3	11	22	33	42	29

Tabel 10.4.2b. Dæmpning i kanallyddæmper beregnet.

For indblæsningsarmaturet i det traditionelle kanalsystem med det største lydeffektniveau er værdierne til bestemmelse af lydeffektniveauet i de forskellige frekvensbånd angivet i tabel 10.4.2c. Heraf ses, at det transmitterede lydeffektniveau der stammer fra aggregatet i alle frekvensområder er lavere end egenstøjen. Ønskes et væsentligt lavere lydeffektniveau i armaturerne er det således hovedsageligt egenstøjen der skal reduceres. I tabel 10.4.2d og tabel 10.4.2e er de maksimale lydeffektniveauer i indblæsning og udsugning angivet for de to kanaludformninger. For at vurdere lydeffektniveauet i boligen, skal der desuden tages hensyn til rummets dæmpning der er ca. 4 dB i normale rum og 0 dB i baderum med flisebeklædning. For begge kanaludformninger er lydeffektniveauet under 30 dB som det kræves i opholdsrum.

Oktavbånd Hz	Vægtet niveau dB(A)	63	125	250	500	1000	2000	4000
Indgangsniveau før armatur, $L_{w,i}$ , dB	23	21	29	26	22	15	7	0
Dæmpning i armatur R, dB		21	16	11	9	9	7	0
Transmitteret lydeffektniveau, $L_{w,u}$ , dB		0	13	15	13	6	0	0
Egenstøj, $L_{w,e}$ , dB		21	18	18	18	15	7	0
Lydeffektniveau, $L_w$ , fra armatur, dB	20	21	19	19	19	15	7	0

Tabel 10.4.2c Eksempel på detaljeret lydforhold for indblæsningsarmatur i traditionelt kanalsystem.

Oktavbånd Hz	Vægtet niveau dB(A)	63	125	250	500	1000	2000	4000
Lydeffektniveau, $L_w$ , i indblæsning, dB	20	21	19	19	19	15	7	0
Lydeffektniveau, $L_w$ , i udsugning, dB	20	15	19	20	16	11	15	7

Tabel 10.4.2d Maksimale lydeffektniveauer i armaturer i traditionelt kanalsystem beregnet i CADvent.

Oktavbånd Hz	Vægtet niveau dB(A)	63	125	250	500	1000	2000	4000
Lydeffektniveau, $L_{w,2}$ i indblæsning, dB	24	25	23	23	21	18	16	16
Lydeffektniveau, $L_{w,2}$ i udsugning, dB	26	23	21	23	23	22	17	13

Tabel 10.4.2e Maksimale lydeffektniveauer i armaturer i separat kanalsystem beregnet i CADvent.

### 10.4.3 Økonomi

CADvent kan benyttes til at udtrække styklister for kanalsystemet og LindabPrice kan benyttes til at vurdere materialeudgifterne. Med LindabPrice vurderes nettomaterialeudgiften til kanalsystemet ekskl. moms for det traditionelt opbyggede kanalsystem henholdsvis kanalsystemet med separate kanaler til 9.800 kr. henholdsvis 9.500 kr. Priserne i LindabPrice inkluderer ikke udgifter til udførelse af arbejdet. For at vurdere den samlede pris for kanalsystemet inkl. udgift til arbejde benyttes V&S priskataloger, hvor arbejdsudgiften vurderes som forskellen på totalpriserne og bruttomaterialepriserne i kataloget. I V&S priskataloget vurderes bruttomaterialeprisen på baggrund nettoprisen tillagt 21% på grund af spild og salær. I tabel 2, bilag 2 er priserne for de to kanalsystemer vurderet. Udgiften til materialer er vurderet ud fra nettopriser fra LindabPrice tillagt 21% for at dække spild og salær. Udgiften til arbejdskraft er vurderet ud fra V&S priskatalog /5/. Priserne inkluderer ikke udgifter til ventilationsaggregat, elarbejde og tilslutning til afløb. De detaljerede prisberegninger er angivet i bilag 1. Det ses, at udgiften til kanalsystemet er mindst for det traditionelt opbyggede system. Materialeprisen for de to systemer er sammenlignelige, hvorimod arbejdsprisen er højere for systemet med separate kanaler. Totalprisen inkl. moms for det traditionelle kanalsystem uden ventilationsaggregatet er ca. 30.000 kr. Udgifterne til ventilationsaggregat, elarbejde og tilslutning til afløb vurderes at være i størrelsesordenen 15.000-20.000 kr. inkl. moms. Det vil sige den samlede anlægspris vurderes til mellem 45.000 kr. og 50.000 kr. inkl. moms.

## 10.5 Energiforbrug og økonomi for energieffektivt ventilationsanlæg

I de foregående afsnit er tryktab og varmetab vurderet for kanalsystemer i et enfamiliehus. Ved at integrere kanalerne i loftisoleringen nedsættes det ekstra varmetab fra kanalerne drastisk og den samlede effektivitet af varmegenvindingen i anlægget kan vurderes at være lig varmevekslereffektiviteten i ventilationsaggregatet. Tryktabet i kanalsystemet udenfor ventilationsaggregatet kan holdes under 50 Pa i et enfamiliehus. Antages tryktabet i ventilationsaggregatet at være i størrelsesordenen 100 Pa skal hver ventilator levere et tryk på 150 Pa. Det antages, at en energieffektiv ventilator og motor kan opnå effektivitet af på 75% henholdsvis 80%. Med disse antagelser fås et specifikt elforbrug (SEL) for anlægget på 500 J/m<sup>3</sup>, hvilket ligger et godt stykke under projektets målsætning på 1000 J/m<sup>3</sup>. På baggrund af overvejelserne i kapitel 1 vurderes den årlig energiudgift, NU-værdi af energiudgifter og CO<sub>2</sub>-udledning forbundet med opvarmning af ventilationsluft og elforbrug i tabel 10.5a. En bolig med det energieffektive ventilationsanlæg sammenlignes med en bolig med et energieffektivt udsugningsanlæg og en naturlig ventileret bolig. Det ses, at sammenlignet med naturlig ventilation fås en årlige besparelse mellem 2.300 kr. og 3.200 kr., hvilket over en 30 årig periode med realrente på 2% giver en NU-værdi af besparelserne på mellem 52.000 kr. og 72.000 kr. Sammenlignet med en bolig med udsugning fås en årlige besparelse mellem 2.500 kr. og 3.400 kr., hvilket over en 30 årig periode med realrente på 2% giver en NU-værdi af besparelserne på mellem 56.000 kr. og 76.000 kr. Det ses også, at CO<sub>2</sub>-udledningen reduceres til mellem en tredjedel og en fjerdedel af niveauet for naturlig ventilation og udsugning. Det er vurderet at investeringsomkostningen for balanceret ventilation med varmegenvinding i et enfamiliehus ligger mellem 45.000 kr. og 50.000 kr. inkl. moms baseret på prisoplysninger fra Lindab og V&S priskataloger. På baggrund af NU-værdiberegningerne over en periode på 30 år, vil det energieffektive anlæg være rentabelt i forhold til naturlig ventilation med en samlet besparelse på mellem 2.000 kr. og 20.000 kr. på NU-værdien over 30 år. Sammenlignet med en bolig med udsugning, skal investeringen i udsugningsanlægget medtages i sammenligningen. Antages investeringsomkostningen for udsugningsanlægget at være ca. 15.000 kr., hvilket svarer til halvdelen af udgiften til kanalsystemet for balanceret ventilation giver det energieffektive ventilationsanlæg en samlet besparelse på mellem 21.000 kr. og 41.000 kr. på NU-værdien over 30 år afhængig af varmeleveringen. Sammenlignet med et rent udsugningsanlæg, vil der således være en væsentlig økonomisk samt energi- og miljømæssig gevinst ved at benytte energieffektiv balanceret ventilation med varmegenvinding.

	Varmebehov [kWh/år]	Elbehov [kWh/år]	Årlig energiudgift [kr/år]	NU-værdi energiudgift [kr]	CO <sub>2</sub> [kg/år]
<b>Energieffektivt:</b> $\varepsilon = 0,85$ SEL = 500 J/m <sup>3</sup>	1.075	263	N: 1.065 F: 905	N: 23.900 F: 20.300	N: 440 F: 380
<b>Udsugning:</b> $\varepsilon = 0$ SEL = 200 J/m <sup>3</sup>	7.165	105	N: 4.465 F: 3.390	N: 100.000 F: 76.000	N: 1.560 F: 1.120
<b>Naturlig:</b> $\varepsilon = 0$ SEL = 0 J/m <sup>3</sup>	7.165	0	N: 4.300 F: 3.225	N: 96.000 F: 72.200	N: 1.470 F: 1.030

Tabel 10.5a. Årlig energiudgift, NU-værdi af energiudgifter og CO<sub>2</sub>-udledning forbundet med opvarmning af ventilationsluft og elforbrug i energieffektivt ventilationsanlæg for bolig med ventilation på 60l/s hvilket svarer til luftskiftet krævet i bygningsreglementet for en bolig med 2 baderum, bryggers og køkken. Udgifter og udledning af CO<sub>2</sub> er vurderet i tilfælde med varmeforsyning fra naturgas (N) og fjernvarme (F).

## 11 Referencer

- /1/ Aggerholm, S. (2000) Energibesparelser i nybyggeriet. By og Byg Dokumentation 006. Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm.
- /2/ Aggerholm, S., Zachariassen, H., Christensen, G., Olufsen, P., Clausen, V. og Pedersen, P. E. (1995) Bygningers energibehov. SBI-anvisning 184. Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm.
- /3/ Aggerholm, S. (2001) Oplæg til energibestemmelser i Bygningsreglementet år 2005 og skitse til bestemmelser i år 2012. Notat af 31. august 2001. Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm.
- /4/ Mills, A. F. (1992) Heat transfer. IRWIN.
- /5/ V&S (2002) Husbygning Brutto. V&S Byggedata A/S, Brønshøj.

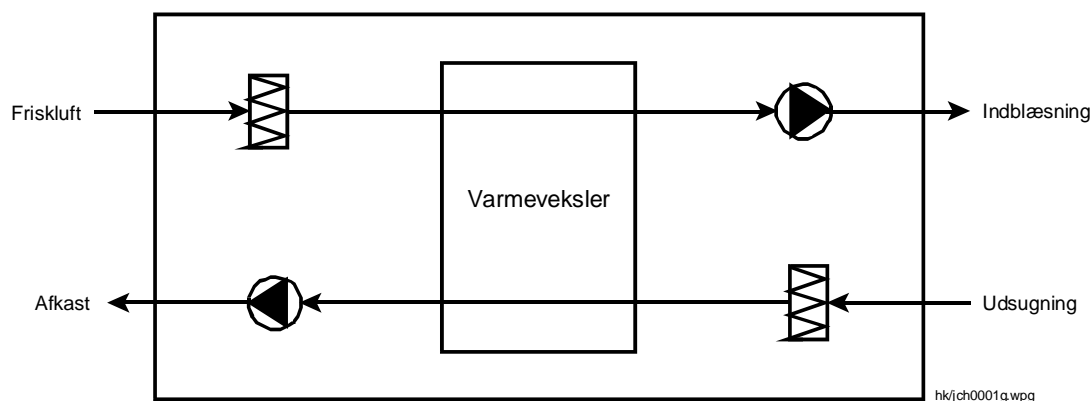




# Bilag 1: Måling på ventilationsaggregater 1 - 4

## Ventilationsaggregat nr. 1

Aggregat nr. 1 indeholder 2 ventilatorer med forudkrummede skovle, 2 filtre, og en modstrømsvarmeveksler. Opbygningen af ventilationsaggregatet er skitseret i figur 1.



Figur 1. Opbygning af ventilationsaggregat nr. 1.

I forbindelse med en afdækning af energieffektiviteten af ventilationsaggregatet, hvor de største tab optræder og hvor de største energisparemuligheder findes, er det vigtigt at kende strømningsvejen gennem aggregatet. Både for frisk- og udsugningsluften gælder det, at strømningsvejen følger nedenstående punkter:

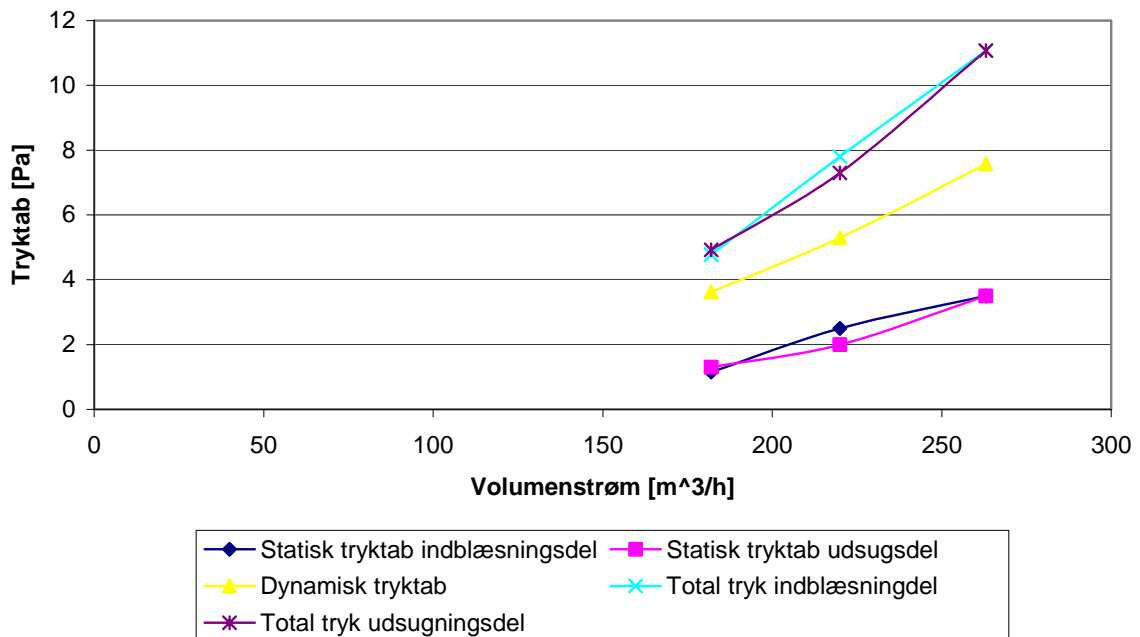
1. Indløb til aggregat
2. Gennem filter
3. Gennem varmeveksler
4. Gennem ventilator
5. Udløb til aggregatet

Til fastlæggelse af energiforbruget og –sparepotentialet gengives der i det efterfølgende resultater fra målingerne udført på aggregatet. Sammen med målingerne vil der være nogle kommentarer til energioptimeringsmuligheder, ligesom størrelsen af tabet bliver vurderet.

### Indløb til aggregatet

Ved luftens indløb til ventilationsaggregatet, både på frisk- og udsugningsluftssiden, er der en kraftig arealudvidelse fra indløbsrøret med en diameter på  $\varnothing 160$  mm. Fra rørearealet på  $0,020 \text{ m}^2$  sker der en arealudvidelse til et areal på  $0,096 \text{ m}^2$  inde i aggregatet. Dette giver et arealforhold på 4,8, det sker med en udvidelsesvinkel på  $90^\circ$ . Figur 2 er det statiske, det dynamiske og det totale tryktab over ventilationsaggregatets indløb fundet.

