Den store blå om Systemoptimering

DANSK ENERGI

www.danskenergi.dk

Den store blå om Systemoptimering

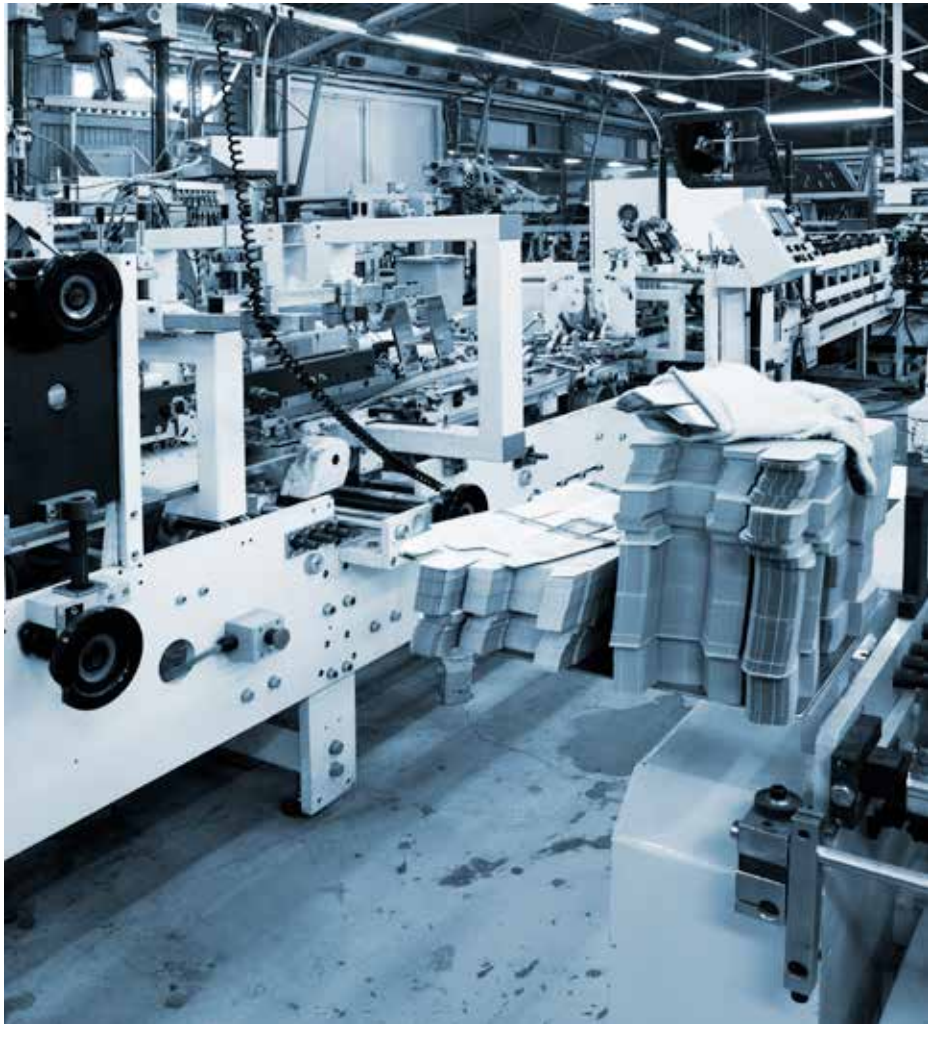
Forfattere:
Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut)
Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut)
Jørn Borup Jensen (Dansk Energi)

Redaktionsgruppe:
Ditte Mikkelsen (Dansk Energi)
Dorte Lindholm (Dansk Energi)

Udgiver: Dansk Energi
Design: Nectar Kbh
Tryk: Clausen Grafisk
Oplag: 2.000, 1. udgave 2015
ISBN nummer: 978-87-91326-11-0

Hvis du vil vide mere
Dansk Energi
Vodroffsvej 59
1900 Frederiksberg C
Telefon 35 300 400
E-mail: de@danskenergi.dk.

Klik ind på: **elforsk.dk** eller **danskenergi.dk**



Forord

"Den store blå om Systemoptimering" er tænkt som et opslagsværk for alle, der arbejder med at energieffektivisere maskinsystemer. Det gælder maskinbyggere, leverandører af komponenter til maskinsystemet, energiselskabernes rådgivere, rådgivende ingeniører eller energiansvarlige/indkøbere i virksomheden, hvor maskinsystemet installeres.

Et energieffektivt system, hvor enkeltkomponenterne hver især er energieffektive, og hvor de er tilpasset hinanden i forhold til behovet, betyder besparelser på virksomhedens elregning og er med til at nedbringe CO_2-udslippet til gavn for miljøet. Meget ofte vil det optimale system reducere omkostningerne til drift og vedligehold.

Dansk Energi håber, at "Den store blå om Systemoptimering" vil være et nyttigt værktøj i dagligdagen, så det bliver lettere at bringe energieffektive maskinsystemer ind i danske virksomheder.

God arbejds- og læselyst!
Dansk Energi, ELFORSK

Jørn Borup Jensen | Dorte Lindholm | Ditte Mikkelsen

Indholdsfortegnelse

01 **Forord** 1

02 **Den store blå om Systemoptimering** ... 6
2.1 Opbygning 6
2.2 Beregningsværktøj "MotorSystemsTool" 7

03 **Energisparesystemet** 8
3.1 Dimensionering af maskinsystem ... 8
3.2 Definition af sparesystem 9

04 **Energiforbrug fordelt på udvalgte teknologier** 14
4.1 Dataindsamling 14
4.2 Nøgletal for teknologier 14
4.2.1 Alle teknologier 15
4.2.2 Ventilation 16
4.2.3 Pumpning 17
4.2.4 Trykluft 18
4.2.5 Køling 18
4.2.6 Hydraulik 19
4.2.7 Anden motordrift 20

05 **Energiforbrug fordelt på udvalgte brancher** 21
5.1 Alle industribrancher 21
5.1.1 Anden motordrift 22
5.2 Nærings- og nydelsesmiddelindustri 23
5.2.1 Anden motordrift 23
5.3 Jern- & metalindustri 24
5.3.1 Anden motordrift 24
5.4 Kemisk industri 25
5.4.1 Anden motordrift 25
5.5 Sten-, ler- og glasindustri 26
5.5.1 Anden motordrift 26
5.6 Træindustri 27
5.6.1 Anden motordrift 27
5.7 Grafisk industri 28
5.7.1 Anden motordrift 28
5.8 Tekstilindustri 29
5.8.1 Anden motordrift 29

06 **Belastning – indflydelse på akseleffekten** 30
6.1 Ventilatorer 30
6.2 Pumper 32
6.3 Trykluftkompressorer 33
6.4 Kølekompressorer 33
6.5 Hydraulikpumper 36
6.6 Anden motordrift 37

07 **Transmissioner – teknologisk beskrivelse** 42
7.1 Remtransmissioner 42
7.2 Gear 48

08 **Elmotor – start og drift – teknologisk beskrivelse** 51
8.1 Asynkronmotoren 51
8.1.1 Motorens momentkurve 51
8.1.2 Nettilsluttet motor 51
8.1.3 Direkte tilsluttede motorers spændingsafhængighed 52
8.2 PM motorer (Permanent magnet motorer) 53
8.2.1 PM motorens momentkurve 53
8.2.2 PM motorenens effektivitet 53
8.3 Start- og styringsmetoder 54

09 **Styring og regulering – teknologisk beskrivelse** 57
9.1 Belastningskarakteristikker 57
9.2 Frekvensomformerdrift 59
9.3 Driftsarter 61

10 **Belastning – belastningsgrad** 64
10.1 Ventilatorer 64
10.2 Pumper 68
10.3 Trykluftkompressorer 69
10.4 Kølekompressorer 70
10.5 Hydraulikpumper 72
10.6 Anden motordrift 73

11 **Transmission – belastningsgrad** 74
11.1 Remtransmissioner 74
11.2 Gear 75

12 **Motor – belastningsgrad** 76
12.1 Asynkronmotorer 76
12.2 PM motorer 77

13 **Styring og regulering – belastningsgrad** 78
13.1 Softstarter 78
13.2 Frekvensomformer 79

