

# Design av ventilasjonsvifte

**Halvor Haugsvold**

Master i produktutvikling og produksjon  
Oppgaven levert: Juni 2010  
Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT



# Oppgavetekst

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Design av en ventilasjonsvifte
  - a) Design av hoved dimensjoner på løpehjul, innløp og utløp av en komplett vifte
  - b) Mekanisk detalj design av alle komponenter i en ventilasjons vifte
  - c) Evaluering av nye materialer til produksjon av en ventilasjonsvifte
2. Styrkeberegning av løpehjul
  - a) Benytte FEM-analyse for å finne spenninger i løpehjulet på viften.
3. Nye konsepter for design av en ventilasjonsvifte
  - a) Detaljere løsningene som er foreslått i prosjektoppgaven
  - b) Utarbeide nye løsninger for design av ventilasjons vifter
4. Energi besparelse ved nytt design av ventilasjonssystem
  - a) Dersom det er tid så skal studenten se nærmere på systemet rundt ventilasjonsviften for å evaluere energibesparelse på å endre andre komponenter enn viften
5. Det skal utarbeides en foretningsplan for et nytt selskap som skal designe og selge vifter. Dette skal gjennomføres i samarbeid med Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien.
  - a) Dersom det er tid skal foretningsplanen legges frem i en konkurranse.

Oppgaven gitt: 19. januar 2010

Hovedveileder: Ole Gunnar Dahlhaug, EPT



EPT-M-2010-23

## MASTEROPPGAVE

for  
Halvor Haugsvold  
Våren 2010

### **Design av ventilasjonsvifte** *Design of a ventilation fan*

#### **Bakgrunn**

Nye EU-direktiver legger press på å komme med nye løsninger som gir lavere energi forbruk i bygninger. Da ventilasjon av bygg krever mye energi, vil optimalisering av komponenter i ventilasjon systemene bidra til lavere energi forbruk. Det er behov for 8000 nye vifter til slike ventilasjon system hver år i Norge alene. I tillegg kommer utskifting av eldre vifter fra 30000 norske næringsbygg hvert år. Dersom det er mulig å redusere energi forbruket fra viftene vil dette gi en betydelig energi besparelse samtidig som det blir lettere å nå kravene fra flere direktiver som krever lav energi forbruk i bygninger.

Dette prosjektet vil ta sikte på designe en ny vifte som kan benyttes i ventilasjon systemer i store bygninger.

#### **Mål**

Design av ventilasjons vifte.

#### **Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:**

1. Design av en ventilasjonsvifte
  - a. Design av hoved dimensjoner på løpehjul, innløp og utløp av en komplett vifte
  - b. Mekanisk detalj design av alle komponenter i en ventilasjons vifte
  - c. Evaluering av nye materialer til produksjon av en ventilasjonsvifte
2. Styrkeberegning av løpehjul
  - a. Benytte FEM-analyse for å finne spenninger i løpehjulet på viften.
3. Nye konsepter for design av en ventilasjonsvifte
  - a. Detaljere løsningene som er foreslått i prosjektoppgaven
  - b. Utarbeide nye løsninger for design av ventilasjons vifter
4. Energi besparelse ved nytt design av ventilasjonssystem
  - a. Dersom det er tid så skal studenten se nærmere på systemet rundt ventilasjonsviften for å evaluere energibesparelse på å endre andre komponenter enn viften
5. Det skal utarbeides en foretningsplan for et nytt selskap som skal designe og selge vifter. Dette skal gjennomføres i samarbeid med Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien.
  - a. Dersom det er tid skal foretningsplanen legges frem i en konkurranse.

Hovedoppgaven gjennomføres i samarbeid med Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien.

---- " ---

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 12. januar 2010



Olav Bolland  
Instituttleder



Ole G. Dahlhaug  
Faglærer/veileder

# Forord

Denne masteroppgaven er utført våren 2010 ved NTNU, Fakultetet for Ingeniørvitenskap og Teknologi, Institutt for Energi- og Prozessteknikk, Vannkraftlaboratoriet av stud.techn. Halvor Haugsvold.

Oppgaven omhandler utvikling av mer energieffektive ventilasjonsvifter.

Jeg vil rette en stor takk til min veileder, professor Ole Gunnar Dahlhaug, for hans positive holdning som har inspirert og motivert meg. Jeg vil også takke Kjell Erik Lien og Sondre Nenseter for et lærerikt samarbeid.

Til slutt vil jeg rose det gode studiemiljøet på Vannkraftlaboratoriet.

Halvor Haugsvold

Trondheim, juni 2010





# Sammendrag

For å møte nye, strengere krav til energibruk i næringsbygg og ha mulighet til å realisere Zero Emission Buildings, er det nødvendig med en forbedring av konstruksjon og drift av ventilasjonssystem. Ventilasjonsvifter står alene for 17 % av total energibruk i et typisk nordisk kontorbygg, og vifter vil ikke kunne dra nytte av den kommende overgangen til bruk lavkvalitets fornybar energi i næringsbygg. En forbedring av virkningsgraden til vifter representerer derfor et enormt potensial for energibesparelser.

Målet med denne oppgaven var å designe en mer energieffektiv viftetype til bruk i næringsbygg, utføre styrkeberegning på et vifteløpehjul og skrive en forretningsplan for kommersialiseringen av mer energieffektive vifter.

Den nye viftetypen som er designet, kompaktviften, består av et sentrifugalløpehjul med en omsluttende diffusor uten blader, med motor integrert i løpehjulet. CFD-simuleringer viser at kompaktviften har en 5,4 % bedre virkningsgrad i bestpunkt sammenlignet med referanseviften. Diffusoren designet til kompaktviften gir en virkningsgradsøkning på 13,2 % i gjennomsnitt for testkjøringer med prototyp av første generasjons-design av løpehjul. For CFD-simuleringer av andregenerasjonsdesign av løpehjul til kompaktviften utgjør diffusoren en virkningsgradsøkning på 15,2 %.

Kompaktviften er betraktelig kortere enn referanseviften, det muliggjør en reduksjon av lengde på ventilasjonsaggregat.

Løpehjulet har ingen kritiske sikkerhetsfaktorer for noen av de fire materialene simulert, det indikerer at et lettere og tynnere løpehjuldesign er mulig.

Prosjektets deltagere går ikke videre med utvikling og bedriftsetablering, da kompaktviftens fordeler blir ansett som for marginale.



# Summary

To meet new, stricter demands for energy usage in commercial buildings and have the opportunity to realize Zero Emission Buildings, an improvement of the construction and operation of the ventilation systems is required. Fan energy constitutes for about 17% of the total energy use in a typical Nordic office building, and fans will not take advantage of the upcoming transition to use of low quality renewable energy in commercial buildings. Following, an improvement in fan efficiency represents a huge potential for energy savings.

The aim of this thesis was to design a more energy efficient fan type for use in commercial buildings, perform strength assessment of a fan impeller design, and write a business plan for the commercialization of more energy-efficient fans.

The new type of fan designed, the compact fan, consists of a centrifugal impeller with a surrounding diffuser without blades, the motor is integrated in the impeller. CFD simulations show that the compact fan has a 5.4% higher efficiency than the reference fan. The diffuser designed for the compact fan gives an efficiency increase of 13.2% on average for test runs with a prototype of the first design of the impeller. For the CFD simulations of second-generation design of the impeller to the compact fan, the diffuser gives an efficiency increase of 15.2%.

The compact fan is considerably shorter than the reference fan, which enables a reduction in the total length of the air handling unit.

The centrifugal impeller has no critical safety factors for any of the four simulated materials, which indicates that a lighter and slimmer impeller design is possible.

The project participants do not go ahead with business development, as the compact fan's benefits are considered too marginal.



# Innholdsfortegnelse

<b>FORORD</b> .....	<b>I</b>
<b>SAMMENDRAG</b> .....	<b>III</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>V</b>
<b>INNHALDSFORTEGNELSE</b> .....	<b>VII</b>
<b>FIGURLISTE</b> .....	<b>XI</b>
<b>TABELLISTE</b> .....	<b>XIII</b>
<b>SYMBOLLISTE</b> .....	<b>XV</b>
<b>KAPITTEL 1    INNLEDNING</b> .....	<b>1</b>
1.1    MOTIVASJON .....	1
1.2    MÅL MED OPPGAVEN .....	1
<b>KAPITTEL 2    BAKGRUNN</b> .....	<b>2</b>
2.1    TIDLIGERE ARBEIDER.....	2
2.2    VENTILASJON .....	4
2.2.1    Ventilasjonssystem og krav til energibruk.....	4
2.2.2    Energibruk til vifter.....	5
<b>KAPITTEL 3    TEORI</b> .....	<b>7</b>
3.1    VIFTETEORI.....	7
3.1.1    Viftetyper.....	7
3.1.2    Virkningsgrad .....	8
3.1.3    Hastighetsdiagram sentrifugalvifte.....	9
3.1.4    Vifte- og systemkarakteristikk.....	10
3.1.5    SFP-faktor.....	12
3.1.6    Energifordeling i vifte med diffusor på utløpet .....	13
3.2    DIFFUSORTEORI.....	14
3.3    STYRKEBEREGNINGSTEORI .....	17
3.3.1    Krefter .....	17

3.3.2	<i>Sentripetalkrefter</i> .....	19
3.3.3	<i>Trykkforskjell over bladene i løpehjulet</i> .....	23
<b>KAPITTEL 4</b>	<b>VIFTEDESIGN</b> .....	<b>25</b>
4.1	IDÉ TIL NY VIFTETYPE.....	25
4.2	DESIGN FRA TIDLIGERE ARBEID.....	26
4.3	REFERANSEVIFTE/KRAV .....	27
4.4	LØPEHJUL.....	28
4.5	MOTOR .....	29
4.5.1	<i>RIM-motor</i> .....	30
4.5.2	<i>Wheel-motor</i> .....	31
4.5.3	<i>Motorvalg</i> .....	32
4.6	VIFTEDELER .....	33
4.7	DIFFUSOR VED UTLØPET AV LØPEHJULET .....	34
4.7.1	<i>Bakgrunn</i> .....	34
4.7.2	<i>Diffusor med blader</i> .....	35
4.7.3	<i>Diffusor uten blader</i> .....	42
4.7.4	<i>Diffusorvalg</i> .....	46
4.8	MATERIALVALG TIL KOMPAKTVIFTEN .....	47
4.8.1	<i>Andregenerasjon diffusor-prototyp</i> .....	48
4.9	RESULTAT VIFTEDESIGN .....	50
<b>KAPITTEL 5</b>	<b>STYRKEBEREGNING AV LØPEHJUL</b> .....	<b>53</b>
5.1	INTRODUKSJON: .....	53
5.2	LØPEHJUL.....	53
5.3	MATERIALER.....	53
5.4	OVERSLAGSBEREGNINGER .....	54
5.5	FEM-ANALYSE .....	55
5.5.1	<i>Oppsett</i> .....	55
5.6	RESULTATER .....	57
5.6.1	<i>Overslagsberegninger</i> .....	57
5.6.2	<i>Resultat FEM-analyse</i> .....	57
<b>KAPITTEL 6</b>	<b>FORRETNINGSBYGGING</b> .....	<b>59</b>
6.1	PROSESSEN.....	59
6.2	FORRETNINGSPLAN .....	61
<b>KAPITTEL 7</b>	<b>DISKUSJON</b> .....	<b>65</b>
7.1	DISKUSJON VIFTEDESIGN .....	65
7.2	DISKUSJON STYRKEBEREGNING .....	67
7.3	DISKUSJON FORRETNINGSBYGGING.....	68
<b>KAPITTEL 8</b>	<b>KONKLUSJON</b> .....	<b>69</b>

<b>KAPITTEL 9</b>	<b>VIDERE ARBEID .....</b>	<b>71</b>
<b>KILDELISTE.....</b>		<b>73</b>
<b>VEDLEGG A.....</b>		<b>A-1</b>
<b>VEDLEGG B.....</b>		<b>B-2</b>
<b>VEDLEGG C.....</b>		<b>C-3</b>
<b>VEDLEGG D.....</b>		<b>D-5</b>
<b>VEDLEGG E.....</b>		<b>E-33</b>
<b>VEDLEGG F.....</b>		<b>F-37</b>
<b>VEDLEGG G.....</b>		<b>G-42</b>
<b>VEDLEGG H.....</b>		<b>H-45</b>
<b>VEDLEGG I.....</b>		<b>I-48</b>





# Figurliste

Figur 1 Luftbehandlingsaggregat NOVAGG RVT-075 Roterende veksler skjematisk og montert[4] .....	4
Figur 2 Energibruk i et typisk nordisk kontorbygg[1] .....	5
Figur 3 Energioverføring i vifte .....	8
Figur 4 Hastighetsdiagram sentrifugalvifte med bakovervendte skovler .....	9
Figur 5 Viftekarakteristikker for GPEB-1-031-serien til Fläkt Woods. ....	10
Figur 6 Vifte- og systemkarakteristikk .....	11
Figur 7 SFP som funksjon av delbelastning for ulike system[1]. ....	12
Figur 8 Spesifikk energi [J/kg] i vifte med diffusor på utløpet.....	13
Figur 9 Diffusormål.....	14
Figur 10 Stress/strain-kurve[8] .....	18
Figur 11 Lite element på roterende ring.....	19
Figur 12 Kraftbalanse lite element .....	19
Figur 13 Roterende stolpe .....	22
Figur 14 Deformasjon ANSYS.....	24
Figur 15 Sylindervifte fra prosjektoppgaven.....	26
Figur 16 Viftekarakteristikker for FW-viften fra testkjøringer[13] .....	27
Figur 17 Kapasitetsdiagram sentrifugalvifte[15].....	28
Figur 18 Kapasitetsdiagram for aksialvifte[15] .....	28
Figur 19 Beste virkningsgrad avhengig av motorstørrelse og virkningsgraden utenfor bestpunkt for asyknomotor med frekvensregulator[1] .....	29
Figur 20 Wheel Motor[18].....	31
Figur 21 Forslag til design av Wheel motor. Rotor(blå) og stator(rød).....	31
Figur 22 Diffusoroppdeling .....	35
Figur 23 Effekten av $R = 0,9; 0,75$ og $0,66$ .....	37
Figur 24 Diffusor.....	37
Figur 25 Diffusor med 9 blader.....	38
Figur 26 $dp/dr$ diffusor med blad.....	39
Figur 27 CP diffusor med blader.....	39
Figur 28 Trykkontur for diffusor med 9 blader.(I fig: bladet i midten og periodiske sider).....	40
Figur 29 Beregning av logaritmisk strømningsprofil .....	42
Figur 30 $dp/dr$ åpen diffusor.....	44
Figur 31 Trykkontur for $1/9$ av diffusor uten blader med 5 graders ekspansjonsvinkel.....	44
Figur 32 CP for åpen diffusor.....	45
Figur 33 CP for alle diffusorer simulert.....	46

Figur 34 Produksjonsforenkling prototyp2.....	48
Figur 35 Prototyp 2.....	48
Figur 36 Kompaktvifte tegnet i Inventor.....	50
Figur 37 Virkningsgradøkning med 2.generasjons diffusor.....	51
Figur 38 Statisktrykkontur på løpehjul [14].....	54
Figur 39 Påførte krefter .....	55
Figur 40 Mesh-validering.....	56
Figur 41 Deformasjon i ABS-plast.....	58
Figur 42 Stress ratio ABS-plast.....	58
Figur 43 Mesh-validering for diffusor uten blader.....	C-3

# Tabelliste

Tabell 1 Viftedeler .....	33
Tabell 2 Endring med og uten heft på vegger .....	41
Tabell 3 Endring med og uten heft på vegger .....	45
Tabell 4 Materialvalg til vifte .....	47
Tabell 5 Sammenligning kompaktviften og FW-viften .....	50
Tabell 6 Simuleringer i ANSYS CFX av kompaktviften og FW-viften[14].....	50
Tabell 7 Testresultater 1. og 2.generasjons diffusorer i testrigg på 1900RPM[16].....	51
Tabell 8 Materialdata [10][20].....	53
Tabell 9 Mesh-detalljer for simulering med relevance 18.....	56
Tabell 10 Resultater fra overslagsberegninger .....	57
Tabell 11 Resultater FEM-analyse.....	57
Tabell 12 Løpehjulparametre [19].....	A-1
Tabell 13 Programversjoner .....	B-2



# Symbolliste

<b>Symbol</b>	<b>Beskrivelse</b>	<b>Enhet</b>
$\eta$	Virkningsgrad	%
$\rho$	Tetthet	kg/m <sup>3</sup>
Q	Volumstrøm	m <sup>3</sup> /s
p	Trykk	Pa
b	Bredde	mm
z	Antall blad	n/a
$\sigma$	Spenning	Pa
CP	Trykkgjenninningskoeffisient	%
A	Areal	m <sup>2</sup>
E	Elastisitetsmodul	GPa
SPF	Specific Fan Power	kW/ m <sup>3</sup> /s
$\alpha$	Ekspansjonshalvvinkel i diffusor	grader
F	Kraft	N
r	Radius	m
d	Diameter	m

## **Forkortelser**

CFD	CFD – Computational Fluid Dynamics
EC	Likestrømsmotor med integralhastighetskontroll
NTNU	Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet
Inventor	Autodesk Inventor Professional 2009
Ansys	Ansys Workbench 11
NVE	Norges vassdrags- og energidirektorat
CFX	CFD-delen av Ansys
CNC	Computer Numerical Control

## **Indekser**

1	Indeks for innløp vifte
2	Indeks for utløp vifte, innløp diffusor
3	Indeks for utløp diffusor
u	Indeks for tangentiell hastighet
m	Indeks for radiell hastighet

# Kapittel 1 Innledning

## 1.1 Motivasjon

For å møte nye, strengere krav til energibruk i bygg og ha mulighet til å realisere Zero Emission Buildings, er det nødvendig med en forbedring av konstruksjon og drift av ventilasjonssystem. Ventilasjonsvifter står for 17 % av total energibruk i et typisk norsk kontorbygg[1]. Viftene som brukes er billige i produksjon, men har lav virkningsgrad, særlig ved kjøring utenfor bestpunkt. Det åpner muligheten for utviklingen av mer energieffektive vifter med fokus på livsløpskostnader og virkningsgrad ved kjøring utenfor bestpunkt.

## 1.2 Mål med oppgaven

Opgaven bearbeides etter følgende hovedpunkter

- Designe ventilasjonsvifte med diffusor
- Styrkeberegning av løpehjul designet i prosjektoppgave
- Utarbeide forretningsplan for kommersialisering av en mer energieffektiv ventilasjonsvifte.

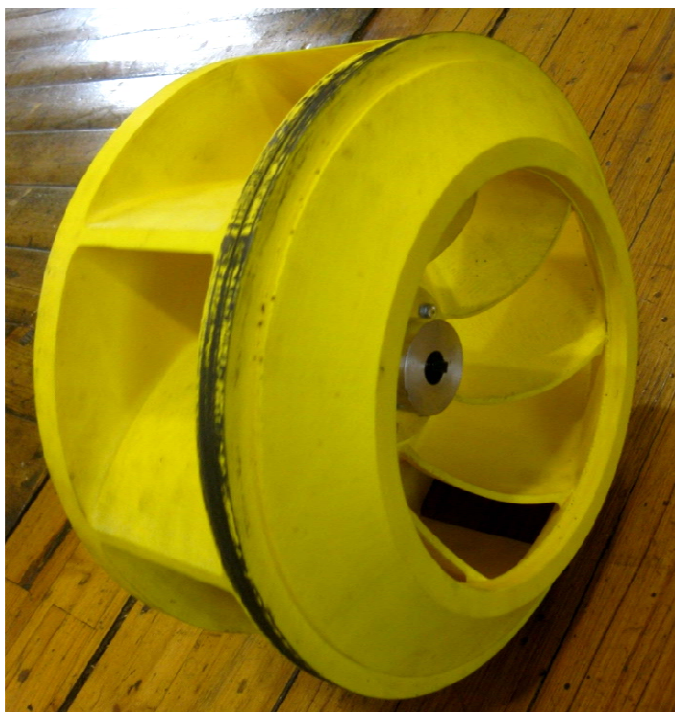
Opgaven er utført i samarbeid med Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien som begge skriver masteroppgave ved Vannkraftlaboratoriet med Ole Gunnar Dahlhaug som veileder. Sondre Nenseter designer løpehjul og utfører CFD-simuleringer av løpehjul og diffusor i kombinasjon. Kjell Erik Lien konstruerer testtrigg og kjører tester.

Det ble i samråd med veileder og Sondre Nenseter bestemt at design og CFD-simulering av diffusor til ventilasjonsvifte skulle overføres til denne oppgaven

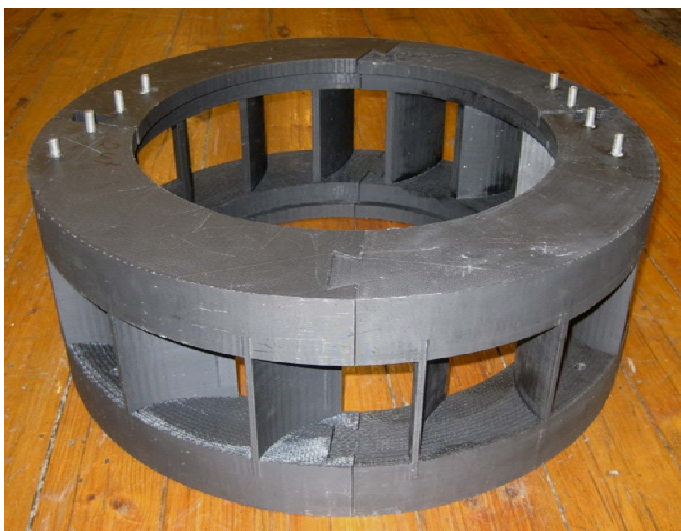
Det ble i samråd med veileder bestemt at punkt 4 i oppgaveteksten - *energibesparelse ved nytt design av ventilasjonssystem* - ikke skal besvares i denne oppgaven.







Bilde 1 Førstegenerasjons prototyp av løpehjul

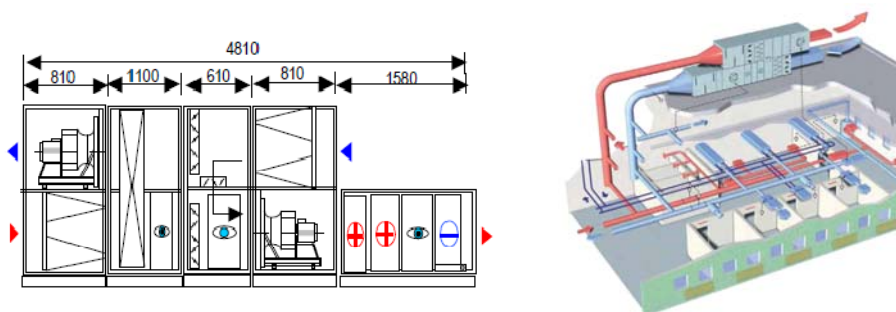


Bilde 2 Førstegenerasjons prototyp av diffusor

## 2.2 Ventilasjon

### 2.2.1 Ventilasjonssystem og krav til energibruk

Et ventilasjonssystem skal sørge for at et bygg er komfortabelt å oppholde seg i ved å føre oksygenrik luft inn i bygget og fjerne oksygenfattig luft og andre forurensninger. I tillegg brukes ventilasjons-, i kombinasjon med andre kjøle/varme-systemer, til å regulere temperatur. Byggforskriftene[2] stiller krav til at nye næringsbygg ikke skal overskride en energibruk på 165 kWh/m<sup>2</sup>/år, forskriften har tilbakevirkende kraft for næringsbygg som blir renoveret. For å møte kravene må bygget ha et lavt energibehov (lavenergi hus) og ventilasjonssystemet må driftes på en energieffektiv måte. Fra og med 1.juli 2010 må alle bygg som skal selges eller leies ut i Norge energimerkes. Vurderingen skal gjøres av sertifiserte kontrollører, og byggene vil bli vurdert etter standardiserte krav fra NVE[3]. For vifter i ventilasjonssystem stilles det krav til SFP-faktor, forklaring i kapittel 3.1.



Figur 1 Luftbehandlingsaggregat NOVAGG RVT-075 Roterende veksler skjematisk og montert[4]

Figur 1 viser grunnkomponentene i et luftbehandlingsaggregat. Hva som inngår av kjøling, varming, vifter etc. vil være tilpasset byggets behov, men oppbyggingsprinsippet er likt for alle. Aggregatet til venstre er todelt, med tilluft nederst merket med rødt og avtrekk øverst merket med blått. For at effektivitetskrav skal tilfredstilles har luftbehandlingsaggregatet en roterende varmeveksler. I tilluften er det også kjøle- og varmebatteri. Aggregatet har i dette tilfellet to vifter, én for hver kanal. Oppstrøms for viftene er det montert luftfilter.

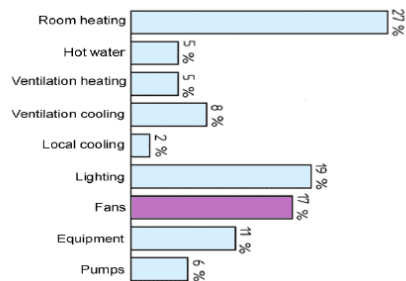
Strengere krav til energibruk i bygg og lavere priser på sensorer og kontrollsystemer har gjort at driftingen av ventilasjonsanlegg nå gjøres på en mer energieffektiv måte.

Eksempel på tiltak som blir brukt:

- Egen driftsmodus utenom arbeidstid.
- CO<sub>2</sub>-målere til å avgjøre nødvendig luftmengde i rom.
- Individuell ventilasjon av enkeltrom.

### 2.2.2 Energibruk til vifter

Vifter er den største enkeltbrukeren av motorkraft i verden[1]. I Sverige står vifter for 7-8 % av total energibruken[1]. Tilsvarende tall for EU er 9,3 % [1]. I 2003 anslo SINTEF[1] at 2,3 TWh ble brukt til å forsyne vifter i næringsbygg og boliger i Norge.



Figur 2 Energibruk i et typisk nordisk kontorbygg[1]

Figur 2 viser at det bare er belysning og oppvarming som har større energibruk enn vifter i et nordisk kontorbygg.

Air Infiltration and Ventilation Centre[1] anslår at renovering av bygningsmasse og strengere krav til innendørsklima gjør at energien brukt til vifter potensielt kan doubles neste 15-20 år med dagens krav til energibruk, og vifter vil ikke kunne dra nytte av en overgang til lavkvalitets fornybar energi, for eksempel biobrensel.

*Vision 2050*[5] har vurdert ENØK-tiltak som den mest økonomiske veien til redusert energibruk og CO<sub>2</sub>-utslipp i verden. Det er også uthevet som den nisjen hvor mulighetene for entreprenørskap er størst.



# Kapittel 3 Teori

## 3.1 Vifteteori

### 3.1.1 Viftetyper

I ventilasjonssystemer brukes det i hovedsak tre forskjellige viftetyper: Aksial-, radial- og kammervifter. Radial og kammervifter er begge sentrifugalvifter. I kammervifter blir strømmingen ledet videre i aksial-retning, mens i sentrifugalvifter blir strømmingen bøyd av 90 grader i forhold til innløpsretningen.



Bilde 3 Fra venstre: Kammervifte, radialvifte og aksialvifte.

Kammerviftens enkle utforming gjør at den er driftsikker og billig, derfor er den mye brukt i luftbehandlingsaggregat i dag, se Bilde 3

### 3.1.2 Virkningsgrad

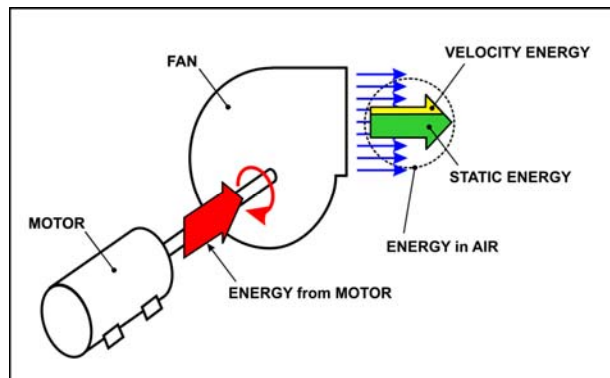
Virkningsgraden til en vifte

$$\eta_{vifte} = \frac{p_{luft} \cdot Q_{luft}}{P_{løpehjul}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (1)$$

$p_{luft}$  er det statiske trykket,  $Q$  er volumstrømmen og  $P$  er effekten levert til løpehjulet (Shaft Power).