## Tryktab over indløb



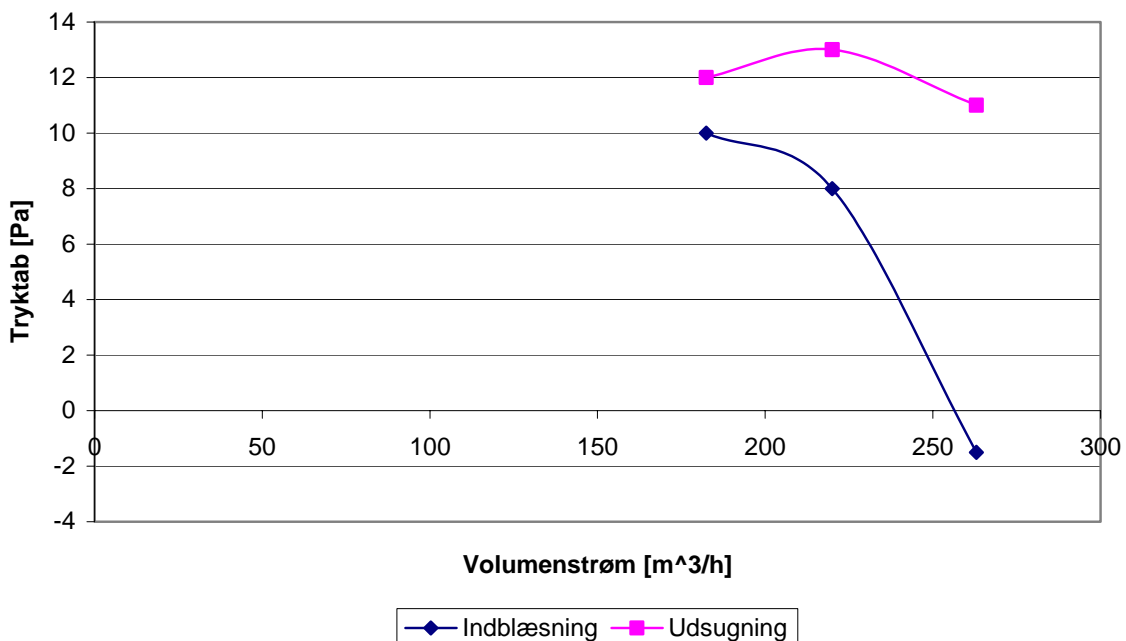
Figur 2. Statisk, dynamisk og total tryktab over indløb for henholdsvis aggregatets indblæsnings- og udsugningsdel.

Som det ses af figur 2 er der et totalt tryktab mellem 5 og 11 Pa over indløbet til ventilationsaggregatet. Ved en fornuftig valgt difusor i form af defuservinkel og –udformning, vil det ikke være umuligt at halvere ovenstående tryktab. Problemet i forbindelse med valg af en fornuftig defuservinkel (ca. 11°) er, at defuseren og dermed aggregatet bliver forholdsvis langt. Det er derfor nødvendigt, at foretage en afvejning af ønsket om mindst mulig tryktab i forhold til ønsket om at minimere aggregatets størrelse. Det vurderes at der i dette aggregat er mulighed for at mindske tryktabet i forbindelse med indløbet ved hjælp af en defusor uden at øge aggregatets størrelse, og uden væsentlige konstruktive ændringer af aggregatet.

### Filtrene

Når luften har passeret indløbet møder luften som det næste filtret. Tryktabet over filtrene i ventilationsaggregatet er vist i figur 3. For at undgå at ødelægge aggregatet, er tryktabet over filteret kun målt indirekte som differensen mellem tryktabet over varmeveksleren inkl. filter og varmeveksleren ekskl. filter, hvilket kan give anledning til øget måleusikkerhed.

### Tryktab over filter og varmeveksler



Figur 3. Tryktab over indblæsnings- og udsugningsfilter i aggregat nr. 1.

Som det ses ligger tryktabet mellem 8 og 13 Pa, idet der ses bort fra det negative trykfald, som må anses for at være en målefejl.

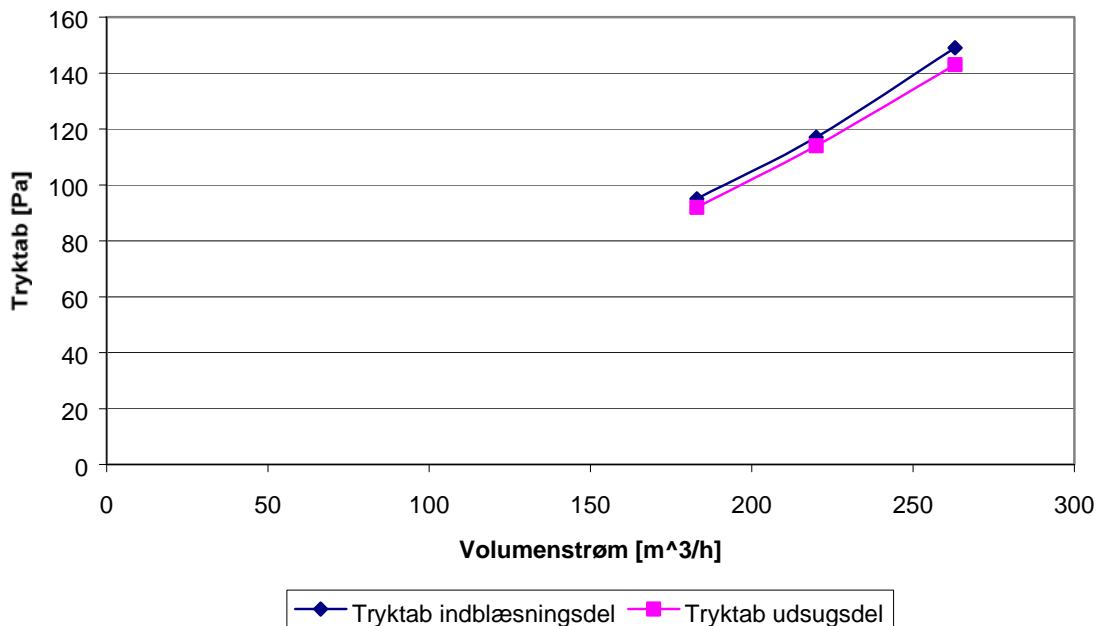
### Varmeveksleren

Varmeveksleren giver anledning til to interessante problemstillinger i forbindelse med undersøgelse af ventilationsaggregaternes energieffektivitet, nemlig vekslersens temperaturvirkningsgrad og tryktabet over veksleren. Disse to forhold er undersøgt nærmere i det efterfølgende.

### Tryktab

Varmeveksleren i et ventilationsaggregat er normalt den komponent, der giver anledning til det største tryktab. Derfor er det væsentligt, at være opmærksom på dette tryktab og evt. muligheder for at minimere det. Nedenfor er der vist en graf over tryktabet i ventilationsaggregatet som funktion af volumenstrømmen gennem aggregatet.

### Tryktab over varmeveksler



Figur 4. Tryktab over varmeveksleren for henholdsvis indblæsnings- og udsugningsdelen.

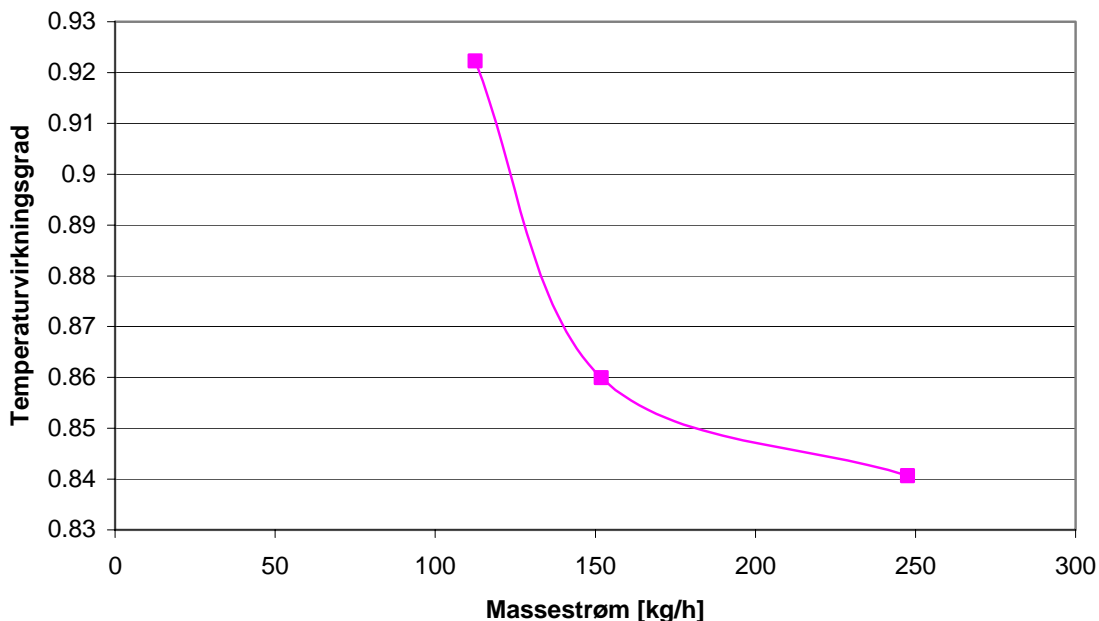
Af figur 4 ses det at tryktabet over varmeveksleren går fra godt 90 Pa ved et volumenstrøm på omkring 160 m<sup>3</sup>/h til omkring 145 Pa ved en volumenstrøm på ca. 270 m<sup>3</sup>/h. Disse forholdsvis høje tryktab for en varmeveksler i et ventilationsaggregat vil være et, at de steder hvor det kan tages fat, hvis aggregatets eleffektivitet ønskes forbedret. Tryktabet over varmeveksleren vil kunne reduceres ved at vælge en større varmeveksler af samme type, således at strømningshastighederne i veksleren bliver mindre. Den lavere strømningshastighed henholdsvis vekslerens højere overfladeareal, vil også give anledning til en højere temperaturvirkningsgrad.

#### Temperaturvirkningsgrad

For at ventilationsaggregatet skal have en god ”varmeeffektivitet” er det væsentligt med en god varmeveksler, der har en høj temperaturvirkningsgrad. Varmevekslerens godhed/temperaturvirkningsgrad er dog ikke den eneste faktor, der har betydning for aggregatets varmeeffektivitet. Aggregatets isolering og varmevekslerens indbygningsforhold har også en betydning. Isoleringen har betydning for varmetabet til omgivelserne og dårlige indbygningsforhold kan betyde, at der er en skæv fordeling af varmevekslerens belastning med en mindre reel temperaturvirkningsgrad til følge.

Temperaturvirkningsgraden for modstrømsvarmeveksleren, der er indbygget i dette aggregat, kan ses af figur 5.

### Temperaturvirkningsgrad som funktion af flow



Figur 5. Temperaturvirkningsgrad som funktion af massestrømmen for varmeveksler indbygget i ventilationsaggregat nr. 1.

Som det ses af figur 5 har varmeveksleren i dette aggregat indbygget en høj temperaturvirkningsgrad faldende fra en værdi på godt 92 % ved en massestrøm på ca. 120 kg/h ned til 84 % ved en massestrøm på 250 kg/h. Denne høje temperaturvirkningsgrad betyder, at det reelt ikke er nødvendigt med en varmeplade for at varme indblæsningsluften op til den ønskede/nødvendige indblæsningstemperatur.

Anvendelsen af disse meget effektive varmevekslere kan i Danmark give anledning til tilsligningsproblemer i vinterperioden, hvor udendørstemperaturen kommer under 0°C. Problemet opstår fordi den høje temperaturvirkningsgrad bevirker, at temperaturdifferensen mellem afkast- og indsuigningsluften kun ligger omkring 2 K. Dette betyder, at der er mulighed for dannelse af is i varmevekslerens afkast, når udeluftens temperatur kommer under -2 °C.

For at undgå isdannelse er ventilationsaggregatet forsynet med en temperaturføler og en regulering, der i princippet sikrer at afkastluftens ikke kommer under 3°C. Reguleringen foretages ved at indblæsningsluftstrømmen reguleres ned således, at den kolde luftstrøm bliver mindre end den varme luftstrøm (afkast-/udsuigningsluftstrømmen), hvilket betyder at afkastluften nedkøles mindre og en temperatur på ca. 3°C kan holdes i afkastluften.

Det forhold at der foretages en nedregulering af indblæsningsluftstrømmen i forhold til udsuigningsluftstrømmen betyder, at der opstår en ubalance med et "luftunderskud" i den ventilerede bygning. Derfor suges der udeluft ind i bygningen fra revner og sprækker m.m. (herefter kaldet lækageluft). Lækageluften, der ikke går gennem varmeveksleren, skal også opvarmes. Dette må ske ved hjælp af radiatorer eller lignende. Således bliver varmevekslerens "egentlige temperaturvirkningsgrad" i vinterperioder med udendørstemperaturer under

0°C væsentligt mindre end virkningsgraderne, der fremgår af figur 5. Betydningen af den mindre "egentlige temperaturvirkningsgrad" er begrænset, idet temperaturen kun er under 0°C i 15% af året og under -5°C i 3% af året //SBI-Rapport 155//. Den præcise betydning er afhængig af luftens tilladelige overtemperatur i forhold til de 3°C. Betydningen hvor der reguleres efter en konstant temperatur på 3°C i afkastluften er vist i kapitlet "Samlet vurdering af aggregaterne".

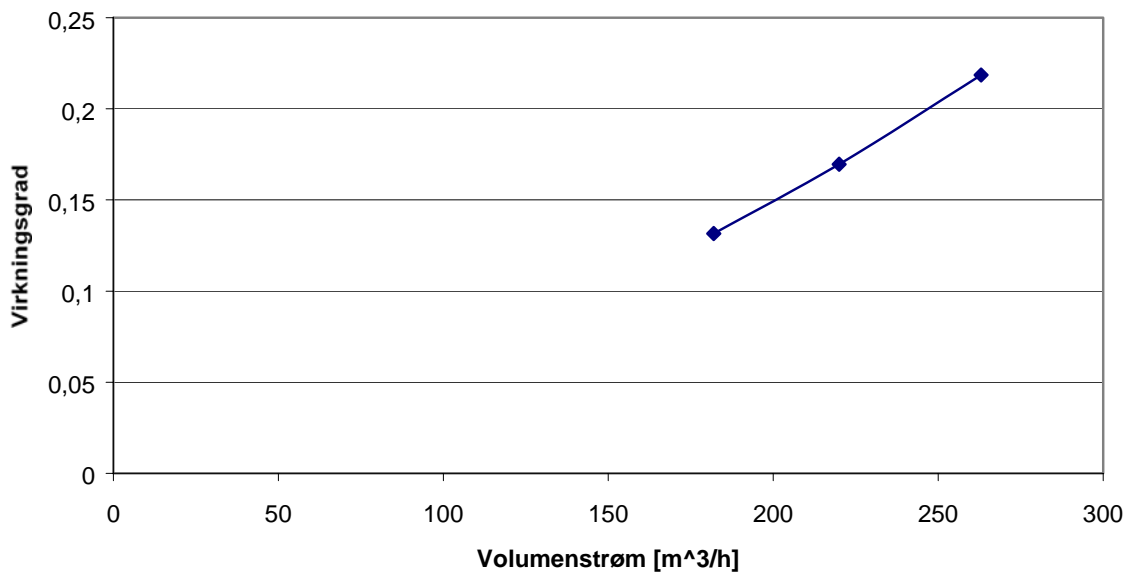
### **Ventilatorerne**

I dette ventilationsaggregat er der anvendt to ventilatorer med forudkrummede skovle, der er drevet af AC-motorer. Indblæsnings- og udsugningsventilatorerne er begge placeret nedstrøms i forhold til varmeveksleren, således at disse suger luften gennem aggregatet. Placeringen af ventilatorerne fremgår af figur 1.

Placeringen af indblæsningsventilatoren efter varmeveksleren er fornuftig, idet energi- og varmetabet fra ventilatoren udnyttes til opvarmning af indblæsningsluften. Ud fra et tilsvarende synspunkt har det været fordelagtigt at placere udsugningsventilatoren opstrøms (udsugningssiden, se figur 1) i forhold til varmeveksleren, således at energi- og varmetabet udnyttes til opvarmning af udsugningsluften inden den passerer varmeveksleren. Herved har udsugningsluften en højere temperatur ved indstrømningen til varmeveksleren, hvilket betyder at det også er muligt at opnå en højere temperatur på indblæsningsluften. Måles temperaturvirkningsgraden udenfor aggregatet betyder en korrekt placering af ventilatorerne en højere "egentlig temperaturvirkningsgrad". Effekten af en korrekt placering af ventilatorerne har specielt betydning, i de tilfælde hvor der anvendes ventilatorer med en forholdsvis lav virkningsgrad, som det ofte er tilfældet for ventilatorer med forudkrummede skovle.