14 **Virkningsgrad ved variabel belastning for sammensatte systemer** 81
14.1 Ventilationssystemer 81
14.2 Pumpesystemer 83
14.3 Trykluftsystemer 84
14.4 Kølesystemer 85
14.5 Hydrauliksystemer 86
14.6 Transportbånd 87
14.7 Omrører 88

15 **Effektoptag ved variabel belastning for sammensatte systemer** 89
15.1 Ventilationssystemer 89
15.1.1 Ventilator 90
15.1.2 Remtræk 91
15.1.3 Motor og frekvensomformer 92
15.1.4 Effektfordeling ved spjæld- og omdrejningstalsregulering 93
15.2 Pumpesystemer 95
15.2.1 Pumpe 96
15.2.2 Motor og frekvensomformer 97
15.2.3 Effektfordelinger ved drøvle-, omdrejningstals- og on/off-regulering 98
15.3 Trykluftsystemer 99
15.3.1 Trykluftkompressor 100
15.3.2 Motor og frekvensomformer 101
15.3.3 Effektfordelinger ved fuldlast/aflast drift og omdrejningstalsregulering 102
15.4 Kølesystemer 103

15.4.1 Kompressor 103
15.4.2 COP og virkningsgrad..... 104
15.4.3 Motor og frekvensomformer..... 105
15.4.4 Effektfordelinger ved cylinder-udkobling, gliderregulering og omdrejningstalsregulering 106
15.5 Hydrauliksystemer 107
15.5.1 Hydraulikpumpe 108
15.5.2 Motor 109
15.5.3 Effektfordelinger ved overstrømningsregulering og Load Sensing..... 109
15.6 Transportbånd..... 110
15.6.1 Gear 111
15.6.2 Motor og frekvensomformer..... 112
15.6.3 Effektfordelinger ved konstant og variabel hastighed..... 113
15.7 Omrører 113
15.7.1 Gear 114
15.7.2 Motor og frekvensomformer..... 114
15.7.3 Effektfordelinger ved polomkobling og omdrejningstalsregulering via frekvensomformer 115

16 **Energimæssige tab** 116
16.1 Ventilationssystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer..... 116
16.2 Pumpesystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer..... 118
16.3 Trykluftsystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer..... 120
16.4 Køling – elforbrug ved 6.000 driftstimer..... 121
16.5 Hydrauliksystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer..... 122
16.6 Transportsystemer – elforbrug ved 8.760 driftstimer..... 124
16.7 Omrører systemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer..... 125
16.8 Samlet teoretisk potentiale 126
16.8.1 Systemkomponenter..... 126
16.8.2 Teknologier..... 127
16.8.3 Brancher 128

17 **Behovsanalyse**..... 129
17.1 Grundlæggende behov 129
17.2 Behovsvariationer..... 130
17.3 Forløbet i behovsanalysen..... 131
17.4 Energibevidst planlægning og projektering 135
17.5 Stil krav til entreprenøren – dokumentation ved aflevering af nyanlæg og service..... 135
17.6 Sidegevinster ved systemoptimering..... 135
17.7 Levetidsomkostninger - LCC..... 136

18 **Tjekskema**..... 138

19 **10 Gode råd** 140

20 **Andre kilder**..... 141

DANSK ENERGI

2 Den store blå om Systemoptimering

Når en virksomhed, entreprenør eller installatør står over for at skulle installere eller renovere et elmotordrevet maskinsystem, er der ofte brug for rådgivning og vejledning om, hvilket anlæg der skal vælges af praktiske og økonomiske hensyn.

Opslagsværket bidrager til at styrke målgruppens viden om:

- Egenskaber for de komponenter, både med primær og sekundær funktion, der typisk kan genfindes i mange maskiner i industrien og i almindeligt kontorbyggeri.
- Dimensioneringsmæssige forhold, som man skal være opmærksom på, når man står over for at skulle sammensætte, installere eller renovere et elmotordrevent maskinsystem.
- De energimæssige og totaløkonomiske konsekvenser ved installation af egnede elmotordrevne maskinsystemer.
- Forbrug og besparelsespotentiale inden for såvel teknologier som industribrancher.

2.1 Opbygning

Opslagsværket er inddelt i følgende kapitler:

Kapitel 3 beskriver et energisparesystem. For forskellige teknologier fastsættes krav til systemets totalvirkningsgrader, for at de kan betegnes sparesystemer.

Kapitel 4 kortlægger det totale energiforbrug på teknologier totalt og for udvalgte teknologier. Kortlægningen giver et detaljeret indblik i, hvor stor en del af den optagne elenergi der omsættes til reelt mekanisk arbejde, og hvor stor en del af energien, der tabes i systemets enkelte komponenter.

Kapitel 5 kortlægger energiforbruget på industribrancher totalt og udvalgte brancher.

Kapitel 6 beskriver teknologisk de applikationer/belastninger, der typisk kan genfindes i mange maskinsystemer i industrien og i almindeligt kontorbyggeri. Beskrivelserne omfatter: Ventilatorer, pumper, trykluftkompressorer, kølekompressorer, hydraulikpumper og applikationer der hører under kategorien anden motordrift.

Kapitel 7 beskriver teknologisk de transmissionskomponenter, der typisk kan genfindes i mange maskinsystemer i industrien og i almindeligt kontorbyggeri. Beskrivelserne omfatter remtransmissioner og gear.

Kapitel 8 beskriver teknologisk de motorer, der typisk kan genfindes i mange maskiner i industrien og i almindeligt kontorbyggeri. Beskrivelserne omfatter asynkronmotorer og PM motorer. Desuden beskrives start- og styringsmetoder for motorerne.

Kapitel 9 beskriver teknologisk de styrings- og reguleringsudstyr, der typisk kan genfindes i

mange maskiner i industrien og i almindeligt kontorbyggeri. Beskrivelserne omfatter softstartere og frekvensomformere.

Kapitel 10-13 beskriver virkningsgrader som funktion af belastningsgrader for de applikationer/belastninger, transmissionskomponenter, motorer samt styrings- og reguleringsudstyr, der er beskrevet i kapitel 6–9.

Kapitel 14 viser de maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrader for syv forskellige sammensatte elmotordrevne maskinsystemer.

Kapitel 15 fokuserer på, hvilken betydning valget af reguleringsform har på de enkelte komponenters effektoptag i maskinsystemet. Der vises effektfordelinger for forskellige reguleringsformer og forskellige belastningsgrader.

Kapitel 16 viser energimæssige tab ved forskellige reguleringsformer og driftsvariationer. Kapitlet afsluttes med et afsnit, der viser et estimeret teoretisk besparelsespotentiale opgjort på såvel teknologier som brancher ved systemoptimering i Danmark.

Kapitel 17 beskriver behovsanalysen, som er en af de væsentligste faser i forbindelse med systemoptimering. Behovsanalysen skal afdække, hvilke grundlæggende behov det elmotordrevne maskinsystem skal dække samt variationerne i behovet. Herunder om der er muligheder for at reducere behovet. Kapitlet beskriver endvidere, hvad man skal være opmærksom på ved planlægning og projektering af et elmotordrevet maskinsystem, samt beregninger og levetidsomkostninger (LCC-beregning) forbundet med installation og drift samt vedligeholdelse af to alternative maskinsystemer.

Kapitel 18 viser et tjekskema, hvor der er angivet en række forhold, som har indflydelse på det elmotordrevne maskinsystems drift og energieffektivitet, og som bør undersøges.

Kapitel 19 indeholder 10 gode råd, som man med fordel kan benytte sig af ved installation af et elmotordrevet maskinsystem.

2.2 Beregningsværktøj "MotorSystemsTool"

"MotorSystemsTool" er et værktøj til systemoptimering, som er udviklet i forbindelse med ELFORSK projektet 344-008 – 2. generationsværktøj til systemoptimering.