Total virkningsgrad for en vifte er satt sammen alle roterende deler som inngår

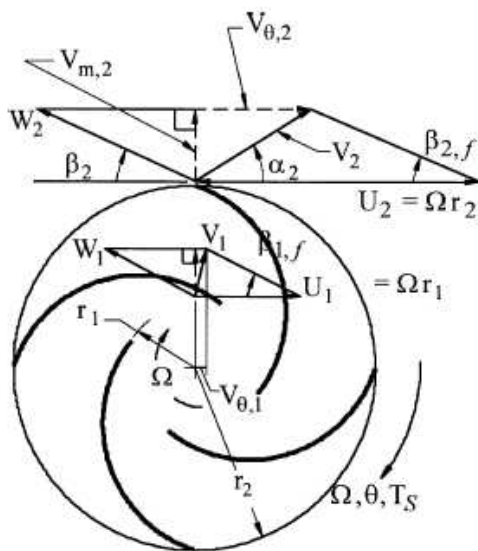
$$\eta_{total} = \eta_{vifte} \cdot \eta_{overføring} \cdot \eta_{motor} \text{ [%]} \quad (2)$$



Figur 3 Energioverføring i vifte

### 3.1.3 Hastighetsdiagram sentrifugalvifte

Figur 4 viser hastighetskomponentene på inn- og utløp til en vifte med bakovervendte skovler. På utløpet har luften en hastighet med en radiell og en tangentiell komponent i forhold til løpehjulet.



Figur 4 Hastighetsdiagram sentrifugalvifte med bakovervendte skovler

Teoretisk trykkøkning uttrykkes med Euler-ligningen, det antas rotasjonsfritt innløp,  $V_{01}=0$ .

$$\Delta p_{teo} = \rho \cdot U_2 \cdot V_{\theta,2} \text{ [Pa]} \quad (3)$$

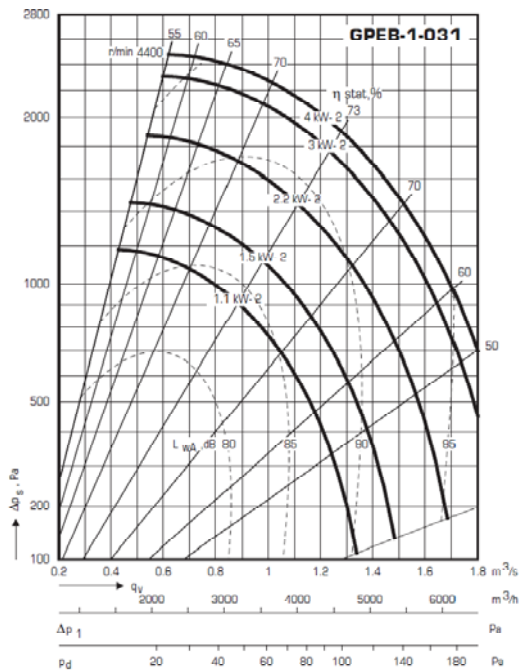
$U_2$  er løpehjulets rotasjonshastighet.  $V_{\theta,2}$  er luftens tangentielle hastighet.

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{statisk} + \frac{\rho}{2} \cdot (V_2 - V_1) \text{ [Pa]} \quad (4)$$

Den totale trykkøkningen er satt sammen av økning i statisk og dynamisk trykk. Dynamisk trykk er endringen i luftens hastighet fra innløp til utløp.

### 3.1.4 Vifte- og systemkarakteristikk

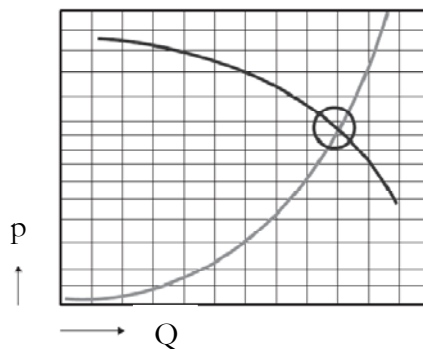
Viftekarakteristikken viser virkningsgrad, trykk og volumstrøm for en vifte. Figur 5 viser hvordan viftekarakteristikkene forandrer seg med effekten for vifter med ellers likt design.



Figur 5 Viftekarakteristikk for GPEB-1-031-serien til Fläkt Woods.

En vifte har best virkningsgrad ved det trykket og den volumstrømmen den er designet for, utenfor bestpunkt vil den ha en lavere virkningsgrad. De rette linjene som spriker ut i Figur 5 viser viftens virkningsgrad.





Figur 6 Vifte- og systemkarakteristikk

Et ventilasjonssystem vil ha en motstand bestemt av systemdesignet. Motstanden vil avhenge av volumstrøm, systemkarakteristikk ligningen gir trykket som kreves for at en gitt volumstrøm skal kunne leveres.

$$p = p_0 + \left( \sum k \right) \cdot Q^n \text{ [Pa]} \quad (5)$$

$p_0$  er trykkmotstand uavhengig av volumstrøm. Sum  $k$  er en konstant for tapene i systemet, for eksempel rørbend, rørgate, filter, varmevekslere etc.  $Q$  er volumstrøm og  $n$  er en systemeksponent. Systemeksponenten er 1 for laminær strømning og 2 for turbulent. I et ventilasjonssystem vil strømmingen være tilnærmet fullt turbulent i rørene, mens den er laminær over flere av komponentene i luftbehandlingsaggregatet. For et system regnes det ut en snittverdi, avhengig av rørlengde vil systemeksponenten være mellom 1,4 og 2[1].

Figur 6 viser vifte- og systemkarakteristikk i samme diagram.

### 3.1.5 SFP-faktor

SFP-faktor, eller Specific Fan Power, er effekten til viften(e) delt på total volumstrøm, for ubalanserte system brukes største volumstrøm.

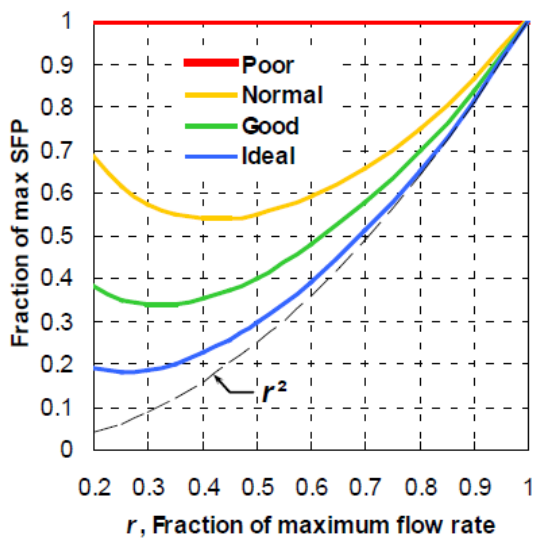
$$SFP = \frac{\sum P_{vifte}}{\sum Q_{bygg}} \left[ \frac{kW}{\frac{m^3}{s}} \right] \quad (6)$$

Nødvendig vifteeffekt avhenger av motstanden i systemet, det vil si at SFP-faktoren er en måleenhet ikke bare for vifter, men også for effektiviteten til hele ventilasjonssystemet.

I forskrift om krav til byggverk og produkter til byggverk (TEK)[2], som legges til grunn for tekniske installasjoner i næringsbygg og boliger i Norge, er det satt krav til SFP. Den skal være 2,0/1,0 kW/m<sup>3</sup>/s (dag/natt) for næringsbygg og 2,5 kW/m<sup>3</sup>/s i boliger[2]. I 1995 ble SFP-faktoren til 500 ventilasjonsanlegg i Sverige undersøkt, snittet var på ca 3 kW/m<sup>3</sup>/s.

Undersøkelsen ble også gjort i andre europeiske land med tilsvarende eller høyere resultat[1].

SFP er ikke konstant for et system, den varierer med volumstrøm. Sammenhengen mellom SFP og volumstrøm avhenger av systemdesignet. Siden et anlegg ofte kjøres med redusert volumstrøm (for eksempel nattkjøring), er en god systemdesign avgjørende for å oppnå en lav gjennomsnitt SFP-faktor.

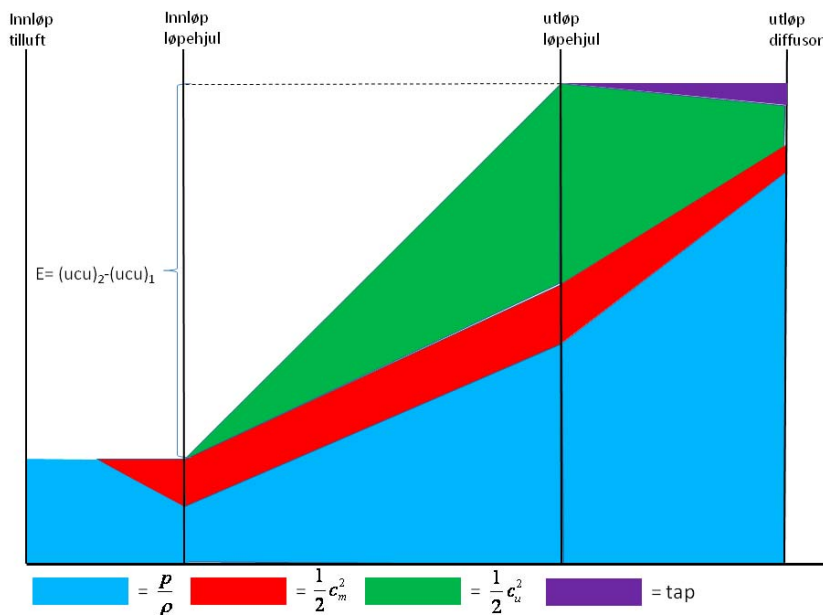


Figur 7 SFP som funksjon av delbelastning for ulike system[1].

Figur 7 viser sammenhengen mellom SFP-faktoren og delbelastning for et dårlig, normalt, godt og ideelt ventilasjonssystem.

### 3.1.6 Energifordeling i vifte med diffusor på utløpet

Løpehjulet overfører energi fra motoren til luftstrømningen. Energien kan deles i statisk og dynamisk trykk. Dynamisk trykk er hastighetsenergien i Pascal.



Figur 8 Spesifikk energi [J/kg] i vifte med diffusor på utløpet

Oppstrøms for viften er det referansetrykk. Før innløpet til løpehjulet vil trykket gå ned slik at det er undertrykk inn på løpehjulet. Reduksjonen i trykk tilsvarer energien i strømningshastigheten.

I løpehjulet blir energi overført fra løpehjulet til strømmingen. Energien går til trykkøkning, rotasjon av strømmingen og til å holde kontinuitet. Energifordelingen avhenger av løpehjulet. Men med en normal omdreiningshastighet og en betavinkel som ikke gir for mye slipp, vil det dynamiske trykket være mindre enn 50 % [6]. Hastighetsenergien må retarderes for å kunne nyttas, ellers vil den gå til tap.

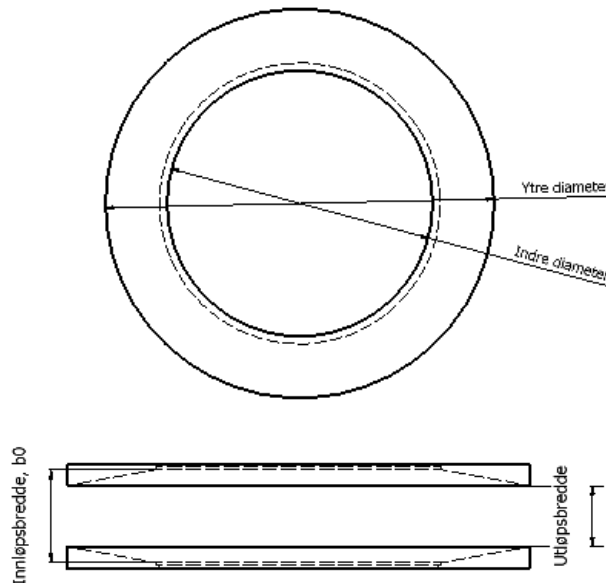
Figur 8 viser energifordelingen i en vifte med en diffusor montert nedstrøms for løpehjulet. Diffusoren retarderer strømningshastigheten. Resultatet er at statisk trykk dominerer energifordelingen på utløpet til diffusoren.

Det er kun viften som tilfører systemet energi, derfor vil totalt energinivå (den øverste horisontale linja) i diffusoren være konstant. Det lilla arealet i diffusorsteget utgjør tap i diffusoren.

Siden det er en andregads sammenheng mellom dynamisk trykk og hastighet bør det fokuseres på de høye hastighetene, mens de små bør neglisjeres.

### 3.2 Diffusorteori

En diffusor retarderer strømningshastigheten for å øke det statiske trykket. Karakteristiske størrelser for en diffusor er arealøkning, lengde og ekspansjonsvinkel.



Figur 9 Diffusormål

Figur 9 viser hoveddimensjonene til en sirkulærdiffusor. Løpehjulet roterer inne i diffusoren. Ytre dimensjoner på løpehjulet vil være omtrent like som indre dimensjoner på diffusoren. Gjeldene strømningsareal i en sirkulærdiffusor vil være omdreiningsarealet for gjeldende radius

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot b_i \quad [m^2] \quad (7)$$

d – diameter – [m]

b – bredde – [m]

Det antas at trykkforandringen er så liten at strømmingen kan regnes som inkompressibel. Trykkøkningen uttrykkes med Bernoulli-ligningen

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot (c_{inn}^2 - c_{ut}^2) - tap \quad [Pa] \quad (8)$$

p – trykk – [Pa]

$\rho$  – tetthet – [kg/m<sup>3</sup>]

c – hastighet – [m/s]

Bernoulli-ligningen kan omskrives til funksjon av areal og volumstrøm

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \left( \left( \frac{Q_{inn}}{A_{inn}} \right)^2 - \left( \frac{Q_{ut}}{A_{ut}} \right)^2 \right) - tap \quad [Pa]$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} Q_{inn=ut}^2 \left( \frac{1}{A_{inn}^2} - \frac{1}{A_{ut}^2} \right) - tap \quad [Pa] \quad (9)$$

Q – volumstrøm – [m<sup>3</sup>/s]

Tapene oppstår som følge av friksjon mot vegger og blad. I tillegg kommer tap som følge av blant annet ugunstige geometrier og hurtige ekspansjoner.

$$tap = friksjonstap + andre tap \quad [Pa] \quad (10)$$

### 3.2.1.1 Prestasjonsmål

En sirkulærdiffusors prestasjon kan måles i trykkøkning over radiusdifferanse. Diffusoren med høyest dp/dr vil være den beste, med tanke på trykkoppbygging.

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\Delta p}{r_3 - r_2} \quad \left[ \frac{Pa}{m} \right] \quad (11)$$

r – radius – [m]

Trykkgjenvinningskoeffisienten, CP, er en dimensjonløs verdi en diffusors prestasjon.

$$CP = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot c_{inn}^2} \cdot 100 \quad [\%] \quad (12)$$

Hastigheten ut av en diffusor vil alltid implisere en større trykkøkning enn det som er målt. Differansen utgjør tapet i diffusoren.

$$\frac{dp}{dr} \text{ uten tap} = \frac{\frac{\rho}{2}(c_{inn}^2 - c_{ut}^2)}{r_3 - r_2} \quad \left[ \frac{Pa}{m} \right] \quad (13)$$

$$tap = \left( 1 - \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2}(c_{inn}^2 - c_{ut}^2)} \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (14)$$

Maksimal CP er avhengig av geometri. Tabellverdier for sammenlignbare geometrier, blant annet rektangulære og koniske diffusorer, indikerer en maksimal CP på ca 60 % og maksimal halvekspansjonsvinkel på 6-8 grader for diffusorer med lik størrelse[7]. Dette er ingen absolutt grense, men den bør tas hensyn til i designet med tanke på hva som er mulig av forbedring.

### 3.3 Styrkeberegningsteori

#### 3.3.1 Krefter

##### 3.3.1.1 Spenninger

Spenninger er definert som kraft normalt på et materials tverrsnittsareal.

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \quad [Pa] \quad (15)$$

$\sigma$  – spenning – [Pa]

F – kraft – [N]

A – areal – [m<sup>2</sup>]

Kraften gjør at materialet strekker seg i normalretningen, kontinuitet gjør at tverrsnittsarealet da vil reduseres, den virkelige spenningen i materialet vil derfor bli høyere om man tar hensyn til reduksjonen i tverrsnittsareal. Dette refereres til som ”true-stress”.

$$\sigma_{true} = \frac{F}{A} \quad [Pa] \quad (16)$$

##### 3.3.1.2 Tøyning(Strain)

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad [-] \quad (17)$$

$\varepsilon$  – tøyning – [kg/m<sup>3</sup>]

l – lengde – [m]

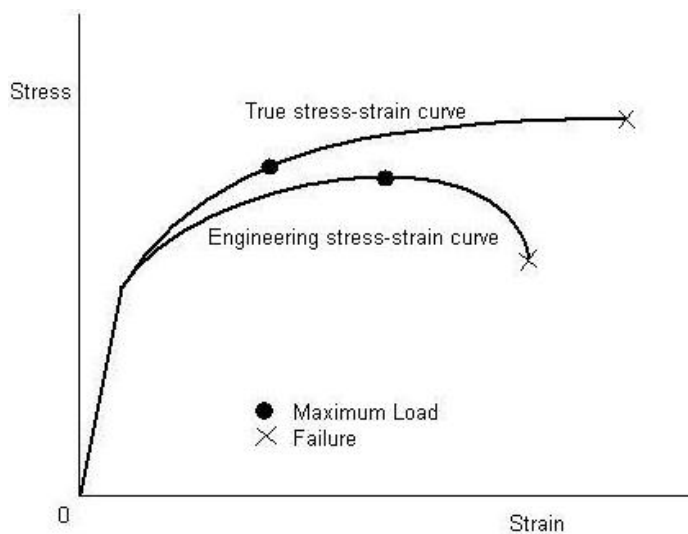
Tøyning er lengdeforandring i kraftretningen. Opp til flytgrensen (*Yield Stress*) er deformasjonene elastiske, det vil si at materialet går tilbake til utgangspunktet når spenningene avtar. I dette området er Hooks lov gyldig, det vil si at sammenhengen mellom spenninger og tøyning gitt lineært av E-modulen. Overstiger spenningene flytgrensen blir deformasjonene plastiske - materialet forblir deformert. Dette forandrer materialets egenskaper slik at Hooks lov ikke er gyldig, ulineære modeller må benyttes til modellering. Simuleringsprogrammer har innebygde modeller å simulere plastiske deformasjoner.

### 3.3.1.3 E-modul – Hooks lov

E-modulen er en materialspesifikk verdi.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad [GPa] \quad (18)$$

### 3.3.1.4 Spenningskurve



Figur 10 Stress/strain-kurve[8]

Figur 10 viser sammenhengen mellom spenning og tøyning for et duktilt materiale. Den viser at det er en lineær sammenheng i starten, Hooks lov, før materialet deformeres plastisk. Etter overgangen til plastisk deformasjon utvikler kurven seg ulineært. Spenningen når en bruddgrense (*Ultimate Tension Strength – UTS*). Etter bruddgrensen er nådd vil spenningskurven reduseres litt før det skjer et ukontrollert brudd.

Den øverste linjen viser true-stress, Ligning 16.



### 3.3.2 Sentripetalkrefter

For et roterende objekt vil kraften fra sentripetalakselerasjonen virke ortogonalt på hastigheten til objektet.

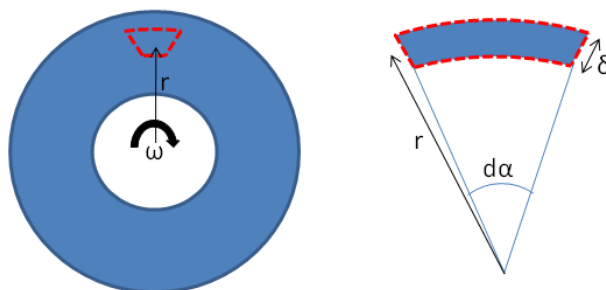
(19)

$\omega$  – omdreiningshastighet – [rad/s]

$m$  – masse – [kg]

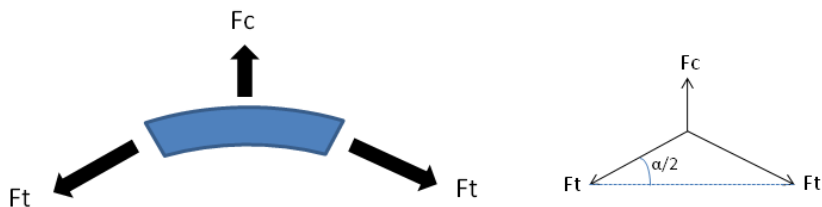
#### 3.3.2.1 Sentripetalkrefter i ring

Spenningsene finnes ved å ta utgangspunkt i et lite element av en ring på en skive med aksiell bredde  $b$ .



Figur 11 Lite element på roterende ring

Det vil være tangentielle krefter som virker i hver retning ut av den. Disse balanserer sentrifugalkraften som vil virke i radiell retning.



Figur 12 Kraftbalanse lite element

Fra kraftbalansen i Figur 12 får man

—

(20)

Der tangentiellkreftene,  $F_t$ , er kreftene som forårsaker trekkspenningen i elementet

$$F_t = \sigma_t \cdot \delta \cdot b \quad [N] \quad (21)$$

$\delta$  – høyde lite element – [m]

Ligning 19 brukt på det lille elementet av ringen blir

$$\begin{aligned} dF_c &= m \cdot \omega^2 \cdot r = \rho \cdot r \cdot d\alpha \cdot \delta \cdot b \cdot r \cdot \omega^2 \\ &= \rho \cdot d\alpha \cdot \delta \cdot b \cdot u^2 \quad [N] \end{aligned} \quad (22)$$

$u$  – rotasjonshastighet – [m/s]

Ligning 21 og Ligning 22 satt inn i

blir

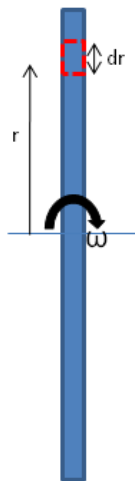
$$F_t = \frac{dF_c}{d\alpha} \quad [N]$$
$$\sigma_t \cdot \delta \cdot b = \frac{\rho \cdot d\alpha \cdot \delta \cdot b \cdot u^2}{d\alpha} \quad [N]$$
$$\sigma_t = \rho u^2 \quad \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (23)$$

Det vil si at kraften øker eksponentielt med radiusen.

Ringene kan brukes til å approksimere spenningene i rotasjonen vil påføre ring og boss. Maksimale spenninger vil oppstå hvor  $u$  har maksimal verdi.  $u$  øker lineært med  $r$ , og vil ha maksimalverdi ved ytre radius.

### 3.3.2.2 Sentripetalkrefter i roterende stolpe

Sentripetalkreftene som virker på en roterende stolpe kan illustrere krefter som virker radielt i et roterende objekt.



Figur 13 Roterende stolpe

Benytter Ligning 19 på stolpen i Figur 13

$$dF_c = dr \cdot A \cdot \rho \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]}$$

Integrerer lengden

$$\begin{aligned} F_c &= \int_{r_1}^{r_2} A \cdot \rho \cdot r \cdot \omega^2 \cdot dr = A \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_{r_1}^{r_2} r \cdot dr \\ &= A \cdot \rho \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot u_2^2 \left( 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) \text{ [N]} \end{aligned}$$

Dette innsatt i Ligning 15 gir et uttrykk for spenningene i stolpen

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot u_2^2 \left( 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right)}{A} \\ &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_2^2 \left( 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) \text{ [} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{]} \end{aligned} \quad (24)$$

Fra Ligning 24 kan man se at høyeste spenningen vil opptre når  $r_1=0$ .

Forenkler man og sier at en skovl går rett ut radialet fra  $r=0$  til  $r=0.183$  kan man estimere kraften som vil strekke i materialet på grunn av rotasjonen.

### 3.3.3 Trykkforskjell over bladene i løpehjulet

Hastighetsforskjellen over skovlene på viften gjør at det blir trykk og sugeside på bladet. Et blad med trykkforskjell kan forenkles til en bjelke som er fast innspent i den ene enden og blir påført en jevn kraft (trykkforskjellen) over hele lengden (bredden).

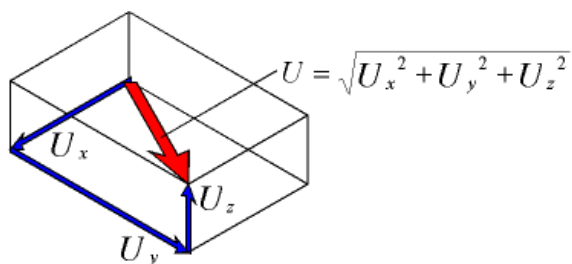
Et estimat for denne momentspenningen er gitt av ligning 3.86 i *Konstruksjon av pumper og turbiner*[9]

$$\sigma = \frac{2 \cdot b^2 \cdot \Delta p}{t^2} \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (25)$$

t – bladtykkelse – [m]

b – bladbredde – [m]

## 3.3.3.1 FEM-analyse



Figur 14 Deformasjon ANSYS

$U_i$  – deformasjon i i-retning – [m]

Deformasjon i materialet blir i ANSYS Mechanical regnet ut som vist i Figur 14. Alle duktile materialer vil ha en viss deformasjon når de utsettes for spenninger. Store deformasjoner vil kunne virke inn på strømmingen, og ved store nok spenninger vil materialet forbli deformert.

$$\sigma_e = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (26)$$

Equivalent stress (von Mises Stress),  $\sigma_e$ , uttrykker spenninger i tre dimensjoner som én verdi. Denne verdien blir i ANSYS Mechanical [10] benyttet for å finne sikkerhetsfaktoren.

$$F_s = \frac{S_{limit}}{\sigma_e} \quad (27)$$

Ligning 27 er definisjonen på sikkerhetsfaktor,  $S_{limit}$ ; flytgrensen dividert på største spenning. Sikkerhetsfaktor er et typisk dimensjoneringskriterium. I følge professor Ole Gunnar Dahlhaug[11] er en sikkerhetsfaktor på 1,5 er regnet som tilstrekkelig.

## Kapittel 4 Viftedesign

### 4.1 Idé til ny viftetype

Hovedidéen er en vifte med en diffusor som står for deler av trykkoppbyggingen. Ettersom diffusoren er passiv vil effektbehovet være lavere enn for en vifte hvor løpehjulet står for hele trykkoppbyggingen.

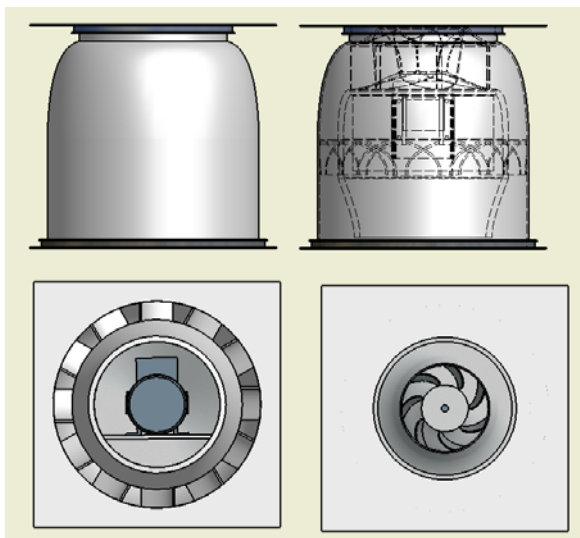
Den nye viftetypen, heretter omtalt som kompaktviften, består av et løpehjul med en omsluttende, ikke roterende diffusor. Dimensjonerende mål er referanseviftens viftekammer. Diffusordesignet er basert på sirkulærdiffusoren beskrevet i prosjektoppgaven[12]. Valget er gjort på grunnlag av en gjennomgang av aktuelle diffusortyper. En prototyp av sirkulærdiffusoren ble produsert i januar 2010 og testkjørt i vifteriggen.

Leser henvises til prosjektoppgaven[12] for grundigere gjennomgang av ulike diffusortyper.

Se Vedlegg B for versjonsoversikt for programmer brukt i designprosessen.

## 4.2 Design fra tidligere arbeid

I prosjektoppgaven[12] er det beskrevet forslag til en høyeffektiv vifte kalt sylindervifte. Den er satt sammen av et løpehjul med påfølgende avbøyningsskovler og diffusor for å stoppe rotasjon og øke det statiske trykket. Den tar like stor eller større plass enn referanseviften og krever en del ombygging av ventilasjonsaggregatet for å kunne installeres, jamfør Figur 15. Etter en vurdering er sylinderviftekonstruksjonen funnet for omfattende.