Ventilatorernes totalvirkningsgrad, hvor tab i elmotor, elektronik og systemtab indgår, fremgår af figur 6.

### Totalvirkningsgrad for ventilator inkl. evt. systemtab og elektroniktabel



Figur 6. Totalvirkningsgrad for ventilator, hvor motortabet, effektoptaget i elektronikken og systemtabet indgår som en del af totalvirkningsgraden. Trykstigningen over ventilatoren ved den maksimale volumenstrøm på 263 m<sup>3</sup>/h var 295 Pa. De øvrige målepunkter er fremkommet ved at nedregulere omdrejningstallet ved anvendelse af den indbyggede regulering.

Det forhold at motortabet, effektoptaget i elektronikken, samt systemtabet indgår i ventilatorens totalvirkningsgrad, medfører en lavere totalvirkningsgrad end hvis ventilatoren bliver målt under ideelle forhold. Disse målinger giver dog et mere reelt billede set ud fra en brugers synspunkt. Som det ses af figuren, er ventilatorenes totalvirkningsgrad lav med en mindste værdi på ca. 13% ved en volumenstrøm på ca. 170 m<sup>3</sup>/h og en største værdi på ca. 22% ved en volumenstrøm på 263 m<sup>3</sup>/h.

Det vil være muligt at opnå højere totalvirkningsgrader for ventilatorenheden ved anvendelse af en ventilator med bagudkrummede skovle. Ligeledes vil anvendelse af en DC-motor med en god regulering i stedet for AC-motoren kunne give anledning til en højere totalvirkningsgrad. Systemtabet vurderes at have mindre, men ikke uvæsentlig betydning, idet der er nogenlunde plads omkring ventilatoren. Udløbet fra ventilatorene/ventilationsaggregatet er dog noget uhensigtsmæssig, idet der er en brat og kraftig arealudvidelse lige nedstrøms udløbet. Dette giver anledning til et totaltryktab (nogle Pa), ligesom det er tilfældet i forbindelse med indløbet til ventilationsaggregatet.

#### Generelt for aggregatet

I dette afsnit er der en generel gennemgang af forskellige andre faktorer, der har betydning i forbindelse med vurdering af ventilationsaggregatets energieffektivitet. Områderne, der vil blive behandlet er aggregatets isolering, lækage og eleffektivitet. Ligeledes vil der være en vurdering af systemtabene, der optræder i aggregatet og hvordan disse kan reduceres.



## **Isolering**

I dette aggregat er der anvendt 20 mm isolering, hvilket er lige i underkanten. Betydningen vil dog afhænge af placeringen af aggregatet. Placeres aggregatet på kolde omgivelser, der ikke skal opvarmes (udendørs, på loftet e.lign.) vil en lav isolering medføre øget varmetab til omgivelserne, hvorved aggregatets ”egentlige temperaturvirkningsgrad” reduceres. Placeres aggregatet i et rum, der alligevel skal opvarmes, vil lav isolering ikke have væsentlig betydning.

## **Lækage**

Energimæssigt behøver en lækage i et ventilationsaggregat ikke at være negativ. Den energimæssige betydning af lækagen afhænger af hvorfra og hvortil lækagen forløber. Den procentvise størrelse af lækagerne i ventilationsaggregatet er afhængig af ”hullernes”/strømningsvejenes placering og trykforholdet over disse strømningsveje.

Der er foretaget en måling af lækagen i aggregatet. Lækagemålingen er foretaget ved hjælp af en sporgasmåling, hvor der blot tilsættes en kendt referencekoncentration af sporgas til den ene luftstrøm ind i ventilationsaggregatet. Ved målingerne er volumenstrømmen i indblæsnings- og udsugningsretningen ens. Lækagen kan nu måles som sporgaskoncentrationen i udblæsningsluftstrømmen fra aggregatet, som ikke burde indeholde sporgas i forhold til referencekoncentrationen. Måling af lækage på denne måde betyder, at lækagen måles i en situation, der så vidt muligt svarer til den virkelige driftssituation.

For dette aggregat er der målt en lækage på 6,9 %, hvilket er forholdsvis meget. En nærmere undersøgelse af ventilationsaggregatet, hvor en af pladerne erstattes med en plexiglasplade og den ene luftstrøm tilsat røg, viser det at der er stor utæthed ved by-pass spjældet. Ligeledes er der nogen utæthed ved indbygning af varmeveksleren.

Røgforsøgene viste ligeledes at der fra aggregatet er utætheder ud til omgivelserne, således at der strømmede luft ud af aggregatets samlinger ved overtryk inde i aggregatet. Placeringen af ventilatorerne i aggregatet betyder dog, at der er undertryk inde i aggregatet. Undertrykket og lækagen til omgivelserne i tilfældet med overtryk i aggregatet betyder, at det ikke kan udelukkes, at aggregatet suger falsk luft fra omgivelserne. Undertrykket kan dog betyde, at volumenstrømmen bliver mindre, da undertrykket suger samlingerne sammen.

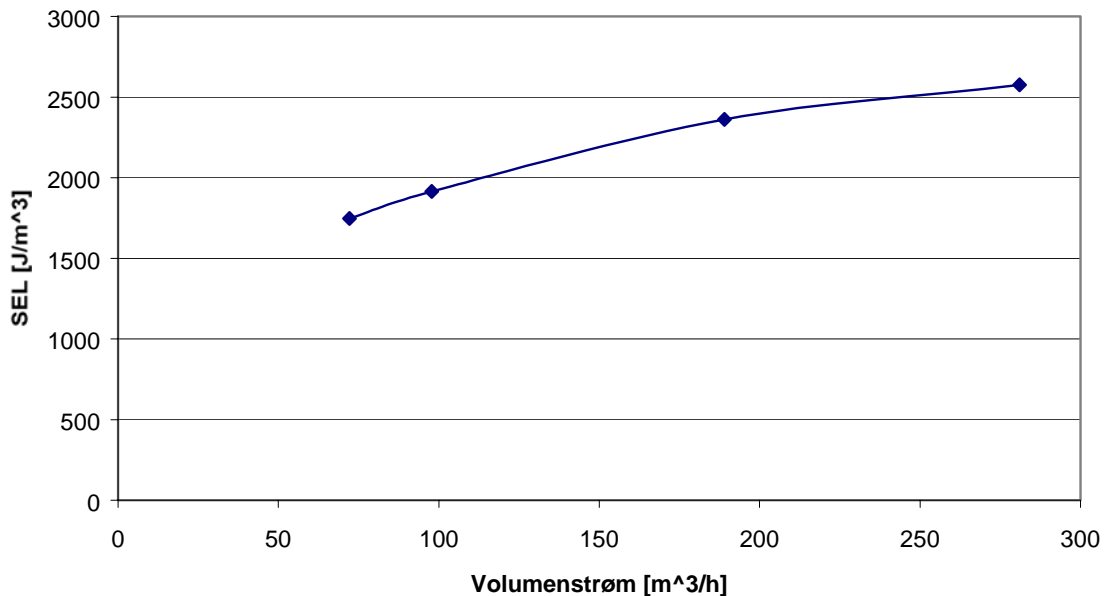
## **Eleffektivitet (SEL)**

I bygningsreglementet kapitel 12.3 stk. 9 er der opstillet følgende krav til ventilationsanlæggets eleffektivitet (SEL) i forbindelse med ventilation af bygninger (dog ikke anlæg tilknyttet industriprocesser og anlæg uden mekanisk udelufttilførsel):

- Eleffektiviteten må ikke overstige  $2500 \text{ J/m}^3$  ved anlæg med konstant luftydelse
- Eleffektiviteten må ikke overstige  $3200 \text{ J/m}^3$  for anlæg med variabel luftydelse

For ventilationsaggregater af den type der er undersøgt her, vil det eksterne modtryk i kanalsystem mm. normalt være omkring 150 Pa. Med dette som udgangspunkt er eleffektiviteten målt med nedenstående resultat.

### SEL som funktion af flow uden tætning



Figur 7. Ventilationsaggregatets eleffektivitet ved et eksternt modtryk på 150 Pa.

Som det ses af figur 7 har dette en forholdsvis dårlig/høj eleffektivitet, faktisk kan ventilationsaggregatet kun godkendes (ved eksternt modtryk på 150 Pa) fordi det er et ventilationsaggregat med variabel luftydelse.

Den forholdsvis høje SEL-værdi kommer ikke som en overraskelse, idet de målte tryktab er forholdsvis store og ventilatorens totalvirkningsgrad forholdsvis lav.

#### Systemtab

Systemtab opstår når komponenter ikke installeres under ideelle til- og fraløbsforhold. Da ventilationsaggregater ofte er opbygget meget kompakte, er der stor sandsynlighed for at der opstår systemtab, specielt hvis dette ikke tages med i overvejelserne under design af ventilationsaggregatet.

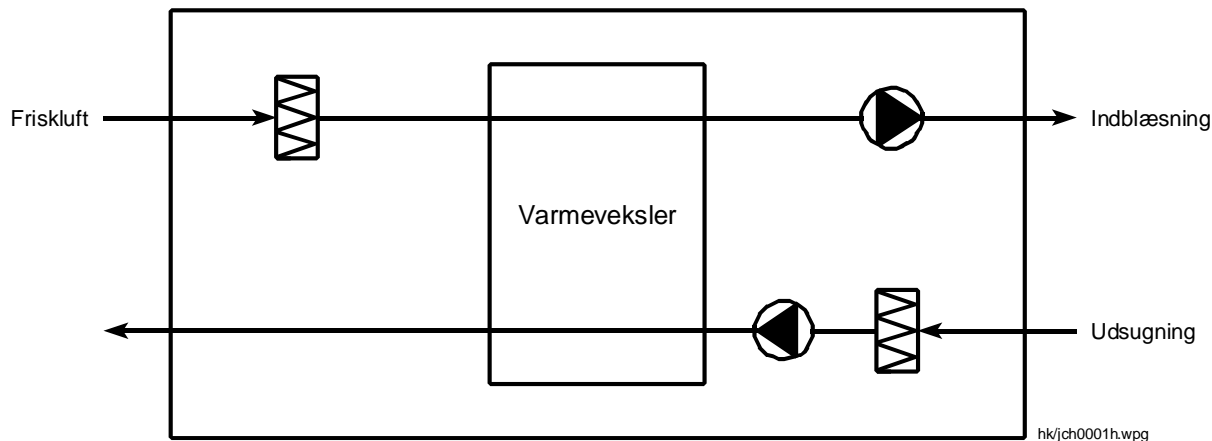
Ud over til- og fraløbsforholdene til ventilationsaggregatet, vil der i dette aggregat være mulighed for mindre systemtab i forbindelse med tilløbet til ventilatorerne og filtrene. Ved ventilatorerne skyldes systemtabet, at luften skal sno sig for at komme ind i indløbet til ventilatoren. Ved filtrene skyldes systemtabet, at luften kommer ind i ventilationsaggregatet som en stråle, hvilket medfører at der ikke vil være et jævnt hastighedsprofil over ved filteret.

#### Opsamling på ventilationsaggregat nr. 1

Generelt for dette ventilationsaggregat viser det sig, at varmeveksleren varmemæssigt har en god energieffektivitet, og dermed høj temperaturvirkningsgrad. Til gengæld er aggregatets eleffektivitet forholdsvis dårligt. Den dårlige eleffektivitet skyldes hovedsageligt et forholdsvis stort tryktab over varmeveksleren, samt en lav totalvirkningsgrad for ventilatoren.

## Ventilationsaggregat nr. 2

Aggregat nr. 2 indeholder 2 ventilatorer med bagudkrummede skovle, 2 filtre, og en modstrømsvarmeveksler. Opbygningen af ventilationsaggregatet er skitseret i figur 8.



Figur 8. Opbygning af ventilationsaggregat nr. 2.

I forbindelse med en afdækning af energieffektiviteten af ventilationsaggregatet, hvor de største tab optræder og hvor de største energisparemuligheder findes er det vigtigt at kende strømningsvejen gennem aggregatet. Strømningsvejen for indblæsningsluften er som følger:

1. Indløb til aggregat
2. Gennem filter
3. Gennem varmeveksler
4. Gennem ventilator
5. Udløb til aggregatet

Udsugningsluftens vej gennem ventilationsaggregatet følger nedenstående punkter:

1. Indløb til aggregat
2. Gennem filter
3. Gennem ventilator
4. Gennem varmeveksler
5. Udløb til aggregatet

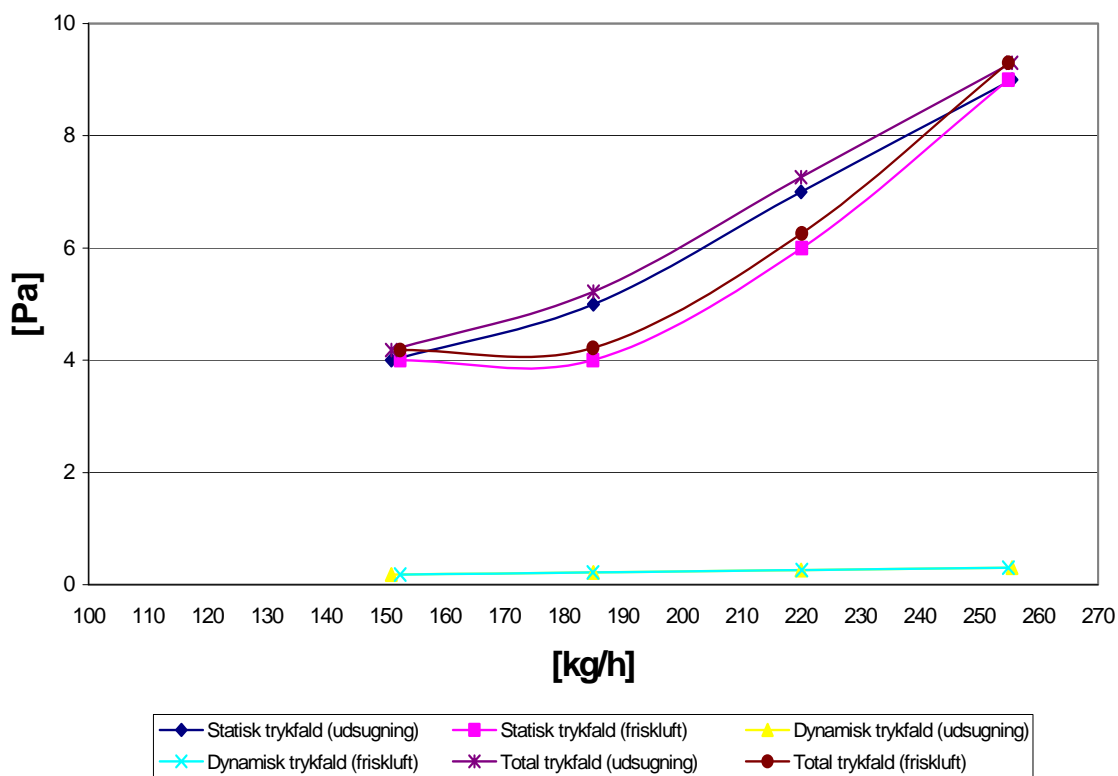
Til fastlæggelse af energiforbruget og –sparepotentialet gengives der i det efterfølgende resultater fra målingerne udført på aggregatet. Sammen med målingerne vil der være nogle kommentarer til energioptimeringsmuligheder, ligesom størrelsen af tabet bliver vurderet.

### Indløb til aggregatet

Ved luftens indløb til ventilationsaggregatet, både på frisk- og udsugningsluftensiden, holdes arealet næsten konstant. Reelt går indblæsningsrøret fra et cirkulært rør med en diameter på

0,195 m til en kvadratisk kanal med en sidelængde på ca. 0,195 m. Dette betyder at der er en arealudvidelse på ca. 1,3. Indløbsforholdet giver anledning til tryktabene, som beskrevet i figur 9.