Med "MotorSystemsTool" er det muligt at designe et energieffektivt system, hvor enkeltkomponenterne hver især er energieffektive, og hvor de er tilpasset hinanden i forhold til behovet. Beregningerne i kapitel 14, 15 og 16 er foretaget ved hjælp af "MotorSystemsTool". Beregningsværktøjet er også anvendt i flere af kapitlernes eksempler.

Værktøjet findes på elforsk.dk.

3 Energisparesystemet

3.1 Dimensionering af maskinsystem

Overdimensionering medfører unødvendige tab. Tænkes der over, at det kan betale sig at dimensionere maskinsystemet, så det er tilpasset den ydelse, det skal levere? Er maskinerne dimensioneret med livrem og seler? Hvad er behovet? Hvor lidt er nok? Tør virksomheden? Er der råd til at lade være?

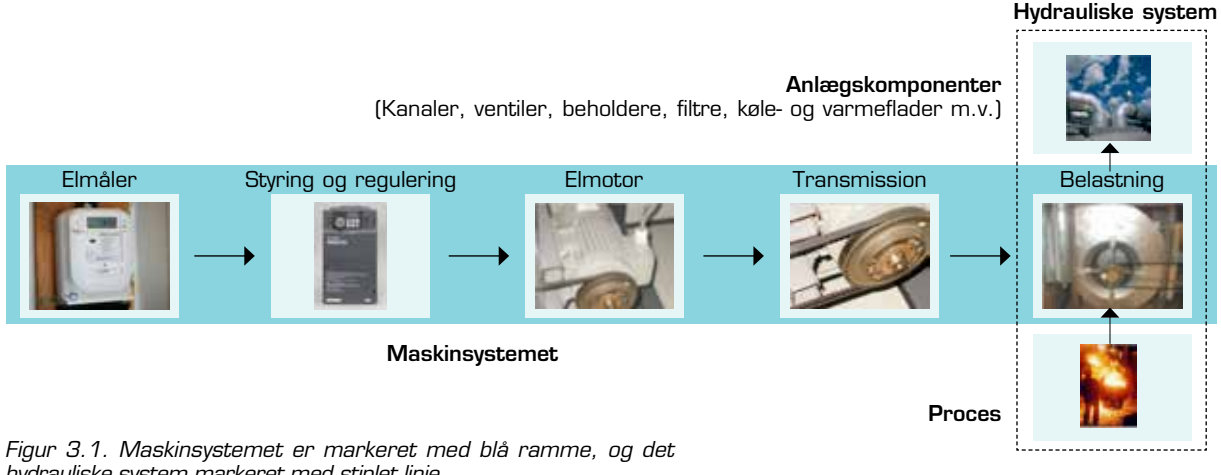
Erfaringstal fra danske energirådgivere og vedligeholdelsesteknikere viser, at vi bruger for megen energi og har for dårlig udnyttelsesgrad på maskiner og systemkomponenter.

Konkrete kortlægningsmålinger fra mere end 3.300 virksomhedsbesøg viser, at elmotorer i gennemsnit er belastet 52 % af deres påstemplede effekt ved maksimalt behov. Det betyder, at motorerne er overdimensionerede, og at de i disse tilfælde bruger mere energi end nødvendigt.

Er der nogensinde valgt en motor, der er for stor i forhold til den aktuelle belastning, for at være på den sikre side? Merprisen for en lidt større motor er jo ikke ret stor!

Eller er der dimensioneret eller købt en maskine uden at vide, hvad det aktuelle behov egentligt er? Med stor sandsynlighed! For ofte kendes behovet ikke, når der skal installeres et nyt anlæg!

Ofte stoler vi blindt på underleverandører og os selv, hvilket forøger driftsomkostningerne og energiforbruget!



Figur 3.1. Maskinsystemet er markeret med blå ramme, og det hydrauliske system markeret med stiplet linje.

3.2 Definition af sparesystem

Definitionen er afgrænset til at omhandle det samlede maskinsystem fra elmåler til hydraulisk ydelse fra den motordrevne maskine. Se figur 3.1.

Definitionens virkning

Såfremt et maskinsystem bærer prædikatet sparesystem, kan brugeren/køberen være sikker på følgende:

- Systemet er ikke overdimensioneret set i forhold til leveret hydraulisk ydelse (luft, vand og kølemiddel).
- Effektiviteten af de enkelte komponenter og komponenterne i sammenhæng er fornuftig set i forhold til den på markedet tilgængelige teknologi.
- Eventuelt behov for variation af ydelsen varetages af en energimæssigt set fornuftig regulering, hvilket vil sige, at elforbruget falder tilfredsstillende ved faldende ydelse.

Belastningens ydelse (output):

Ventilation	- tryk [Pa] og volumenstrøm [m^3/s], tryk er eksklusiv evt. tab over reguleringsspjæld.
Pumpning	- tryk [Pa] og flow [m^3/s], tryk er eksklusiv evt. tab over reguleringsventil.
Trykluft	- trykniveau [bar] og volumenstrøm [m^3/s].
Køling	- kapacitet [kW] og temperaturniveau [°C].
Hydraulik	- tryk [Pa] og flow [m^3/s], tryk er eksklusiv evt. tab over reguleringsventil.
Transportbånd	- masse [kg] og hastighed [m/s].
Omrører	- omløbstal [s^{-1}] og propeldiameter [m].

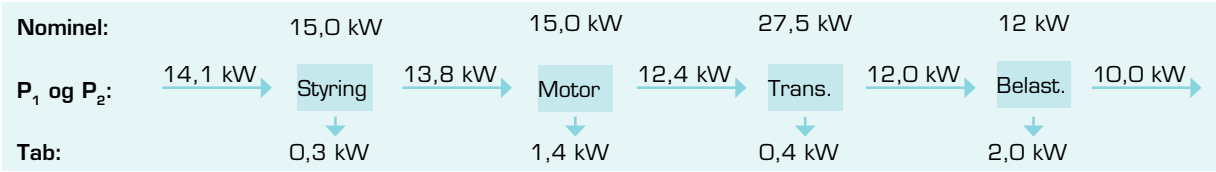
Belastningsgrad

Overdimensionering af systemets komponenter og dermed en lav belastningsgrad af disse fører til energispild. I figur 3.2 er vist et eksempel på, hvordan begrebet belastningsgrad i denne bog er benyttet dels for den enkelte komponent dels for et system.

Den reelle belastning af et ventilationsanlæg er 10 kW, men maskinen forbruger 14,1 kW. Altså 41 % mere end det aktuelle behov. Energiforbruget går til drift af belastningen plus transmissionstab og energitab i maskinens øvrige komponenter.

Ved de fleste maskiner vælges motoren som den første komponent ud fra et skøn over belastningsbehovet. Maskinbyggeren har givet et kvalificeret gæt på en belastning på ca. 12,4 kW inklusiv transmission. Nærmeste norm motorstørrelse med det ønskede omdrejningstal er 15 kW. Så er der også plads til lidt sikkerhed!

Herefter vælges transmissionen. Belastningen er en ventilator, der er let at starte. Sikkerhedsfaktoren er ikke særlig stor, hvorfor transmissionen dimensioneres ud fra 110 % af motorens nominelle effekt, altså 16,5 kW. Der vælges energieffektive smalkileremme og store skivediametre – over 160 mm. Effektkravet betyder,



Figur 3.2. Begrebet belastningsgrad er $P_2/P_n \cdot 100$, hvor P_2 er effekt ud af en komponent/et system og P_n er den nominelle effekt for en komponent/et system. Virkningsgraden for en komponent/et system er P_2/P_1 hvor P_1 er den tilførte effekt til en komponent/et system.

at der skal anvendes en til to remme. Der vælges to remme, så vi er sikre på, at ventilatoren kan komme i gang. Prisen for en ekstra rem er ikke særlig stor, og det samme gælder skiverne. Så er vi sikre på, at det virker. Transmissionssystemet er nu dimensioneret til 27,5 kW. Reelt vil transmissionen maksimalt blive belastet omkring de 10 kW – ved dellast mindre.

Styringen, som f.eks. kunne være en frekvensomformer i stedet for en billigere spjældregulering med dårlig virkningsgrad, vælges efter motorstørrelsen – i dette tilfælde 15 kW, fundet som standardstørrelse! Altså også større end absolut nødvendigt, men valgt i forhold til motoren.