Figur 15 Sylindervifte fra prosjektoppgaven

I prosjektoppgaven ble det også designet en diffusor ment til å kunne ettermonteres på en allerede montert ventilasjonsvifte. Etter diskusjon med aktører i bransjen (NOVEMA, FläktWoods) og en mer grundig gjennomgang av systemet viften opererer i, er det ikke funnet grunnlag for å gå videre med designet av en diffusor designet for ettermontering. Den allerede monterte viften vil levere tilstrekkelig trykk og volumstrøm. Ved å ettermontere en diffusor vil trykket øke for alle volumstrømmer og således være til ingen nytte.



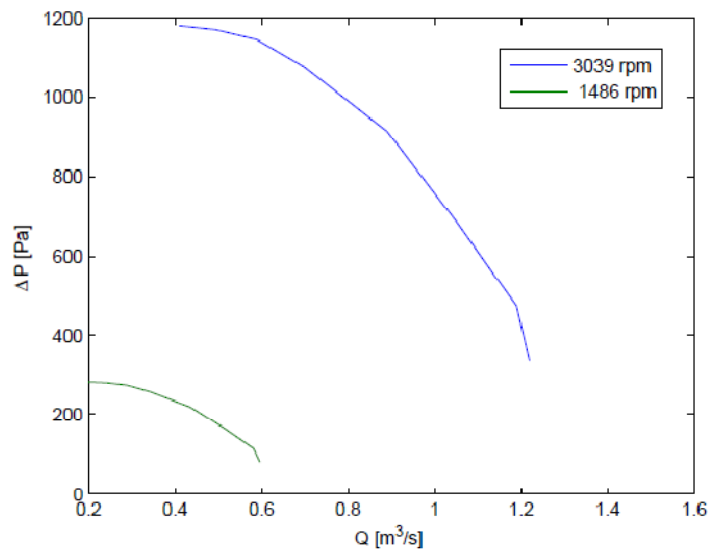
### 4.3 Referansevifte/Krav

Fläkt Woods GPEB-1-00-031-08-8 viften (heretter FW-viften) er brukt som referansevifte, vist i Bilde 4. Fläkt Woods er en av de største vifteprodusentene i Europa. Viften representerer den mest brukte viftetypen i norske ventilasjonssystemer per 2010[4].



Bilde 4 Fläkt Woods GPEB-1-00-031-08-8

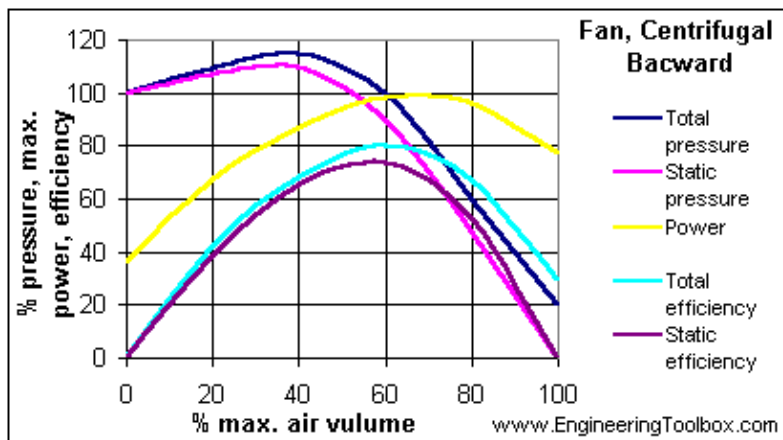
FW-viften er en standard 0,75 kW kammervifte (sentrifugalvifte). Figur 4 viser statisk trykk og volumstrøm for FW-viften målt i testtrikken.



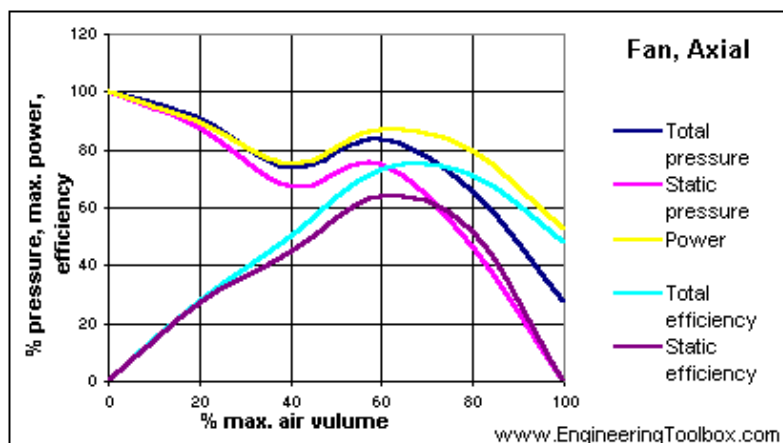
Figur 16 Viftekarakteristikker for FW-viften fra testkjøring[13]

## 4.4 Løpehjul

Løpehjulet designes i masteroppgaven til Sondre Nenseter[14].



Figur 17 Kapasitetsdiagram sentrifugalvifte[15]

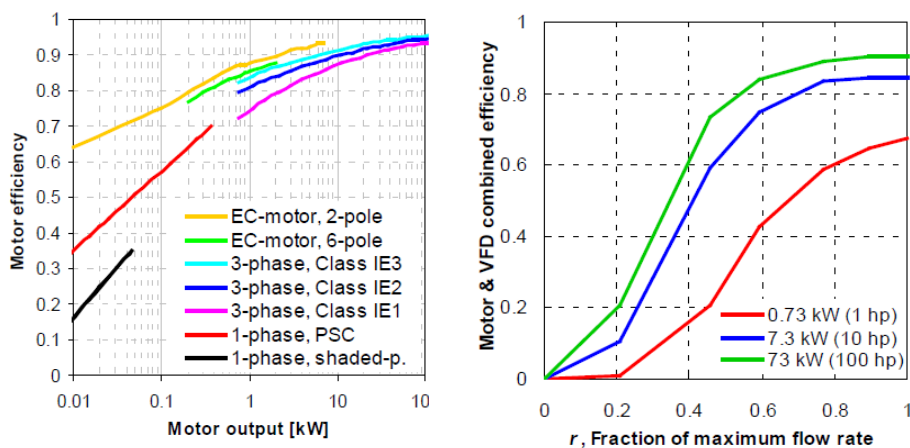


Figur 18 Kapasitetsdiagram for aksialvifte[15]

Det er i denne oppgaven valgt å fokusere på design med sentrifugaløpehjul. Figur 17 og Figur 18 viser hvordan sentrifugaløpehjulet med sin brede virkningsgradskurve vil være fordelaktig når en stor del av driften skjer utenfor bestpunkt.

## 4.5 Motor

Referanseviften drives av en 3-fase asynkron el-motor med en meget lav virkningsgrad og den utgjør en stor del av viftens totale lengde, se masteroppgaven[16] til Kjell Erik Lien for virkningsgradsmålinger av motoren. Ved bruk av en integrert likestrømsmotor med integralhastighetskontroll(EC-motor) vil viftelengden kunne reduseres, tapene i overføring elimineres og motorvirkningsgraden økes betraktelig.



Figur 19 Beste virkningsgrad avhengig av motorstørrelse og virkningsgraden utenfor bestpunkt for asynkronmotor med frekvensregulator[1]

Til venstre i Figur 19 kan man se at 3-fase asynkronmotorene har en virkningsgrad varierende fra 70-90 % og EC-motorene fra 65-93 %. For å kunne kjøre med variabelt turtall er 3-fase asynkronmotorene avhengig av en frekvensomformer. Figur 19(høyre) viser at asynkronmotor med frekvensstyring har en lav virkningsgrad ved kjøring utenfor bestpunkt. Til sammenligning synker virkningsgraden til en EC-motor med bare 6 prosentpoeng ved kjøring på 25 % belastning[1].

### 4.5.1 RIM-motor

Ved bruk av en RIM-motor-type, som vist i Bilde 5, vil løpehjulet være rotor og diffusoren stator. Magneter og viklinger må integreres i både løpehjul og diffusor.



Bilde 5 Thruster med RIM-motor[17]

Det vil sette høye krav til nøyaktighet i produksjon – og dermed øke produksjonskostnadene. Diffusoren og diffusorfestene vil måtte forsterkes for å holde løpehjulet stabilt under drift. Utvikling av motoren må skje i samarbeid med en kyndig motorprodusent.

### 4.5.2 Wheel-motor

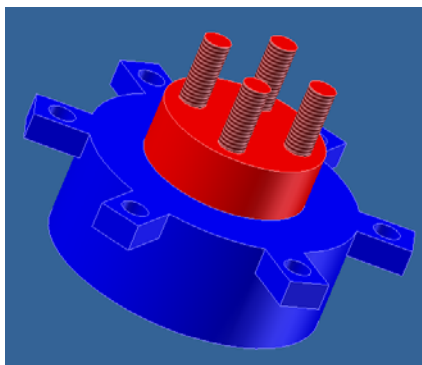
Wheel-motor, eller Wheel-hub-motor, er en type motor som er mye brukt i elektriske framkostmidler som for eksempel bil, sykkel eller rullestol.



Figur 20 Wheel Motor[18]

Motoren er satt sammen av en stator som er omkranset av en rotor. Statoren fungerer som en aksling – det er ikke nødvendig med ekstra støtte. I dekket på en el-bil er motoren felgen, jamfør Figur 20.

I en kompaktvifte vil motoren kunne integreres inn i bosset til løpehjulet.



Figur 21 Forslag til design av Wheel motor. Rotor(blå) og stator(rød).

Figur 21 viser et designforslag. Rotoren har ører med skrueforbindelse for å sikre at den blir godt festet til løpehjulet. Statoren har bolter til motorfestet og strømtilførsel i midten.

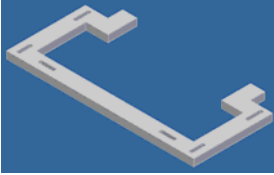
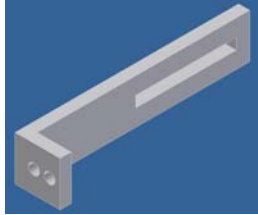

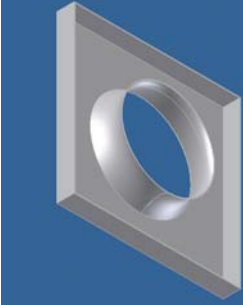
### 4.5.3 Motorvalg

For å holde produksjonskostnadene nede er det viktig at antall deler med høye krav til nøyaktighet holdes på et minimum. En RIM-motor vil kreve nye designløsninger for løpehjul og diffusor for å kunne integreres, det vil sette strengere krav til nøyaktighet for produksjon av diffusor, og den må forsterkes for å kunne holde vekten av diffusoren. For Wheel-motor er det tilstrekkelig at det gjøres en tilpassing på løpehjulet for at motoren skal kunne monteres. Dette gjør at en integrert Wheel-motor anbefales brukt i viften.

## 4.6 Viftedeler

Viften designes for å kunne erstatte FW-viften direkte. Viftehuset har en standardisert bredde og høyde for å holde ønsket lufthastighet, og for å kunne bygges sammen med andre komponenter i ventilasjonsaggregatet. Fra utbyggerens side er det ønskelig med mye av arealet tilgjengelig til nyttebruk, det oppnår ved å minimere lengden til ventilasjonsaggregatet. Viftedelene er derfor designet for å gjøre viften så kort som mulig.

Tabell 1 Viftedeler

Vifteramme	Vifterammen festes til bunnen i viftekompartimentet med gummiklosser for å forhindre vibrasjon å spre seg. Sporene til bolter letter montering og finjustering.	
Diffusorfeste	Diffusoren er todelt og må plasseres slik at løpehjulet kan rotere fritt. Diffusorfestet skrues mot vifterammen og diffusoren. Sporene til skruefestet mot diffusoren letter monteringen og finjustering.	
Motorfeste	Wheel hub motoren festes direkte til løpehjulet. Motoren festes så til en festeordning ned mot vifterammen. Motorfestet skal hindre vibrasjon og bøyning som følge av vekten til løpehjul og motor.	
Innløpsplate	Koblingen mellom spirorøret inn og løpehjulet. Spirorøret presspasses inn på innløpsplaten.	

## 4.7 Diffusor ved utløpet av løpehjulet

### 4.7.1 Bakgrunn

En diffusor retarderer strømningshastigheten for å øke trykket. Den skal plasseres nedstrøms for løpehjulet. Trykkøkningen til diffusoren vil ikke øke viftens effektbehov, og derved vil viftens virkningsgrad øke.

Det ble utarbeidet to alternativer til design av sirkulærdiffusor. Design ble gjort ved hjelp av materiale fra prosjektoppgaven, kjent teori for diffusordesign, simuleringer i ANSYS CFX, resultater fra testkjøringer i testtrikken og egne idéer.

I kapittel 4.7.4 er alternativene sammenlignet for å avgjøre hvilken som er best egnet til å bruke i kompaktviften.

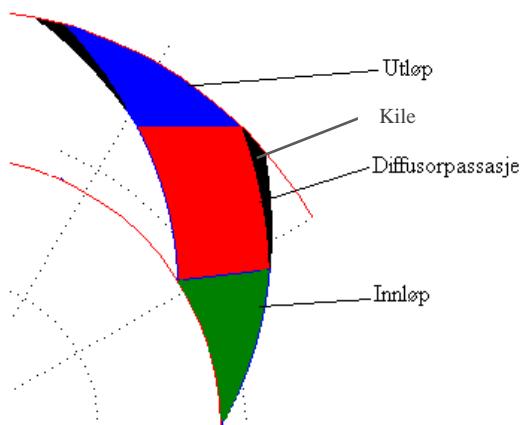
Løpehjulet tenkt brukt i kompaktviften ble designet av Sondre Nenseter parallelt med denne oppgaven. For å unngå forsinkelser og ha mulighet til å kjøre forsøk i testtrigg ble diffusorene designet til å brukes på førstegenereasjons prototyp av løpehjulet designet i Sondre Nenseters prosjektoppgave[19]. Se parametere for løpehjulet i Vedlegg A

Se Vedlegg C for teori og oppsett vedrørende CFD-simuleringer.



### 4.7.2 Diffusor med blader

En diffusor med blader deles i tre: Innløp, diffusorpassasje og utløp.



Figur 22 Diffusoroppdeling

#### 4.7.2.1 Innløp

Diffusorinnløpet starter ved utløpet til løpehjulet og avsluttes når normalen til strømningslinjene treffer blader i begge retninger, se Figur 22.

I følge Eck[6] vil strømmingen ut av viften ha en tangentiell-komponent og en radiell-komponent, det resulterer i en logaritmisk strømningsbane. Hastigheten til tangentiell-komponenten vil ha en konstant sammenheng med radiusen

$$Q = \int_{r_2}^{r_3} b_y \cdot c_u \cdot dr \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (28)$$

b – bredde – [m]

$$c_u \cdot r = k = konstant \quad \left[ \frac{m^2}{s} \right] \quad (29)$$

k – konstant – [m<sup>2</sup>/s]

Ligning 28 og Ligning 29 satt sammen gir et uttrykk for radiusen til et blad som følger strømmingen

$$r_i = \exp\left(\ln(r_2) + \frac{Q_i}{b_y \cdot k}\right) [m] \quad (30)$$

$z$  – antall blader – [-]

$Q/z$  er fraksjonen av volumstrømmen som vil gå inn i hver enkelt diffusorpassasje. Det er total volumstrøm dividert på antall blader.

Innløpet til diffusoren må samsvare best mulig med utløpsstrømmingen til viften, eventuelt justeres for endringer i strømningshastigheter som vil forekomme på grunn av viftens utløp og arealet til bladene i diffusoren.

Innløpet må designes slik at det ikke blir en virkningsgradsenkende trykkpulsasjon ned mot utløpet på viften.

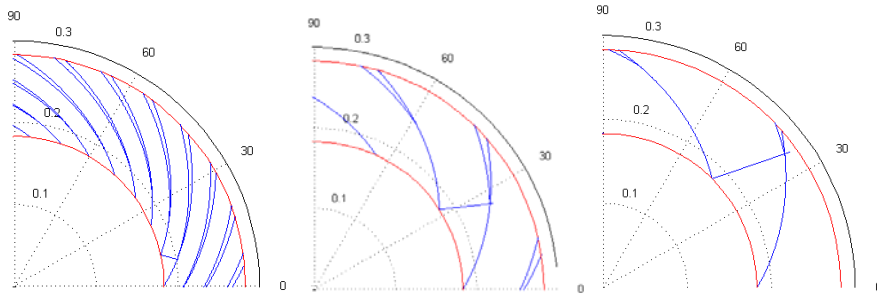
Inn på diffusorpassasjen vil hastighetsprofilen være bestemt av innløpsbredden til passasjen. Variasjonen er direkte avhengig av radiusforskjellen.  $R$  er hastighetsratio ved innløpet til diffusorpassasjen

$$R_{innløp} = \frac{C_{ytter}}{C_{inner}} = \frac{r_{inner}}{r_{ytter}} \quad [-] \quad (31)$$

Ønsket hastighetsratio vil bestemme antall passasjer(blader) på diffusoren

$$z = \frac{Q}{b_y \cdot k \cdot \ln\left(\frac{1}{R_{innløp}}\right)} \quad [-] \quad (32)$$

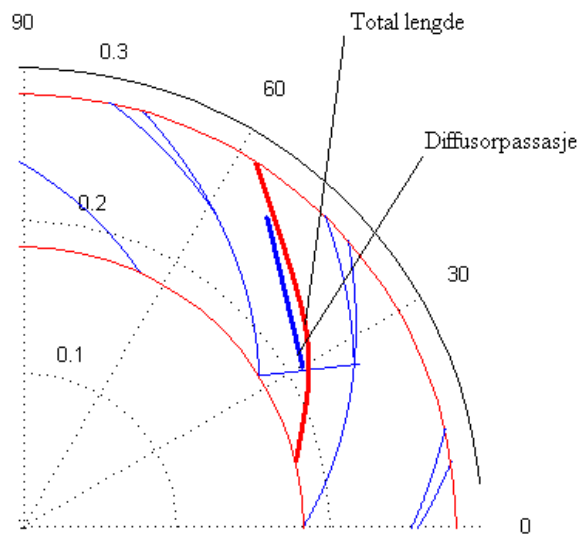
Hastighetsratioen vil også bestemme hvor stor del av lengden som går til innløp, diffusorpassasje og utløp. Figur 23 viser effekten av forskjellige  $R$ -verdier for en diffusor. En høy  $R$  vil gi kort innløp og lang diffusorpassasje, men samtidig høye friksjonstap og bladene vil dekke mye av innløpsarealet. Effekten er omvendt for en lav  $R$ . Optimal  $R$  for diffusoren må avgjøres ved hjelp av CFD og testkjøringer.

Figur 23 Effekten av  $R = 0,9; 0,75$  og  $0,66$ 

#### 4.7.2.2 Diffusorpassasje

Diffusorpassasjen kan betraktes som en krummet rektangulærdiffusor. Det er valgt rektangulær form fordi eksperimenter viser at rektangulærdiffusorer presterer bedre enn ellers like koniske diffusorer på store lengde/arealøkning-forhold[7]. Det vil være like mange passasjer som innløp.

Det skjer trykkoppbygning som følge av diffusoreffekten så lenge normalen på strømningslinjene går mot en vegg, altså mens det er en kanal. Ved å holde bredden konstant – eller redusere den – blir diffusorpassasjen så lang som mulig, og tilgjengelig plass blir best utnyttet. Kilene ytterst på bladene sikrer riktig bredde i diffusorpassasjen.



Figur 24 Diffusor

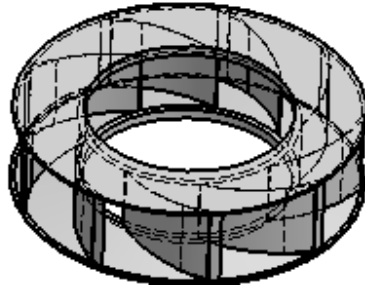
Diffusorpassasjens arealøkningen skjer med en økning av bredden i  $z$ -planet. Breddeøkning beregnes fra en gjennomsnittlig strømningsbane mellom to blader, jamfør Figur 24

#### 4.7.2.3 Utløp

Utløpets lengde bør som nevnt minimeres ved hjelp av riktig antall blader med kiler. En reduksjon i mellomrommet mellom skovlene må kompenseres med tilsvarende økning i bredden, for å opprettholde arealøkningen.

#### 4.7.2.4 Design-alternativer

Fire diffusorer ble designet i MATLAB, modellert i Inventor og simulert i CFX. Alternativene ble designet med ulike R-verdi – antall blader.

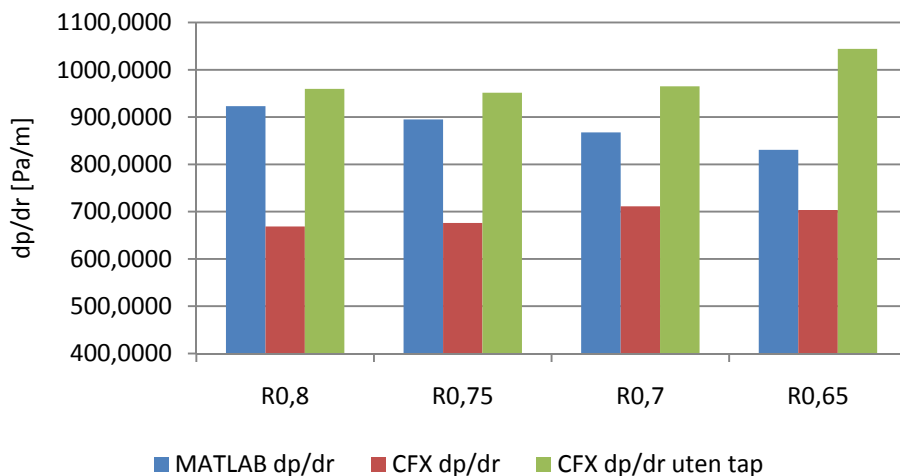


Figur 25 Diffusor med 9 blader

Se Vedlegg G for MATLAB-designskript.

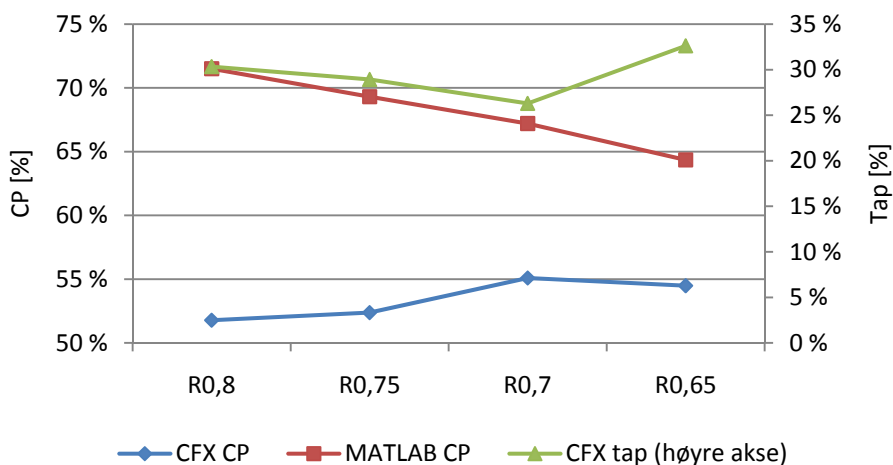
#### 4.7.2.5 Simuleringer av diffusor med blader i Matlab og CFX

CP i Matlab er regnet ut fra snitthastigheten på innløpet til diffusorpassasjen og hastighet fra volumstrøm og areal på utløp. Tapsledd er ikke inkludert i MATLAB-skriptet.



Figur 26 dp/dr diffusor med blad

Figur 26 viser at det er relativt god sammenheng for diffusorene mellom simuleringene i Matlab og CFX uten tap. Den store differansen i CFX-simuleringene med og uten tap tilsier at mye av hastighetsenergien ikke blir omgjort til trykk, men heller går bort i andre tap.

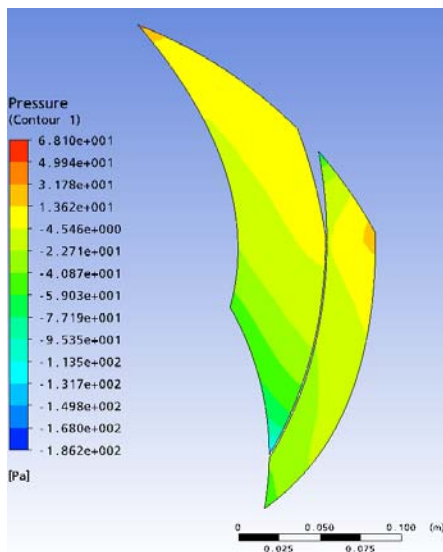


Figur 27 CP diffusor med blader

Figur 27 viser hvordan CP fra R0,8 øker med reduksjon av R i CFX og reduseres i MATLAB. Ved R0,65 blir det en liten reduksjon i CP og en stor økning i tapene, med denne R-verdien har diffusoren ingen diffusorpassasje, se Figur 23.

CP simulert i CFX øker med avtagende tap. CP simulert i MATLAB synker fordi modellen ikke tar hensyn til tap som følge av friksjon eller andre tapsledd på grunn av for eksempel ugunstige geometrier. R reduseres for å finne beste CP, i dette tilfellet når R er 0,7.

Det høye tapet for alle diffusorene – 26 til 33 % - indikerer at det er en fare for at tapene virker som motstand for strømmingen ut av løpehjulet.



Figur 28 Trykkontur for diffusor med 9 blader. (I fig: bladet i midten og periodiske sider)

Figur 28 viser at trykkoppbygging er best ca 2/3 ned mot bladet fra kilen. Rett på oversiden av kilen skjer det en reduksjon i trykket på utløpet, noe som meget mulig skyldes en tilbakestrømming. Den konkave formen til trykkonturene skyldes friksjonstap.

Størrelsen på friksjonstapet mot overflatene(vegg og blad) ble funnet ved å kjøre simuleringer uten heft på veggene, det vil si ingen veggfriksjon.

Tabell 2 Endring med og uten heft på vegger

Parameter	Endring (Uten heft - heft)
CFX dp/dr	+0,6 Pa
CFX dp/dr uten tap	-14,9 Pa
CFX tap	-1,222 prosentpoeng
CFX CP	+0,046 prosentpoeng

Tabell 2 viser forskjellen av å simulere diffusoren med og uten heft. Reduksjonen i tap er 24,8 ganger større enn økningen i dp/dr. Forskjellen tilsier at mesteparten av det frigitte friksjonstapet ikke blir omgjort til trykk, men heller går tapt. I stedet for å gi den ønskede diffusoreffekten, virker bladene som motstand for strømmingen. Det skyldes ikke friksjon, men at strømmingen ikke er som ønsket i diffusorkanalen. Dette bekreftes av tilbakestrømmingen på utløpet.

### 4.7.3 Diffusor uten blader

I en diffusor uten blader retarderes strømmingen kun ved hjelp av breddevariasjon. Noe av trykkøkningen vil komme som resultat av reduksjonen av  $c_u$ , jmfør Ligning 29. Resterende som følge av arealøkning som reduserer  $c_m$ . Uten diffusoren vil all hastighetsenergi ut av løpehjulet gå tapt i trykkstøt på grunn av den store, hurtige arealøkningen.

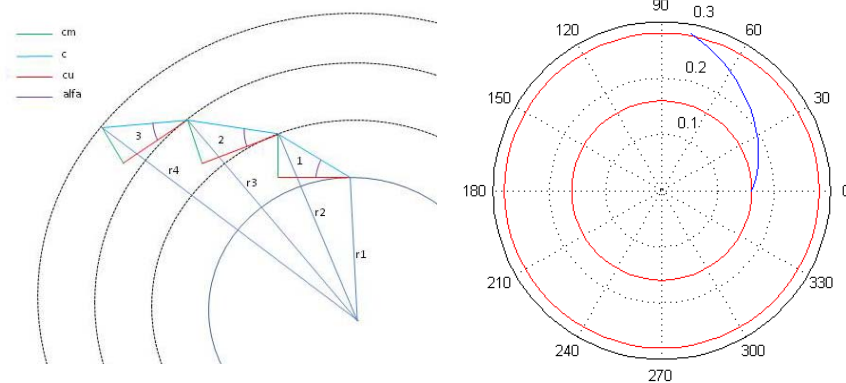
#### 4.7.3.1 Beregning av strømningsbane og diffusorparametere i Matlab

Hver strømningslinje betraktes som en egen diffusor i designet. Arealøkningen langs en strømningslinje tilsvarende til en hva en strømningslinje i en konisk diffusor med samme lengde og ekspansjonsvinkel ville ha fått, se prosjektoppgaven[12] for utledning av sammenhengen.