### Trykfald over indløb



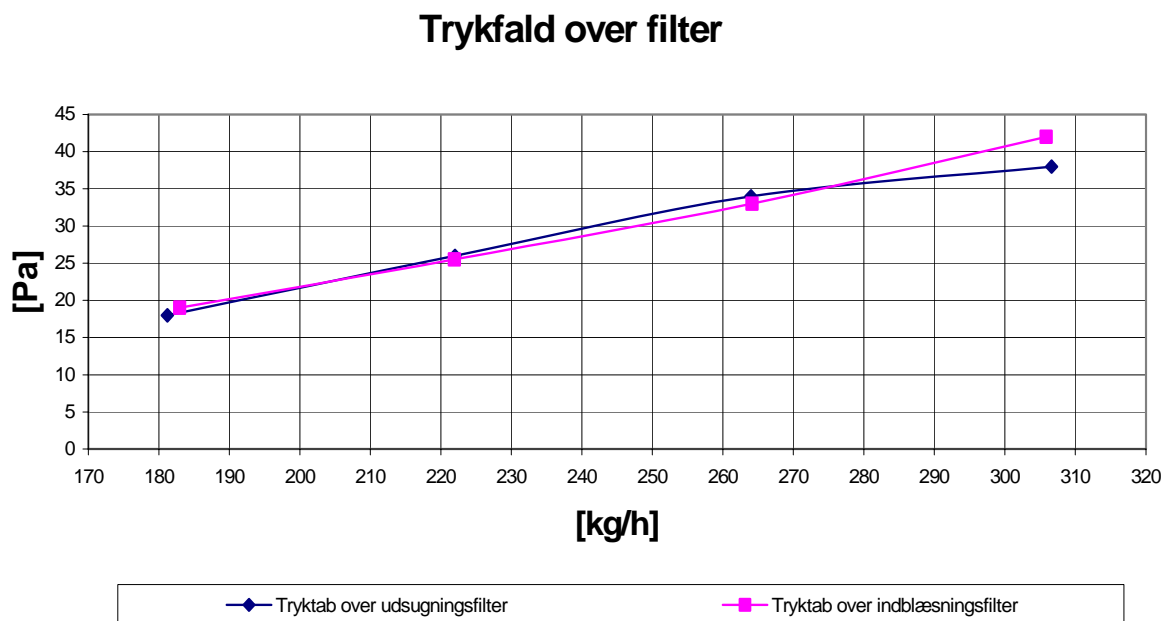
Figur 9. Statisk, dynamisk og total tryktab over indløb for henholdsvis aggregatets indblæsnings- og udsugningsdel.

Som det ses af figur 2 udgør det dynamiske tryktab over indløbet kun en meget lille del af det samlede tryktab, hvilket betyder at det statiske og totale tryktab stort set er ens. Da arealudvidelsen er forholdsvis lille, er det totale tryktab relativt stort. Det store statiske tryktab formodes at skyldes den ujævne overgang fra indløb til aggregat, som skaber stor turbulens og dermed tryk-/energitab.

Tryktabet i indløbet til aggregatet vurderes at kunne mindskes ved en pænere overgang ind i ventilationsaggregatet.

## Filtrene

Når luften har passeret indløbet møder luften som det næste filtret. Tryktabet over filtrene i ventilationsaggregatet er vist i figur 10.



Figur 10. Tryktab over indblæsnings- og udsugningsfilter i aggregat nr. 2.

Som det ses ligger tryktabet mellem ca. 18 og 42 Pa. Filterets tryktab i dette ventilationsaggregat er forholdsvis stort i forhold til aggregat nr. 1. Dette skyldes dog at der her er anvendt et tættere filter og derfor kan tryktabet over filteret i dette aggregat ikke sammenlignes med tryktabet over filteret i aggregat nr. 1, hvis filteret er monteret på grund af indeklimaet i bygningen. Er filterets eneste funktion at sikre tilstrækkelig ren luft inden denne kommer ind i aggregatets dele må det dog siges, at tryktabet over filteret i dette aggregat er meget højt.

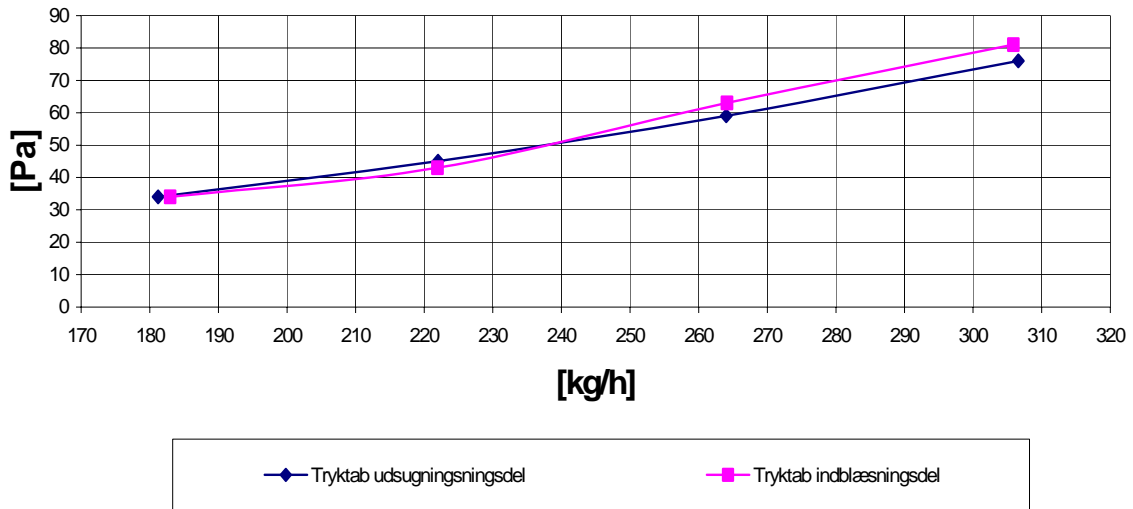
## Varmeveksleren

Varmeveksleren giver anledning til to interessante problemstillinger i forbindelse med undersøgelse af ventilationsaggregaternes energieffektivitet, nemlig vekslerens temperaturvirkningsgrad og tryktabet over veksleren. Disse to forhold er undersøgt nærmere i det efterfølgende.

### Tryktab

Varmeveksleren i et ventilationsaggregat er normalt den komponent, der giver anledning til det største tryktab. Derfor er det væsentligt at være opmærksom på dette tryktab, og eventuelle muligheder for at minimere det. Nedenfor er der vist en graf over tryktabet i ventilationsaggregatet som funktion af volumenstrømmen gennem aggregatet.

## Trykfald over veksler



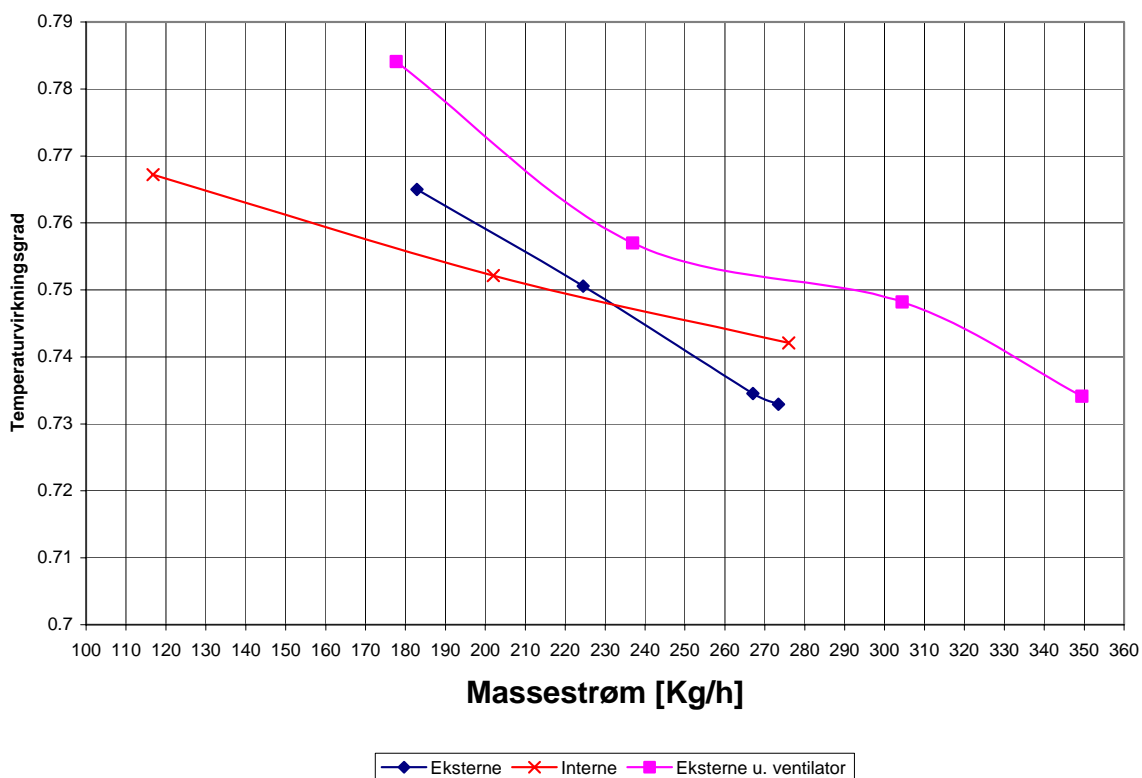
Figur 11. Tryktab over varmeveksleren for henholdsvis indblæsnings- og udsugningsdelen.

Af figur 4 ses det at tryktabet over varmeveksleren går fra ca. 35 Pa ved et volumenstrøm på omkring 180 m<sup>3</sup>/h til omkring 80 Pa ved en volumenstrøm på ca. 305 m<sup>3</sup>/h. Disse tryktab er meget fornuftige for et ventilationsaggregat.

### Temperaturvirkningsgrad

For at ventilationsaggregatet skal have en god ”varmeeffektivitet” er det væsentligt med en god varmeveksler, der har en høj temperaturvirkningsgrad. Varmevekslerens godhed/temperaturvirkningsgrad er dog ikke den eneste faktor, der har betydning for aggregatets varmeeffektivitet. Aggregatets isolering og varmevekslerens indbygningsforhold har også betydning. Isoleringen har betydning for varmetabet til omgivelserne og dårlige indbygningsforhold kan betyde at der er en skæv fordeling af varmevekslerens belastning med en mindre reel temperaturvirkningsgrad til følge.

Temperaturvirkningsgraden for modstrømsvarmeveksleren kan ses af figur 12.



Figur 12. Temperaturvirkningsgrad som funktion af massestrømmen for varmeveksler indbygget i ventilationsaggregat nr. 2. Der er foretaget en måling hvor de interne ventilatorer leverer luften og 2 målinger hvor der er eksterne ventilatorer, der leverer luften. Ved den ene måling med ekstern blæser er der blot målt som aggregatet er leveret og i den anden måling er tilløbsforholdene til varmeveksleren forbedret.

Som det ses af figur 12 har varmeveksleren en rimelig temperaturvirkningsgrad, specielt i situationen med forbedret tilløbsforhold til varmeveksleren. Ved de forbedrede tilløbsforhold falder virkningsgraden fra en temperaturvirkningsgrad på ca. 78,5% ved en massestrøm på små 180 kg/h til ca. 73,5% ved en massestrøm på 350 kg/h. I tilfældet uden forbedrede tilløbsforhold til veksleren ligger temperaturvirkningsgraden 1 til 2 %-point lavere.

Anvendelsen af modstrømsvarmevekslere (med relativ høj temperaturvirkningsgrad) kan i Danmark give anledning til tilslingsproblemer i vinterperioden, hvor udendørstemperaturen kommer under 0°C. Problemet opstår fordi den høje temperaturvirkningsgrad bevirker, at temperaturdifferensen mellem afkast- og indsugningsluften kun ligger omkring 2 K. Dette betyder, at der er mulighed for dannelse af is i varmevekslerens afkast, når udeluftens temperatur kommer under -2°C.

For at undgå isdannelse er ventilationsaggregatet forsynet med en temperaturføler og en regulering, der i princippet sikrer at afkastluftens ikke kommer under 3°C. Reguleringen foretages ved at indblæsningsluftstrømmen reguleres ned således, at den kolde luftstrøm bliver mindre end den varme luftstrøm (afkast-/udsugningsluftstrømmen), hvilket betyder at afkastluften nedkøles mindre, og en temperatur på ca. 3°C kan holdes i afkastluften.

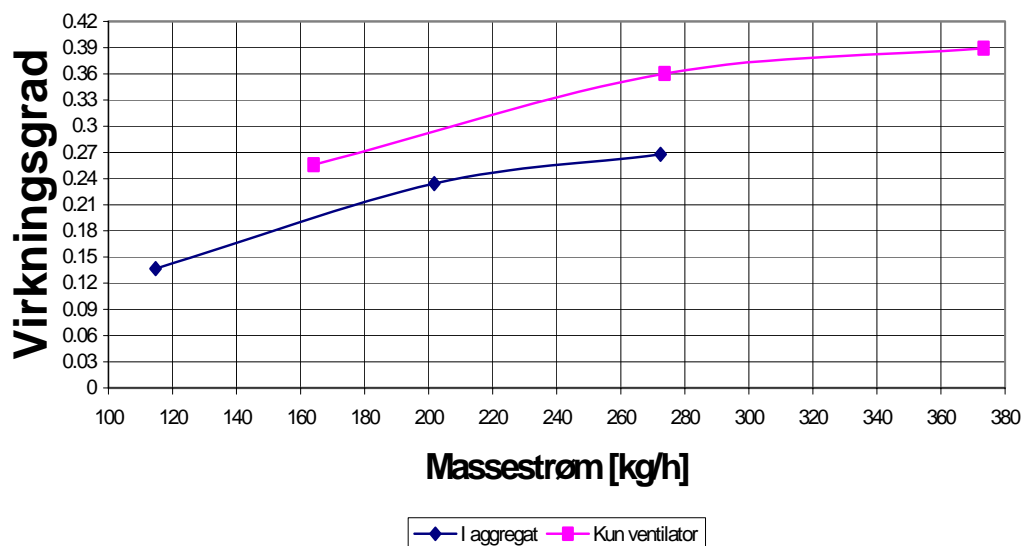
Det forhold at der foretages en nedregulering af indblæsningsluftstrømmen i forhold til udsugningsluftstrømmen betyder at der opstår en ubalance med et "luftunderskud" i den ventilerede bygning. Derfor suges der udeluft ind i bygningen fra revner og sprækker mm. (herfter kaldet lækageluft). Lækageluften, der ikke går gennem varmeveksleren, skal også opvarmes. Dette må ske ved hjælp af radiatorer eller lignende. Således bliver varmevekslerens "egentlige temperaturvirkningsgrad" i vinterperioder med udendørstemperaturer under 0°C væsentligt mindre end virkningsgraderne, der fremgår af figur 5. Betydningen af den mindre "egentlige temperaturvirkningsgrad" er begrænset, idet temperaturen kun er under 0°C i 15% af året og under -5°C i 3% af året //SBI-Rapport 155//. Den præcise betydning er afhængig af luftens tilladelige overtemperatur i forhold til de 3°C. Betydningen hvor der reguleres efter en konstant temperatur på 3°C i afkastluften er vist i kapitel "Samlet vurdering af aggregaterne".

### Ventilatorerne

I dette ventilationsaggregat er der anvendt to ventilatorer med bagudkrummede skovle, der er drevet af DC-motorer. Indblæsningsventilatoren er placeret nedstrøms i forhold til varmeveksleren, og udsugningsventilatoren er placeret opstrøms. Dette er en fornuftig placering, idet "varmetabet" fra ventilatorer og motorer fuldt ud udnyttes til opvarmning af indblæsningsluften.

Ventilatorernes totalvirkningsgrad i tilfældet, hvor ventilatoren er placeret i aggregatet og i tilfældet, hvor ventilatoren er taget ud af aggregatet og har ideelle til og fraløbsforhold.

## Ventilatorens totalvirkningsgrad



Figur 13. Totalvirkningsgrad for ventilator henholdsvis som den er monteret i aggregatet og ved ideelle til- og fraløbsforhold. I tilfældet hvor ventilatoren er monteret i aggregatet er der en trykstigning over ventilatoren på 244 Pa ved en maksimal volumenstrøm på 227 m<sup>3</sup>/h. I tilfældet hvor ventilatoren har ideelle til- og fraløbsforhold er der en trykstigning over ventilatoren på 257 Pa ved en maksimal volumenstrøm på 311 m<sup>3</sup>/h. Målingerne ved de lavere volumenstrømme er foretaget ved at nedregulere ventilatorens omdrejningstal, ved en fastholdt tryktabsfaktor.