Ved hvert af de trinvise valg af komponenter vælges der altså større end nødvendigt! Det betyder noget for kostprisen af komponenterne, men ikke mindst for udgifterne til energiforbruget. Derfor kan det som oftest betale sig at ændre selv relativt nye systemer, efter at de er sat i drift.

Med udgangspunkt i figur 3.2 er i tabel 3.1 vist nominel effekt, effektoptag, effektydelse, virkningsgrad og belastningsgrad for den enkelte komponent og for systemet.

	Nominel effekt P_n [kW]	Effektoptag P_1 [kW]	Effektydelse P_2 [kW]	Virkningsgrad $P_2/P_1 \cdot 100$ [%]	Belastningsgrad $P_2/P_n \cdot 100$ [%]
Styring	15,0	14,1	13,8	97,9	92
Motor	15,0	13,8	12,4	89,9	83
Transmission	27,5	12,4	12,0	96,8	44
Belastning	12,0	12,0	10,0	83,3	83
System	15,0	14,1	10,0	70,9	67,0

Tabel 3.1. Eksempel på nominel effekt, effektoptag, effektydelse, virkningsgrad og belastningsgrad for den enkelte komponent og for systemet.

Sparesystemet

For hver teknologi skal der udvikles/fastlægges en kurve for totalvirkningsgraden i afhængighed af belastningsgraden som skitseret i figur 3.3-3.9. Kurverne er for hver af disse vist for to eller tre effektklasser:

1. Små systemer, 0-4 kW
2. Mellem systemer, 4-30 kW
3. Store systemer, 30-500 kW

Samme opdeling er anvendt i kapitel 4 og 5 omhandlende kortlægning af forbrug fordelt på teknologier og brancher og i kapitel 16 omhandlende besparelsespotentiale fordelt på teknologier og brancher.

I figur 3.3-3.9 er totalvirkningsgraden angivet både ved en fuldt optrukket linje og en stiplet linje.

Den stiplede linje – BAT-effektivitet – viser den maksimalt opnåelige virkningsgrad for **B**est **A**valaible **T**echnology. Dette betyder systemvirkningsgraden opnået ved valg af optimal styring, motor, transmission og belastningstype. Det optimale valg består både i tilpasning af størrelsen og korrekt typevalg (f.eks. rigtig størrelse gear samt valg af tandhjulsudgaven frem for snekkeudgaven).

Den fuldt optrukne linje viser – Kravkurven – kravet til totalvirkningsgrad i forskellige belastningspunkter, som et konkret systems virkningsgrad skal befinde sig over, såfremt systemet skal kunne bære betegnelsen "Sparesystem".

Krav til forskellige maskinsystemer

I figurerne 3.3-3.9 ses hvilke krav til totalvirkningsgrader, der gælder for de forskellige maskinsystemer, for at de kan betegnes sparesystemer og de maksimalt opnåelige totalvirkningsgrader.

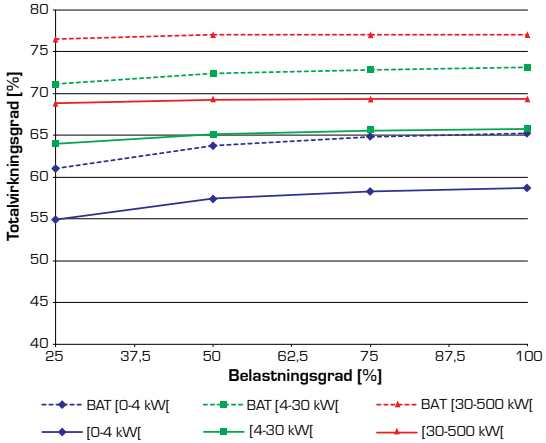
Ud over kravene vist i figurerne, skal et sparesystem yderligere kunne leve op til nedenstående:

- Alle enkeltkomponenter skal have høj effektivitet. I dag findes krav til energieffektivitet og produktinformation for eksempelvis ventilatorer, cirkulationspumper og elmotorer (EU-regler om miljøvenligt design – Ecodesign). Disse krav er beskrevet i de efterfølgende underafsnit.

- Er systemet udstyret med mulighed for kontinuert fuldautomatisk regulering af ydelsen, skal dette foregå ved hjælp af ændring af motorens omløbstal – og ikke udelukkende ved brug af mekanisk regulering på belastningssiden.

Ventilationssystemer

Ventilatorer skal overholde trin 2-kravene, der gælder fra 1. januar 2015, i EU-kommissionens forordning nr. 327/2011 om miljøvenligt design af elmotordrevne ventilatorer.

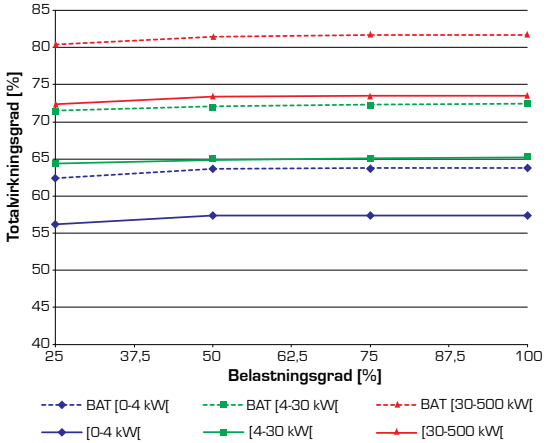


Figur 3.3. Krav til ventilationssystemers totalvirkningsgrad som funktion af belastningsgrad for tre nominelle motorstørrelser.

Pumpesystemer

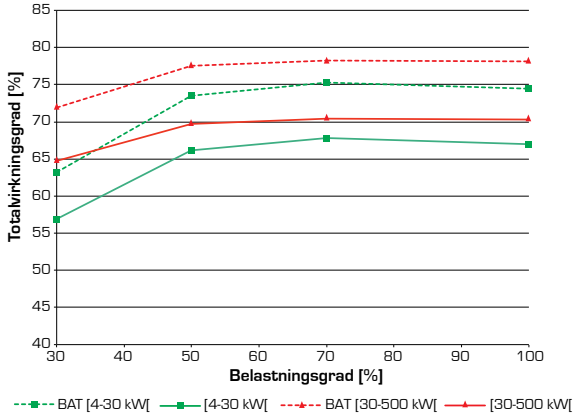
Cirkulationspumper skal overholde kravene, der gælder fra den 1. januar 2015 i EU-kommissionens forordning nr. 641/2009 om miljøvenligt design af cirkulationspumper og EU-kommissionens forordning nr. 622/2012 om ændring af forordning nr. 641/2009.

Pumpesystemer – fortsat



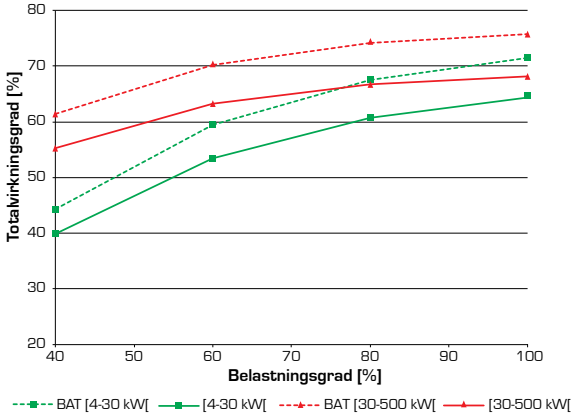
Figur 3.4. Krav til pumpesystemers totalvirkningsgrad som funktion af belastningsgrad for tre nominelle motorstørrelser.

Trykluftsystemer



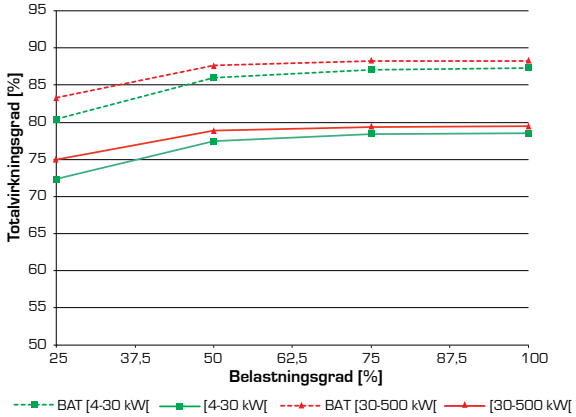
Figur 3.5. Krav til trykluftsystemers totalvirkningsgrad som funktion af belastningsgrad for to nominelle motorstørrelser.