Bredden i hvert itereringspunkt gis av

$$b_i = \frac{(\sqrt{2 \cdot r_2 \cdot b_2} + L_i \cdot \tan \alpha)^2}{2 \cdot r_i} \quad (33)$$

$L_i$  er lengden på strømningsbanen i itereringspunktet,  $\alpha$  er ekspansjonshalvinkel og  $r_2$  og  $b_2$  er henholdsvis radius og bredde på innløpet til diffusoren.



Figur 29 Beregning av logaritmisk strømningsprofil

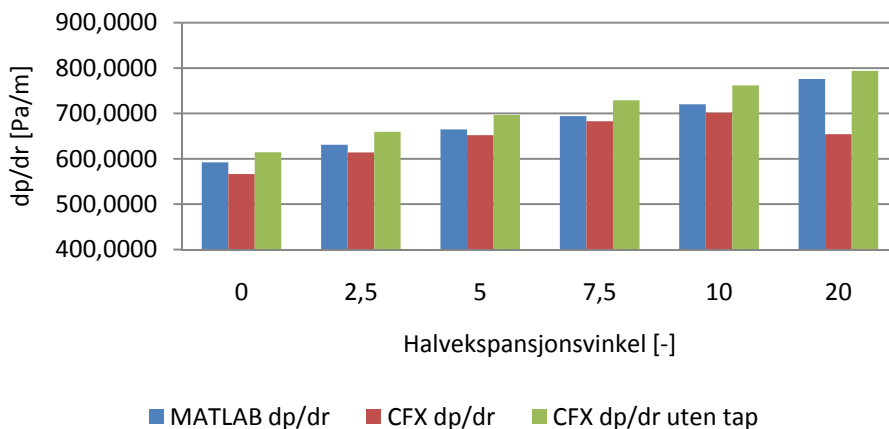


#### 4.7.3.2 Design-alternativer

Seks diffusorer ble designet i Matlab modellert i Inventor og simulert i CFX. Alle med ulik ekspansjonsvinkel. Fra Ligning 9 ser man at trykkgjenvinningen teoretisk sett vil øke med større ekspansjonsvinkel (utløpsareal). Men for stor ekspansjonsvinkel vil gi avløsning, og diffusoren vil ikke fungere. Maksimal ekspansjonsvinkel før avløsning er geometriavhengig, men eksperimenter på lignende geometrier gir gode indikasjoner. Eksakte mulige ekspansjonsvinkler må finnes ved hjelp av CFD og eksperimenter i vifteriggen.

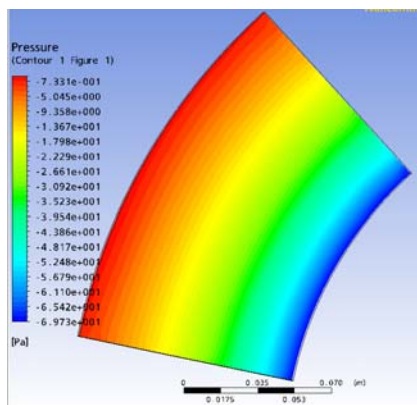
Se Vedlegg H for MATLAB-designskript.

## 4.7.3.3 Simuleringer av åpen diffusor i Matlab og CFX



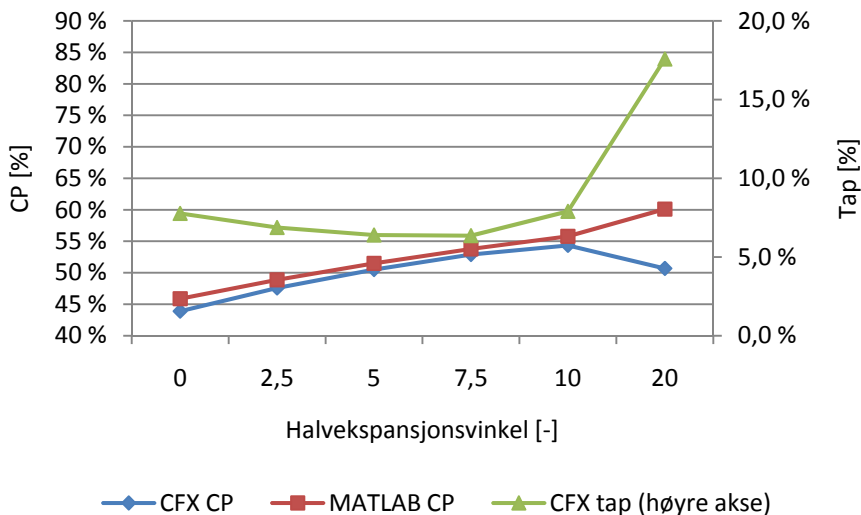
Figur 30 dp/dr åpen diffusor

Figur 30 viser at estimert- og simulert-trykk følger hverandre bra fram til det blir avløsning på 20 grader. Avviket skyldes at Matlab-skriptet ikke tar hensyn avløsning i diffusoren.



Figur 31 Trykkontur for 1/9 av diffusor uten blader med 5 graders ekspansjonsvinkel

En diffusor uten blader får en jevn trykkoppbygging, jamfør Figur 31.



Figur 32 CP for åpen diffusor

Friksjonstap er proporsjonalt med kvadratet av hastigheten[7]. Hastigheten reduseres med økende ekspansjonsvinkel, noe som fører til lavere friksjon. Over 7,5 grader halveksjonsvinkel øker tapet igjen, noe som indikerer at andre tap, blant annet avløsning og tilbakestrømming, øker. Det stemmer godt overens med tidligere nevnt maksimal halveksjonsvinkel.

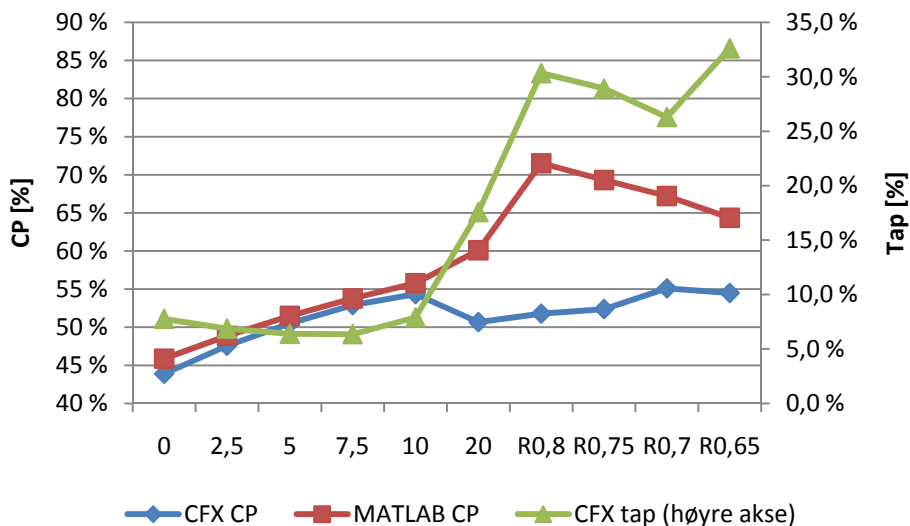
Størrelsen på friksjonstapet finnes ved hjelp av en sammenligning av simuleringen med og uten heft på veggene.

Tabell 3 Endring med og uten heft på vegger

Parameter	Endring (Uten heft - heft)
CFX $dp/dr$	+27,00 Pa
CFX $dp/dr$ uten tap	-22,32 Pa
CFX tap	-6,43 prosentpoeng
CFX CP	+2,09 prosentpoeng

Tabell 3 viser at økning i trykk er større enn reduksjon i tap, det vil si at det er en stor del av tapet som går til friksjon ble omgjort til trykk. Totalt tap uten friksjon er 1,5 %, altså en svært liten del.

## 4.7.4 Diffusorvalg



Figur 33 CP for alle diffusorer simulert

Figur 33 viser at diffusoren med 10 grader ekspansjon er den som gir best resultat for diffusor uten blader. Diffusor med 9 blader best av dem med.

Tapene i diffusorene med blader er i gjennomsnitt over tre ganger større enn for de uten blader. Det antas at store tap vil virke forstyrrende på løpehjulets utløpsstrøm, og på den måten senke løpehjulets virkningsgrad.

CP for beste diffusor med og uten blader skiller ett prosentpoeng – henholdsvis 55 % og 54 %.

Det er nært opptil det som tidligere er omtalt som maksimal CP på 60 %.

Krav til nøyaktighet er langt høyere for diffusor med blader, og følgelig vil produksjonskostnadene også være høyere.

Åpen diffusor framstår som det beste valget, den har høy CP og enkel geometri. For å være sikker på at det ikke blir avløsning bør det velges enn ekspansjonshalvvinkel på 8 grader eller mindre, tapet ved en avløsning er større enn en mulig gevinst med økt ekspansjonsvinkel. Det må gjøres testkjøringer på prototyp for å avgjøre om en så høy ekspansjonsvinkel som fungerer i CFX kan fungere i virkeligheten.

## 4.8 Materialvalg til kompaktviften

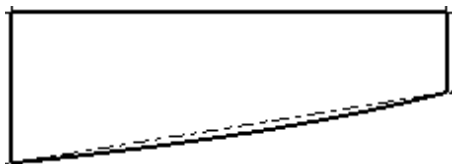
Delene til kompaktviften har ulike krav til formbarhet og styrke. Tabell 4 vurderer aktuelle materialtyper, og gir en anbefaling til valg av materiale for hver enkelt del.

Tabell 4 Materialvalg til vifte

Material	Stål	Aluminium	Plast	Kompositt
<b>Fordeler</b>	- Holdbarhet - Kan produseres i tynne profiler	- Holdbarhet - Rustfritt - Kan produseres i tynne profiler	- Formbarhet - Kan formstøpes, lav stykkpris ved serieproduksjon - Pris	- Formbarhet - Skreddersøm av materialegenskapene - Lav stykkpris ved serieproduksjon
<b>Ulemper</b>	- Vekt - Dyrt med produksjon av komplekse geometrier. Må bruke CNC-verktøy.	- Dyrt med komplekse former. Må bruke CNC-verktøy.	- Høy startkostnad ved produksjon - Forurensere (Styren)	- Høy startkostnad ved produksjon
<b>Løpehjul</b>	FEM-simuleringen i kapittel 5.5 beviser at alle aktuelle materialer har tilstrekkelig styrke til å kunne fungere som konstruksjonsmateriale. Valget av materiale vil derfor være bestemt av material- og produksjonskostnad. Plast anbefales til produksjon. Løpehjulet kan støpes i to deler som limes sammen.			
<b>Diffusor</b>	Diffusoren har en svært enkel geometri og den blir ikke utsatt for krefter. Materialvalget er derfor basert på produksjonskostnader. Plast eller kompositt anbefales. Tre til en prototyp, men ikke til ferdig produkt. Diffusoren bør produseres i et material som slites av løpehjulet – og ikke omvendt. Da konsekvensene ved skade og prisdifferansen er stor.			
<b>Viftedeler</b>	Dette er deler som kan brukes på flere viftestørrelser. Bør produseres i platestål, det er billig i produksjon, solid og har lang levetid.			

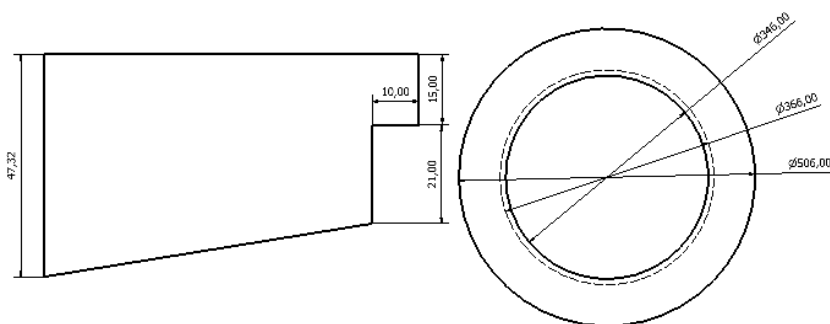
### 4.8.1 Andregenerasjon diffusor-prototyp

Andregenerasjon diffusor-prototyp er en diffusor uten blader laget i tre etter design beskrevet i kapittel 4.7.3. Den er designet for å brukes på førstegenerasjons prototyp av løpehjulet, og har like ytre mål som førstegenerasjons diffusor.



Figur 34 Produksjonsforenkling prototyp2.

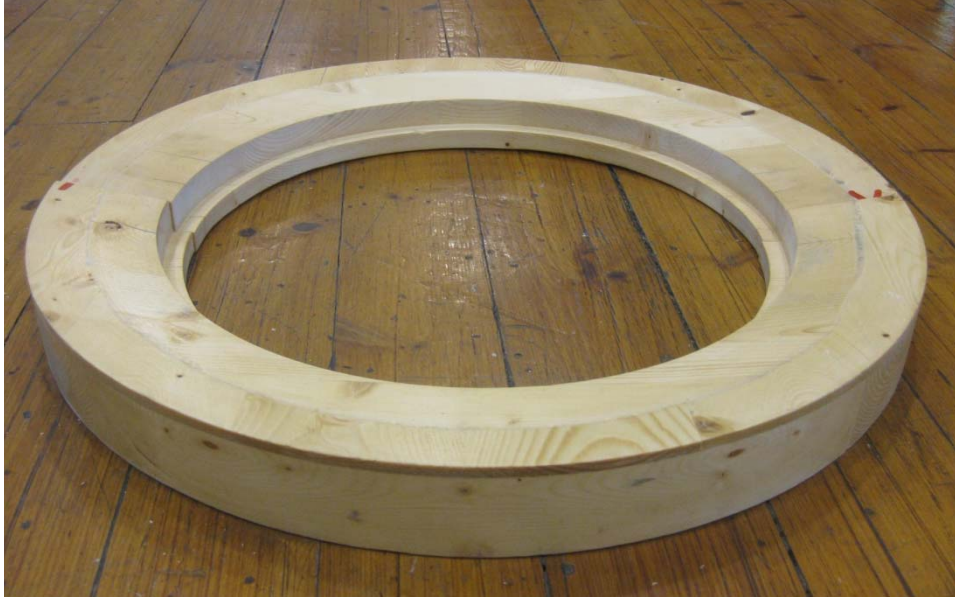
Figur 34 viser hvordan diffusoren er forenklet for å kunne produseres. Den helstrukne linjen viser profilet på arealøkningen beregnet i Matlab, den stiplede linjen viser en rett linje med samme start – og slutt punkt. Største mellomrom i høyderetningen er ca 1,1mm. Denne forenklingen gjør at diffusoren kan lages i en dreiebank, i stedet for en CNC-maskin.



Figur 35 Prototyp 2

Figur 35 viser mål og utforming for en side av andregenerasjon diffusor-prototyp, den andre siden vil være identisk. Overlapping til løpehjulet lages likt som for prototypen produsert i prosjektoppgaven.

Prototypen lages med en ekspansjonsvinkel på 4 grader. Det gjør at den samme prototypen kan høvles av og brukes til eksperimenter med høyere ekspansjonsvinkler

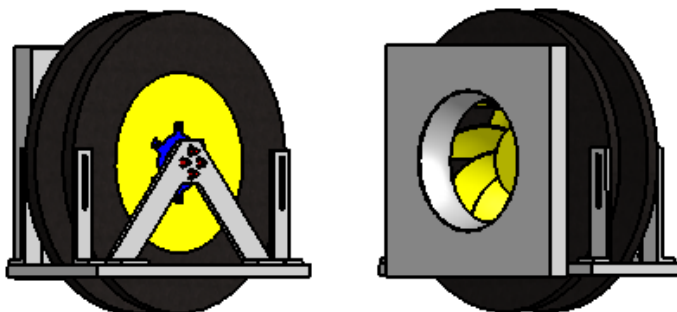


Bilde 6 Andregenerasjons prototyp av diffusor

Bilde 6 viser den ene av andregenerasjons prototyp av diffusor sine to identiske sider. Den er laget i limtre.

## 4.9 Resultat viftedesign

Figur 36 viser kompaktviften med løpehjul(gult), diffusor(svart) og viftedeler(grå). Kompaktviften er dimensjonert slik at det er plass til den i viftekammeret brukt til FW-viften. Foregående kapitler er grunnlaget for det endelige designet av kompaktviften.



Figur 36 Kompaktvifte tegnet i Inventor

Se Vedlegg I for komplette tegninger av kompaktviften.

Tabell 5 Sammenligning kompaktviften og FW-viften

Dimensjon	Kompaktviften	FW-viften
Største høyde	521mm	300mm
Største bredde	521mm	315mm
Største lengde	270mm	380mm

Målene i Tabell 5 er hentet fra modeller i Inventor.

Tabell 6 Simuleringer i ANSYS CFX av kompaktviften og FW-viften[14]

Parameter	Kompaktviften	FW-viften
Trykk [Pa]	164	241
Volumstrøm [m <sup>3</sup> /h]	1300	1300
RPM	1480	1480
Effekt [W]	87	133
Virkningsgrad [%]	68,4	64,9
Trykkøkning diffusor [Pa]	26	N/A
Virkningsgradsøkning med diffusor[prosentpoeng]	9	N/A

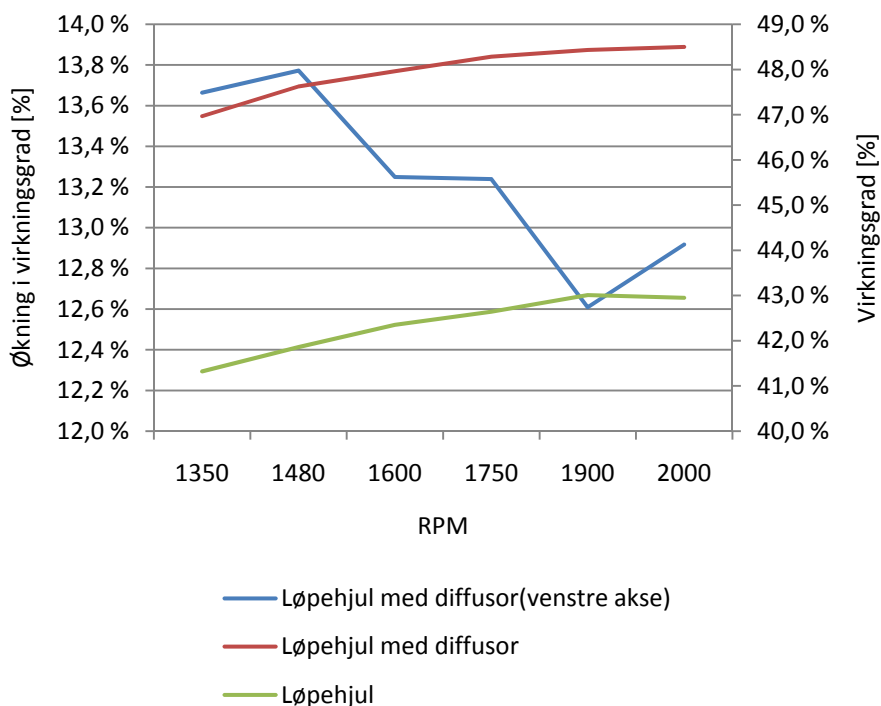
FW-viften i Tabell 6 har ingen diffusor, trykk- og virkningsgradsøkning med diffusor er derfor ikke aktuelt. Kompaktviften er simulert i bestpunkt og sammenlignet med simulering av FW-viften på lik volumstrøm.



Tabell 7 Testresultater 1. og 2.generasjons diffusorer i testrigg på 1900RPM[16]

Parameter	1.generasjon løpehjul	Med 1.generasjons diffusor	Med 2.generasjons diffusor
Trykk [Pa]	497,3	512,4	546
Volumstrøm [m <sup>3</sup> /h]	1584	1800	1791
RPM	1900	1900	1900
Virkningsgrad [%]	43	44,5	48,4

Resultatene fra testkjøringer i laboratoriet er oppsummert i Tabell 7. Økningen i volumstrøm er lik for begge diffusorene, mens økningen i trykk er betraktelig større for andregenerasjons diffusor.



Figur 37 Virkningsgradøkning med 2.generasjons diffusor

I Figur 37 er resultatene fra kjøring med og uten 2.generasjonsdiffusor på ulike turtall. Den blå linjen viser prosentvis økning i virkningsgrad ved å bruke diffusoren.



# Kapittel 5 Styrkeberegning av løpehjul

## 5.1 Introduksjon:

Styrkeberegningen er utført for å se hvordan kreftene påført løpehjulet under drift fordeler seg, og for å avdekke eventuelle konstruksjonsmessige svakheter.

Til styrkebergningen er FEM-analyseprogrammet Ansys Mechanical brukt. I teoridelen i kapittel 3.3 er grunnlaget for overslagsberegninger brukt til å kontrollere resultatene gjennomgått.

Beregningene er gjort med fire forskjellige materialer for å se hvordan resultatet blir påvirket av forskjellige materialegenskaper.

## 5.2 Løpehjul

Simuleringene er gjort på løpehjulet designet i prosjektoppgaven til Sondre Nenseter[19]. Se Vedlegg A for løpehjulparametere.

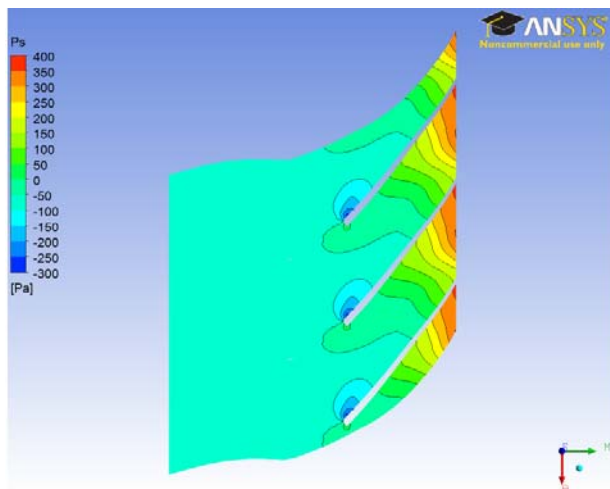
## 5.3 Materialer

Materialene som er valgt er alle i utgangspunktet aktuelle, men har ulike materialegenskaper og pris.

Tabell 8 Materialdata [10][20]

Material	Stål	Aluminium	ABS-plast	Polyethylene
Tetthet [kg/m <sup>3</sup> ]	7850	2770	1050	950
Flytgrense [MPa]	250	280	22	25
Bruddgrense [MPa]	460	310	29	33
E-modul [GPa]	200	71	2,4	1,1
Poissons Ratio	0,3	0,33	0,4	0,42

## 5.4 Overslagsberegninger



Figur 38 Statisktrykkontur på løpehjul [14]

Figur 38 viser den statiske trykkfordelingen over løpehjulet, den største trykkdifferansen er ved utløpet. Forenklet kan man si at trykkforskjellen,  $\Delta p$ , er 400 Pa over hele bladet. Tykkelsen,  $t$ , på bladet er 5mm og bredden,  $b$ , er 110 mm[19].

For å kunne gjøre overslagsberegninger må den komplekse geometrien forenkles. I følge *Konstruksjon av pumper og turbiner*[9] kan det antas at kreftene som må tas hensyn til vil være påført av rotasjonen og trykkforskjellen mellom trykk og sugeside over skovlene.

Minste sikkerhetsfaktor er største spenning delt på flytgrensen til materialet, det er ikke tatt hensyn til at kreftene i overslagsberegningen kombineres.

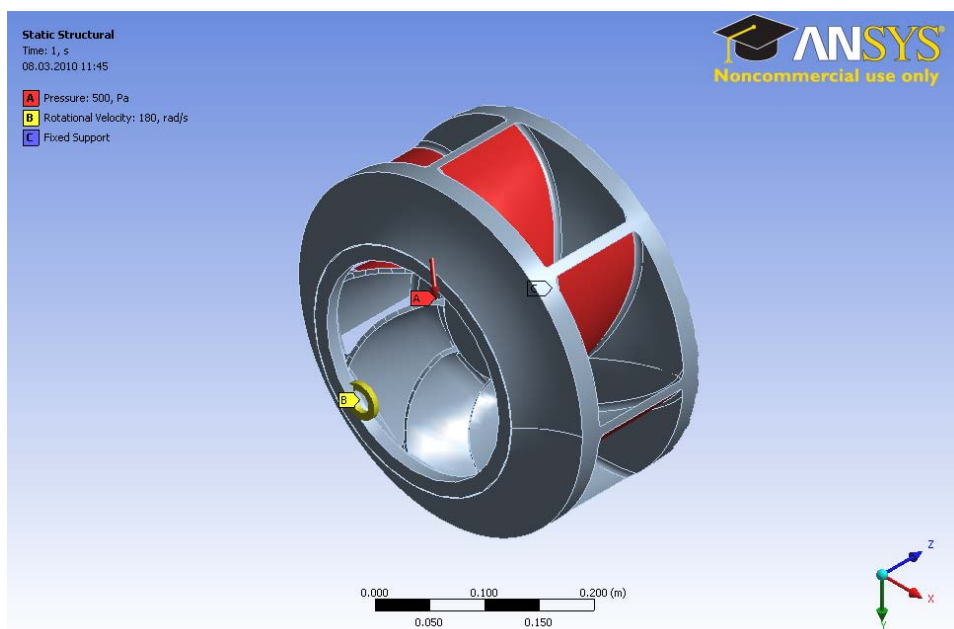
Ligningene brukt til overslagsberegningene er gitt i kapittel 3.3.

## 5.5 FEM-analyse

### 5.5.1 Oppsett

Overlagsberegningene indikerer at materialstyrken vil være tilfredsstillende. Følgelig kjøres simuleringene med overdimensjonerte krefter.

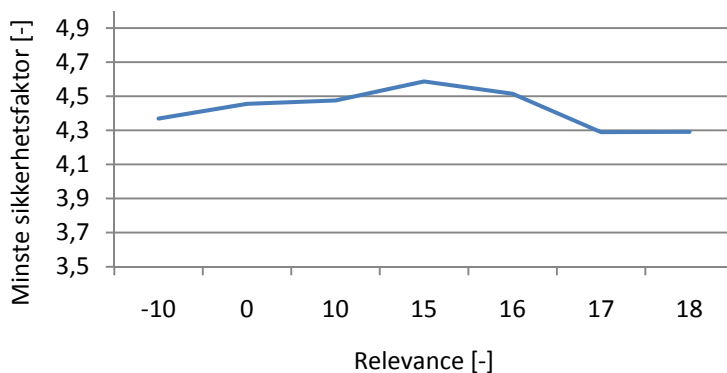
- Roterende innspenning i senter.
- Rotasjonshastighet: 1420 RPM.
- Alle skovlene påføres 500 Pa på trykksiden.
- Antagelse om at krefter i aksiall-retning vil utligne hverandre.



Figur 39 Påførte krefter

### 5.5.1.1 Mesh

I simuleringene ble løpehjulet meshet og simulert som én hel del.



Figur 40 Mesh-validering

Figur 40 viser mesh-valideringen for løpehjulet, *relevance* er ANSYS Mechanicals justering for nøyaktigheten på simuleringen. Detaljer og innstillinger for brukt mesh er gjengitt i Tabell 9.