Figur 13 viser at der er forskel på ventilatorens virkningsgrad afhængig af, om ventilatoren er placeret i ventilationsaggregatet eller om aggregatet er ideelle til- og fraløbsforhold. Denne forskel er udtryk for systemtabet, som måtte optræde i forbindelse med indbygningen af ventilatoren i ventilationsaggregatet.

I tilfældet hvor ventilatoren er indbygget i ventilationsaggregatet stiger ventilatorens totalvirkningsgrad fra ca. 14% ved en volumenstrøm på ca. 95 m<sup>3</sup>/h til ca. 27% ved en volumenstrøm på 227 m<sup>3</sup>/h. Er ventilatoren taget ud og tilsluttet under ideelle forhold, stiger totalvirkningsgraden fra 26% ved en volumenstrøm på ca. 160 m<sup>3</sup>/h til 39% ved en volumenstrøm på ca. 360 m<sup>3</sup>/h.

Det store systemtab, som virkningsgradsmålingerne på ventilatorerne i og udenfor aggregatet antyder, kan mindskes ved indførelse af forskellige tiltag. Hovedproblemstillingerne i forbindelse med dette aggregat skal findes ved ventilatorens udløb, idet dette var placeret meget tæt på indgangen til varmeveksleren. Dette problem kan minimeres ved en større afstand mellem udløb af ventilator og ned til varmeveksleren. Overgangen kan i øvrigt med fordel forsynes med et passende overgangsstykke.

Ved ventilatorens indløb er der dog også mulighed for systemtab, idet luften suges fra en omkring ventilatoren/indløbet. Den lille kasse omkring ventilatorens indløb betyder at luften i kassen sættes i rotation inden den når ind i ventilatoren. Rotationen kan også medføre systemtab. Dette systemtab kan være svært at undgå i denne type aggregat.

De målte totalvirkningsgrader for ventilatoren under ideelle til- og fraløbsforhold var overraskende lave, idet rotoren var et B-hjul, som blev drevet af en DC-motor. En visuel inspektion af ventilatoren gav anledning til en formodning om at udformningen af ventilatorhuset var uhensigtsmæssigt. Til dels var huset så stort, så der næsten var tale om en kammerventilator og til dels var udløbet meget stort. En højere ventilatorvirkningsgrad burde derfor være mulig ved en optimering af huset, således at det i højere grad tilpasses hjulet.

### **Generelt for aggregatet**

I dette afsnit er der en generel gennemgang af forskellige andre faktorer, der har betydning i forbindelse med vurdering af ventilationsaggregatets energieffektivitet. Områderne, der vil blive behandlet er aggregatets isolering, lækage og eleffektivitet. Ligeledes vil der være en vurdering af systemtabene, der optræder i aggregatet og hvordan disse kan reduceres.

### **Isolering**

I dette aggregat er der anvendt ca. 25 mm isolering, hvilket er normalt. Betydningen af isoleringen vil afhænge af placeringen af aggregatet. Placeres aggregatet på kolde omgivelser, der ikke skal opvarmes (udendørs, på loftet e.lign.), vil en lav isolering medføre øget varmetab til omgivelserne, hvorved aggregatets ”egentlige temperaturvirkningsgrad” reduceres. Placeres aggregatet i et rum, der alligevel skal opvarmes, vil lav isolering ikke have væsentlig betydning.

## Lækage

Energimæssigt behøver en lækage i et ventilationsaggregat ikke at være negativt. Den energimæssige betydning af lækagen afhænger af hvorfra og hvortil lækagen forløber. Den procentvise størrelse af lækagerne i ventilationsaggregatet er afhængig af ”hullernes”/strømningsvejenes placering og trykforholdet over disse strømningsveje.

Der er foretaget en måling af lækagen i aggregatet. Lækagemålingen er foretaget ved hjælp af en sporgasmåling, hvor der blot tilsættes en kendt referencekoncentration af sporgas til den ene luftstrøm ind i ventilationsaggregatet. Ved målingerne er volumenstrømmen i indblæsnings- og udsugningsretningen ens. Lækagen kan nu måles som sporgaskoncentrationen i udblæsningsluftstrømmen fra aggregatet, som ikke burde indeholde sporgas i forhold til referencekoncentrationen. Måling af lækage på denne måde betyder, at lækagen måles i en situation, der så vidt muligt svarer til den virkelige driftssituation.

For dette aggregat er målt en lækage på 0,75 %, hvilket er en lav værdi.

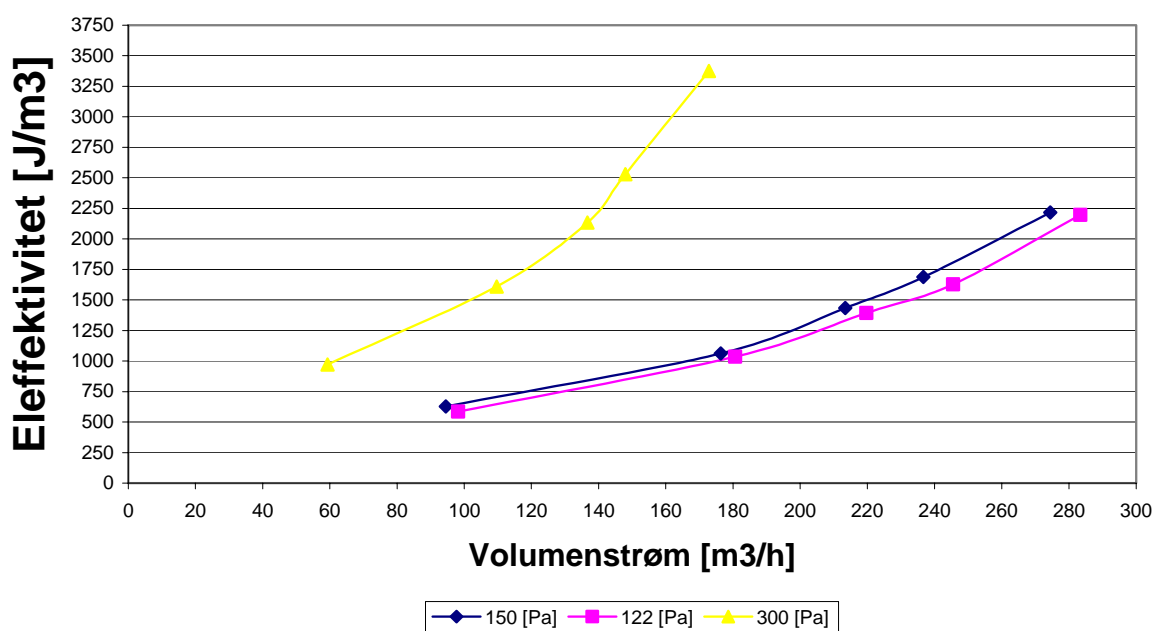
## Eleffektivitet (SEL)

I bygningsreglementet kapitel 12.3 stk. 9 er der opstillet følgende krav til ventilationsanlæggets eleffektivitet (SEL) i forbindelse med ventilation af bygninger (dog ikke anlæg tilknyttet industriprocesser og anlæg uden mekanisk udelufttilførsel):

- Eleffektiviteten må ikke overstige  $2500 \text{ J/m}^3$  ved anlæg med konstant luftydelse
- Eleffektiviteten må ikke overstige  $3200 \text{ J/m}^3$  for anlæg med variabel luftydelse

Nedenfor er ventilationsaggregatet for dette ventilationsaggregat vist ved et eksternt modtryk på henholdsvis 122 Pa, 150 Pa og 300 Pa

### Eleffektivitet ved et modtryk på 150 [Pa]



Figur 14. Ventilationsaggregatets eleffektivitet ved et eksternt modtryk på 122 Pa, 150 Pa og 300 Pa.

For ventilationsaggregater af den type der er undersøgt, her vil det eksterne modtryk i kanalsystem m.m. normalt være omkring 150 Pa. Som det ses af figur 14 har dette ventilationsaggregat en god/lav eleffektivitet ved modtrykket på 150 Pa, ligesom ved et eksternt modtryk på 122 Pa. Eleffektiviteten ligger omkring  $600 \text{ J/m}^3$  ved en volumenstrøm på ca.  $100 \text{ m}^3/\text{h}$ , og omkring  $2000 \text{ J/m}^3$  ved volumenstrøm på ca.  $280 \text{ m}^3/\text{h}$ . Med udgangspunkt i disse eleffektiviteter ses det, at dette ventilationsaggregat normalt ikke vil have problemer med at opfylde bygningsreglementets regler, endda i det tilfælde hvor der ikke er regulering på ventilationsaggregatet.

Målingen ved et eksternt modtryk helt oppe på 300 Pa, vil ventilationsaggregatet endda kunne overholde bygningsreglementets krav (ved variabel luftmængde) i største delen af driftsområdet.

Den forholdsvis lave SEL-værdi for dette aggregat var forventet, idet tryktabet over aggregatets forskellige komponenter, specielt varmeveksleren, er relativt lavt. Ligeledes havde ventilatoren i dette aggregat en høj totalvirkningsgrad, sammenlignet med de øvrige aggregater.

Det skal dog bemærkes, at luftydelsen for dette aggregat er forholdsvis lavt i forhold til aggregatets størrelse. Faktisk bruger dette aggregat ca. dobbelt så stort volumen som de øvrige aggregater pr. luftydelse.

### **Systemtab**

Systemtab opstår når komponenter ikke installeres under ideelle til- og fraløbsforhold. Da ventilationsaggregater ofte er opbygget meget kompakte er der stor sandsynlighed for at der opstår systemtab, specielt hvis dette ikke tages med i overvejelserne under design af ventilationsaggregatet.

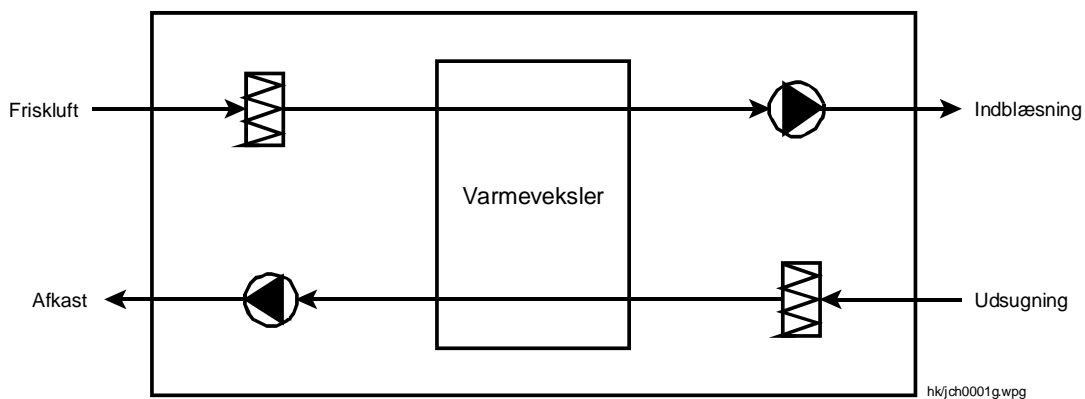
I dette aggregat vil der være mulighed for mindre systemtab i forbindelse med til- og fraløb til ventilatorerne og tilløb til varmeveksleren. Ved tilløbet til ventilatorerne skyldes systemtabet, at luften skal sno sig for at komme ind i indløbet til ventilatoren, og ved udløbet skyldes systemtabet, at varmeveksleren er placeret så tæt på at hastighedsprofilet fra ventilator udløbet ikke kan nå at blive nogenlunde jævnt inden det møder varmeveksleren. For tilløbet til varmevekslerens udsugningsdel optræder der systemtab, idet luften fra ventilatoren på en afstand på ca. 10 cm ikke kan nå at udjævne sig fuldstændigt inden det når varmeveksleren. Dette giver både anledning til et totaltryktab og et tab i varmevekslerens varmeoverføringssevne, idet vekslerens areal ikke udnyttes optimalt.

### **Opsamling på ventilationsaggregat nr. 2**

Generelt for dette ventilationsaggregat har det vist sig at varmeveksleren varmемæssigt har en rimelig energieffektivitet og dermed rimelig temperaturvirkningsgrad. Ventilationsaggregatet har dog en god eleffektivitet, som skyldes de forholdsvis lave tryktab over komponenterne i aggregatet (på trods af bedre filter), og ventilatorens forholdsvis høje totalvirkningsgrad (kun ca. 30 %) sammenlignet med ventilatorer i de øvrige aggregater.

## Ventilationsaggregat nr. 3

Aggregat nr. 3 indeholder 2 ventilatorer med bagudkrummede skovle, 2 filtre og en modstrømsvarmeveksler. Opbygningen af ventilationsaggregatet er skitseret i figur 15.



Figur 15. Opbygning af ventilationsaggregat nr. 3.

I forbindelse med en afdækning af energieffektiviteten af ventilationsaggregatet, hvor de største tab optræder, og hvor de største energisparemuligheder findes er det vigtigt, at kende strømningsvejen gennem aggregatet. Både for frisk- og udsugningsluften gælder det at strømningsvejen følger nedenstående punkter:

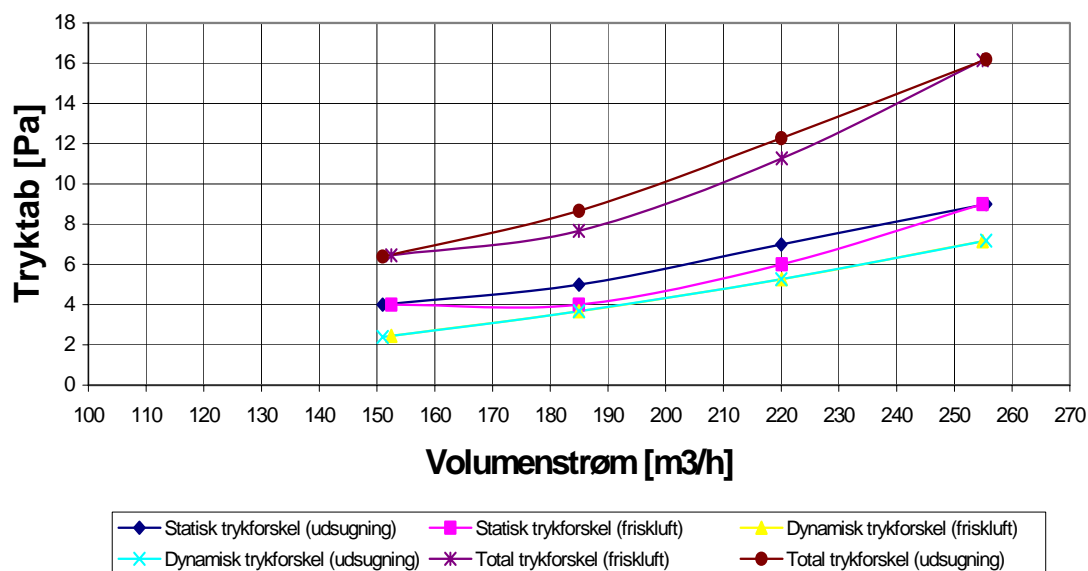
1. Indløb til aggregat
2. Gennem filter
3. Gennem varmeveksler
4. Gennem ventilator
5. Udløb til aggregatet

Til fastlæggelse af energiforbruget og –sparepotentialer gengives der i det efterfølgende resultater fra målingerne udført på aggregatet. Sammen med målingerne vil der være nogle kommentarer til energioptimeringsmuligheder, ligesom størrelsen af tabet bliver vurderet.

### Indløb til aggregatet

Ved luftens indløb til ventilationsaggregatet, både på frisk- og udsugningsluftssiden, er der en kraftig arealudvidelse fra indløbsrøret med en diameter på  $\varnothing 160$  mm. Fra rørarealet på  $0,020 \text{ m}^2$  sker der først en arealudvidelse til et areal på  $0,46 \text{ m}^2$ , hvorefter der kort efter sker endnu en arealudvidelse til  $0,087 \text{ m}^2$ . Dette giver et totalt arealforhold på 4,35. Ud over den store arealudvidelse, har luftstrømningen også en meget kort strækning til at udvide sig på. I figur 16 er det statiske, det dynamiske og det totale tryktab over ventilationsaggregatets indløb vist.