Kølesystemer



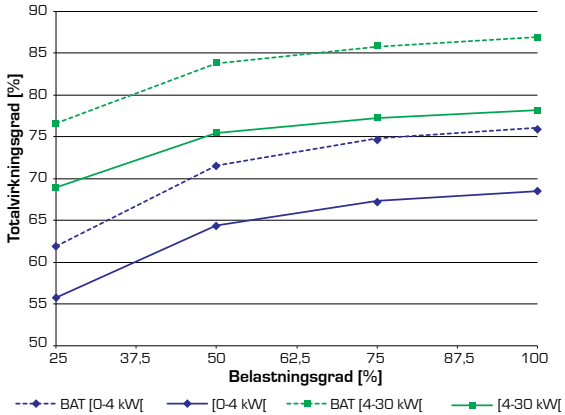
Figur 3.6. Krav til kølesystemers totalvirkningsgrad som funktion af belastningsgrad for to nominelle motorstørrelser.

Hydrauliksystemer



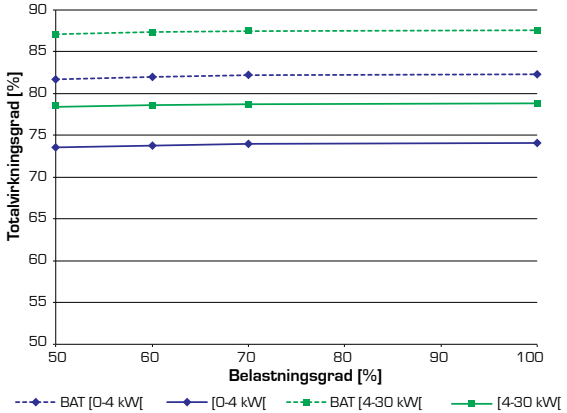
Figur 3.7. Krav til hydrauliksystemers totalvirkningsgrad som funktion af belastningsgrad for to nominelle motorstørrelser.

Transportsystemer



Figur 3.8. Krav til transportsystemers totalvirkningsgrad som funktion af belastningsgrad for to nominelle motorstørrelser.

Omrører systemer



Figur 3.9. Krav til omrører systemers totalvirkningsgrad som funktion af belastningsgrad for to nominelle motorstørrelser.

4 Energiforbrug fordelt på udvalgte teknologier

Kapitlet giver i tabelform en oversigt over 6 forskellige teknologiers elforbrug fordelt på 7 brancher og 3 motorstørrelser. Endvidere viser en række figurer, hvor stor en del af forbruget til en teknologi, der omsættes til nyttiggjort arbejde og tab i de forskellige systemkomponenter.

Kapitlet er struktureret efter:

- Dataindsamling
- Nøgletal for den enkelte teknologi opdelt efter:
  - Branche og motorstørrelse
  - Nyttigt arbejde, komponenttab og motorstørrelse

4.1 Dataindsamling

Datagrundlaget er stykket sammen ud fra nedenstående kilder:

- Årlige elforbrug anno 2011 er opgjort af Danmarks statistik for 35 brancher. Data er slået sammen i syv hovedbrancher. Nærings- og nydelsesmiddel, jern & metal, kemisk, sten, ler og glas, træ, grafisk og tekstilbranchen.

- Branchespecifikke elforbrugsfordelinger udtaget fra rapporten "Kortlægning af erhvervslivets energiforbrug" udarbejdet af Dansk Energi Analyse A/S og Viegand & Maagøe ApS i 2008 samt Energiselskabernes Enibase/Unitool. For de syv hovedbrancher er udtaget den relative elforbrugsandel for teknologierne køling, pumpning, ventilation, trykluft og anden motordrift. Ud af anden motordrift er udtaget en andel til hydraulik vurderet på basis af tidligere undersøgelser udført af DEFU. Hydraulik fremstår således også som en selvstændig teknologi.

- I brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal er tidligere udført detaljerede kortlægninger af forbrug til motorer fordelt på teknologier og effektstørrelser. Disse er benyttet som grundlag for en branchevis vurdering af energiandel i tre anvendte effektklasser – lille (0-4 kW), mellem (4-30 kW) og stor (30-500 kW).

Med ovennævnte kilder er etableret et finmasket billede af, hvorledes elforbruget fordeles på teknologier og effektstørrelser i de enkelte brancher. Slutteligt er vurderet, hvad der går til nyttigt arbejde og tab i hver af teknologiens komponenter. Situationen er vist, som den er i dag, og som den burde være med kendskabet til den optimale sammensætning af systemkomponenter og muligheder for anvendelse af elektrisk styring/regulering med dagens teknologi.

4.2 Nøgletal for teknologier

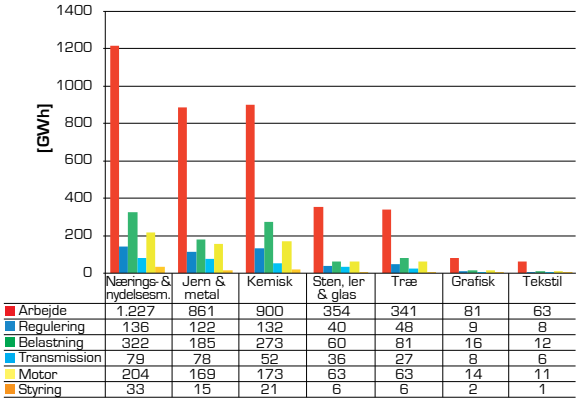
Afsnittet er opdelt i underafsnit, der omhandler det totale elforbrug for alle teknologier og forbruget for de enkelte teknologier. For hvert underafsnit er forbruget fordelt på syv brancher og tre anlægsstørrelser udtrykt i påstemplet mærkepladeeffekt på elmotoren. I alle tabeller er der foretaget afrundning til nærmeste hele tal. Ydermere er der i de enkelte underafsnit i

figur 4.1-4.8 vist en estimeret tabsfordeling i maskinsystemet mellem:

- Elektrisk styring
- Elmotoren
- Transmissionen (remtrækket eller gearet)
- Belastningen (ventilatoren, pumpen, kompressoren m.v.)
- Mekanisk regulering (spjæld, drøvleventiler m.v.)

I samme figurer er vist et beregnet reelt arbejde – hydraulisk energi – således, at tabselementerne kan sættes i relation.

4.2.1 Alle teknologier



Figur 4.1. Årligt elforbrug for forskellige teknologier i dansk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter – alle brancher.

I figur 4.1 er vist nyttiggjort arbejde og tab fordelt på 7 brancher for alle teknologier samlet.

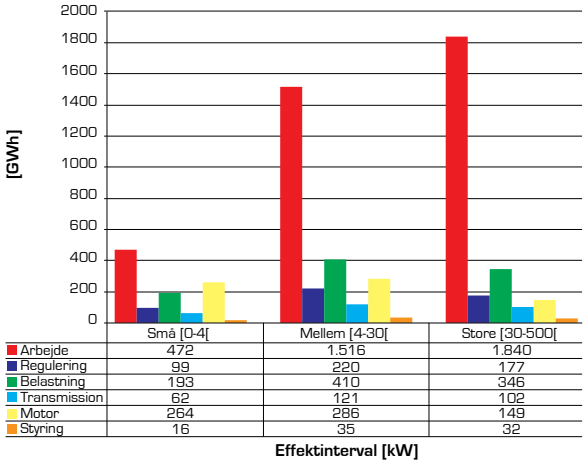
Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings- og nydelsesmiddel	303	682	1.016	2.002
Jern & metal	220	889	321	1.431
Kemisk	310	543	698	1.551
Sten, ler og glas	112	196	252	559
Træ	113	198	255	566
Grafisk	26	45	58	129
Tekstil	20	36	46	101
I alt	1.105	2.589	2.646	6.340

Tabel 4.1. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store systemer på forskellige brancher – alle teknologier.