Tabell 9 Mesh-detalljer for simulering med *relevance* 18

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	18
<b>Advanced</b>	
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Program Controlled
<b>Statistics</b>	
Nodes	30692
Elements	16679

## 5.6 Resultater

### 5.6.1 Overslagsberegninger

Tabell 10 Resultater fra overslagsberegninger

Materialtype	Stål	Aluminium	ABS-Plas	Polyetyhlen
Sentripetalkrefter ring [MPa]	5,812	2,051	0,777	0,703
Sentripetalkrefter bjelke [MPa]	2,906	1,025	0,389	0,352
Momentspenning [MPa]	0,387	0,387	0,387	0,387
Minste sikkerhetsfaktor	43	137	28	38

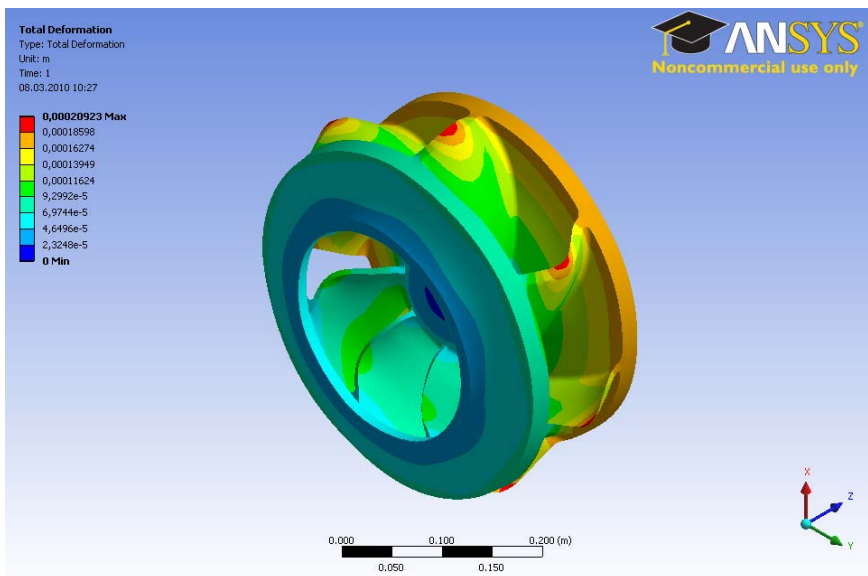
I overslagsberegningene er det sentripetalkrefter i ring som gir størst spenninger. Sentripetalkreftene maksimeres ved  $r_2$ , her er også trykkforskjellen over bladene størst, jamfør Figur 38. Det er derfor meget sannsynlig at største spenninger vil opptre i innspenningen mellom skovl og ring og/eller boss ved ytre radius.

### 5.6.2 Resultat FEM-analyse

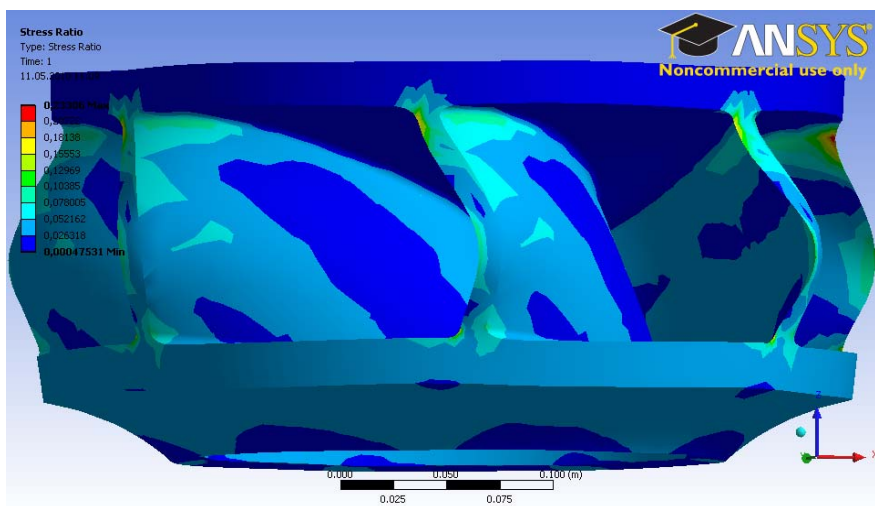
Tabell 11 Resultater FEM-analyse

Material	Stål	Aluminium	ABS-plast	Polyethylene
<b>Minste sikkerhetsfaktor</b>	6,1954	15	4,29	5,4561
<b>Største spenning</b>	4,0352e7 Pa	1,4054e7 Pa	5,6735e6 Pa	4,5821e6 Pa
<b>Største deformasjon</b>	2,6369e-5 m	2,3488e-5 m	2,0923e-4 m	4,0221e-4m

Figur 41 og Figur 42 viser et utvalg av resultatene i Tabell 11 grafisk framstilt. Deformasjonene er sterkt overdrevet for å vise tendenser bedre.



Figur 41 Deformasjon i ABS-plast



Figur 42 Stress ratio ABS-plast



# Kapittel 6 Forretningsbygging

## 6.1 Prosessen

Våren 2007 oppstod ideen om at en forbedring i virkningsgraden til ventilasjonsvifter ville kunne senke energiforbruket i et bygg betraktelig.

Studentene Halvor Haugsvold og Sondre Nenseter deltok i Venture Cup våren 2007 med Prof. Ole Gunnar Dahlhaug som veileder. Det ble denne våren innledet samtaler med NTNU Technology Transfer AS (TTO) og søkt om økonomisk støtte hos Innovasjon Norge.

Prosjektet ble lagt på is frem til våren 2009, da det ble tatt opp igjen av Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien. De skrev et semesterprosjekt på University of California Berkeley, der de gjorde en vurdering av ventilasjonsmarkedet i USA.

Høsten 2009 skrev de tre studentene prosjektoppgaver ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU. Prof. Ole Gunnar Dahlhaug var prosjektveileder. De mottok en vifte av aggregatleverandøren Novema, som ble testet i laboratoriet av Kjell Erik Lien. Sondre Nenseter designet en ny vifte som ble produsert i desember 2010 med midler fra Idéfondet. Halvor Haugsvold designet en diffusor som ble produsert med midler fra samme fond. Denne høsten ble det innledet samtaler med TTO og TrønderEnergi Invest. Det ble også med hjelp fra Entreprenørskolen ved NTNU gjennomført en syretest av prosjektet, med fokus på kommersialiseringsmuligheter i Norge og Europa, se Vedlegg D

Våren 2010 skrev de tre studentene masteroppgaver ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU med Ole Gunnar Dahlhaug som veileder. Masteroppgaven var en direkte videreføring av prosjektoppgaven. Det ble innledet et samarbeid med TTO og TrønderEnergi Invest. TTO gjennomførte en patentundersøkelse, se Vedlegg E Konklusjonen fra patentundersøkelsen var negativ. Det ble også lagd en forretningsplan som ble sendt inn til to forretningsplanskonkurranser: Startstøtte og Take Off Midt-Norge. Denne kan leses i sin helhet i kapittel 6.2.

Etter grundig testing av den produserte viften og diffusoren, viste det seg at disse ikke fungerte bedre enn viften mottatt av Novema. Våren 2010 ble det av Sondre Nenseter designet en ny vifte, men på grunn av tidsmangel var det ikke mulig å lage en vifte som var mye bedre enn dagens standard. Halvor Haugsvold designet en ny diffusor som kunne øke viftevirkningsgraden med betraktelig. Senere ble det oppdaget at en slik diffusor ble patentert i 2006[21]

19. mai 2010 ble hele vifteprosjektet lagt dødt.

I Vedlegg F finnes det en oversikt over hele prosessen. Denne inneholder datoer og møtereferater.

## 6.2 Forretningsplan

### Forretningsidé

*HSK Fans skal levere markedets mest energieffektive vifter til bruk i ventilasjonssystemer.*

### Bakgrunn for forretningsidéen

Ventilasjonsvifter har ikke gjennomgått større forandringer på flere tiår, og det er rom for betydelig økning av virkningsgraden. Det har i de siste årene skjedd en revolusjon innen Computational Fluid Dynamics(CFD), som brukes til å simulere strømming i fluider. Denne teknologien brukes blant annet i konstruksjon av vannkraftturbiner og design av rør til olje- og gasstransport. Vannkraftlaboratoriet ved NTNU har ledende kompetanse på denne teknologien.

I en verden med økt fokus på energiutnyttelse og strengere krav fra myndighetene både nasjonalt og internasjonalt, er dette et marked med store vekstmuligheter. Bygg står for om lag 40 % av energibruken i verden, og potensialet for energieffektivisering er stor. Ombygging av eksisterende anlegg, nye anlegg og strengere krav til innendørsklima vil i følge SINTEF føre til en dobling av energibehovet til vifter neste 15-20år. EUs mål om energieffektivisering i bygninger skal nås gjennom en sterk økning i bevilgningene til utvikling av ny teknologi.

I et typisk skandinavisk kontorbygg går 17 % av energien til vifter[SINTEF]. Ved å øke virkningsgraden i viftene vil man spare energi, noe som er ønskelig både fra et økonomisk og et miljømessig ståsted.

Fra 1.juli 2010 vil det bli lovpålagt med energimerking av næringsbygg i Norge. Byggets totale energimerkekarakter er et produkt satt sammen av mange delvurderinger, for ventilasjon gjelder dette SFP faktor (Specific Fan Power) og krav til varmegjenvinning. I tillegg til nybygg fungerer forskriftene slik at de har tilbakevirkende kraft ved ombygging.

Dagens vifter kjennetegnes ved lav virkningsgrad og innkjøpskostnad. Et økende fokus på lavt energiforbruk og bærekraftige løsninger vil gi rom for produkter med lave livsløpskostnader.

### Produkt

Produktet er en ny type ventilasjonsvifte. Den er mer energieffektiv og har en mer kompakt utforming sammenlignet med vifter som brukes i dag.

For å kunne teste og verifisere produktene har det blitt bygget en testrigg for ventilasjonsvifter i Vannkraftlaboratoriet på NTNU.

### **Forretningsmodell**

Den nye viftetypen vil konkurrere med eksisterende produsenter og kan egenproduseres, eller lisensieres ut til vifteprodusenter.

Før eller siden vil fremtidsrettede vifteprodusenter se seg nødt til å utvikle viftene sine.

Siden HSK Fans allerede har gjort denne teknologiutviklingen, vil en alternativ forretningsmodell være å selge totalresultatet.

### **Marked**

Markedet i dag fungerer slik at selve viften produseres for seg selv, og settes deretter sammen med andre komponenter i et aggregat av en annen produsent/leverandør.

Det totale markedspotensialet for leveranse av vifter til ventilasjonsanlegg, er anslått til å være i underkant av 150 MNOK årlig i Norge, og rundt 4000 MNOK i Europa. (Kilde:ES)

Det er et stort antall vifteprodusenter på verdensbasis. Den største i Skandinavia er Fläkt Woods, som er representert i 95 land. De leverer vifter til norske Novema, og har om lag 20 % av markedsandelen her i landet.

Vifter benyttes også på andre områder enn i ventilasjonsanlegg, for eksempel

tunnelvifter. De samme grunnprinsippene i virkningsgradsforbedring kan overføres hit, og dermed utvide markedet betraktelig.

### **Lønnsomhet**

Kunden vil, med antatt 30 % økt virkningsgrad, kunne redusere energiforbruket til ventilasjonssystemet med 9-11 %.

Eksempel på ettermontering av ny viftetype:

Et næringsbygg på 5,000 m<sup>2</sup> vil i et normalt driftsår ha et forbruk på ca 1.000.000 kWh.

Med et konservativt anslag vil 15 % gå til å drifte de to viftene som er nødvendig for god ventilasjon[Sweco]. Det tilsvarer 150.000 kWh per år. En 30 % økning i virkningsgrad vil gi en reduksjon i energiforbruket på 45.000 kWh.

Hvis tilbakebetalingen skjer over 3 år med 7 % rente og en strømpris på 70 øre/kWh vil dette kunne forsvare en merpris på 41.000 kr per vifte, når man antar totalt 2 vifter i bygget.

I 2003 anslo SINTEF at det i Norge benyttes 2,3 TWh til å forsyne vifter i yrkesbygg og boliger. Videre har det ifølge SSB vært 8,8 % økning i bygningsmassen i Norge frem til 2009, slik at 2,5 TWh trolig er den energien som går til å drive vifter i dag. En 20 – 30 % økning i virkningsgrad vil dermed redusere energiforbruket med 500 – 750 GWh på årlig basis kun i Norge. En snittpris på 70 øre/kWh vil gi 350- 525 MNOK besparelse per år.

Den nye viftetypen vil ha lavere livsløpskostnader enn en tradisjonell viftetype. Prisen må settes på bakgrunn av en helhetsvurdering, men innovative løsninger i design og produksjon vil gi lave kostnader og dermed stort potensial for fortjeneste.

### **Team**

Organisasjonen består i dag av tre 5. årsstudenter, samt en professor på Institutt for Energi og Prosessteknikk (EPT) ved NTNU. Kjell Erik Lien og Sondre Nenseter er 5.årsstudenter fra Energi & Miljø retning energi- og prosesseteknikk. Halvor Haugsvold går Produktutvikling og produksjon med samme retning. Alle skriver masteroppgave med Ole Gunnar Dahlhaug som veileder fra Vannkraftlaboratoriet på NTNU.

HSK Fans har hatt innledende samtaler med TrønderEnergi Invest og NTNU

TechnologyTransfer (TTO), planen er å samarbeide med disse utover våren 2010. NTNU Technology Transfer AS skal bistå med vurdering av immaterielle rettigheter, samt sikre eventuelle patentrettigheter.

Av samarbeidspartnere har vi tilgang til laboratorium og ressurspersonell på NTNU, samt TrønderEnergiInvest og TTO. Nenseter og Lien har også nær kontakt med fagmiljøet i konsultantselskapet Sweco, som blant annet prosjekterer ventilasjon i bygg.

### **Idérettigheter og eierandeler**

Rettigheter til ideen ligger hos studentene, og er fordelt med 1/3 på hver.

### **Risikofaktorer**

Det er en viss teknologisk risiko knyttet til prosjektet ettersom produktene ikke er ferdigdesignet enda. Teamet innehar, og har tilgang til, betydelig kompetanse som reduserer denne risikoen. Siden det er gjort grundige beregninger som viser en klar forbedring i virkningsgrad og nøyaktige målinger som bekrefter disse reduseres den teknologiske risikoen betydelig.

Det er også en markedsrisiko knyttet til prosjektet, ettersom dette er en teknologi som har eksistert i mange år, og markedet er dominert av store aktører. Målet er å få oppfinnerhøyde slik at produktene kan patenteres, noe som gir et stort konkurransefortrinn.

### **Teknologiutvikling:**

Masteroppgavene til Nenseter og Haugsvold har som mål å utvikle et markedsklart produkt. Lien skal i sin masteroppgave sørge for at vifteenhetene testes grundig og sammenligne med toppmodellen til Fläkt Woods. Produktene vil være basert på prototypene designet i prosjektoppgavene, og skal forbedres med input fra vifteriggtester av førstegenerasjons prototyper og CFD simuleringer.

**Finansieringsbehov**

Førstegenerasjons prototyper og bygging av testrigg ble finansiert med midler fra Idéfondet. Finansieringsbehovet i våren 2010 er i hovedsak knyttet til produksjon av andregenerasjons prototyp, samt grundig testing og verifisering av resultater og produksjonsvurdering. Kostnadene antas å beløpe seg til ca 250.000 kr. Med positive testresultater vil neste steg være å etablere en organisasjon som kan kommersialisere ideen, finansieringsbehovet her er betraktelig, 500.000 kr.

# Kapittel 7    Diskusjon

## 7.1    Diskusjon viftedesign

Kompaktviften er designet for å møte spesifikasjonen til FW-viften som er blant de minste viftene brukt til ventilasjon. Resultat fra CFD-simuleringene i Tabell 6 viser at kompaktviften i bestpunktet har en 3,5 prosentpoeng høyere virkningsgrad enn FW-viften. Diffusoren står for 9 prosentpoeng av økningen. Utfordringen ligger i å designe løpehjul og diffusor som til sammen møter kravene til trykk og volumstrøm, bygger løpehjulet for mye trykk øker effektbehovet og virkningsgraden synker.

Valget av diffusortype ble gjort i designprosessen. Diffusor uten blader ble valgt fordi den hadde en enkel utforming, lave tap og CP omtrent tilsvarende til diffusor med blader. Se kapittel 4.7.4 for diffusorvalgdiskusjon.

Resultatene i Tabell 7 viser at bruk av 2.generasjons diffusor gir en virkningsgradsøkning på 12,6 %. For 1.generasjons diffusor er økningen på 3,5 %. Volumstrømmen øker med omtrent 200 m<sup>3</sup>/h for begge, det skyldes at strømmingen på utløpet til løpehjulet ikke får et støttap som følge av en brå ekspansjon, men heller blir videreført inn på diffusoren. Denne volumstrømsøkningen må tas hensyn til i videre design av løpehjul og diffusor. Fra å gi størst virkningsgradsøkning i designpunktet på 1480 RPM, se Figur 37, avtar virkningsgradsøkningen til diffusoren med økende turtall. Løpehjulets bestpunkt på 1900 RPM gir en knekk i diffusorens virkningsgradsøkning.

Det antas at en større kompaktvifte vil bli enda mer energieffektiv. Både på grunn av bedre plass til bruk av en større diffusor, og at virkningsgraden generelt øker med større dimensjoner, fordi noen av tapene ikke skaleres.

Det nye designet er bredere og høyere, men kortere enn referanseviften. Det antas at dimensjonsforskjellene vil skalere seg med viftestørrelsen. Gevinsten ved å redusere viftens lengde vil først materialisere seg ved en eventuell reduksjon av lengden til viftetekammeret.

Motortypen brukt i referanseviften har en meget lav virkningsgrad ved kjøring utenfor bestpunkt, et bytte til en mer energieffektiv likestrømsmotor med integralhastighetskontroll (EC-motor) vil føre til en betraktelig bedre totalvirkningsgrad utenfor bestpunkt, se Figur 19. Til kompaktviften er det valgt å bruke en EC-wheel-motor, den kan integreres i løpehjulet og er utformet på en måte som gjør det mulig å redusere lengden betraktelig. EC-wheel-motoren må spesialtilpasses viften, men siden nesten alle slike motorer blir spesialtilpasset, antas det å kunne gjøres til en konkurransedyktig pris.

Viftedelene er meget enkle i utforming og har store justeringsmuligheter. For å lette monteringen og senke kravene til prisdrivende nøyaktighet i produksjon.

Materialvalget er gjort etter en grovvurdering på materialegenskaper og produksjonsmetode. Løpehjulet og den integrerte motoren vil ha høyest komponentkostnad av delene som inngår i kompaktviften. I en eventuell neste fase bør det gjøres en mer omfattende undersøkelse hvor flere – på dette tidspunktet ukjente – faktorer tas med. Som for eksempel produksjonssted og mulig samarbeid med produksjonsbedrifter.

Det er knyttet stor usikkerhet til resultater basert på CFD-simuleringer, for at disse skal kunne verifiseres må det bygges prototyp som kan kjøres i testtrigg.



## 7.2 Diskusjon styrkeberegning

Overslagsberegningene gir langt høyere sikkerhetsfaktorer enn det FEM-analysen gir. Det kommer av at bladene er kuttet for å følge sirkelbuen på ytre radius, det gir dem en spiss ende. Det fører til at minste tykkelse på bladene i simuleringen er mindre enn tykkelsen brukt i overslagsberegningene. Kreftene er heller ikke kombinert, noe som kan gi større krefter totalt.

Av materialene testet er det aluminium som får høyest sikkerhetsfaktor; 15. Det er fordi det er et duktilt og lett materiale. Av ikke-metallene er det Polyetylen som har den høyeste sikkerhetsfaktoren; 5,5. Men med nærmere dobbelt så stor deformasjon som ABS-plasten.

For å holde vekt og kostnad nede bør det før en ny design av løpehjulet settes i produksjon kjøres en FEM-analyse for å redusere unødvendig bruk materialer.

Da løpehjulet har høye sikkerhetsfaktorer for alle materialer kan det være interessant å eksperimentere med alternative design, mest med hensikt på å senke produksjonskostnadene.

Anbefalinger til design på bakgrunn av styrkeberegningen

- Spenningene øker med tetthet og radius, jamfør Ligning 23 og Ligning 24. Mest mulig av vekten bør derfor legges så nært rotasjonsaksen som mulig.
- Bladinnfestingen bør være dimensjonerende kriterium. Her vil de største spenningene opptre og utformingen vil virke direkte inn på maksimal utbøyning midt på skovlen.

### **7.3 Diskusjon forretningsbygging**

Forretningsplanen viser at det er forretningsmuligheter for mer energieffektive vifter. For å få ha mulighet til å konkurrere med veletablerte aktører kreves det en virkningsgradsøkning på minst 20 %, det bekreftes av syretesten fra Entreprenørskolen i Vedlegg D Virkningsgradsøkningen for kompaktviften er 5,4 % på det beste. Det er fortsatt forretningsmuligheter i salg eller lisensiering av kompaktvifte-konseptet til en vifteprodusent, men lønnsomheten avhenger av prisen for å bruke diffusor-patentet beskrevet i kapittel 6.1. Videreutvikling av kompaktviften i partnerskap med eieren av diffusor-patentet er også en mulighet.

## Kapittel 8 Konklusjon

I oppgaven er det designet en ny type ventilasjonsvifte, utført styrkeberegning på et sentrifugalløpehjul og utformet en forretningsplan for kommersialiseringen av mer energieffektive vifter.

Den nye viften som er designet, kompaktviften, er en kammervifte satt sammen av et sentrifugalløpehjul med en omsluttende diffusor uten blader. Den er drevet av en motor integrert i løpehjulet. I bestpunktet har kompaktviften en 5,4 % bedre virkningsgrad enn referanseviften fra en markedsledende produsent. I tillegg vil overgangen til en integrert motor med høyere virkningsgrad for kjøring utenfor bestpunkt øke totalvirkningsgraden ytterlige. Diffusoren gir en virkningsgradsøkning på 13,2 og 15,2 % for henholdsvis 1.- og 2.generasjon av løpehjulet designet til bruk i kompaktviften. Kompaktviftedesignet er 29 % kortere enn referanseviften.

Selv med overdimensjonerte krefter påført løpehjulet, var det ingen av materialene som fikk spenninger eller deformasjoner i kritisk størrelsesorden. Punktet for minste sikkerhetsfaktor var for alle simuleringene i innfestingen til skovlene ved ytterste diameter. Som følge av spenningene i innfestingen var største deformasjon i senter av bladene ved ytre radius.

Minste sikkerhetsfaktor var 4,29 for ABS-plast og største deformasjon var 0,40221mm for polyetylen. Ingen av disse er av kritisk størrelsesorden, og det konkluderes med at materialvalget til løpehjul kun avhenger av produksjonskostnad.

Forretningsplanen viser at det er potensial for store kostnadsbesparelser ved bruk av mer energieffektive vifter og derved en forretningsmulighet, men prosjektet avsluttes fordi kompaktviftens fordeler er funnet for marginale til at de kan betraktes som grunnlag for oppstart av bedrift.



## Kapittel 9 Videre arbeid

Følgende foreslås til videre arbeid

- En optimaliseringsstudie av diffusor uten blader i testtriggen for å finne maksimal ekspansjonsvinkel, da simuleringer i Ansys CFX ikke gir troverdige resultater for avløsningssimuleringer.
- Øke diffusorlengden ved å bøye den av i aksial-retning – material og produksjonskostnader veid mot økt CP . Samme tanke som med sylinderdiffusoren beskrevet i prosjektoppgaven[12].
- Eksperimentere mer med design av diffusor med blader.
- Utarbeide anbudsspesifikasjoner for motoren.
- En studie på produksjonsmetode og materialvalg for kompaktvifte
- Se på alternative løpehjuldesign for å redusere materialbruk.
- Kontakte eier av diffusor-patentet for videre utvikling av vifter i samarbeid. Eller undersøke mulighetene for lisensiering.



## Kildeliste

1. **AIVC.** *AIVC 65 - Recommendations on SFP and Fan System Efficiency.* s.l. : AIVC, 2009.
2. **KRD (Kommunal- og regionaldepartementet).** *Forskrift om krav til byggverk og produkter til byggverk (TEK).* Oslo : KRD (Kommunal- og regionaldepartementet), 2007.
3. **NVE.** Energimerking av bygg. *Energimerking.no.* [Internett] [Sisert: 5 November 2009.] [www.energimerking.no](http://www.energimerking.no).
4. **NOVEMA AS.** Novema aggregater. [Online] [Cited: Desember 2, 2009.] [www.novema.no](http://www.novema.no).
5. **World Business Council for Sustainable Development.** *Vision 2050 - The new agenda for business.* 2010.
6. **Eck, Dr.ing Bruno.** *Fans - First english edition.* Cologne : Fanta Sea Press, 1961.
7. **White, Frank M.** *Fluid Mechanics - Sixth edition.* s.l. : McGraw - Hill, 2008.
8. **IDAC.** IDAC. [Online] IDAC. [Cited: Mars 3, 2010.] <http://www.idac.co.uk/services/materialswalkabout/Image-Library/Stress-strain%20Image.JPG>.
9. **Brekke, Hermod.** *Konstruksjon av pumper og turbiner.* s.l. : NTNU, 1998.
10. **ANSYS.** *ANSYS Engineering Data.* s.l. : ANSYS 12.
11. **Dahlhaug, Ole Gunnar.** Februar 2010.
12. **Haugsvold, Halvor.** *Design av ventilasjonsvifte.* Trondheim : NTNU, 2009.
13. **Lien, Kjell Erik.** *Funksjonstest av ventilasjonsvifte.* s.l. : NTNU, 2009.
14. **Nenseter, Sondre.** *CFD Ventilasjonsvifte.* s.l. : NTNU, 2010.
15. **Engineering Toolbox.** Types of Fans. *The Engineering Toolbox.* [Online] [Cited: Mars 5, 2010.] [http://www.engineeringtoolbox.com/fan-types-d\\_142.html](http://www.engineeringtoolbox.com/fan-types-d_142.html).
16. **Lien, Kjell Erik.** *Vifterigg - master.* s.l. : NTNU, 2010.

17. **SmartMotor**. Rim Machines. [Online] [Cited: Mai 6, 2010.] [www.smartmotor.no](http://www.smartmotor.no).
18. **Heinzmann**. Direct drive brushless Wheel Hub Motors. [Online] 2010. [Cited: Mai 2, 2010.] <http://heinzmann.com/en/electric-drives/wheel-hub-motors-rn-ec>.
19. **Nenseter, Sondre**. *Design av løpehjul til ventilasjonsvifte*. Trondheim : NTNU, 2009.
20. **MATBASE**. [Online] [Cited: Mars 3, 2010.] [www.matbase.com](http://www.matbase.com).
21. **David C. Hustvedt, Anders O. Hustvedt**. *Centrifugal Fan Diffuser. US 7,001,140 B2 USA*, 21, 2006.
22. **Idelchik**. *Handbook of hydraulic resistance - third edition*. s.l. : Begell House Publishers, 2001.
23. **Flåkt Woods** . Ventilasjon - vifter. *Flåkt Woods*. [Online] [Cited: Oktober 14, 2009.] [www.flaktwoods.no](http://www.flaktwoods.no).
24. **Vannkraftlaboratoriet**. *Utkast til kompendium i høytrykksmaskiner*. 2008.
25. **Brekke, Hermod**. *Pumper & Turbiner*. Trondheim : Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2003.
26. **SINTEF Materialer og kjemi**. *Komposit-/ sandwichmaterialer for bruk i fiskeflåten*. Trondheim : SINTEF, 2004.
27. **Flåkt Woods**. *Teknisk Handbok*. s.l. : Flåkt Woods, 2008.
28. **Larsen, Børre**. *Ingeniør - Novema*. Januar 2010.



## Vedlegg A

### Parametere for viften brukt til design av diffusor

Parametrene som trengs for å designe en diffusor avhenger av løpehjulet, dette er verdier når viften opererer i bestepunkt.