## Trykfald over indløb



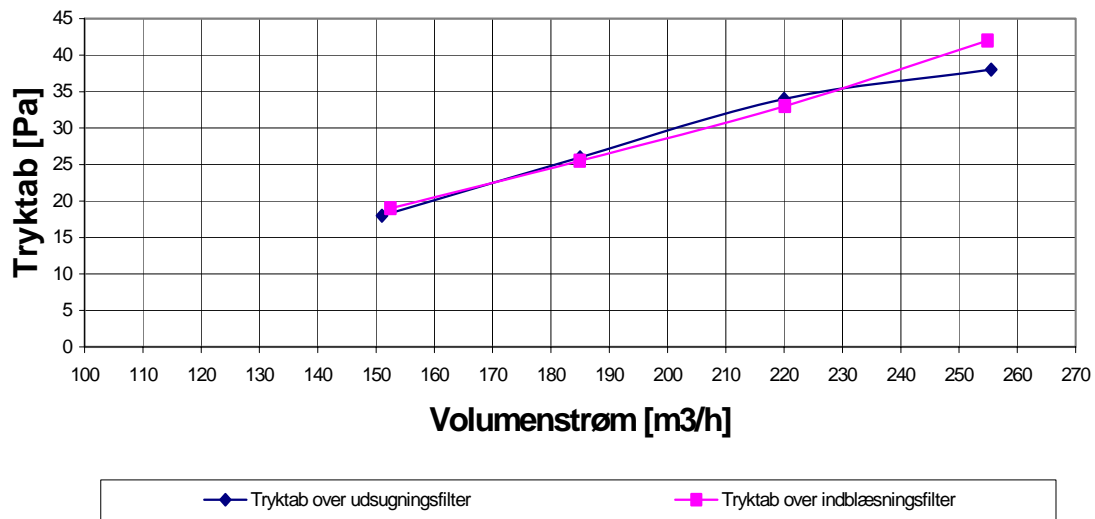
Figur 16. Statisk, dynamisk og total tryktab over indløb for henholdsvis aggregatets indblæsnings- og udsugningsdel.

Som det ses af figur 16 er der et totalt tryktab mellem 6 og 16 Pa over indløbet til ventilationsaggregatet, hvilket er relativt meget. En del af dette tryktab kan være undgået ved en fornuftig opbygning af indløbsforholdene til aggregatet. Da aggregatet er meget kompakt, vil det dog være umuligt at opnå bedre indløbsforhold indenfor aggregatets fysiske rammer.

### Filtrene

Når luften har passeret indløbet møder luften som det næste filtret. Tryktabet over filtrene i ventilationsaggregatet er vist i nedenstående graf. For at undgå at ødelægge aggregatet er tryktabet over filteret kun målt indirekte som differensen mellem tryktabet over varmeveksleren inkl. filter og varmeveksleren ekskl. filter, hvilket kan give anledning til øget måleusikkerhed.

## Trykfald over filter



Figur 17. Tryktab over indblæsnings- og udsugningsfilter i aggregat nr. 1.

Som det ses ligger tryktabet mellem 17 og 42 Pa.

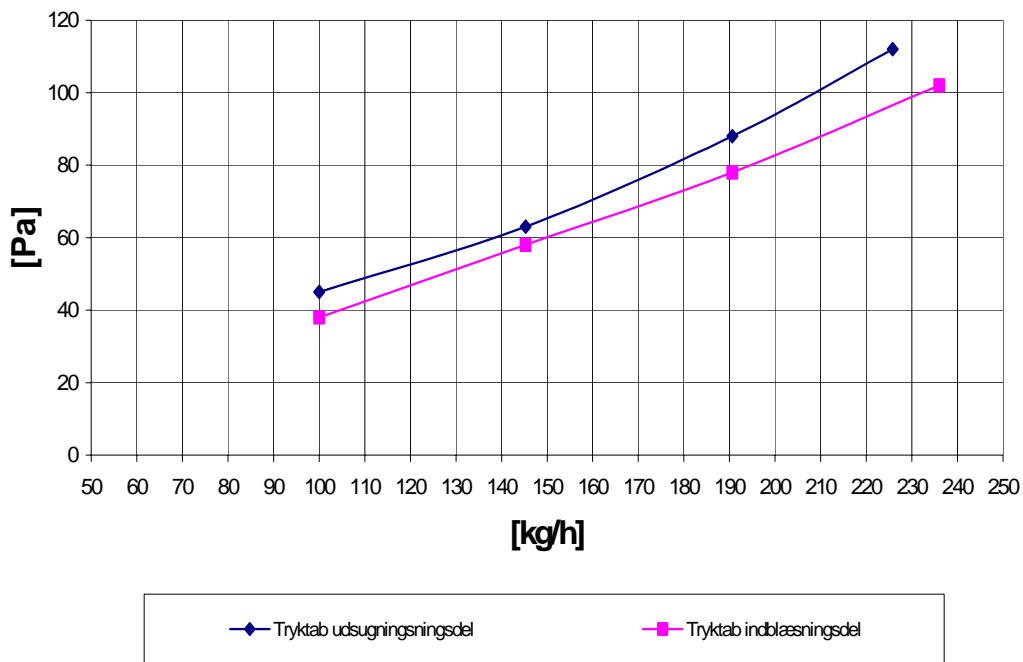
### Varmeveksleren

Varmeveksleren giver anledning til to interessante problemstillinger i forbindelse med undersøgelse af ventilationsaggregaternes energieffektivitet, nemlig vekslersens temperaturvirkningsgrad og tryktabet over veksleren. Disse to forhold er undersøgt nærmere i det efterfølgende.

### Tryktab

Varmeveksleren i et ventilationsaggregat er normalt den komponent, der giver anledning til det største tryktab. Derfor er det væsentligt at være opmærksom på dette tryktab og eventuelle muligheder for at minimere det. Nedenfor er der vist en graf over tryktabet i ventilationsaggregatet som funktion af volumenstrømmen gennem aggregatet.

## Tryktab over vekslers



Figur 18. Tryktab over varmeveksleren for henholdsvis indblæsnings- og udsugningsdelen.

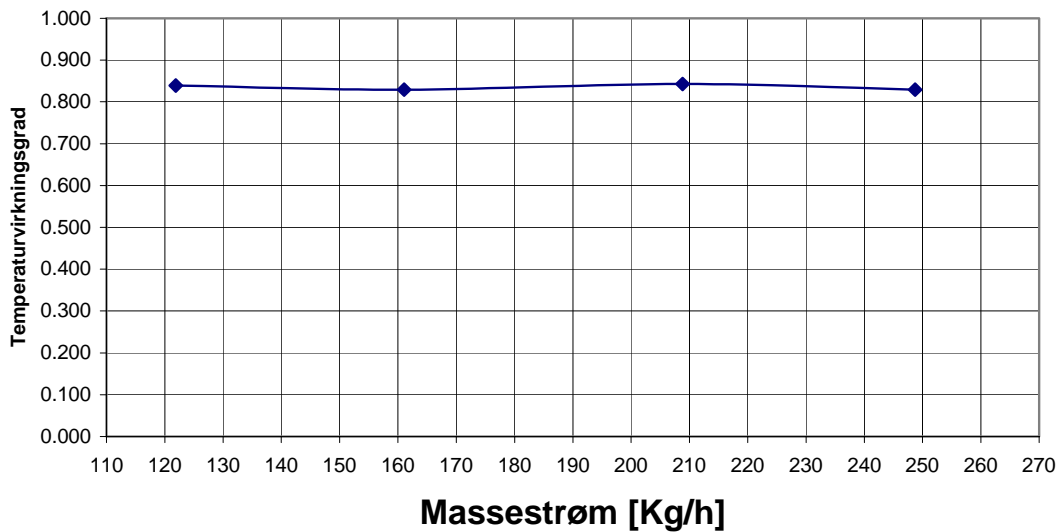
Af figur 18 ses det, at tryktabet over varmeveksleren går fra ca. 40 Pa ved et volumenstrøm på omkring 100 m<sup>3</sup>/h til ca. 110 Pa ved en volumenstrøm på ca. 230 m<sup>3</sup>/h. Disse tryktab vil være et at de steder hvor det kan tages fat, hvis aggregatets effektivitet ønskes forbedret. Tryktabet over varmeveksleren vil kunne reduceres ved at vælge en større varmeveksler af samme type, således at strømningshastighederne i veksleren bliver mindre. Forbedrede strømningsmæssige indbygningsforhold for veksleren kan også give anledning til et mindre tryktab. Begge forslag giver også anledning til en højere temperaturvirkningsgrad, i form af henholdsvis et større overfladeareal og henholdsvis mere jævnt fordelt belastning af veksleren.

### Temperaturvirkningsgrad

For at ventilationsaggregatet skal have en god ”varmeeffektivitet” er det væsentligt med en god varmeveksler, der har en høj temperaturvirkningsgrad. Varmevekslerens godhed/temperaturvirkningsgrad er dog ikke den eneste faktor, der har betydning for aggregatets varmeeffektivitet. Aggregatets isolering og varmevekslerens indbygningsforhold har også en betydning. Isoleringen har betydning for varmetabet til omgivelserne, og dårlige indbygningsforhold kan betyde at der er en skæv fordeling af varmevekslerens belastning med en mindre reel temperaturvirkningsgrad til følge.

Temperaturvirkningsgraden for modstrømsvarmeveksleren, der er indbygget i dette aggregat, kan ses af figur 19.

## Temperaturvirkningsgrad



Figur 19. Temperaturvirkningsgrad som funktion af massestrømmen for varmeveksler indbygget i ventilationsaggregat nr. 3.

Som det ses af figur 19 har varmeveksleren i dette aggregat en næsten konstant temperaturvirkningsgrad (84 %) i aggregatets volumenstrømsområde. Den høje temperaturvirkningsgrad betyder, at det reelt ikke er nødvendigt med en varmeplade for at varme indblæsningsluften op til den ønskede/nødvendige indblæsningstemperatur.

Anvendelsen af disse meget effektive varmevekslere kan i Danmark give anledning til tilsligningsproblemer i vinterperioden, hvor udendørstemperaturen kommer under  $0^{\circ}\text{C}$ . Problemet opstår fordi den høje temperaturvirkningsgrad bevirker, at temperaturdifferensen mellem afkast- og indsugningsluften kun ligger omkring 2 K. Dette betyder, at der er mulighed for dannelse af is i varmevekslerens afkast, når udeluftens temperatur kommer under  $-2^{\circ}\text{C}$ .

For at undgå isdannelse er ventilationsaggregatet forsynet med en temperaturføler og en regulering, der i princippet sikrer at afkastluftens ikke kommer under  $3^{\circ}\text{C}$ . Reguleringen foretages ved at indblæsningsluftstrømmen reguleres ned således, at den kolde luftstrøm bliver mindre end den varme luftstrøm (afkast-/udsugningsluftstrømmen), hvilket betyder at afkastluften nedkøles mindre og en temperatur på ca.  $3^{\circ}\text{C}$  kan holdes i afkastluften.

Det forhold at der foretages en nedregulering af indblæsningsluftstrømmen i forhold til udsugningsluftstrømmen betyder, at der opstår en ubalance med et "luftunderskud" i den ventilerede bygning. Derfor suges der udeluft ind i bygningen fra revner og sprækker mm. (herefter kaldet lækageluft). Lækageluften, der ikke går gennem varmeveksleren, skal også opvarmes. Dette må ske ved hjælp af radiatorer eller lignende. Således bliver varmevekslerens "egentlige temperaturvirkningsgrad" i vinterperioder med udendørstemperaturer under  $0^{\circ}\text{C}$  væsentligt mindre end virkningsgraderne, der fremgår af figur 6. Betydningen af den mindre "egentlige temperaturvirkningsgrad" er begrænset, idet temperaturen kun er under  $0^{\circ}\text{C}$  i 15% af året og under  $-5^{\circ}\text{C}$  i 3% af året //SBI-Rapport 155//. Den præcise betydning er af-



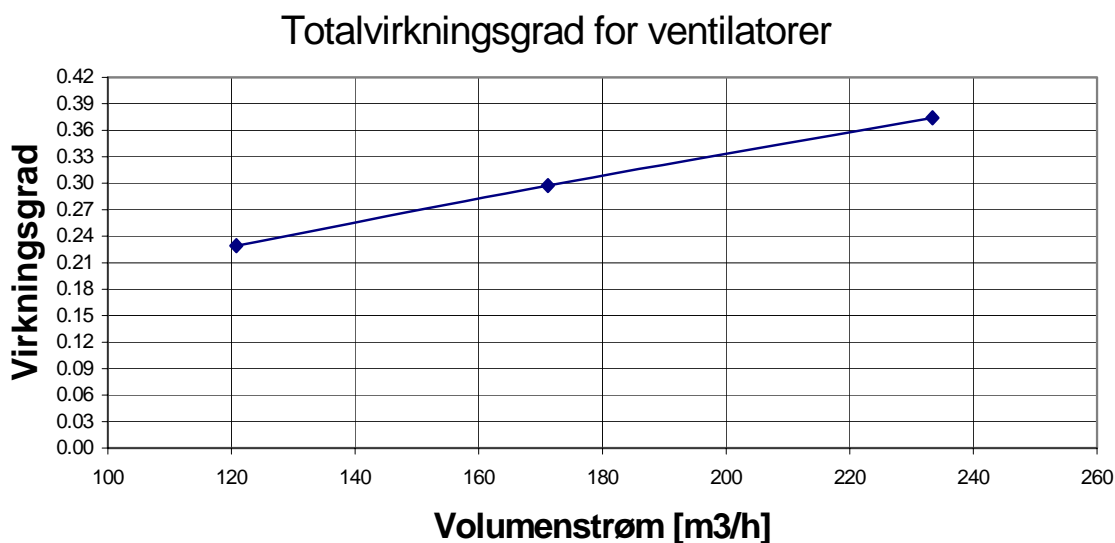
hængig af luftens tilladelige overtemperatur i forhold til de 3°C. Betydningen hvor der reguleres efter en konstant temperatur på 3 °C i afkastluften er vist i kapitel ”Samlet vurdering af aggregaterne”.

### Ventilatorerne

I dette ventilationsaggregat er der anvendt to ventilatorer med bagudkrummede skovle, der er drevet af DC-motorer. Ventilatorerne er indbygget i aggregatets hus, som således også anvendes til ventilatorhus. Indblæsnings- og udsugningsventilatorerne er begge placeret nedstrøms i forhold til varmeveksleren, således at disse suger luften gennem aggregatet. Placeringen af ventilatorerne fremgår af figur 1.

Placeringen af indblæsningsventilatoren efter varmeveksleren er fornuftig, idet energi- og varmetabet fra ventilatoren udnyttes til opvarmning af indblæsningsluften. Ud fra et tilsvarende synspunkt havde det været fordelagtigt at placere udsugningsventilatoren opstrøms (udsugningssiden, se figur 15) i forhold til varmeveksleren, således at energi- og varmetabet udnyttes til opvarmning af udsugningsluften inden den passerer varmeveksleren. Herved har udsugningsluften en højere temperatur ved indstrømningen til varmeveksleren, hvilket betyder at det også er muligt at opnå en højere temperatur på indblæsningsluften. Måles temperaturvirkningsgraden udenfor aggregatet betyder en korrekt placering af ventilatorerne en højere ”egentlig temperaturvirkningsgrad”.

Ventilatorernes totalvirkningsgrad inkl. eventuelt systemtab og elektroniktabel fremgår af figur 20.



Figur 20. Totalvirkningsgrad for ventilator, hvor motortabet, effektoptaget i elektronikken og systemtabet indgår som en del af totalvirkningsgraden. Trykstigningen over ventilatoren ved den maksimale volumenstrøm på 227 m<sup>3</sup>/h var 236 Pa. De øvrige målepunkter er fremkommet ved at nedregulere omdrejningstallet ved anvendelse af den indbyggede regulering.