I tabel 4.1 er vist, hvorledes det totale elforbrug er fordelt mellem små, mellem og store motorsystemer i de syv brancher.

Det totale forbrug til elmotorer i de syv største brancher er opgjort til 6.340 GWh, hvilket svarer til 70 % af industriens totale elforbrug. De to store grupper bestående af elmotorer i størrelsen 4-30 kW og 30-500 kW er vurderet til at være de energimæssigt mest dominerende.

Set ud fra en stykmæssig betragtning er der ingen tvivl om, at gruppen bestående af småmotorer på 0-4 kW er den mest dominerende.



Figur 4.2. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – alle teknologier.

Den røde søjle "arbejde" i figur 4.2 er nyttiggjort arbejde – de øvrige søjler viser tab i den øvrige del af systemet.

I figuren ses, at søjlen "arbejde" bliver mere dominerende jo højere op i effektinterval, man bevæger sig. Den reelt udnyttede elandel er stigende for stigende systemstørrelser. Dette bevirker, at småmotorerne også set udfra et potentialesynspunkt er en interessant gruppe.

Specielt motor og belastning har betydelige tab for de mindre anlæg. Reelt skyldes dette den store brug af asynkronmotoren, der har kraftigt faldende virkningsgrad ved faldende belastningsgrad i de mindre størrelser. Det samme gælder for virkningsgrader for ventilatoren, pumpen, kompressoren osv. Se kapitel 10-13.

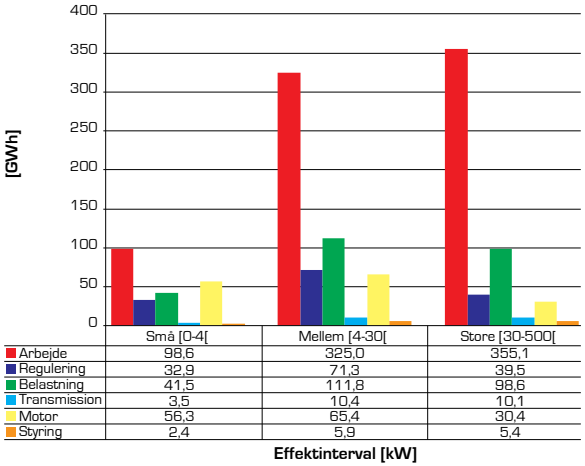
I de følgende afsnit er forbruget samt tabsfordeling og arbejde for de enkelte teknologier vist separat.

4.2.2 Ventilation

Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings- og nydelsesmiddel	57	114	208	379
Jern & metal	56	263	56	375
Kemisk	40	69	89	198
Sten, ler og glas	32	56	73	161
Træ	39	68	88	195
Grafisk	7	13	16	37
Tekstil	4	7	9	20
I alt	235	590	539	1.364

Tabel 4.2. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store ventilationsanlæg på forskellige brancher.

Af tabel 4.2 fremgår, at der i alt forbruges 1.364 GWh til industrielle ventilationsformål. Størstedelen bruges af mellem og store ventilationsanlæg. Det er vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal.



	Small [0-4[	Medium [4-30[	Large [30-500[
Arbejde	98,6	325,0	355,1
Regulering	32,9	71,3	39,5
Belastning	41,5	111,8	98,6
Transmission	3,5	10,4	10,1
Motor	56,3	65,4	30,4
Styring	2,4	5,9	5,4

Figur 4.3. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store ventilationanlæg.

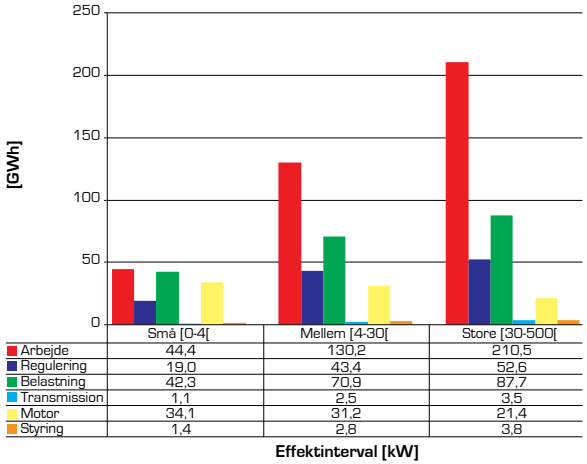
Det ses i figur 4.3, at tabet i reguleringsenheden er relativt stort. Dette skyldes, at mange ventilationsanlæg stadigvæk kører med variable luftmængder reguleret med spjæld på trods af, at den behovsstyrede ventilation bør reguleres med en frekvensomformer.

4.2.3 Pumpning

Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings- og nydel-sesmiddel	48	112	160	320
Jern & metal	7	16	23	46
Kemisk	68	119	153	340
Sten, ler og glas	4	7	9	20
Træ	13	22	29	64
Grafisk	1	1	2	4
Tekstil	2	3	4	10
I alt	142	281	380	803

Tabel 4.3. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store pumpeanlæg på forskellige brancher.

Af tabel 4.3 fremgår, at der i alt forbruges 803 GWh til industrielle pumpeformål. Størstedelen bruges af pumper større end 30 kW vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal.



Figur 4.4. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store pumpeanlæg.

Figur 4.4 viser, at det er for de store anlæg, at de største tab findes. Det er for elmotoren, pumpen og den mekaniske regulering, at tabene er koncentreret.

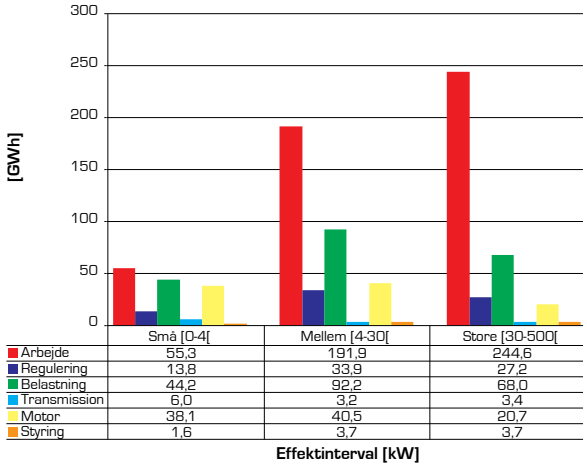
Tab i reguleringsenheden er mindre dominerende for de mindre pumper, hvilket skyldes, at de elektronisk regulerede pumper anvendes i stor udstrækning.

4.2.4 Trykluft

Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings- og nydel-sesmiddel	22	43	80	145
Jern & metal	36	145	60	241
Kemisk	70	122	157	350
Sten, ler og glas	9	16	20	44
Træ	17	29	38	84
Grafisk	3	5	6	13
Tekstil	3	5	6	14
I alt	159	365	368	892

Tabel 4.4. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store trykluftanlæg på forskellige brancher.

Af tabel 4.4 fremgår, at der i alt forbruges 892 GWh til industrielle trykluftformål. Størstedelen bruges af mellem og store trykluftanlæg vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal.



Figur 4.5. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store trykluftanlæg.

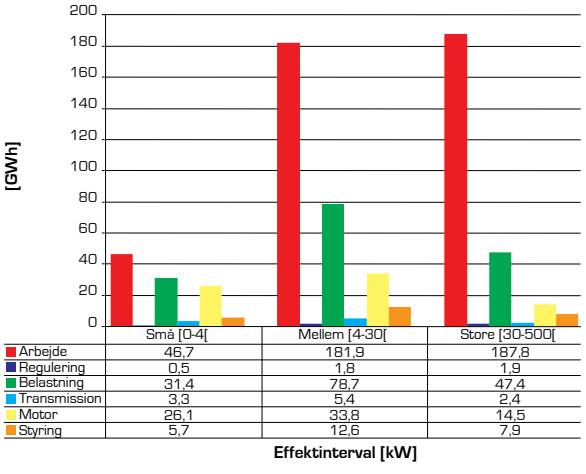
Figur 4.5 viser, at de største tab findes for elmotoren og kompressoren, men at en relativ stor energiandel tilføres luften i form af øget tryk og temperaturstigning. Temperaturstigningen er som oftest ikke til nogen gavn, men i diagrammet er den alligevel medtaget som hydraulisk arbejde.