Tabell 12 Løpehjulparametre [19]

Navn	Symbol	Verdi
Volumstrøm	Q	3000 m <sup>3</sup> /h
Omdreiningshastighet	$\Omega$	1420 RPM 148,7 r/s
Ytre bladbredde	B2	110 mm
Ytre bredde totalt		119 mm
Indre radius	R1	110,8mm
Ytre Radius	R2	183mm
Ytre hastighet	$U = R2 \cdot \Omega$	27,21 m/s
Meridian-komponent	$c_m$	6,5886 m/s
Tangential-komponent	$c_u$	13,0831 m/s
Absolutt hastighet	C	14,65 m/s
Tetthet luft	$\rho$	1,2 kg/m <sup>3</sup>
Total energi ved utløp	$\rho \cdot u \cdot c_u$	427,23 Pa
Dynamisk trykk, cm	$0,5 \cdot \rho \cdot c_m^2$	26,05 Pa
Dynamisk trykk, cu	$0,5 \cdot \rho \cdot c_u^2$	102,7 Pa

**Vedlegg B**

Tabell 13 Programversjoner

Program	Versjon
Ansys Workbench	11.0
Autodesk Inventor Professional	2009
MATLAB	R2009a

## Vedlegg C

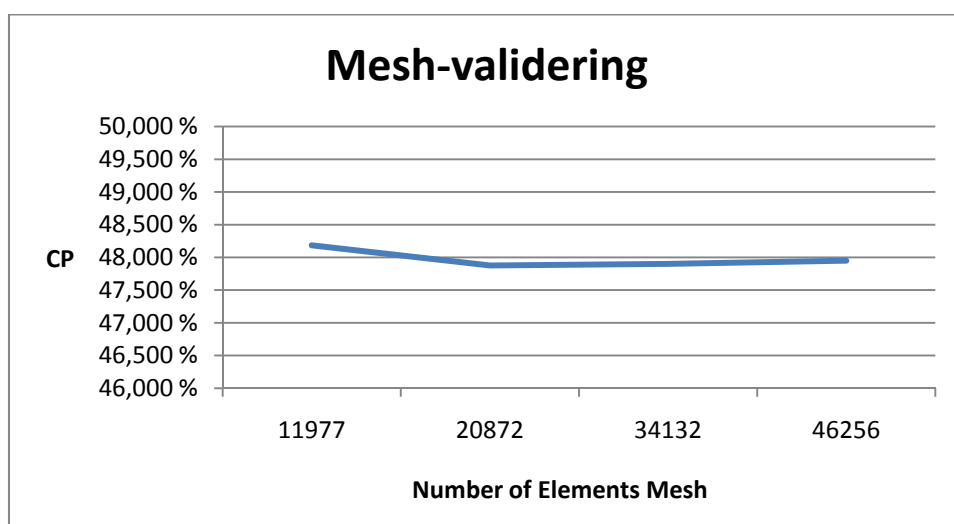
### ANSYS CFX

Til å evaluere nye diffusordesign ble CFD-programmet Ansys CFX brukt. For å spare datakraft simuleres kun det som er nødvendig for å sette den sammen til en hel diffusor. For eksempel strømmingen rundt ett blad. Strømningen er alltid turbulent i diffusoren.

CFD-programmet itererer moment-, energi- og kontinuitets-ligningene for et strømningsproblem inntil konvergenzkriteriet som settes for problemet er nådd.

#### Grid

Meshet, eller gridet, avgjør hvor mange itereringspunkter som brukes i simuleringen, og hvor de er plassert. Om det er tilstrekkelig med punkter avgjøres med å øke tettheten inntil løsningen ikke forandrer seg.



Figur 43 Mesh-validering for diffusor uten blader

Figur 43 viser at økende antall elementer ikke forandrer løsningen nevneverdig, det betyr at meshet er bra nok.

Mesh-valideringen er kun gyldig for den geometrien den er kjørt for – ny geometri krever ny validering.

Gridet som ble brukt hadde tetthet av tilfeldig plasserte noder, men langs vegger og blader ble det brukt inflation layers for å sikre punkter nærme nok.

### Transportligning for kinetisk energi

Til simuleringene i denne oppgaven benyttes k-ε-turbulensmodell. Det er en to-lignings-modell; en transportligning for den kinetiske energien og en for dissipasjonen til varme.

$$\frac{DK}{Dt} \approx \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial x_j} \right) + \nu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \varepsilon \quad (34)$$

### Ligning 34

Transportligning for dissipasjon

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} \approx \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \nu_t \frac{\varepsilon}{K} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - C_2 \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (35)$$

### Ligning 35

Fra vegg med full heft til første itereringspunkt bruker Ansys CFX en logaritmisk vegglov[10], det er antatt at turbulente strømninger følger denne.  $y^+$  er en dimensjonsløs variant av denne avstanden

$$y^+ = \frac{\text{avstand} \cdot \text{friksjonshastighet}}{\text{kinematisk viskositet}} = \frac{y \cdot u_*}{\nu} \quad (36)$$

### Ligning 36

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (37)$$

### Ligning 37

For å sikre at  $y^+$  blir liten nok legges *Inflation Layers* langs vegger i geometrien som simuleres. I følge ANSYS bør  $y^+$  være mindre enn 300.

### Grensebetingelser

På innløpet ble det brukt hastighetskomponenter fra utløpet til løpehjulet. Utløpet var enten null statisk trykk eller lik massestrøm, avhengig av hva som gav best resultat. Blad og vegger hadde no-slip overflater.

## **Vedlegg D**

Syretest av Entreprenørskolen september 2009

Konfidensielt

September 2009



ES '11

HSK FANS

Syretest 3 | Gøran Berntsen, Andreas Bertheussen, Bård Gamnes,  
Eldri Coll Mossige, Robert Haarstad

## SAMMENDRAG

Drift av vifteenhetene til ventilasjonsanlegg i næringsbygg står for 15-20 % av byggets totale energiforbruk. Fokus på energisparing har ført til skjerpede krav til ventilasjonsanlegget og skapt et ønske om effektivitetsforbedring. Hoveddrivkraften er økonomisk gevinst, og nye EU-direktiv om energimerking av bygninger er med på å forsterke dette fokuset.

Høyere effektivitetsgrad på vifteenhetene gir lavere energikostnader for eieren av et nytt bygg. Eierens ønske forplanter seg gjennom en rekke aktører til vifteprodusenten som må tilby bedre løsninger. Utover effektivitetsgrad er det også et potensiale for å redusere støy og i tillegg minske aggregatstørrelsen gjennom mer effektive vifter.

En vifteenhet består av en vifte med en spesialtilpasset motor som driver viftebladene rundt. Dagens effektivitetsgrad på vifteenhetene ligger på rundt 70 %. Inspirert av turbiner fra vannkraftindustrien vil HSK Fans redesigne vifteenheten og tilby høyere effektivitet.

HSK Fans består i dag av tre NTNU-studenter, med professor Ole Gunnar Dahlhaug som veileder. De jobber med å utvikle et design som vil danne grunnlag for utvikling av en prototype. Denne skal bygges våren 2010 dersom høstens arbeid viser seg lovende.

Det totale markedetpotensialet for leveranse av vifter til ventilasjonsanlegg er anslått til å være i underkant av 150 MNOK årlig i Norge og er i dag dominert av to store aktører; Fläkt Woods og ebm-papst. Disse leverer vifter til de største ventilasjonsleverandørene i Norge.

Det økonomiske potensialet ved en vellykket oppstart ligger rundt 23 MNOK årlig i omsetning i Norge, og i Europa ligger det økonomiske potensialet rundt 600 MNOK. Finanisierungsbehovet vil i utviklingsfasen ligge på rundt 1 MNOK og i kommersialiseringsfasen på 5-10 MNOK.

For at produktet skal være levedyktig på dagens marked må en del krav tilfredsstilles. Virkningsgradens må forbedres med 20%, prisen må ikke øke med mer enn 20 % og designet må foreligge innen juni 2010. I tillegg kan vifta ikke ha høyere støynivå enn dagens gjennomsnitt på ca 30 dB og må ha like god levetid som konkurrentenes produkter.

## INNHALDSFORTEGNELSE

Sammendrag.....	2
Innholdsfortegnelse.....	3
Produkt .....	4
Definisjoner .....	4
Bakgrunn.....	4
Produktbeskrivelse .....	4
Status på prosjektet.....	4
Innovasjonshøyde.....	4
Beskyttbarhet .....	5
Skalerbarhet .....	5
Alternative anvendelsesområder .....	5
Marked .....	5
Trender .....	5
Segmentering.....	6
Næringskjeden.....	6
Inngangsbarrierer .....	7
Konkurrenter .....	7
Kunden.....	7
Kundenytt .....	8
Kjøpskriterier og Krav til produktet .....	8
Organisering .....	8
Idéhavere .....	8
Komittment og ambisjoner .....	8
Entreprenørskolens rolle .....	9
Forretningsmodeller .....	9
Økonomi .....	10
Overordnet økonomisk potensiale .....	10
Kapitalbehov .....	10
Vår anbefaling.....	11
Fordeler .....	11
Ulemper .....	11
Vedlegg.....	12
Kostnadskrav med utgangspunkt i energi og investering .....	12
Liste over konkurrenter og potensielle kunder .....	13
Kontaktlogg.....	14



## PRODUKT

### DEFINISJONER

Et ventilasjonsanlegg består av rørsystemer og ventilasjonsaggregat (VA), og i ventilasjonsaggregatet finner man vifteenheten (VE). VE består av viftebladene og motoren som driver dem. Det er hele VE som skal redesignes og forbedres.

### BAKGRUNN

En uforholdsmessig stor andel av den totale energibruken i yrkesbygg går med til drift av VE i ventilasjonsanlegg (15-20 %)<sup>1</sup>. Her er potensiale for store innsparinger på strømutfgifter og markedet etterspør energieffektive ventilasjonssystemer. Det nye bygningsenergidirektivet innfører strengere krav til energibruk i bygninger, noe som øker miljøfokuset ytterligere. Markedskravene til energieffektivitet er jevnt over strengere enn de lovpålagte kravene. Ventilasjonsvifter har til nå blitt designet med et utpreget fokus på å presse produksjonskostnadene ned, noe som har gått på bekostning av virkningsgraden til viftene. I lys av behovet for energieffektive bygg har denne prioriteringen nå skapt et krav om forbedring.

### PRODUKTBEKRIVELSE

Produktet er en oppdatert utgave av vifteenheten. Forbedringspotensialet i aerodynamikken til vifta skal utnyttes slik at virkningsgraden forbedres med 20 %, og strømforbruket til ventilasjonsaggregatet vil dermed reduseres uten at ytelsen blir påvirket. En økning av effektiviteten på 20% i VE vil medføre at energiforbruket til VA reduseres med 6-7 %<sup>2</sup>.

Det optimale skjæringspunktet mellom tolerert økning i produksjonskostnader, akseptert prisforhøyning og økt effektivitet må finnes for at produktet skal få innpass på markedet.

### STATUS PÅ PROSJEKTET

Tre femteårsstudenter skriver prosjektoppgave om produktet. Frem til jul skal de teste en vifte fra Fläkt Woods (FW) og finne virkningsgraden på denne. Samtidig skal de utvikle en forbedret vifte som det skal kjøres CFD-simuleringer<sup>3</sup> på. Første milepæl er ved prosjektinnlevering i desember. Andre og mest sentrale milepæl er juni 2010, da skal masteroppgaven leveres. Dersom produktet er utviklet tilstrekkelig og markedspotensialet vurderes som stort nok, vil de forsøke å ta produktet videre til en kommersialiseringsfase.

### INNOVASJONSHØYDE

Ideen er fortsatt på et tidlig stadium, og det endelige produktet er ikke definert ennå. Innovasjonshøyden vil avhenge av tilvirkingsmetode, teknologien og utformingen til produktet når det er ferdig utviklet. I alle tilfeller er det slik at de aerodynamiske prinsippene bak vifta som HSK Fans skal lage ikke er noen hemmelighet - nyvinningen

---

<sup>1</sup> Sintef rapport: "Nye energikrav. Tilleggsanalyser. Underlag for revisjon av forskriftskrav til bygningers energibehov", [http://marinteknsolutions.com/upload/Byggforsk/A05207\\_Nye%20energikrav-Tilleggsanalyser.pdf](http://marinteknsolutions.com/upload/Byggforsk/A05207_Nye%20energikrav-Tilleggsanalyser.pdf)

<sup>2</sup> Ole Gunnar Dahlhaug

<sup>3</sup> Computational Flow Dynamics

Konfidensielt

ligger i å overføre teknologi og designprinsipper fra vannturbiner til vifteblader. Innovasjonshøyden vil derfor trolig være forholdsvis lav.

## BESKYTTBARHET

Siden innovasjonshøyden antakelig vil være lav vil det være vanskelig å patentere det endelige produktet. Det som eventuelt kan være patenterbart er en eventuelt ny produksjonsmetode som kan flytte skjæringspunktet mellom aerodynamikk og produksjonskostnad i en positiv retning. Det er likevel ikke gitt at å patentere en slik produksjonsmetode er gunstig - det kan være fordelaktig å holde den hemmelig for å sikre et konkurransefortrinn. En annen mulighet som bør vurderes er å designbeskytte selve utformingen av viftebladet. Å sende en slik søknad koster lite, men det er verdt å merke seg at designbeskyttelser kan være både vanskelige og kostbare å forsvare.

## SKALERBARHET

Vifter til ventilasjonsaggregat er et standard produkt med tanke på form. Det vil ikke bli snakk om noen skreddersøm av vifter, og selskapet vil kunne konsentrere seg om masseproduksjon. Det kan enkelt produseres vifter med forskjellig kapasitet basert på de samme tekniske prinsippene. Produktet må derfor kunne betegnes som skalerbart i stor grad.

## ALTERNATIVE ANVENDELSESOMRÅDER

Prossessorer, grafikkort og strømforsyninger i datamaskiner er alle elementer som utvikler mye varme, og alle disse har som regel egne dedikerte vifter for å kjøle ned komponentene. Viftene som benyttes i dag er enkle, så et forbedret viftedesign vil trolig også være ideelt her. Store prosessvifter til industrien og vifter til varmepumper og airconditioning er andre områder hvor man kan se på mulighetene som HSK-viftene gir.

## MARKED

### TRENDER

Kravene til energieffektivitet i bygninger blir stadig strengere. Dette reflekteres i en ventilasjonsbransje som blir mer og mer opptatt av energieffektivitet. Teknologien i VA har i flere tiår vært mer eller mindre uendret, med unntak av VE hvor det har vært litt endringer de siste årene. Likevel etterspør markedet stadig forbedringer på VE.

*"Markedet er veldig klart for nytt viftedesign, og hvis du har noe som passer her i nybygget er det bare å ringe!"*  
**-Geir Vangsnes, ansvarlig for ventilasjonsanlegget på Gardermoen, om nybygget på 300 000 m<sup>2</sup>**

EUs bygningsenergidirektiv ble vedtatt i EU i 2003 og skal bidra til å øke energieffektiviteten i den europeiske bygningsmassen. Basert på dette direktivet har Odelstinget vedtatt en lovendring som trer i kraft i januar 2010, og som vil kreve at alle nybygg i Norge energimerkes samt at det utføres en energivurdering av alle tekniske anlegg i bygninger. Jevnt over er kravene fra markedet i dag allerede strengere enn de lovpålagte kravene for energieffektivitet. Slik energimerking av bygninger vil bidra til å ytterligere øke bevisstheten rundt dette, spesielt siden et nybygg som bygges etter dagens forskrifter kun bli klassifisert som klasse C innenfor den nye energimerkingsordningen.<sup>4</sup>

<sup>4</sup> Klassifiseringssystemet strekker seg fra klasse A til G, hvor A er mest energieffektiv.

I klimaforliket av 2008 foreslås det at passivhusstandarden<sup>5</sup> skal være normert nybyggstandard i Norge innen 2020<sup>6</sup>. I passivhus er ventilasjonsanlegg påkrevd (5)<sup>7</sup>, ettersom vegger og skjøter er tette. Økt passiv byggmasse medfører økt etterspørsel etter VA, og dermed VE.

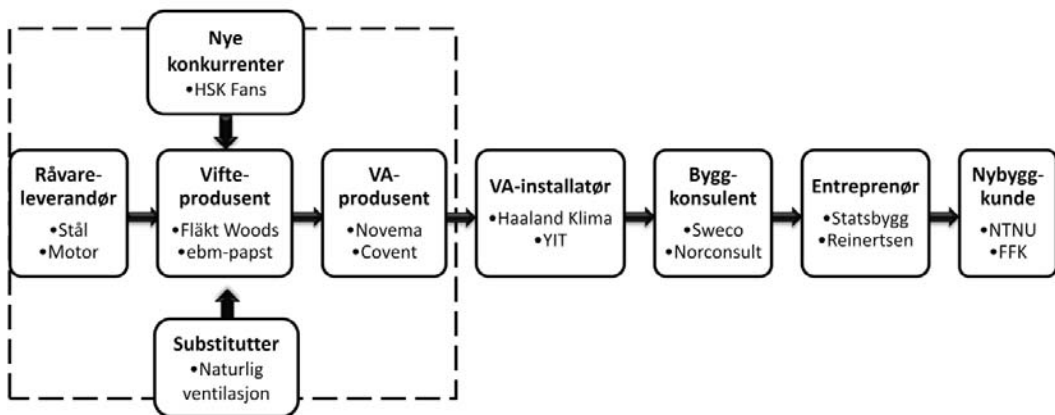
## SEGMENTERING

Kundene til HSK Fans vil være produsenter av VA. Man kan skape et skille mellom de VA-produsentene som leverer til bolighus og de som leverer til næringsbygg. HSK Fans vil primært rette seg mot det segmentet som omfatter forretningsbygg, industribygg, institusjonsbygg og undervisningsbygg fordi det der stilles store krav til energiforbruk og arbeidsmiljø.

Bolighusegmentet kan være interessant i framtiden. Når kravene til energisparing i dette segmentet blir større, og passivhusstandarden blir utbredt, vil mer effektive ventilasjonsvifter være et av tiltakene som boligeiere vil vurdere.

Når HSK Fans lykkes i hjemmemarkedet, vil det være naturlig å se på tilsvarende segmenter internasjonalt. Her er det først og fremst Europa som skiller seg ut, siden fokuset på energisparing er større innenfor EU enn i resten av verden.

## NÆRINGSKJEDEN



### Porters fem krefter

Figur 1: Næringskjeden og Porters fem krefter

<sup>5</sup> Passivhus er bygg med svært lavt energiforbruk, der oppvarmingsbehovet kan være redusert med så mye som 90 prosent. Passivhus får energimerkeklasse A.

[http://www.regjeringen.no/nb/dep/md/aktuelt/taler\\_artikler/ministeren/erik\\_solheim/2009/klimapolitisk-redegjorelse-for-storting.html?id=560864](http://www.regjeringen.no/nb/dep/md/aktuelt/taler_artikler/ministeren/erik_solheim/2009/klimapolitisk-redegjorelse-for-storting.html?id=560864)

<sup>6</sup> <http://arkitekturnytt.no/2008/04/passivhus-i-norden.html>

<sup>7</sup> [http://www.sintef.no/upload/Veileder\\_lavenergihus.pdf](http://www.sintef.no/upload/Veileder_lavenergihus.pdf)

Konfidensielt

Næringskjeden for ventilasjonsanlegg er lang og komplisert, og vifteprodusenter er som vist i figuren plassert tidlig i kjeden. Byggentreprenøren vil på oppdrag fra en byggkunde gå til et konsulentselskap og be om et ventilasjonssystem. Konsulenten lyser da ut et anbud ut fra krav de blir enige om med byggherren. Anbudene går til VA-installatør som igjen går til VA-produsent og spør om tilbud. Tilbud vil så gå oppover igjen i kjeden, til konsulenten som tar et valg og leverer en komplett løsning til byggherren.

Det er produsentene av ventilasjonsaggregater som tar den endelige avgjørelsen om hvilke vifter de benytter i sine aggregater. Det er likevel verdt å merke seg at leddene etter produsent har vist stor interesse for forbedrede vifter når de har fått informasjon om HSK Fans. Dersom byggkonsulenter og -entreprenører kan bli overbeviste om at HSK Fans vil gi lavere energikostnader og en bedre miljøprofil, kan det være mulig å skape en pull-effekt i næringskjeden.

## INNGANGSBARRIERER

Kundene kjøper i dag etter behov og har sterk forhandlingsstyrke grunnet prisdrevet konkurranse hos vifteprodusentene. Å komme inn som en ny aktør på et prisdrevet konkurransemarked kan skape vanskeligheter med å få høy nok margin til å overleve dersom man kun vil konkurrere på pris alene.

Andre mulige inngangsbarrierer kan være manglende kontaktnettverk i bransjen, manglende distribusjonsnettverk, eksisterende serviceavtaler og etablerte produksjonsstandarder hos VA-produsenter, og sertifiseringsproblemer. Opplevde byttekostnader for kunden vil også kunne hindre tilgang til markedet ettersom de etablerte aktørene har bygget opp gode relasjoner til kundene.

Tilstrekkelig finansiering er en helt avgjørende faktor for at HSK skal kunne starte produksjon.

## KONKURRENTER

Det finnes flere store produsenter av vifter til ventilasjonsaggregat i dag. Ledende blant disse i Europa er Fläkt Woods, som i tillegg til å levere vifter til ventilasjonsaggregater også leverer ferdige aggregater. Andre store leverandører av vifter er ebm-papst og Gebhardt. HSK Fans vil havne i direkte konkurranse med disse tre. De utgjør potensielle trusler, da de forholdsvis enkelt vil kunne kopiere HSK Fans sine vifter og bruke sine overlegne ressurser til å tvinge HSK Fans ut av markedet. FW er klar over at viftene de produserer ikke er aerodynamisk perfekte, men har ikke hatt noe insentiv til å forbedre designet, noe de vil få dersom HSK Fans begynner å stjele markedsandeler. Selv om HSK Fans klarer å få noen form for designbeskyttelse av sin vifte er det overhengende sannsynlig at konkurrentene vil klare å komme tilbake med vifter med tilsvarende egenskaper. Dette er noe HSK Fans må være klar over før de går inn i markedet. Et viktig element blir å få en first mover-advantage, ved at de er først inn på markedet med et vesentlig forbedret produkt.

## KUNDEN

Den direkte kunden vil være produsenter av aggregater. I Norge er Novema, Covent og Flexit blant de største, men det finnes også flere små aktører. Det varierer litt hvor sterke bånd disse har til sine underleverandører i dag. Novema kjøper per i dag kun vifter fra FW, Covent kjøper fra både ebm-papst og FW, mens Flexit plukker fra markedet det som til enhver tid passer best for systemet de skal bygge.

## KUNDENYTTTE

Kundenytten til aggregatprodusentene vil ligge i at de kan tilby mer energieffektive vifter til sine kunder. Dette vil være nyttig for våre kunder siden det øker kvaliteten på deres produkter. Ettersom det er sluttbruker som betaler for energien viften bruker og kan påvirke valg av VE, vil det være nødvendig å overbevise han om at HSK Fans er energibesparende og derfor et bedre alternativ i byggeprosessen. Fokuset kan også rettes mot miljøgevinsten dette gir. Økt kapasitet på vifta kan gjøre aggregatene mindre, noe som kan være en kundenytte for kunder som ønsker plassbesparende ventilasjonssystemer. Dersom det blir mulig å gjøre en forbedring på støy vil dette også kunne ha en nytteverdi for nisjekunder med spesielt behov for stillegående systemer.

## KJØPSKRITERIER OG KRAV TIL PRODUKTET

Ettersom HSK Fans er i idéfasen er det mer hensiktsmessig å stille krav til det ferdige produktet, enn å gjøre vurderinger basert på estimater om spesifikasjonene. Ut fra vurderingene i denne testen finnes følgende krav til spesifikasjonene på vifta:

- **Økning i virkningsgrad med 20%:** Det er nødvendig med en betydelig endring fra dagens løsninger ettersom HSK Fans ikke skal konkurrere på pris, men heller differensiere seg i markedet. Dahlhaug mener at 20% forbedring er lett oppnåelig, og den beste teknologien til FW hadde en endring på 10% da den kom som ble sett på som revolusjonerende.
- **Prisøkning på maksimalt 20%:** Ut fra kalkylen i vedleggene kan en prisøkning på 55% forsvares rent økonomisk. Når det tas hensyn til byttekostnader og andre produksjonsutgifter, vil HSK Fans måtte ligge langt under 55%, og det er derfor estimert med 20% prisøkning som krav for produktet.
- **Støy:** Støynivået på HSK Fans må ikke ligge over 30 dB, som er nivået konkurrerende VE ligger på.
- **Energibesparende:** Motorteknologien som brukes må fungere godt med vifta.
- **SFP:** Verdien på SFP er et satt krav fra konsulent i samarbeid med byggherre. Dette er noe man i dag kun har mulighet til å oppfylle ved å øke størrelsen på aggregatet, og dermed minske internmotstanden i systemet.
- **Størrelse:** Ettersom HSK Fans kan levere mer effektive vifteenheter vil VA-produsentene kunne produsere mindre enheter som oppfyller de samme SFP-kravene. Dette vil frigjøre mer plass i bygget som dermed kan brukes til andre ting.

## ORGANISERING

### IDÉHAVERE

De formelle rettighetene til HSK Fans ligger hos Halvor Haugsvold, Sondre Nenseter og Kjell Erik Lien. De er femteårsstudenter ved sivilingeniørstudiet i henholdsvis Produktutvikling og produksjon, og Energi og miljø. Ole Gunnar Dahlhaug, professor ved Institutt for energi- og prosesseteknikk og gründer for DynaVec og ChapDrive, er deres veileder for prosjektoppgaven. Tilsammen utgjør idéhaverene og Dahlhaug en solid kunnskapsbase som er en viktig faktor i utviklingen av teknologien. Denne kunnskapsbasen underbygges ytterligere av idéhaverenes tilknytning til fagmiljøet ved NTNU.

## KOMITTMENT OG AMBISJONER

Fortsatt at det viser seg at HSK Fans er et levedyktig produkt, vil de tre studentene fortsette i prosjektet gjennom en masteroppgave. De vil også jobbe videre i bedriften etter endt studium dersom prosjektet ser lovende ut.

## ENTREPRENØRSKOLENS ROLLE

Idéhavergruppa har kompetanse på det tekniske, men ingen erfaring med kommersialisering av teknologi. Veileder Dahlhaug har tidligere vært involvert i flere oppstarter, har vist interesse for å hjelpe til og kan således være en ressurs for idéhavergruppa. Idéhaverne innser at de må fokusere på den tekniske utviklingen for å ha et produkt ferdig til juni og de er positive til et samarbeid med Entreprenørskolen.

Entreprenørskolen vil kunne bidra med skrijving av forretningsplan, kapitalinnhenting, etablere relasjoner med potensielle kunder og generell kompetanse med tanke på forretningsdrift. Entreprenørskolens formelle rolle må avklares nærmere før dette prosjektet eventuelt blir valgt for videre arbeid.

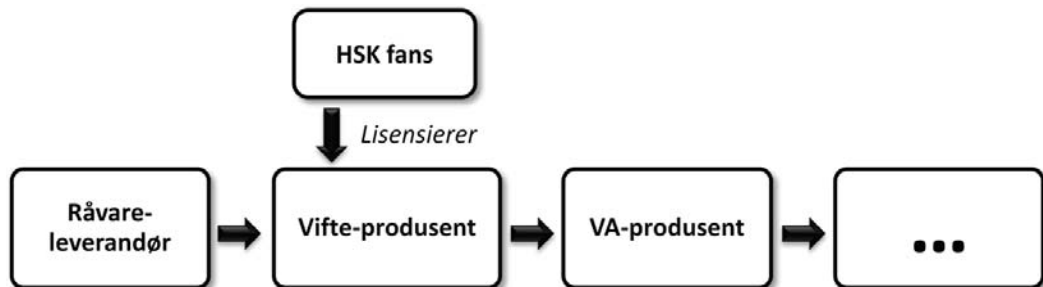
## FORRETNINGSMODELLER

### PRODUKSJON - OUTSOURCING

HSK Fans vil outsource produksjonen, men selv ta seg av markedsføring og salg. Denne modellen krever mindre startkapital enn oppstart av egen produksjonslinje.

### LISENSIERING

Dersom HSK Fans patenterer viftene vil de kunne selge lisenser til konkurrentene på vifteproduksjon.

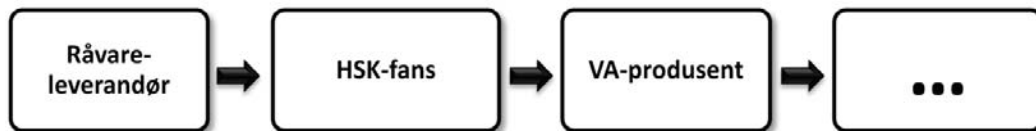


Figur 2: Lisensiering

Ettersom ideen til HSK Fans i stor grad baserer seg på kjente prinsipper kan det bli utfordrende å få produktet patentert. Dersom man skulle klare å få et patent vil fortsatt store utfordringer være knyttet til å selge lisenser, ettersom flere av konkurrentene selv sitter på FoU-ressurser og kan forbedre egne løsninger for å møte strengere krav i markedet. Lisensiering anses av disse grunnene som en lite aktuell forretningsmodell for HSK Fans.

### PRODUKSJON - EGENPRODUKSJON

En produksjonsmodell vil innebære at de tre idéhaverne selv produserer og selger en VE til en VA-produzent. Å starte opp en produksjonslinje vil kreve mye finansiering.



Figur 3: Egenproduksjon

Fokuset i denne modellen er at HSK Fans tilbyr en vesentlig forbedret VE, til en marginalt høyere pris, og at dette gir økonomisk og miljømessig gevinst for kunden.