Det forhold at motortabet, effektoptaget i elektronikken, samt systemtabet indgår i ventilatorens totalvirkningsgrad medfører en lavere totalvirkningsgrad end hvis ventilatoren blev målt under ideelle forhold. Disse målinger giver dog et mere reelt billede set ud fra en bru-

gers synspunkt. Som det ses af figuren er ventilatorernes totalvirkningsgrad nogenlunde, med en mindste værdi på ca. 23% ved en volumenstrøm på ca. 120 m<sup>3</sup>/h og en største værdi på ca. 37% ved en volumenstrøm på 235 m<sup>3</sup>/h.

Ved dette aggregat var det ikke muligt at måle ventilatorens totalvirkningsgrad under ideelle til- og fraløbsforhold, idet ventilatorens hus var en fast integreret del af aggregatet.

Selv om ventilatorerne i dette aggregat giver de højeste målte virkningsgrader, er der stadig mulighed for forbedring. En umiddelbar uhensigtsmæssighed ved ventilatorerne er et forholdsvis stort spaltetab ved indløbet til ventilatorerne. Ligeledes er placeringen af ventilatorerne ikke optimal. Således formodes der at være et systemtab ved ventilatorernes indløb, idet disse er placeret tæt på varmeveksleren. Ligeledes er der mulighed for systemtab ved ventilatorernes udløb, idet der ikke er anvendt et udløb, der på fornuftig vis leder strømmingen over i aggregatets runde afkastør.

### **Generelt for aggregatet**

I dette afsnit er der en generel gennemgang af forskellige andre faktorer, der har betydning i forbindelse med vurdering af ventilationsaggregatets energieffektivitet. Områderne, der vil blive behandlet er aggregatets isolering, lækage og eleffektivitet. Ligeledes vil der være en vurdering af systemtabene, der optræder i aggregatet og hvordan disse kan reduceres.

### **Isolering**

I dette aggregat er der anvendt ca. 25 mm isolering, hvilket er normalt. Betydningen af isoleringen vil afhænge af placeringen af aggregatet. Placeres aggregatet i kolde omgivelser, der ikke skal opvarmes (udendørs, på loftet e.lign.), vil en lav isolering medføre øget varmetab til omgivelserne, hvorved aggregatets "egentlige temperaturvirkningsgrad" reduceres. Placeres aggregatet i et rum, der alligevel skal opvarmes, vil lav isolering ikke have væsentlig betydning.

### **Lækage**

Energimæssigt behøver en lækage i et ventilationsaggregat ikke at være negativ. Den energimæssige betydning af lækagen afhænger af hvorfra og hvortil lækagen forløber. Den procentvise størrelse af lækagerne i ventilationsaggregatet er afhængig af "hullernes"/strømningsvejenes placering og trykforholdet over disse strømningsveje.

Der er foretaget en måling af lækagen i aggregatet. Lækagemålingen er foretaget ved hjælp af en sporgasmåling, hvor der blot tilsættes en kendt referencekoncentration af sporgas til den ene luftstrøm ind i ventilationsaggregatet. Ved målingerne er volumenstrømmen i indblæsnings- og udsugningsretningen ens. Lækagen kan nu måles som sporgaskoncentrationen i udblæsningsluftstrømmen fra aggregatet, som ikke burde indeholde sporgas i forhold til referencekoncentrationen. Måling af lækage på denne måde betyder, at lækagen måles i en situation, der så vidt muligt svarer til den virkelige driftssituation.

For dette aggregat er der målt en lækage på 3,3 %, hvilket er forholdsvis meget. En nærmere undersøgelse af ventilationsaggregatet, hvor frontpladen inkl. by-pass spjældet erstattes med en plexiglasplade, og den ene luftstrøm tilsat røg viser ikke nogle nævneværdige utætheder inde i aggregatet. Dette betyder, at størstedelen af lækagen på de 3,3 % kommer fra by-pass spjældet.

Ud til omgivelserne var ventilatoraggregatet generelt tæt. Dog var der stor utæthed i forbindelse med indsatsen af filtrene. Her er der mulighed for forbedring.

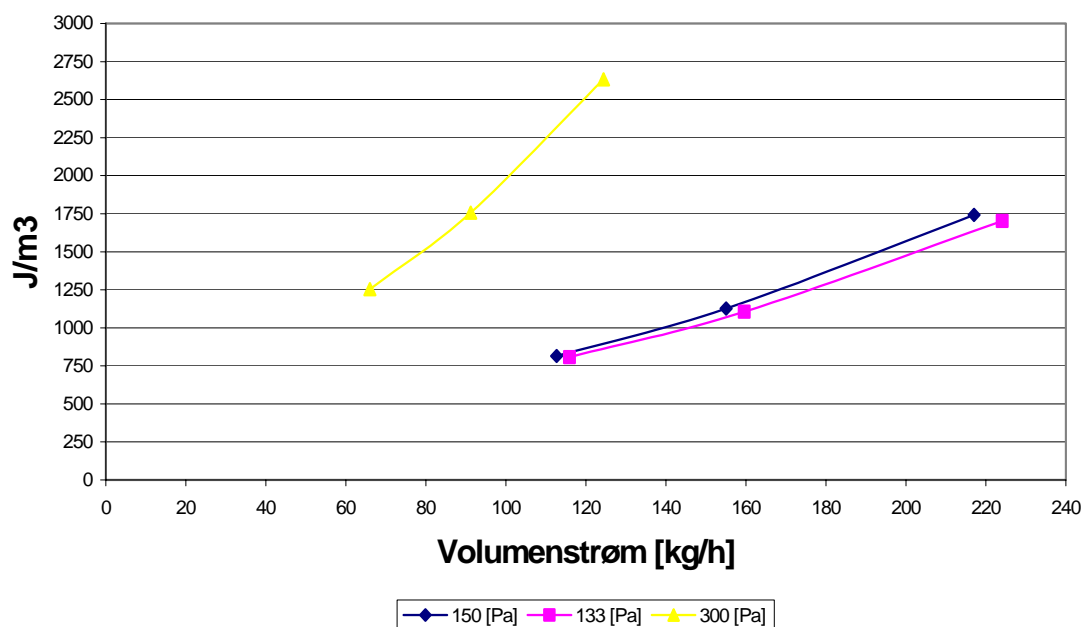
### Eleffektivitet (SEL)

I bygningsreglementet kapitel 12.3 stk. 9 er der opstillet følgende krav til ventilationsanlæggets eleffektivitet (SEL) i forbindelse med ventilation af bygninger (dog ikke anlæg tilknyttet industriprocesser og anlæg uden mekanisk udelufttilførsel):

- Eleffektiviteten må ikke overstige  $2500 \text{ J/m}^3$  ved anlæg med konstant luftydelse
- Eleffektiviteten må ikke overstige  $3200 \text{ J/m}^3$  for anlæg med variabel luftydelse

For ventilationsaggregater af den type der er undersøgt her, vil det eksterne modtryk i kanalsystem mm. normalt være omkring 150 Pa. Med dette som udgangspunkt er eleffektiviteten målt med nedenstående resultat.

### SEL som funktion af volumenstrøm



Figur 21. Ventilationsaggregatets eleffektivitet ved et eksternt modtryk på 150 Pa.

For ventilationsaggregater af den type der er undersøgt her, vil det eksterne modtryk i kanalsystem mm. normalt være omkring 150 Pa. Som det ses af figur 21, har dette ventilationsaggregat en god/lav eleffektivitet ved modtrykket på 150 Pa, ligesom ved et eksternt modtryk på 122 Pa. Eleffektiviteten ligger omkring  $800 \text{ J/m}^3$  ved en volumenstrøm på ca.  $110 \text{ m}^3/\text{h}$ , og omkring  $1750 \text{ J/m}^3$  ved volumenstrøm på ca.  $220 \text{ m}^3/\text{h}$ . Med udgangspunkt i disse eleffektiviteter ses det, at dette ventilationsaggregat normalt ikke vil have problemer med at opfylde Bygningsreglementets regler, endda i det tilfælde hvor der ikke er regulering på ventilationsaggregatet.

Målingen ved et eksternt modtryk helt oppe på 300 Pa, vil ventilationsaggregatet endda kunne overholde Bygningsreglementets krav (ved variabel luftmængde).

Den forholdsvis lave SEL-værdi for dette aggregat, skal findes i den relative høje totalvirkningsgrad for ventilatorerne sammenlignet med ventilatorerne for de øvrige aggregater. Tryktabene over aggregatets komponenter er nemlig ikke specielt lave.

### Systemtab

Systemtab opstår når komponenter ikke installeres under ideelle til- og fraløbsforhold. Da ventilationsaggregater ofte er opbygget meget kompakte, er der stor sandsynlighed for at der opstår systemtab, specielt hvis dette ikke tages med i overvejelserne under design af ventilationsaggregatet.

For dette ventilationsaggregat skal der specielt gøres opmærksom på muligheden for systemtab i forbindelse med indløb til varmeveksleren og ventilatorerne. I begge tilfælde vil systemtab opstå, da strømmingen ikke har tid til at udvikle sig inden den når henholdsvis ventilatoren og varmeveksleren.

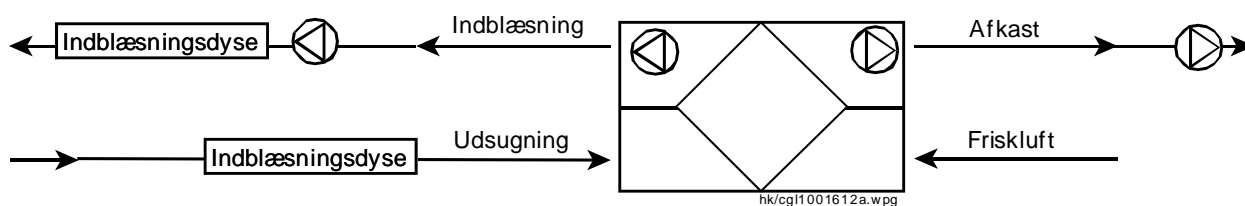
### Opsamling på ventilationsaggregat nr. 3

Generelt for dette ventilationsaggregat har det vist sig, at varmeveksleren varmemæssigt har en god energieffektivitet og dermed høj temperaturvirkningsgrad. Aggregatets eleffektivitet er ligeledes forholdsvis god/lav, hvilket betyder at det samlede energiforbrug er fornuftig, men ikke lavt nok til at opfylde samme lave CO<sub>2</sub>-udledning som ved naturlig ventilation.

## Ventilationsaggregat nr. 4

### Opstilling

Aggregatet er opbygget som vist i figur 22.



Figur 22. Skitse over aggregat nr. 1.

Som det ses af figuren består aggregatet af en indblæsningsdel og en udsugningsdel. Både gennem indblæsnings- og udsugningsdel er luftens vej som følger:

1. Indløb til aggregat
2. Gennem filter
3. Gennem modstrømsvarmeveksler
4. Gennem F-hjulsventilator

## 5. Ud af aggregatet

For at afdække forholdene i dette eksisterende aggregat er der foretaget følgende målinger:

- Måling af tryktab over aggregatets forskellige komponenter
- Måling af varmevekslerens tørre temperaturvirkningsgrad
- Måling af aggregatets eleffektivitet
- Måling af lækage

### Målinger

I forbindelse med opstillingen af aggregatet har det vist sig at aggregatet har en række utætheder, som så vidt muligt er blevet tætnet, inden der er foretaget målinger (lækagemåling undtaget).

Måling af temperaturvirkningsgraden er foretaget ved at suge luft med eksterne ventilatorer fra henholdsvis aggregatets indblæsnings og afkasts åbning. Inden tilslutning til aggregatet er der monteret en lige tilløbsstrækning på 10 gange rørdiameteren, for at sikre gode tilløbsforhold. De resterende målinger er foretaget med aggregatets egne ventilatorer.

Forsøgsopstillingen er vist på figur 23.



Figur 23. Billede af forsøgsopstilling med aggregat nr. 1

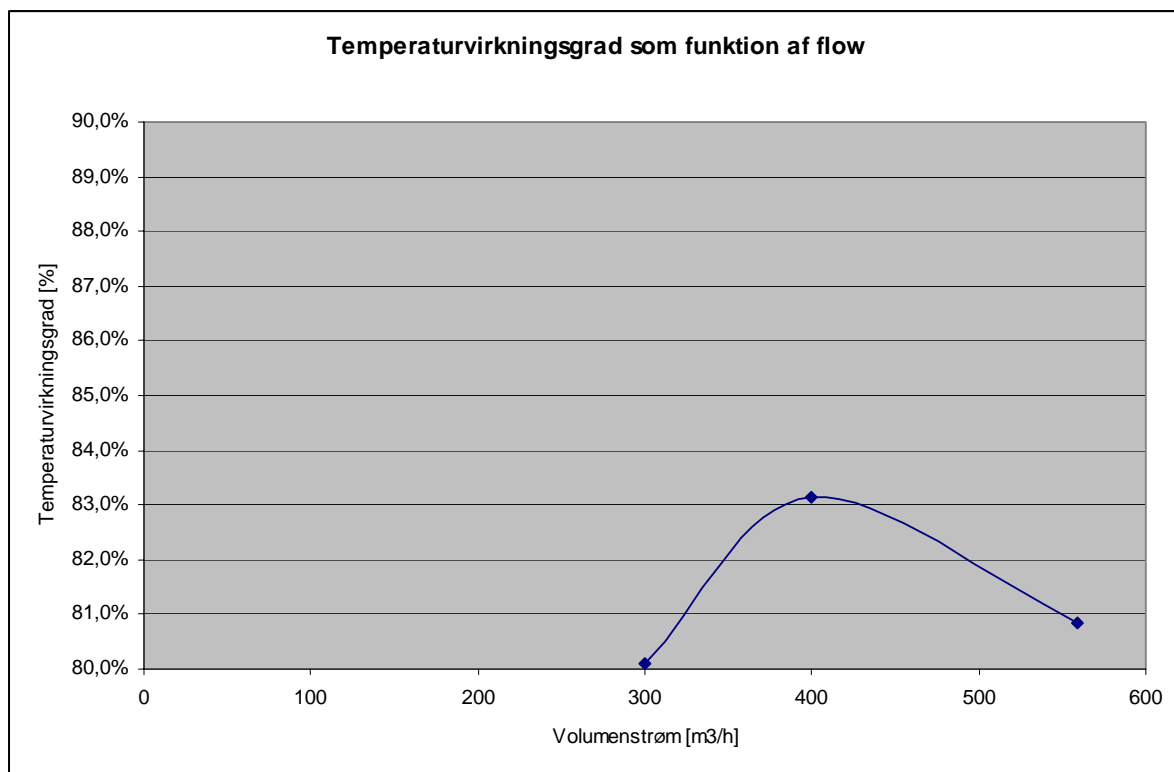
### Måling af varmevekslerens temperaturvirkningsgrad

Måling af temperaturvirkningsgraden er foretaget ved at måle temperaturen i henholdsvis udsugningen ( $T_1$ ), afkastet ( $T_2$ ) og friskluften ( $T_3$ ). Temperaturvirkningsgraden er målt som en tør (uden kondensering i varmeveksleren) ved tre forskellige volumenstrømme, dog med ens volumenstrøm i indblæsnings- og udsugningsdelen.

Temperaturforskellen mellem indblæsnings- og udsugningsvolumenstrømmen er opnået ved at anvende kølet luft ( $1-2^{\circ}\text{C}$ ) i friskluftindtaget samt opvarmet luft udsugningsåbningen på ( $24-25^{\circ}\text{C}$ )

Måleproceduren for målingerne har været, at sende de to volumenstrømme gennem ventilationsaggregatet, indtil en stationær tilstand er opnået. Når den stationære tilstand er opnået er der målt en middelværdi efter henholdsvis efter 5, 10 og 15 minutter.

Temperaturvirkningsgraden er målt ved henholdsvis 300, 400 og 560 m<sup>3</sup>/h med en middelværdi på ca. 82%. Resultatet af målingerne fremgår af nedenstående graf:



Figur 24. Den tørre temperaturvirkningsgrad som funktion af volumenstrømmen.