4.2.5 Køling

Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings- og nydel-sesmiddel	70	234	164	468
Jern & metal	3	8	6	17
Kemisk	39	69	88	196
Sten, ler og glas	-	-	-	-
Træ	-	-	-	-
Grafisk	2	3	4	8
Tekstil	-	-	-	-
I alt	114	314	262	690

Tabel 4.5. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store køleanlæg på forskellige brancher.

Af tabel 4.5 fremgår, at der i alt forbruges 690 GWh til industrielle køleformål, og 50 % vurderes at blive forbrugt i mellem køleanlæg baseret på tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal.



Figur 4.6. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store køleanlæg.

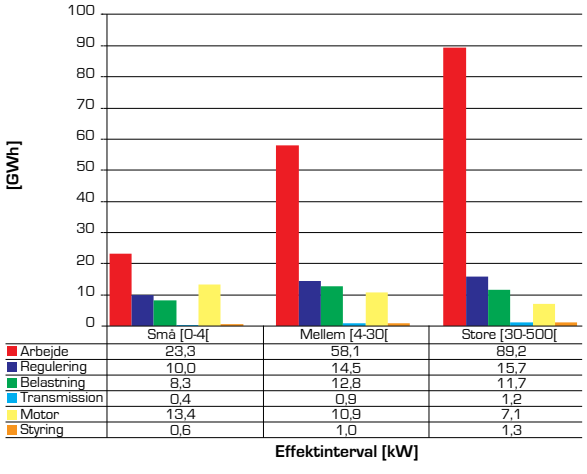
Figur 4.6 viser, at det er ved de mellem og store anlæg, at de største tab findes, og at det er for elmotoren og kølekompressoren, tabene er koncentreret.

4.2.6 Hydraulik

Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings- og nydel-sesmiddel	13	22	28	63
Jern & metal	20	36	46	102
Kemisk	20	34	44	98
Sten, ler og glas	1	2	3	6
Træ	1	2	3	6
Grafisk	-	1	1	2
Tekstil	1	1	1	3
I alt	56	98	126	281

Tabel 4.6. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store hydraulikanlæg på forskellige brancher.

Af tabel 4.6 fremgår, at der i alt forbruges 280 GWh til industrielle hydraulikformål. Størstedelen bruges af mellem og store hydraulikanlæg vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal.



Figur 4.7. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store hydraulikanlæg på forskellige brancher.

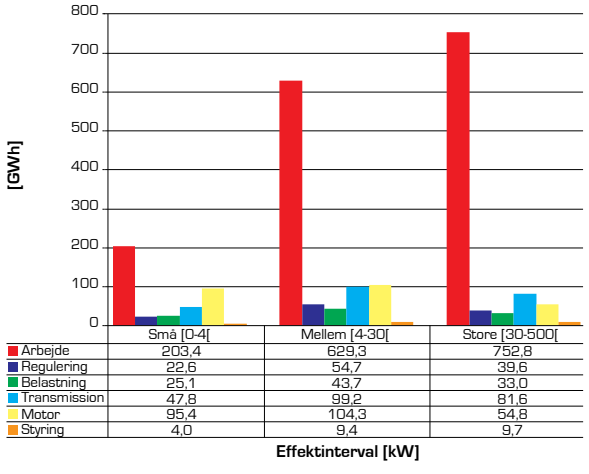
Figur 4.7 viser endvidere, at for mellem og store anlæg findes de største tab for elmotoren, hydraulikken og den mekaniske regulering. Den mekaniske regulering er særligt dominerende pga., at der anvendes konstante fortrængningspumper, hvilket betyder, at en stor flowmængde bortledes over aflastningsventiler til tank, når drøvlinger udføres for at kontrollere stempelbevægelser.

4.2.7 Anden motordrift

Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings- og nydel-sesmiddel	94	157	376	627
Jern & metal	97	422	130	649
Kemisk	74	129	166	370
Sten, ler og glas	65	114	147	327
Træ	44	76	98	218
Grafisk	13	23	30	66
Tekstil	11	19	25	55
I alt	398	941	972	2.311

Tabel 4.7. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store anlæg til andet på forskellige brancher.

Af tabel 4.7 fremgår, at der i alt forbruges 2.311 GWh til industrielle formål med anden motordrift. Størstedelen bruges af mellem og store anlæg vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal.



Figur 4.8. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store anlæg til anden motordrift.

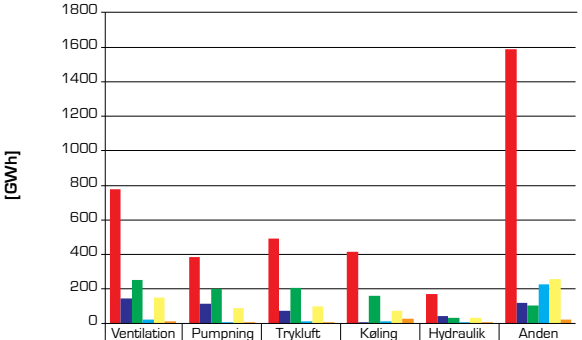
Figur 4.8 viser endvidere, at for mellem og store anlæg findes de største tab for elmotoren og transmissionen. Transmissionen er særligt dominerende i denne kategori og består i mange tilfælde af en gearboks.

I teknologien "Anden motordrift" indgår som hovedreglen ikke egentlige belastningskomponenter, hvor mekanisk energi omdannes til f.eks. hydraulisk energi (ventilation og pumpning) eller termodynamisk energi (trykluft og køling) med tab til følge. Derfor udgør det nyttige arbejde størstedelen af energiforbruget for denne teknologi.

5 Energiforbrug fordelt på udvalgte brancher

I det følgende vises i en række figurer, hvorledes det årlige elforbrug i de 7 industribrancher fordeler sig på 6 teknologier opdelt på nyttiggjort arbejde og tab. Endvidere viser andre figurer de forskellige teknologiers forbrug til nyttiggjort arbejde og tab inden for hver af de 3 motorstørrelser.

5.1 Alle industribrancher



	Ventilation	Pumpning	Trykluft	Køling	Hydraulik	Anden motordrift
Arbejde	779	385	492	416	171	1.585
Regulering	144	115	75	4	40	117
Belastning	252	201	204	158	33	102
Transmission	24	7	13	11	2	229
Motor	152	87	99	74	31	255
Styring	14	8	9	26	3	23

Figur 5.1. Årligt forbrug for forskellige teknologier i dansk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter – alle brancher.

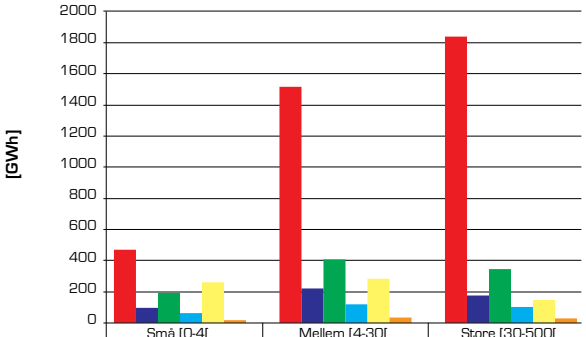
I figur 5.1 er forskellige teknologiers nyttiggjorte arbejde og tab vist for alle brancherne samlet.

Specielt teknologierne ventilation og pumpning har betydelige forbrug, der ikke udmøntes i et reelt arbejde. For disse to teknologier, der udgør en pæn andel af industriens elforbrug, ligger den totale gennemsnitsvirkningsgrad kun på 50 %.

Størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Ventilation	235	590	539	1364
Pumpning	142	281	380	803
Trykluft	159	365	368	892
Køling	114	314	262	690
Hydraulik	56	98	126	281
Anden motordrift	398	941	972	2.311
I alt	1.105	2.589	2.646	6.340

Tabel 5.1. Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store systemer på forskellige teknologier – alle brancher.