Basert på at idéhaverne har et stort nettverk på NTNU og tilgang til mange ressurser der, vil en egenproduksjonsmodell være den beste løsningen for HSK Fans. Dette innebærer et større kapitalbehov i starten, men de vil kunne kapre større deler av næringskjeden og dermed få mer makt i markedet.

## ØKONOMI

### OVERORDNET ØKONOMISK POTENSIALE

I Norge er omsetningen i viftemarkedet på 150 MNOK årlig<sup>8</sup>. Det selges årlig 8000 vifter i Norge og det byttes rundt 30 000 vifter.<sup>9</sup> Antatt at HSK Fans klarer å bli totalleverandør til en av de tre største VA-produsentene samt levere til en eller to av de mindre, kan HSK Fans klare å oppnå en markedsandel på 15%.

Utsalgsprisen for en av FW sine vifter ligger på rundt €400. Antatt at HSK Fans sin vifte kan være litt dyrere, settes prisen til 4000

NOK, og som tabell 1 viser vil omsetningspotensialet i så tilfelle bli 22,8 MNOK per år. I Europa ligger årlig omsetning innen vifter til bygg på rundt €400 millioner<sup>10</sup>. Det kan antas at HSK Fans på lang sikt kan oppnå en markedsandel lik den i Norge også i Europa. Dette vil gi et potensiale i Europa på rundt €77 millioner som tilsvarer rundt 615 MNOK.

VE solgt i Norge	38000
Markedsandel HSK	15 %
VE solgt av HSK	5700
Utsalgspris	kr 4 000,00
<b>Omsetning</b>	<b>kr 22 800 000,00</b>

### KAPITALBEHOV

#### PRODUKTUTVIKLINGFASE

I følge FW har de brukt rundt € 500 000 på å utvikle den nye vifteteknologien CF+. Dette inkluderer design, testing, prototyper og en modell klar til produksjon. FW har da hatt mye av arbeidet klart fra tidligere modeller, mens HSK Fans vil starte fra bunnen av med sin vifte. HSK Fans vil derimot ha tre masterstudenter som jobber gratis, lokaler og et stort nettverk på NTNU. Ole Gunnar Dahlhaug estimerte kostnadene til 3 - 500 000. Det kan dermed antas at HSK vil ha utviklingskostnader som ligger under FW sine og estimeres til 1 MNOK.

<sup>8</sup> Kilde: Gorm Benno, ebm-papst

<sup>9</sup> Kilde: Idéhaverene.

<sup>10</sup> Kilde: Fläkt Woods

---

## KOMMERSIALISERINGSFASE

FW bruker rundt € 1-2 millioner på å lage verktøy og produksjonsanlegg klart for nye serier med vifter. Denne prisen var for en serie med 11 modeller. HSK Fans vil også måtte opprette produksjonslokaler og starte opp et AS som medfører ekstra utgifter. HSK Fans har ingen distribusjonsnettverk og dette vil medføre store ekstrakostnader å opprette.

Det anslås ut fra dette et finansieringsbehov på 5-10 MNOK for lokaler og produksjonsutstyr, men på grunn av ressursene på NTNU kan de klare å komme seg ned på en enhetskostnad på omtrent det samme som FW.

---

## FINANSIERING

HSK Fans vil kunne søke midler fra IN og andre investorer, men også fra NTNU. Ettersom HSK Fans har tilgang på billig arbeidskraft og stort nettverk på NTNU kan dette være et attraktivt prosjekt for andre investorer også.

## VÅR ANBEFALING

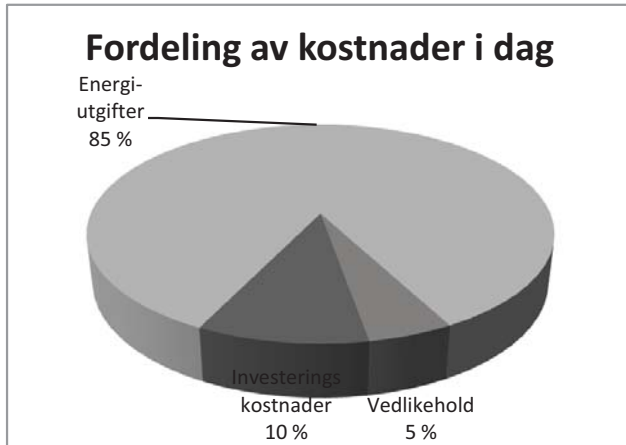
FORDELER	ULEMPER
Spennende ny teknologi	Usikker teknologi
Stort potensiale	Liten innovasjonshøyde

Gitt at de kravene til produktet som er skissert i dette dokumentet oppfylles er vår oppfatning at HSK fans er en forretningsidé som er verdt å jobbe videre med.



## VEDLEGG

### KOSTNADSKRAV MED UTGANGSPUNKT I ENERGI OG INVESTERING



(Kilde: <http://www.flaktwoods.com/applications/energy-efficiency/life-cycle-cost/>)

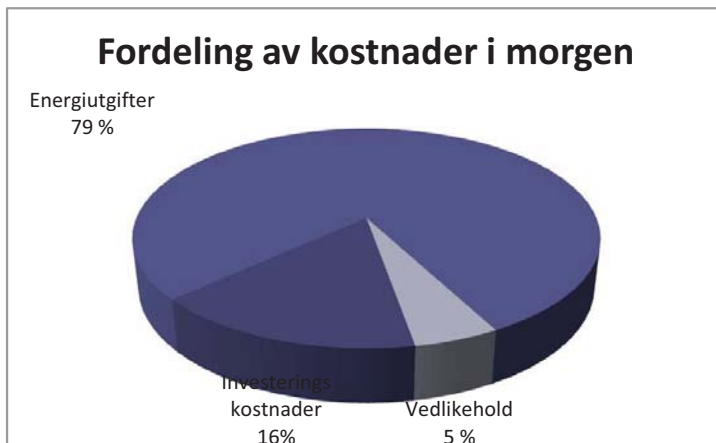
Det antas at vi kan forbedre effekten med 7%. (Tall fra Ole Gunnar Dahlhaug)

$85 * 0,93 = 79,05\%$

Dette vil gi oss en ny delkostnad på 79% av totalen. Dette gir oss en mulighet for å ha en pris som tar 16% av totalen, gitt av totalkostnadene er konstante.

$10\% + (85-79) = 16\%$

10% til 16% gir 60% økning! Dette er en økning på 60% som kan forsvares rent økonomisk.



Det antas at byttekostnadene for kunde er store, ettersom HKS fans ikke har troverdighet i markedet per i dag, og at det finnes godt etablerte aktører som HKS vil måtte konkurrere direkte mot. Derfor antas det at en mulig prisøkning på 20 % kan forsvares.

## LISTE OVER KONKURRENTER OG POTENSIELLE KUNDER

Potensielle kunder	Konkurrenter
Airproduct AS	Airproduct AS
Covent AS	ebmpapst
Dantherm Air Handling AS	Exhausto Norge AS
Exhausto Norge AS	Flexit AS
Flexit AS	Fläkt Woods AS
Fläkt Woods AS	J. L.Bruvik AS
Interfil AS	Moderne Kjøling AS, Oslo
KlimaSystem AS	NeGo Norge AS
NeGo Norge AS	Nordplast AS
Norse Block AS	Norse Block AS
Novema Aggregater AS	Novema Aggregater AS
Novenco AS	Novenco AS
Randem & Hübert AS, MNVEF (L) Oslo	Parlock AS
Systemair AS	Scand Industrimiljø AS
Ventistål AS Landsdekkende	Systemair AS
	Thermo Byggvarme AS
	Ventistål AS Landsdekkende
	Vuas Produkter AS, MNVEF (L)

KONTAKTLOGG

Kontakt	Organisasjon	Når	Resultat av samtale	Hvem	Videre referanser
Møte med Halvor Haugsvold	NTNU-student	Måndag 28.09.09, 08.30	Generell pitching av idé,	Alle	Ole Gunnar Dahlhaug
Ole Gunnar Dahlhaug (91897609, 73598257)	NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, Professor og gründer (ChapDrive)	Måndag 28.09.09 09.15	Vifteteknologien som blir brukt i dag er frå 50/60/70-talet (finn ut årstal), og designarane av desse viftene er ikkje lenger i bransjen. Ein ser at viftene har blitt meir og meir forenkla sidan då, for å pressa ned produksjonskostnadane. Dette har gått på bekostning av virkningsgraden til viftene, viftene er no SUPERenkje. Har ikkje vore behov for betre vifter før no, når EU sine nye rammedirektiv for energibruki bygningar trer i kraft denne hausten. Produkta held ikkje lenger mål, og bransjen innehar ikkje lenger den kompetansen som skal til for å betra produkta slik at dei møter krava. Dette opnar eit tidsvindaug, frå i dag fram til den dagen bransjen skaffar seg den naudsynte kompetansen eller til ein produsent kjem på marknaden med betre vifter. Ei heilt optimal vifte vil auka produksjonskostnaden med i alle fall 100 % (out of the blue), men me treng ikkje laga optimale vifter, dei må berre oppfylla dei nye krava. Kostnad prototyp m/instrumentering: 3-500 000 NOK. Om det skal lagast ei ny bedrift, bør Halvor, Sondre og Kjell Erik greia å utforma vifta slik at ho kan patentterast, det er fullt ut mogleg. Forretningsmodell: lisensiering er vel den opplagt enklaste løysinga.	Eldri	Snakk med Sondre om dei nye rammedirektiva. Sintef (VVS) har ei gruppe som jobbar med noko i samme gata - dei har kanskje info om marknad etc.

William Andersen, 73907352	Flåkt woods, Avdelingsleder trondheim	Mandag 28.09.09	Firmaet er ledende i Norge på vifter og levert vifter til aggregatveandører. De har en mindre konkurrent i Bruvik på vestlandet, men har den beste teknologien på vifter ifølge seg selv. De leverer også fullstendige aggregater til ventilasjonanlegg, men her har de bare 25% av markedet i Norge, dvs omsetning på 80 millioner i året på aggregatleveranse. Det er mange typer vifter der de vanligste er kammervifter og radialvifter. Av disse er kammervifte mest populært. Effektiviteten på de beste viftene ligger rundt 70%. De har FoU avdeling i Sverige og Finland der avdelingen i Sverige er blant de beste i Europa innenfor forskning på vifter og har muligheten til storskalatesting. Han fortalte at de nye forskriftene som gjelder fra 1. august er positivt for bedriften da det skaper ønske om forbedringer. Levetiden på en vifte er typisk 30 år ettersom de er laget av stål eller aluminium. I tillegg til å øke effektiviteten var det også interesse for å senke støy. Selv om det var stor variasjon i størrelsen på viftene var det 4-5 kW som var gjennomsnittlig størrelse.	Andreas	snakke med FoU i Sverige
Ottar Michelsen	post doc. NTNU, IØT	Mandag 28.09.0910.00	Veit ikke mykje om rammedrivektiva, men dei er implementert i Noreg i form av ei forskrift. Kan sjekka lover som er komne frå Miljøverndepartementet.	Eldri	Rolf André Böhne, Dag Arne Høystad
FoU person som jeg ble sendt videre til ved å ringe til 22074500 og spurt om jeg kunne få snakke med noen som viste om FoU avdelingen til firmaet	Flåkt woods,	Mandag 28.09.09	Fortale at de hadde gjennombrudd for ca 3 år siden da de ved å fjerne en bit av bladet forbedret effektiviteten med 10%. det kreves en forbedring på effektivitet på 5-10% evt en 3db forbedring i støy for å legge om produksjonslinjene. Fortalte også at firmaet har en av de største FoU avdelingene i Europa når det gjelder utvikling av vifter.	Andreas	

Brita Døgsen, 22475600	Statens bygningsteknisk etat	Måndag 28.09.09	På be.no kunne jeg under byggeregler og tekniske forskrifter finne den nye tekniske forskriften på krav til nye bygg, paragraf 8-21. Her var det blant annet rammekrav energibruk i nye bygninger som skulle ned med 25% siden siste forskrift publisert i 1997.	Andreas	
Edvin Karlstad	NTNU, Seksjon for tekniske tjenester, ingeniør	Måndag 28.09.09 13.30	Vifva som står på Kjel (den Halvor og gutta snakka om) er 1,5 år gammel -> ho er produsert etter at den nye, revolusjonerande teknologien vart teken i bruk hjå Fläktwoods. Jippi.	Eidri	Trond Haugen
Trond Haugen, 9187223, 73595443	NTNU, Seksjon for tekniske tjenester, avdelingsingeniør	Måndag 28.09.09 13.35	Når dei skal kjøpa nye ventilasjonsvifter, har dei ei mal med krav som dei må følge. Malen inneheld SFP, støykrav, pris. Tek avgjerda på basis av korleis dei ulike viftene oppfyller desse krava samla. Når dei kjøper større ventilasjonsanlegg, vel dei produsent etter bud. Ved mindre produkt/anlegg, har dei brukt produsentar som YTT, Oras, Gunnar Karlisen.	Eidri	
Ole Gunnar Dahlhaug, 91897609, 73598257	NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, Professor og gründer (ChapDrive)	Måndag 28.09.09 13:50	Oppteiken - ringer opp att.	Eidri	
Rolf Andre Bohne, 73594646, 99705363	NTNU, Institutt for bygg, anlegg og transport, driv med bærekraftig infrastruktur	Måndag 28.09.0914.00	Oppteiken i møte ut dagen - ring i morgon.	Eidri	
Øyvind Bjørgum, 73 59 09 64	NTNU, NEC, Venture Cup	Måndag 28.09.09 14:30	Ringte for å høre om mulighet for å delta i VC 2010, mtp at HS Fans deltok i 2007. Øyvind er positiv, dersom det viser seg at prosjektet har forandret seg i vesentlig grad. Sendte også over vurderinga forretningsplanen fikk i 2007. Mente at håndverket på den planen ikke var helt topp.	Robert	

Rune Aarlién	Sintef energiprosesser	Måndag 28.09.09 14.50	Ikkje hans område - henviser vidare til Hans Martin Mathisen, tlf 73593870	Eldri	Hans Martin Mathisen, tlf 73593870
Dag Arne Høystad, 23109628, 93009955	Naturvernforbundet	Måndag 28.09.09 15.00	Prøv om att i morgon!	Eldri	Geir Vangsness, 64812146, Hammerset, 64812147
Bjørn Harald Bakken, 73597445	Sintef Energiforsking AS	Måndag 28.09.09 15.00	Ikkje hans område - prøv heller Energiprosesser- og VVS-folk	Eldri	
Gorm Benno, 22763350	Ebmpapst	Måndag 28.09.09	Firmaet leverte et stort utvalg av vifter i alle størrelser fra pc vifter til store aggregater. Han fortalte at SFP verdi får man ved å finne ut hvor mange kubikk luft man får ut pr kW inn. de leverte vifter til covent og flexit. Andre aktører var FW, gbart, nikotra og rosenberg. Firmaet holdt til i Tyskland. Kravet til vifter gikk på støy. pris og størrelsesbegrensning i tillegg til effektivitet. Dette var det mye forskning på. Til slutt kunne han estimere at totalmarkedet for vifter til ventilasjonsanlegg i Norge var i underkant av 150 millioner kr pr. år, men at dette var vanskelig for han å vite ettersom hans firma hadde stor bredde i produkter.	Andreas	
Roar Øvstedal 23125400	Haaland Klima	Måndag 28.09.09 kl 1450	Haaland klima leverer klimaanlegg til mange store nybygg i Norge. Kjøper aggregat av Novema og Covent, som er det største leverandørene av dette i Norge. Faktorer som er viktige ved valg av aggregat er EFFEKTIVITET (SFP-faktoren, som knyttes rett til energiregnskapet) og STØY. Pris er selvfølgelig også viktig. De ser også på tidligere erfaringer knyttet til tetthet på aggregatet. De siste 4-5 årene har den gamle typen vifter (sentrifugalvifter) blitt helt borte til fordel for kammervifter som gir økt energieffektivitet. Aggregater med ferdig	Gøran	

<p>Jostein Jensen, 51459600 (sentralbord)</p>	<p>Covent</p>	<p>Mandag 28.09.09, 1530</p>	<p>automatikk blir vanligere og vanligere. (Tidligere måtte de ha egne automatikkinstallatører i tillegg.) Deres største prosjekt om dagen er Storebrand Eiendom på Lysaker.</p>	<p>Gøran</p>	
<p>Frode Vallstad, 63870770</p>	<p>Novema, Skedsmokorset</p>	<p>Mandag 28.09.09 kl 1500</p>	<p>Novema er en av Norges ledende leverandører av ventilasjonsaggregater. De bestiller vifter fra Fläkt Woods. Kundene velger ikke vifte selv, men de får en standard løsning fra Fläkt Woods. De hadde tidligere to modeller, en for høy virkningsgrad og en for lav støy, men har idag kun en modell med høy virkningsgrad. Kundene stiller strenge kra til SFP, og de har gjort dette lenge. De nye kravene fra byggeteknisk er derfor ikke avgjørende for kundene. De ser litt på å eventuelt bytte til ny motorteknologi, men ikke gjort noe med dette enda. De tenker da på noe som heter EC teknologi, og kan da eventuelt få ytterrotomotorer. Problemet har vært at de som leverer dette ikke har hatt en godt vifteteknologi, og det har derfor ikke vært noen stor suksess. SFP har lenge vært stor fokus i utlandet, men kommer mer og mer i Norge også nå. Novema har levert samme modellen i 3-4 år nå, og siste oppdatering fra FW på vifteteknologien kom i 2005. For å øke SFP så fokuserer Novema på størrelsen på aggregatet og på flyten i selve anlegget, ikke så mye på selve viften. <b>DE VAR VELDIG INTERESSERT NAR JEG NEVNT AT VIFTENE KUNNE FORBEDRES</b> <b>BETRAKTELIG!</b></p>	<p>Bård</p>	<p>Mika Wanne (FW salgskontakt) +358 20 442 3078, og Karl-Erik Fermør, som er en pensjonert vifteutvikler som er veldig god på å forklare vifteteknologi. Han som også utviklet skovlene for de gamle viftene før CF-teknologien kom.</p>

Sekretær på Gardermoen, 64812000	Gardermoen lufthavn	Mandag 28.09.09, 1515		Bård	Geir Vangsness, 64812146, Hammerset, 64812147
Rolf Andre Bohne, 73594646	NTNU, institutt for bygg, anlegg og transport	Tysdag 29.09.09 08.40	Veit lite om vifter, ser mest på u-verdiar, resultat i staden for prosess. Forbettringspotensialet til ventilasjonsaggregat: kan enkelt komma under 10 kWh/m <sup>2</sup> år med tilgjengeleg teknologi. Snakk heller med Thor Oscar Levander, prof. Voitec (?), Per O. Kjellslott (sistnemnde er i NTNUs faggruppe for ventilasjonsteknikk)	Eldri	Thor Oscar Levander, Per O Kjellslott
Peter Blom, 92063764	Sintef, seniorforskar byggtknikk	Tysdag 29.09.09 08.45	EU sine rammedirektiv si betydning i Noreg - sjå BE sine nettsider. Lite fruktbar samtale.	Eldri	Mads Mysen
Ole Gunnar Dahlhaug	NTNU, Institutt for energi- og prosessknikk, Professor og gründer (ChapDrive)	Tysdag 29.09.09 09.20	Konfronterer Ole Gunnar med at Fläktwood har Europa sin største forskingslab med testmuligheter, og kanskje ikkje heng så mykje etter som me førsst var forespegla. Sjøvsagt seier dei sjølv at dei ligg langt framme i utviklinga, og sjøvsagt har dei forskingslabar. Me bør snakka med konsulentar som jobbar for Fläktwood heller; dei som bruker, installerer og evaluerer ventilasjonsaggregata deira. Oppfatninga til Ole G. om at teknologien er lågt utvikla, er basert på at han har sett på vifter som kjem frå nettopp Fläktwoods, og meiner dei ser ut som dei er designa for låg produksjonskostnad heller enn høg effektivitet. Vasskraft- og pumpeindustrien har hatt omvendt fokus i mange år - høg virkningsgrad, og så låg som muleg produktjonskost, utan at det går ut over effektivitet, og teknologien som er utvikla her, kan overføres til vifter. Forbettringspotensialet ligg ikkje berre i vifteblada, men i heile systemet, generelt er det strømnings tekniske systemet dårleg	Eldri	Hans Martin Mathisen, Peter G. Schild, Mads Mysen - desse har eg prøvd å ringa før



Mikka Wanne, +35 8 20 442 3078	Fläkt Woods Finland, salgssjef mot Norge	Tirsdag 29.09.09, 0950	<p>utforma i vifteaggregat.</p> <p>Det finnes ingen godkjenning av viftene per i dag, kun på brannsikkerhet. Ellers er det mest veiledende anbefalinger.. Ved vifter til eksplosiv gass trenges det mer godkjenninger. Rookki leverer stål til produksjonen, en finsk stålprodusent. dB nivå er det ikke krav fra viftene, men ansvarert ligger med hos aggregatprodusenter, etterisoleringer osv.. SFP krav er også mer hos aggregatprodusentene, ettersom det er mest effekttap i anlegget ellers, og ikke i selve viften. CF+ serien kostet rundt 0,5millioner € å utvikle, men dette er siden de hadde en del å bygge på fra før av. En ny produksjonsserie koster rundt 1-2 M€ å opprette bare i verktøykostnader hvis du skal ha 10-12 modeller fra 22cm til en meter. standard modellen som selger mest; 50cm, 3kW motor, koster rundt €400. De vet at de kan forbedre viften, og har lagt seg på et nivå som de mener er forsvarlig. Dette er en balanse mellom effekt og pris basert på egne beregninger på hva kunden vil ha. I kammerviften, som er den de selger mest av, så har de kun en viftemodell, men i forskjellige str. De bruker EC motorer, og har prøvd litt på ytterrotormotorer, men har enda ikke begynt å bruke dette pga for lav effekt, og for få leverandører på dette. De må også ha nøyaktig lik motot ved bytte, og det er ikke alltid like lett når man har så mange forskjellige leverandører.</p>	Bård	Kan ringe tilbake ved mer spørsmål.
-----------------------------------	---	---------------------------	---	------	-------------------------------------

Hans Martin Mathisen	NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, professor II	Tysdag 29.09.09, 14.10	Oppteken mann som til slutt tek telefonen: Eg presenterer Ole Gunnar Dahlberg si påstand om at dagens vifter er lågt utvikla, og det har ikkje skjedd noko i utviklinga dei siste tiåra. Respons: Ja, denne påstanden vil eg sei er riktig. Særskilt når det gjeld mindre vifter, som t.d. vert brukte i bustader og mindre bygg. Har sjølv undersøkt små vifter, og veit at det står dårleg til med desse. Store vifter kan ha nokå god virkningsgrad, men for småvifter er virkningsgraden generelt låg - her er det rom for store forbetringar. Dette gjeld vifta som heilheit - både vifteblad o viftemotor.Årsaka til den låge utviklinga er at produksjonskostnadane er pressa ned til eit minimum, men ein skulle tru at ein i dag kunne laga meir avanserte vifteblar ved hjelp av plast og kunsstoff og støypeformer enkelt og billig! SFP-faktor - nokså eintydig definert, men uklart om straum som vert trekt av varmegjenvinnarmotoren skal vera med i SFP-utrekninga. Sintef Byggforsk i Oslo gjennomførte ei undersøking på kontorbygg frå 80talet, fann ut at 20 % av årleg totalforbruk av straum gjekk KUN til drift av viftemotorane i ventilasjonsaggata - MADS MYSEN veit meir om dette. Finst ikkje andre krav til godkjenning av viftene enn vanleg CE-merking. Rammedirektiva frå EU HAR ført til auka fokus på energieffektivitet på ventilasjonsanlegg - først no er det kome skjerpå krav til SFP-faktor (kontor: 2 kW/m2/tidseining, bustad:2,5 kW/m2/tidseining.	Eldri	Mads Mysen (igjen, må få tak i han)!
Peter G Schild, 22965854	Sintef Byggforsk, bygninger	Tysdag 29.09.09	Oppteken mann som aldri tek telefonen	Eldri	
Mads Mysen, 93862700	Sintef Byggforsk, bygninger	Tysdag 29.09.09	Oppteken mann som heller aldri tek telefonen	Eldri	

<p>Are Rødsjø, 73892331</p>	<p>Husbanken, spesialrådgivar energi og miljø</p>	<p>Tysdag 29.09.09, 13.50</p>	<p>Husbanken går ikkje så detaljert til verks at dei anbefaler spesielle leverandørar av produkt eller tenester - det kan dei ikkje som statleg institusjon (konkurransevidning). Dei sett likevel krav til virkningsgrad/effektivitet på vifter i ventilasjonsanlegg i sine hus - meir info på nett. Husbanken har vore einn av dei store bidragsytarane for å få endra forskrifta (implementera EU sine rammedirektiv for energibruk i bygningar i norsk lov), og her var bransjemostanden enorm første gong, litt mindre no (nytt forslag er på høring no) Forskrifta forutsett balansert ventilasjon og høg varmegjenvinningsgrad. Husbanken har og vore pådrivar for å få bygga flest muleg passivhus, og for å gjera passivhus til vurdert standard innan 2020 (som vart vedteke i klimaforliket av i fjor). <b>DETTE ER BRA, FOR PASSIVHUS KREVER GODE VENTILASJONSSYSTEM - OGSÅ I PRIVATBUSTADER --&gt;auka marknadomfang.</b></p>	<p>Eldri</p>	
<p>Morten Bjerknes, Sentralbord:81555045</p>	<p>Statsbygg, innkjøp</p>	<p>Tysdag 29.09.09, 13.10</p>	<p>Føler seg ikkje kvalifisert til å svara på spørsmål, henviser meg vidare til Jørgen Våge og Oddbjørn Evensen, som begge to er på haustferie. Deretter får eg nr til Terje Asberg.</p>	<p>Eldri</p>	<p>Jørgen Våge og Oddbjørn Evensen (haustferie) Terje Asberg, 48193471, 22954241</p>

<p>Terje Åsberg, 48193471, 22954241</p>	<p>Statsbygg</p>	<p>Tysdag 29.09.09, 13.15</p>	<p>Absolutt fokus på effektivitetsfaktor når dei kjøper inn utstyr og installasjonar til bygga. Alt skal vera optimalt. Sidan dei er ei statleg verksemd, skal alle store innkjøp gå på anbud. Pris og effektivitet er avgjerande faktorar, der prisen veger ca 40 %, og effektiviteten veg tyngre. ABB, Novema, Gunnar Karlisen er nokre av leverandørane, bruker eksterne installatørar. Har ikkje direkte kontakt med leverandør av ventilasjonsaggregat. Viss me kan tilby ventilasjonsvifter som er vesentleg meir energieffektive enn dagens vifter, vil dei ABSOLUTT vera interesserte i det, så lenge den auka effektiviteten ikkje går på bekostning av noko anna. Då stiller dei om krava sine, slik at ein MÅ kjøpa slike vifter. LCC (Long Cycle Cost) må vera slik at den auka investeringa vert tent inn i form av innsparing. Dette gjeld generelt i bransjen, LCC blir meir og meir vektlagt når ein kjøper inn produkt. Statsbygg har på eige initiativ lenge hatt miljøfokus, men det vert tydelegare i bransjen no, ettersom EU sine rammedirektiv for energibruk i bygningar vert implementerte i norsk lov i form av krav til t.d.nybygg.</p>	<p>Eldri</p>	
<p>Bjame Ryvold, servicesenter: 81570445</p>	<p>Forsvarsbygg, innkjøpsansvarleg</p>	<p>Tysdag 29.09.09, 13.40</p>	<p>Er miljøbevisste når dei kjøper tekniske installasjonar som ventilasjonssystem til bygga sine, i form av at dei har ei mal med krav og klassifiseringar. Ingen fast leverandør av ventilasjonsprodukt, men Gunnar Karlisen og Norklima er nokre han kjem på. Bruker eksterne installatørar, men kjem ikkje på nokon firmanamn. Fokus på å møte funksjonskrava (det vart spurt om fokus på energieffektivitet), gjerne også overgå dei, men målsettingane er allereie høge. Forsvarsbygg har eit eige prosjekt som går på dette, som heiter</p>	<p>Eldri</p>	<p>Gunnar Solbjørg, 90761573</p>