Som det fremgår af figur 24 er temperaturvirkningsgraden relativ konstant.

## Måling af lækage

Lækagemålingen er foretaget ved, at afspærre aggregatet på henholdsvis udsugnings og frisklufts -siden, hvorefter volumenstrømmen i indblæsningen er målt som traverserende kanal-måling i ø250 mm kanal 15 gange diameteren fra aggregat.

Til målingen er aggregatets eksisterende ventilatorer anvendt og den er foretaget ved anlæggets fulde styrke.

Af målingerne fremgår det at der er en lækage på godt 16% i forhold til max volumenstrøm. Dette er ikke den indbyrdes lækage mellem udsugning/ indblæsning, men derimod et udtryk for aggregatets utætheder til omgivelserne. Den indbyrdes lækage (sporgas måling) mellem udsugning/ indblæsning er ikke målt.



Af røgprøver fremgik det at det var aggregatets samlinger der gav anledning til problemer, hvilket er gengivet på ovenstående billede.



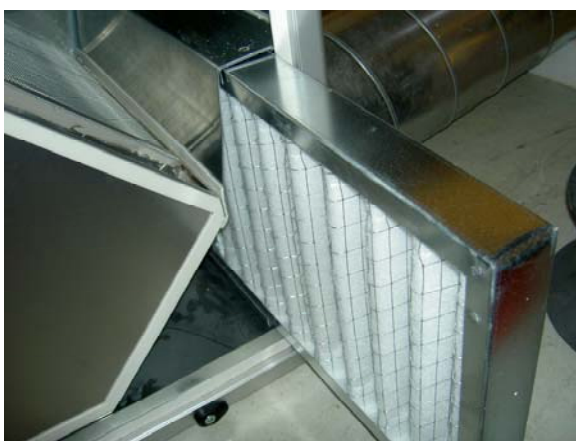
## Diverse observationer



*Spaltetab ved indløb*



*Ventilatorindløb*



*Filter – manglende tætning*



*By-pass*

**Spaltetab:** Afstanden mellem indløb og ventilatorhjul er større end 1-2 mm, hvilket forøger tabet betydeligt.

**Ventilator:** Motor, ledninger mm. fylder meget i indløbet, hvilket giver anledning til tab.

**Filter:** Manglende pakninger ved skydeskinne.

**By-pass:** Lukker ikke 100% tæt ved enderne, hvilket giver anledning til indbyrdes lækage.

**VGV:** Kan ikke udtages til rengøring på grund af by-pass er placeret foran ved åbning.





## **Bilag 2 – Detaljer for beregning af priser for ventilationssystemerne**

Dette bilag indeholder detaljer for beregning af priser for ventilationssystemerne. Komponenterne er alle fra Lindab og er angivet med deres produktkode. Nettoprisen for komponenterne stammer fra LindabPrice, og på baggrund af beregningsmetoden i V&S priskatalog /5/ findes bruttomaterialeprisen (BMP) ud fra nettoprisen med et tillæg på 21% for at dække spild og salær. Arbejdsprisen er vurderet på baggrund af priserne i V&S priskatalog /5/, som den opgivne totalpris minus den opgivne bruttomaterialepris. Tabellen på næste side indeholder de detaljerede prisberegninger.

**Kanalsystem med separate kanaler**

	Komponent	Antal	Nettopris	BMP incl. +21%	Arbejdspris	Arbejde i alt	Samlet
Bøjning	BU10030	9	59	643	104	938	1581
-	BU10090	19	62	1425	104	1981	3406
-	BU12590	1	77	93	112	112	206
-	BU16060	2	109	264	112	223	487
-	BU16090	2	105	254	112	223	477
Endebund	ESU160	2	38	92	104	209	301
Indbl.	KIR100	6	87	632	88	528	1160
Udsugn.	KSU100	3	67	243	88	264	507
-	KSU125	1	80	97	88	88	185
Påstik	PSU160100	10	37	448	379	3790	4237
Reduktion	RCFU125100	1	42	51	104	104	155
Lyddæmper	SLU160600	2	492	1191	289	578	1769
Kanal	SR1001000	60	58	4211	112	6729	10940
-	SR1251000	1	65	79	112	112	191
-	SR1601000	7	79	669	112	781	1450
Taghætte	VHP160250	2	440	1065	530	1060	2125
Total excl. moms				<b>11455</b>		<b>17720</b>	<b>29175</b>
<b>Total incl. moms</b>				<b>14319</b>		<b>22150</b>	<b>36468</b>

**Traditionelt kanalsystem**

	Komponent	Antal	Nettopris	BMP incl. +21%	Arbejdspris	Arbejde i alt	Samlet
Bøjning	BU12545	2	65	157	105	209	367
-	BU12560	2	84	203	105	209	412
-	BU12590	14	77	1304	105	1464	2769
-	BU16060	2	109	264	105	210	474
-	BU16090	3	105	381	105	315	696
Indbl.	KIR125	6	96	697	88	528	1225
Udsugn.	KSU125	4	80	387	88	352	739
Nippel	NPU125	3	39	142	95	285	426
-	NPU160	1	42	51	96	96	147
Reduktion	RCLU160125	4	106	513	128	511	1024
Lyddæmper	SLU160600	2	492	1191	289	578	1769
Kanal	SR1251000	25	65	1966	112	2809	4775
-	SR1601000	24	79	2294	112	2676	4970
T-rør	TCPU125125	1	108	131	104	104	235
-	TCPU160125	5	123	744	104	520	1264
-	TCPU160160	2	133	322	104	208	530
Taghætte	VHP160250	2	440	1065	530	1060	2125
Total excl.moms				<b>11812</b>	<b>2373</b>	<b>12134</b>	<b>23946</b>
<b>Total incl. moms</b>				<b>14765</b>		<b>15168</b>	<b>29933</b>

Tabel 1.

<b>Kanalsystem med separate kanaler</b>					
Komponent	Antal eller m	Pris pr. stk. eller m	I alt	BMP pr. stk. eller m	I alt BMP
Indblæsning 100 (LCA)	6	603	3.618	459	2.754
Udsugning 100 (KSU)	4	180	720	68,95	275,8
Flex160 807	1		0		0
LEPR 200-125	4		0		0
LKR-200-125-564	1	445	445	207	207
Bøjning 100-30	4	196	784	65,75	263
Bøjning 100-90	19	213	4.047	81,4	1.546,6
Bøjning 160-90	1	245	245	111	111
Bøjning 125-90	1	213	213	81,4	81,4
ILM-160	1		0		0
ILU-100	10	492	4.920	38,05	380,5
ILU-160	1	514	514	58,2	58,2
NPU-160	1	157	157	40,3	40,3
Spjæld IBU 100	3		0		0
Kanaler d100	62	186	11.532	51,85	3.214,7
Kanaler d125	1	194	194	59,65	59,65
Kanaler d160	2	203	406	68,5	137
Lyddæmp. 160-600	2	989	1978	593	1.186
Reduk 125-100	1	190	190	60,2	60,2
<b>Total</b>			<b>29.963</b>		<b>10.375,35</b>
<b>Traditionelt kanalsystem</b>					
Komponent	Antal eller m	Pris pr. stk. eller m	I alt	BMP pr. stk. eller m	I alt BMP
Indblæsning 125 (LCA)	6	603	3.618	459	2.754
Udsugning 125 (KSU)	4	180	720	68,95	275,8
Flex 160 479	1		0		0
Flex 160 946	1		0		0
BU-125-90	14	213	2982	81,4	1.139,6
NPU-125	3	154	462	38,05	114,15
NPU-160	2	157	314	40,3	80,6
RCLU-160-125	4	219	876	61,3	245,2
TCPU-125-125	1	249	249	115	115
TCPU-160-125	5	263,5	1.317,5	128,5	642,5
TCPU160-160	2	278	556	142	284
Spjæld IBU 125	1		0		0
Spjæld IBU 160	0		0		0
Kanaler d125	26	186	4.836	51,85	1.348,1
Kanaler d160	19	194	3.686	59,65	1.133,35
Lyddæmp. 160-600	2	989	1.978	593	1.186
<b>Total</b>			<b>17.256,5</b>		<b>9.318,3</b>

Tabel 2. Priser for de to kanalsystemer vurderet på baggrund af priser i V&S-prisbøger på baggrund af styklister fra CADvent.



## Bilag 3 – Strömungs Maschinen

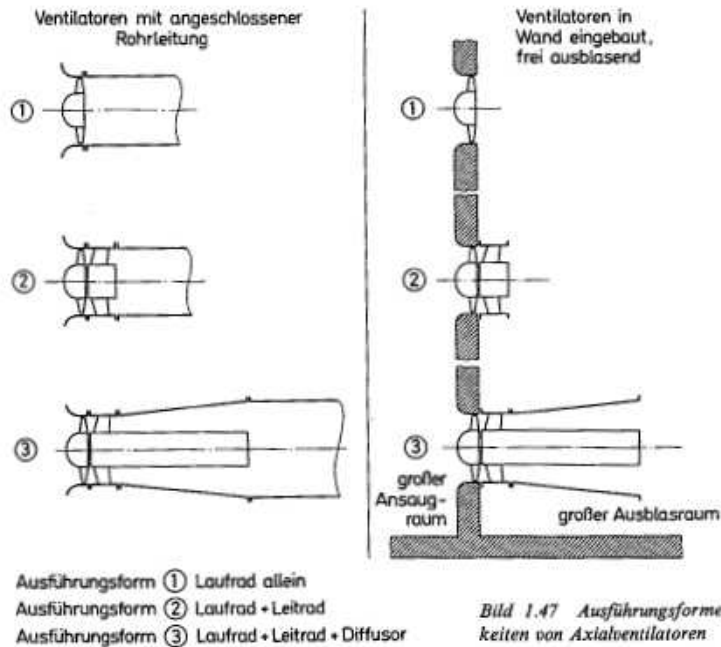
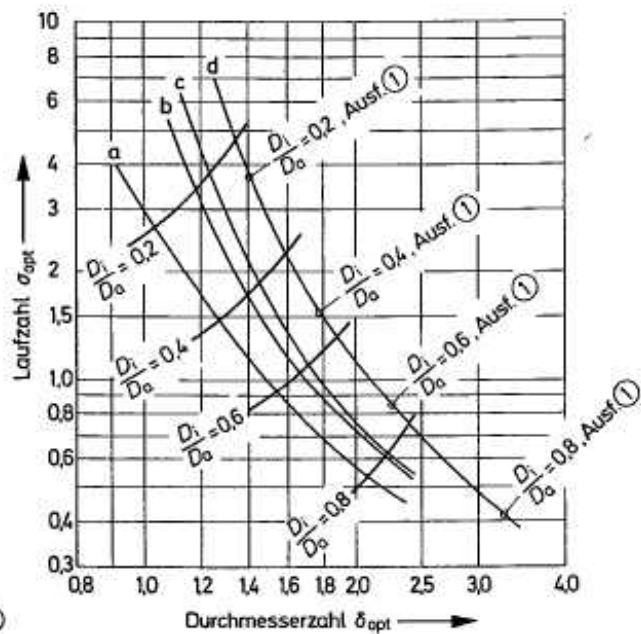


Bild 1.47 Ausführungsformen und Einbaumöglichkeiten von Axialventilatoren

Bild 1.48 Auslegediagramm für Axialventilatoren (nach [1.60])

- a Rohrventilator Ausführungsform ②  
 b Rohrventilator Ausführungsform ③  
 c Wandventilator Ausführungsform ③  
 d Wandventilator Ausführungsformen ① und ②



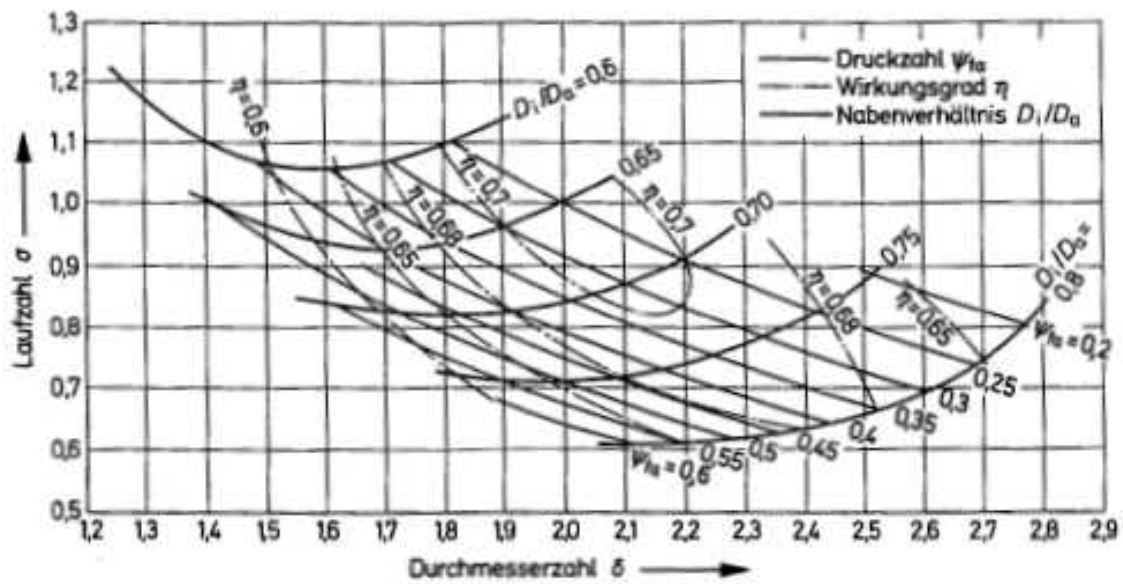


Bild 1.50 Auslegediagramm für freiausblasende Axialventilatoren (nach [1.63])

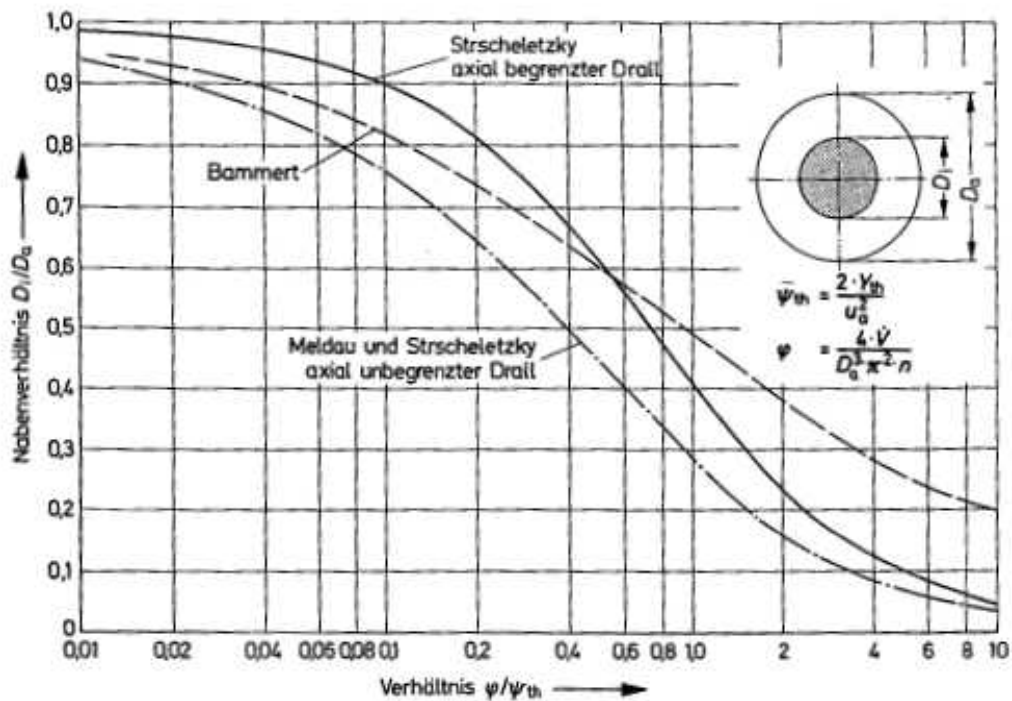


Bild 1.52 Zur Wahl des Naberverhältnisses von Axialventilatoren