Gunnar Solbjørg, 90761573		Tysdag 29.09.09,			Energiøkonomiseringsprosjekt (??), kan ringa Gunnar Solbjørg for meir informasjon.	Eldri
Trond, 32109622	Bryn Ventilasjon	Tirsdag 29.09.09 1040			Denne mannen får ein ikkje tak i..  Ringte opp igjen etter avtale tidligere i dag. De handler aggregater hos blant andre Novema, og gjør installasjonen selv. Novema/andre leverandører er ikke involvert etter dette, men det hender eksterne rådgivere leid inn av kommune/stat er med på utforming av kanalnett og slikt. Trond har jobba i bransjen i 15-20 år og har sett lite innovasjon på aggregatene, UTENOM viftene som har blitt bedre de siste årene. Han var likevel veldig interessert i mulighetene for å lage bedre vifter. Det som er viktig for Bryn er GJENNVINNINGSGRAD og VIRKNINGSGRAD i aggregatene. Han påpekte at det er viktig å se alt under ett. Bryn designer ofte kanalnett for sine kunder, og med et trangt kanalnett vil det ikke hjelpe å ha et bra aggregat. Oppsummert: Hyggelig samtale, Trond virka veldig interessert i bedre vifter.	Gøran
Knut Jørgen	NTNU TTO	Tirsdag 29.09.09 1155			Patenter: Høres ut som om patentløpet kommer til å bli tungt og komplisert. Neppa nok "nytt og overraskende" her. Produksjonsteknikk, dersom ny og spennende kan kanskje beskyttes, men bør også vurdere å holde denne som en forretningshemmelighet. Man kan derimot vurdere å sende en designsknad for å få en viss beskyttelse av det endelige viftebladet. Dette vil gi litt beskyttelse og er dessuten veldig billig å gjøre.  Angående hvorfor man søker patenter i England: Det er billigere, man får raskere og	Gøran

	<p>Frode Valslied</p>	<p>Novema, skedsmokorset</p>	<p>Tirsdag 29.09.09 1340</p>	<p>bedre granskning (de er flinkere enn i Norge), TTO har litt blandede erfaringer med Patentstyret i Norge. En avveining tas på bakgrunn av fagfelt - på noen områder som for eksempel olje/gass kan man like gjerne søke i Norge.</p>	<p>Bård</p>	<p>GK, YIT, SWECO</p>
<p>Hvem implementerer VA i bygg? Det er f.eks. Gunnar Karlisen, YIT, Oras, Baco osv. Veldig mange forskjellige entreprenører. Byggherre (statsbygg) vil gå til et konsultentselskap (SWECO) og be om et ventilasjonssystem. konsulenten setter da ut et anbud om dette, ut fra krav de blir enige om med byggherren. Anbudene går til VA-installatør (GK, YIT...) som igjen går til VA-produzent (Novema...) og spør om tilbud. Så går det oppover igjen i kjeden, til konsulent som tar et valg og gir det til byggherren. Støy krav finnes av og til, men det ser Novema sjeldent på ettersom de som regel oppfyller dette. Lav SFP --&gt; Lav støy.. Skoler typisk rundt 32dB osv..Sertifisering: Eurovent er vanlig i utlandet, men ikke så mye i Norge. Men det kommer mer og mer..Sjeldent etterprøving i Norge, men litt i utland. Entreprenører som skal tilpasse anlegget og få det til å passe til kravene. Det blir mer og mer om dette fremover! Akers gamle HK, tatt over av Storebrand. Der stilte de krav til SFP under 1,8 og virkningsgrad på over 80%! Dette vil være veldig relevant for oss, ettersom det her er strenge krav til SFP og VG.Kammervifter er på vei ut! En</p>						

			<p>gammeldags, dobbeltsugende vifte med hus er mye mer effektiv! Grunnen til at de ikke brukes, er reindriften de hadde. Mye støv og vedlikehold ødela for denne teknologien, men EC motorer osv kan gjøre det mulig for den å komme tilbake. Kammervifter er mer kompakte, men de gammeldage er bedre på effekten. Gehardt sa iallefall dette, og de er produsenter av vifter. MEN det vil stilles strenge krav til å konvertere utløpshastighet til trykk ved inløp for å utnytte effekten. Aggregatet vil bli litt lengre, men plassmangel er kanskje ikke så viktig i grønne bygg. ?Bransjen er veldig prisstyrt! Billigste tilbud vinner som regel!</p>		
Geir Vangsnes	Gardermoen	Tirsdag 29.09.09 1415	<p>Gardermoen har rundt 100 store VA (10000 - 30000m3 med luft per), og 40 litt mindre aggregater.Leverandør av anlegget: YIT, 1996-1997. Betalte vel std.priser for dette mente han..De var meget interessert i å bytte ut ved en betydelig effektivforbedring, og 20% var absolutt aktuelt! MEN det stilles krav til mengde og volum på leveringene..De skal bygge ut nytt bygg nå på 300 000m2, som de trenger vifter til. Har satt krav på 70%virkningsgrad og 2,0SFP. 2-3 år før vifter skal settes inn, vi måtte ta kontakt!Konsulent på denne jobben er Advansia og Kobe.Sitat: "Markedet er veldig klar for nye vifter!"Hvis du har noe som passer inn her så er det bare å ringe!" angående det nye bygget de skal sette opp.Luftstyring er også veldig aktuelt for sparing, og de har klassifisert områder etter åpningstider og publikum/kontorer, og kan dermed skru på og av etter behov.Aksialdrift på viftene sine, ikke remdrift!</p>	Bård	Advancia, YIT
Halvor	Idéhaver	Tirsdag	Gutta kjem bortom for ein prat i morgon før	Eldri	

Installasjonsansvarlig, 69810000	Flexit	29.09.09 Tirsdag 29.09.09 11.30	10	Når flexit gjorde innkjøp gjorde de en vurdering av hva de hadde lyst på til sine systemer og gikk deretter ut i markedet og så etter det de hadde mest lyst på. De kjøpte i dag vifter fra ebm, men var ikke læst til disse som leverandør.	Andreas	
Robert Bykvist	ESAF	Tirsdag 29.09.09, 1720		Snakk med DeAmp, de samarbeidet med noen ventilasjonsfolk.. TakeOff 2008, der var det noe om dette prosjektet.	Bård	DeAmp, Øystein Madsen
Mads Mysen	Sintef byggforsk	onsdag 30.09.09		Framleis out of touch	Eldri	



## **Vedlegg E**

Patenteringsnotat fra TTO

## note

**case:** Circular diffusor

**to:** Eli Grong ; Knut Jørgen Egelie

**from:** Hans-Christian Blom

**date:** 19.03.2010

## Brief Note regarding patentability.

### Summary.

The present invention relates to a fan/diffuser assembly in which the fan is constructed according to a design which is greatly inspired by corresponding water turbines, and in which a circular diffuser assembly is arranged on the peripheral of the fan, in which the diffuser is a vaned diffuser with vanes arranged for receiving air from the fan blades at an angle being very close to zero. This will result in very little loss, and the diffuser is arranged for transforming kinetic power to static pressure, and thus to improve the fan efficiency. The result is a better working fan, particularly well adapted for ventilation purposes. The diffuser is a split in two for ease of assembly, and may also be mounted by itself on fans.

### Discussion

A very large number of relevant patents have been found in the field describing a number of the elements that the inventors have envisaged. The reason behind this is that although there has not been that much use of advanced aerodynamic diffusers and fans in the ventilation industry, due to cost, there has been a need for very efficient fans and diffusers in other technological areas. This has resulted in that diffusers have been optimised as has fans. Furthermore as the inventors themselves have been aware of, there is a cross-over between the fields of water turbine technology and air technology, and quite a few of the design details from one area of use may serve in the other. Evidently there are some differences between the gas blown in a fan and the water which drives a turbine, but at least some of the areas overlap at least to a certain extent.

It is not at all simple to identify what is the closest prior art, but beginning with the vaned diffusers I have identified a number of patents which would seem to be of great interest.

**US3973872** might be one of the documents found being very close to what the inventors have described. Both in shape and in action this patent application would seem to describe quite a few of the elements that are proposed in the present invention. It shows a complex vaned diffuser assembly and provides a detailed discussion of its benefits. There is **US3778186** describing a quite complex diffuser, achieving some of the main goals. **US3778186** is again very close to what is described in the invention, although applied to compressors as is **US3876328** and **US3743436**. The last has a so-called pipe diffuser configuration.

**US5417547** closely resembles what has been shown in the present invention. This patent describes and discusses vaned diffusers for use in ventilators. Although quite complicated this patent is very interesting as it also shows (see fig 16 and 17) a number of vane configurations which in my opinion are very close to being novelty destroying, that is will hinder the possibility of the invention being patented. In particular fig 17 has a configuration which looks quite a bit like the one according to the present invention. Given that the purpose of the patent as described here closely resembles that of the present invention there is a problem with respect to patentability. From the same patent there is cited JP58-93999 which describes a combined vaned and non-vaned circular diffuser.

**US4302150** cites no less than 20 patent applications being relevant to circular diffusers, of which a few are added here. In itself it is very relevant, and shows a combined vaned/vaneless diffuser. The grooves are different in shape, but the discussion in this patent regarding how to assemble a diffuser (as discussed also in US4022541) the discussion of the prior art, as well as the discussion of flows etc etc makes this document very interesting reading. There is also a brief discussion of threedimensionally shaped grooves.

One of the reasons why there are so many diffusers in the field is the following (cited from **US4431374**) "The diffuser of a turbine engine distributes the pressurized gas flow from the turbine compressor to the combustor of the turbine.

It is important that the diffuser obtains a high static pressure recovery and that the high velocity energy head produced by the compressor impeller is preserved from the pressure losses due to friction so that the total pressure of the gas is maximized as it reaches the combustor.

As the total pressure recovery from these two pressure components increases, the efficiency of the turbine engine is increased." The document moves on to show various methods of achieving just this.

Again in **US4465947** there is a rather elegant design, and discussion of why static pressure is so important in the movement of gas through such systems. See fig 7 and the discussion in paragraph 2.

It is important to note that although the field of interest with respect to the present invention lies in ventilation, one can easily transfer the idea of using a device as described in the patents above to ventilate a building. It would be vastly uneconomical, but from a patent point of view this has no relevance. In the patent world, we need to ask the question "Given the problem faced by the person skilled in the art, here defined as being how to achieve the greatest possible static pressure at the outlet of the ventilation system, how would you achieve this?" The answer in the patent above **US4465947** showing a vaned circular diffuser would achieve this goal, and is thus known.

A subclass of the vaned diffuser is the variable vaned diffuser of which I have found quite a large number. One of them is shown in **US20020176774** in which you have a modern variable vaned circular diffuser. **US5683223** shows a similar approach relating to turbomachinery for instance shows vanes which may be regulated such that surges may be controlled.

There are also multiple vaned diffusers such as in **US4877373** in which there is shown a diffuser having secondary vanes in order to further straighten the flow. Looking at the Japanese patent **JP53119411** as an example, one can see a double layer of vanes.

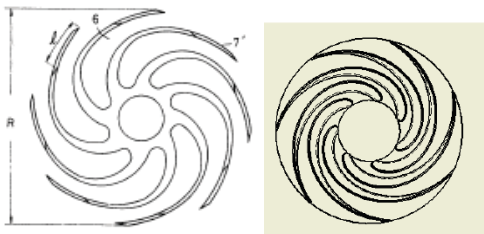
Flåkt have their own design which is simpler than the one shown in the present invention, but is clearly directed towards precisely the same application. In **EP1039142** they also present flow profiles and the like showing that the problem has been thought through and discussed.

Alot more complicated than this design is the one shown in **US20050111974** in which there is shown For some specialised applications there is also need for diffusers, in **US3964837** there is shown a diffuser for use in supersonic applications in which the vanes are specifically tailored to handle a flow being both supersonic and subsonic. The diffuser is realised according to the observation that air leaving the impeller blade does not necessarily need to be either supersonic or subsonic, but can rather be both according to position. In order to handle this adequately there is need for diffuser vanes having special profiles.

**US2005141988** describes a vaneless diffuser in which the circumference around the fan has a gradually decreasing cross-section such that the fluid is retarded and the static pressure is increased. There are a number of differences between the technology as in the present invention and in this patent application, the main one being that the diffuser according to the present invention has vanes, and said vanes serving a useful purpose. My guess would be that this diffuser has an advantage in being easy in production, but that it is less effective.

**US5266003** describes a compressor for industrial use in which the compressor is intended for the production of liquefied air. In this patent one focuses on the collector about the diffuser, aiming to increase the effectiveness of the circular vaned diffuser as such.

Regarding one of the advanced designs of the report I have seen please make a note of **JP57212399** in which you have the following fan design:



It is quite similar to the figure at the right which is taken from the report, although I presume there to be major technical differences.

The fan itself does not seem to be new, and alone I do not consider the fan to be inventive. This is based on the inventors comments, and also based on what I have seen in the art. The diffuser itself would not either seem to be new by itself, however there is a possibility of the fan and diffuser assembly to be novel. With respect to inventiveness there is a problem due to the large amount of patents in the field. In my opinion the sheer number of patents in the field makes it more or less impossible to get a broad patent. However on a positive note, if it were possible to show that the assembly worked better than any other fan diffuser assembly, and that this was due to a technical effect, a patent should not be so difficult to get. Such a patent would need to be quite narrow.

There is surely patents extent which I have not considered. The field is very heavily patented, resulting in that there might be prior art which is even closer than what I've found.

Furthermore, given the number of patents which are quite old in the field, there is a good chance that freedom to operate should be OK. An option to filing for patent would be to actually file for a design patent protection such that no one could copy the design so easily. If a decision is taken that IP is needed, this is an option that could be pursued.

Lastly I would very much like to emphasise that although it will in my opinion prove quite difficult to obtain patentable IP, this does not in any way lessen the achievement in the design of the assembly.

#### **Conclusions:**

- 1. A broad patent will not be possible to achieve.**
- 2. A very narrow patent might be possible, but there will be difficulties. Such a patent would probably necessitate combining the diffuser and the fan.**
- 3. All comments are welcome, and we would greatly appreciate the inventors considering and commenting upon our findings.**

## Vedlegg F

Oversikt over møtevirksomhet og progresjon HSK Fans

### 17.des.2009 Møte med TrønderEnergi Invest.

Initiativ: Ole Gunnar Dahlhaug

Tilstede: Tommy Olsen Ole Gunnar Dahlhaug og HSK.

- Presentasjon av HSK Fans
- Presentasjon av TEI

TEI har mål om å satse på ENØK. Er interessert i å følge opp HSK videre.

### 14.jan. Møte med TTO.

Tilstede: Eli Grong Aursand(TTO), Erik Wold(TTO), Ole Gunnar Dahlhaug og HSK

- Presentasjon av prosjektet for TTO. Og presentasjon av TTO for oss.
- Diskusjon om forretningsmodell.
- Rollefordeling og fremgang i prosjektet.

Resultater:

- Eli Grong Aursand blir kontaktperson/ansvarlig for HSK Fans i TTO.
- TTO vil gjøre en patenterbarhetsundersøkelse.
- HSK fans skal søke Take-off.

Oppsummerende mail fra Eli:

Hei,

Takk for et bra møte i dag.

Jeg har notert følgende aksjonspunkter:

1. Dere møter Trønder Energi Invest 26. jan. Vi blir gjerne med dersom møtet blir flyttet til februar. Sørg for at dere har NDA på plass hvis dere skal presentere tekniske detaljer.
2. Påmeldingsfrist take-off er 25. januar. Dere følger opp med søknad og kontakt med Morten Frøset. Henvis gjerne til Erik eller meg hvis de har spørsmål om caset.

3. Patenterbarhetsundersøkelse og møtetidspunkt følges opp av Eli.
4. Dere båndlegger prosjektoppgaver og masteroppgaver.

Datoer for Take-off er:

Introduksjonskurs 17.-19. februar

Idéutviklingsseminar 7.-12. mars

Oppfølgingsseminar 28. april

Vi møter TrønderEnergi Invest 22. januar.

Jeg kommer tilbake til dere med møtedato for patenterbarhetsvurdering.

Med vennlig hilsen

Eli

### **25.jan. Midt-Norge Take-Off våren 2010**

Søknad om å bli med i konkurransen er sendt.

### **26.jan. Møte med TrønderEnergi Invest**

Initiativ: TEI

Tilstede: Tommy Olsen, Hans Christian Steen, Håkon Welde, Ole Gunnar Dahlhaug og HSK

- Presentasjon av prosjektet. Prosjektstatus.
- Diskusjon om marked og forretningsmodell.
- Mange ubesvarte spm fra TEI angående potensial for energibesparelse, markedsstørrelse og viftemarkedet(aktører, pris etc)
- Forslag om å kontakte ENOVA.

TEI er interessert i å vite mer om ENØK-bransjen. De vil gå videre med å undersøke om det finnes en markedsundersøkelse på viftemarkedet i Norge og verden. Evt bestille en undersøkelse?

”5% reduksjon i energiforbruket er garantert butikk, men hvordan?”

Hans Christian Steen blir kontaktperson for HSK.

### **02.feb. Møte med TTO.**

Tilstede: Eli Grong Aursand(TTO), Hans Christian Blom (TTO) og HSK

Møte på i morgen onsdag klokken 09.30, samkjøre med Eli i forhold til TEI.

Presenterte prototypene og kort om teori bak for HC med tanke på patentering. Testresultater fra FW-vifte er positivt mtp patentsøknad.

Diverse spørsmål fra HC angående design og idè.

Viste luftaggregat. Konseptet med helt ny vifte/aggregat/diffusor (VAD I) kan man se på senere, nok å ta tak i idag.

Eli foreslår noe uanstendig til møtet i morgen. Punkt til presentasjon:

-Hva er nytt

-Hva er problemet, behovet

-Status per 3.2

-Vilje i systemet

Positivt inntrykk av HC. "Vi virker mer oppadgående enn mange han har møtt" :)

### **3.feb. Møte med TTO og TrønderEnergi Invest hos TTO**

Initiativ: TTO

Sted: TTO

Til stede: Eli Grong Aursand, Hans Christian Steen og HSK

Eget inntrykk: Både TTO og TrønderEnergi Invest (TEI) virker svært interesserte og motiverte *dersom* vi får gode testresultater fra første prototyp.

Under følger en mail med møtereferat fra Eli:

Hans Christian, Sondre, Halvor og Kjell Erik,

takk for et bra møte i dag! Jeg tror TrønderEnergi er en meget spennende og riktig partner for NTNU/Studentene i dette prosjektet.

Oppsummering:

- HSK Fans sin teknologi ligger innenfor fokusområdet til TrønderEnergi Invest.
- TrønderEnergi ønsker kvantitativt målinger på energieffektiviseringspotensialet som input til en mulig markedsundersøkelse.
- Hvis testene gir positive resultater kan TrønderEnergi Invest gi finansiell og faglig støtte til å få gjennomført en markedsundersøkelse.

Finansiering av prosjektet:

Fase 1 (høst 2009): NTNU, 200k

Fase 2: (vår 2010): Mulig delt finansiering/innsats mellom NTNU (teknolog utvikling), TTO (patentundersøkelse), TrønderEnergi Invest (markedsundersøkelse), Enova (prototyp)

Oppfølgingspunkter:

- Skaffe målinger fra test, prototyp 1 (studenter)
- Holde TrønderEnergi og TTO oppdatert på resultater (Kjell Erik)
- Enkel beregning av energisparepotensial basert på tester (studenter)
- Avtale nytt møte mellom studenter og TrønderEnergi (Eli)
- Planlegge møte med Enova (TrønderEnergi, TTO og studenter i nytt møte)

Vi snakkes!

Eli Grong Aursand

Project manager

NTNU Technology Transfer as

Klæbuveien 153

N-7491 Trondheim

**18.feb. Søknad til Venture Cup 2010**

Søknad om å bli med i konkurransen er sendt.

**19. mai. Møte med HSK og Ole Gunnar Dahlhaug**

Til stede: Halvor Haugsvold, Sondre Nenseter, Kjell Erik Lie, Ole Gunnar Dahlhaug

Etter flere tester med negative resultater fra laben og manglende fremgang i arbeidet med å øke virkningsgrad til vifte i Ansys CFX ble det bestemt å avholde et møte for å bestemme veien videre for HSK.

Resultatene så langt ble diskutert og det ble konkludert med at man innledningsvis kanskje hadde vært noe optimistiske i målsetningen.



Det har ikke lyktes å designe en vifte som har bedre virkningsgrad enn Fläkt Woods til dags dato. Arbeidet fremover med å komme dit ser lang og møysommelig ut.

Alle tre studentene har fått seg jobb fra høsten av og er lite lystne på å satse videre siden det tekniske grunnlaget er såpass tynt. Arbeidet med å designe en ny diffusor som enkelt kan monteres på vifter

har kommet et steg videre og det er blitt designet en 2. generasjons prototype.

Det blir bestemt å ikke satse på videre på å utvikle ny vifte men døren for en ny diffusor holdes åpen. Skal man satse videre på dette foreslås det å involvere Innovasjon Norge,

beholde TTO og avslutte samarbeidet med TrønderEnergi Invest siden Innovasjon Norge muligens vil kunne stille med kapital til utgifter til markedsanalyse.

Det foreslås også å ta kontakt med vifteprodusent Fläkt Woods og høre om muligheten for selge rettigheter til dem. Det bestemmes å forhøre seg med TTO om det er mulig å få patent på den nye designen

som skiller seg vesentlig fra den gamle.

Senere på dagen blir det funnet patent på tilsvarende diffusor utstedt i 2006. Det blir bestemt å legge ned det videre arbeidet med HSK Fans.

## Vedlegg G

% Diffusor med blader

% Halvor Haugsvold 2010

```

clear all
close all
clc
% Parametere
rho      = 1.2;
Q        = 3000/3600;
cm0      = 6.6;
cu0      = 13.1;
c0       = sqrt(cu0^2 + cm0^2);
r0       = 0.183;
b0       = 0.11;
const    = cu0*r0;
diffradius = 0.283;
R        = 0.8;                               %Hastighetsratio over
innløp
zteo     = Q/(b0*const*log(1/R));             %Teoretisk antall
blad, Q, R
z        = round(zteo);                       %Avrunda antall blad
ekspv    = 5;                                 %halvvinkel ekspansjon

%Vektorer
r=       [];
tetta=   [];
buelengde= [];
bredde=  [];

%Initialbetingelser
r(1) =   r0;
tetta(1) = 0;

%Bue
i=2;
while r(i-1) < diffradius;
    tetta(i) = tetta(i-1) + 0.1*pi/180;
    r(i) = exp(log(r0) + (tetta(i)/(2*pi))/(b0*const));
    i=i+1;
end

iter=i-1;

%Normal på alfa
falfa = atand(cm0/cu0);
for i = 1:iter

```

```

        fr(i)          = sqrt(r(i)^2 + tand(falfa)*(r(i)-r0)^2);
        ftetta(i)     = (360/z)*(pi/180) - atan( (r(i) -
r0)*tand(falfa)/r(i)) ;

end
xfr(:,1) = fr;
xfr(:,2) = ftetta;
xr(:,1) = r;
xr(:,2) = tetta;

smalltetta = abs( xfr(:,2)-xr(:,2));
[margin,nummer] = min(smalltetta);

%Blader
for j = 1:z
    polar(tetta+j*2*pi/z,r)

    hold on
end
%Indre og ytre radius
t=0:pi/32:2*pi;
x(1:65) = r0;
y(1:65) = diffradius;
polar(t,y,'r')
polar(t,x,'r')

%Kile
polar(ftetta(1:nummer),fr(1:nummer));
difftetta = tetta(nummer) - tetta(1);
diffr = r(nummer) - r(1);

kiler = r+diffr;
kiletetta = tetta+difftetta;
kile = length(find(kiler < diffradius));

for j = 1:z
    polar(kiletetta(1 : kile+1) + j*2*pi/z,kiler(1:kile+1));
    hold on
end

%Bredde - i klokkeretning
%Buelengde
bredde(1) = b0/2
buelengde(1) = 0;
for i =2:iter-1;
buelengde(i) = buelengde(i-1) + r(i) * (tetta(i+1) -
tetta(i));
bredde(i) = b0/2 + buelengde(i)*tand(ekspv);
end
bredde(iter) = bredde(iter-1);

```

```

A1 = (r(nummer)-r(1)) * b0;
A2 = (r(nummer)-r(1)) * (b0 + 2*bredde(iter-1));

Arealratio = bredde(iter-1)/ bredde(1) -1
Arealratio2 = (A2-A1)/A1
deltap = rho/2*(Q/z)^2*(1/A1^2 + 1/A2^2)
cute = sqrt( (const/r(nummer))^2 + cm0^2)
deltapinnlop = rho/2*(c0^2 - ((cute+c0)/2)^2)
c2 = (Q/z)/A2

deltap2 = rho/2*(((cute+c0)/2)^2 - c2^2)
buelengde(iter-1)
diffusorlengde = buelengde(length(r) -1) - buelengde(nummer)
diffusorbredde = r(nummer) - r(1)
lengderatio =    diffusorlengde /    buelengde(iter-1)
hold off
% figure()
% plot(bredde,r)

[X1,Y1] = pol2cart(tetta,r*1000);
[Xk1,Yk1] = pol2cart(kiletetta,kiler*1000);
m=1
for j = 1:10:i

X(m) = X1(j);
Y(m) = Y1(j);
Xk(m) = Xk1(j);
Yk(m) = Yk1(j);
Z(m) = bredde(j)* 1000;
R(m) = r(j) * 1000;
m = m + 1;
end

z

% xlswrite('hp.xls',X,'A1:A42');
% xlswrite('hp.xls',Y,'B1:B42');
% xlswrite('hp2.xls',Xk,'A1:A42');
% xlswrite('hp2.xls',Yk,'B1:B42');
% xlswrite('hp3.xls',R,'A1:A42');
% xlswrite('hp3.xls',Z,'B1:B42');

```

## Vedlegg H

```

% Diffusor uten blader
% Halvor Haugsvold 2010

clear all
close all
clc

%Parametere
rho = 1.2;
cm0      = 3.51;
cu0      = 10.08;
r0       = 0.183;
b0       = 0.092488;
bredde   = 0.07; %diff radius
A0       = 2*pi*r0*b0;
const    = cu0*r0;
Q        = cm0*2*pi*r0*b0;
n        = 0.005;
iter     = 30;

% Innløp-----
cm=          [];
cu=          [];
alfa=       [];
r=          [];
tetta=     [];
c=          [];
fr =        [];
banelengde = [];
A =         [];

%Initialverdier
cm(1) = cm0;
cu(1) = cu0;
r(1) = r0;
c(1) = sqrt(cu(1)^2 + cm(1)^2);
tetta(1) = 0;
b(1) = A0/(2*pi*r(1));
A(1) = 2*pi*r(1)*b(1);
banelengde(1) = 0;

%rør-analogi
imgr =          sqrt(2*r(1)*b(1)); %r som tilsvarer et rør
tet =          5;
%ekspansjonsvinkel(halvvinkel) ( grader)

```

```

i = 2;
while r(i-1) < r0+bredde

    cm(i) =          Q/(2*pi*r(i-1)*b(i-1)) ;
    cu(i) =          const/r(i-1);
    c(i)  =          sqrt(cu(i)^2 + cm(i)^2);
    m =             (cu(i)/cm(i))*n;
    r(i) =          sqrt(m^2 + (n+r(i-1))^2);
    banelengde(i) =  banelengde(i-1) + sqrt(m^2 + n^2);
    b(i) =          ((imgr +
banelengde(i)*tand(tet))^2)/(2*r(i));
    tetta(i) =      tetta(i-1) + atan(m/(r(i-1) + n));
    A(i)  =          2*pi*r(i)*b(i);
    alfa(i) =       atand(cm(i)/cu(i));

    i = i+1;
end

dp = rho/2*(c(1)^2 - c(i-1)^2)
banelengde(i-1)
% polar(tetta,r)
c(i-1)

%Indre og ytre radius
t=0:pi/32:2*pi;
x(1:65) = r0;
y(1:65) = r0+bredde;
polar(t,y,'r')
hold on
polar(t,x,'r')
polar(tetta,r)
%
%
%
%
A(1)/ A(i-1)
X = r*1000;
Z = b/2*1000;
%
xlswrite('bladlaus2.xls',X,'A1:A14');
xlswrite('bladlaus2.xls',Z,'B1:B14');

vinkel = atand(abs((b(i-1)-b(1))/2)/(bredde))
figure(2)
plot(r,b/2)
axis([0.1 0.3 0 0.3])

```



## **Vedlegg I**

### Innhold DVD

- CAD-filer for diffusorer
- Matlab-skript
- CFX-filer