I tabel 5.1 er fordelingen mellem små, mellem og store motorsystemer opgjort på teknologier.



	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[
Arbejde	472	1.516	1.840
Regulering	99	220	177
Belastning	193	410	346
Transmission	62	121	102
Motor	264	286	149
Styring	16	35	32

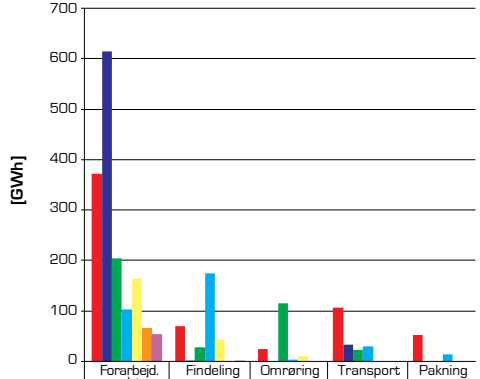
Effektinterval [kW]

Figur 5.2. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – alle brancher.

Figur 5.2 viser som forventet, at fordelingen mellem nyttiggjort arbejde og tab fordelt på motorstørrelser opgjort inden for samtlige brancher er den samme som fordelingen opgjort for teknologierne samlet, vist i figur 4.2.

5.1.1 Anden motordrift

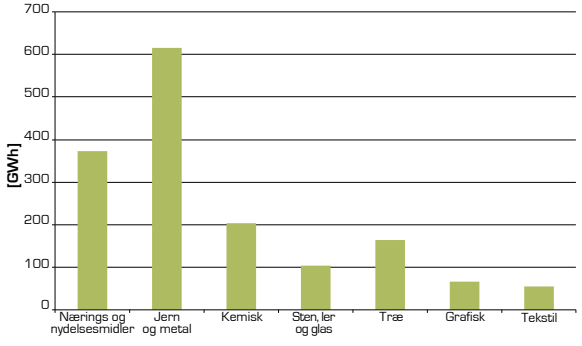
Elforbruget til anden motordrift udgør 2.310 GWh. Som det ses i figur 5.3, anvendes 1.580 GWh svarende til 68 % til forarbejdende udstyr. De resterende 730 GWh anvendes til findeling (14 %), omrøring (7 %), transport (8 %) og pakning (3 %).



	Forarbejd. udst.	Findeling	Omrøring	Transport	Pakning
Nærings- og nydelsesmidler	372,1	70,5	25,0	106,3	53,2
Jern og metal	614,7	1,5	-	32,4	-
Kemisk	204,1	28,6	114,4	22,7	-
Sten, ler og glas	103,8	174,8	3,7	29,7	14,8
Træ	164,0	43,7	9,8	-	-
Grafisk	66,0	-	-	-	-
Tekstil	54,8	-	-	-	-

Figur 5.3. Elforbruget til anden motordrift fordelt på brancher og forskellige teknologiers forbrug.

Forarbejdende udstyr



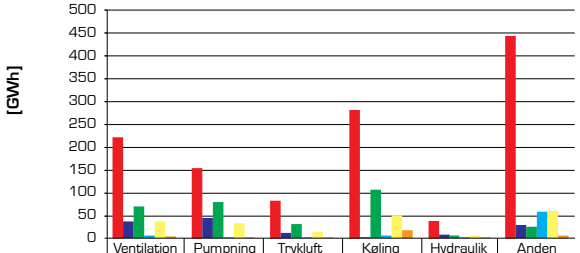
Figur 5.4. Elforbruget til forarbejdende udstyr for syv brancher.

Grundet forarbejdende udstyrs store andel af elforbrug til anden motordrift er i figur 5.4 vist opdelingen af elforbruget til forarbejdende udstyr på de syv brancher i industrien. Det ses, at størstedelen af elforbruget (990 GWh svarende til 63 %) anvendes i nærings- og nydelsesmiddelindustrien samt jern- og metalindustrien. Jern- og metalindustrien står alene for 39 % af elforbruget til forarbejdende udstyr.

I de følgende afsnit er vist et søjlediagram for hver enkelt branche af nyttiggjort arbejde og tab for udvalgte teknologier.

Endvidere er nyttiggjort arbejde og tab angivet for 3 motorstørrelser.

5.2 Nærings- og nydelsesmiddelindustri

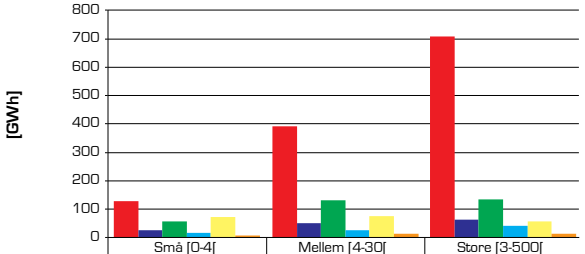


	Ventilation	Pumpning	Trykluft	Køling	Hydraulik	Anden motordrift
Arbejde	223,7	155,5	83,5	281,8	38,4	444,4
Regulering	36,9	45,9	11,8	2,8	9,1	29,8
Belastning	69,7	79,4	31,8	107,7	7,4	26,0
Transmission	6,7	2,8	1,9	7,5	0,6	59,4
Motor	38,0	32,9	14,5	50,4	7,1	61,1
Styring	3,8	3,2	1,4	17,8	0,6	6,3

Figur 5.5. Årligt forbrug for forskellige teknologier indenfor nærings- og nydelsesmidler fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ifølge Danmarks Statistik anvendes årligt 2.105 GWh eller 26 % af industriens elforbrug i nærings- og nydelsesmiddelindustrien. Hele 95 % af branchens elforbrug omsættes i elmotordrevne systemer.

Teknologierne køling og anden motordrift er dominerende i branchen. Disse to udgør 52 % af branchens elforbrug. Se figur 5.5.



	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [3-500[
Arbejde	128,5	390,8	708,1
Regulering	24,1	48,8	63,4
Belastning	57,5	129,6	134,9
Transmission	15,4	24,1	39,5
Motor	72,0	74,8	57,2
Styring	5,8	13,8	13,4

Effektinterval [kW]

Figur 5.6. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – nærings- og nydelsesmiddel.

Figur 5.6 viser, at tabene i belastningskomponenterne er relativt store. Det skyldes navnlig den store anvendelse af ventilation og pumpning, som ved regulering kører med lav belastningsgrad.

5.2.1 Anden motordrift

Anden motordrift	Elforbrug i GWh	Elforbrug i %
Forarbejdende maskiner[1)]	372,1	59,3
Findeling[2)]	70,5	11,2
Omrøring[3)]	25,0	4,0
Transport[4)]	106,3	17,0
Pakning	53,2	8,5
I alt	627,1	100

1) Forarbejdende maskiner er eksempelvis maskiner til centrifugering og presning på sukkerfabrikker, maskiner til fremstilling af stivelse og maskiner til fremstilling af færdige foderblandinger. Andre eksempler er maskiner til opskæring og udbening på slagterier samt homogenisatorer og centrifuger på mejerier.

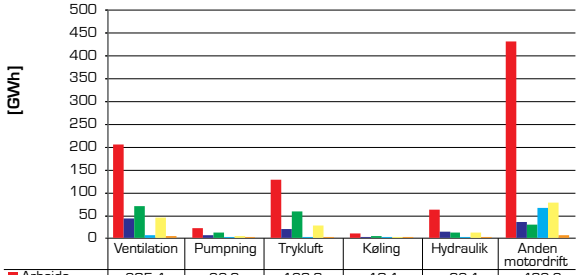
2) Udstyr til findeling er f.eks. møller, hakkere og knusere til produktion af benmel. Endvidere udstyr til skrælning, snitning og mosning af frugt og grøntsager.

3) Omrøring benyttes primært på mejerier og is fabrikker samt i drikkevareindustrien.

4) F.eks. snegletransportører der bringer produkter frem gennem procesforløbet samt transportbånd.

Tabel 5.2. Specificering af elforbrug til anden motordrift i nærings- og nydelsesmiddelindustrien.

5.3 Jern- & metalindustri

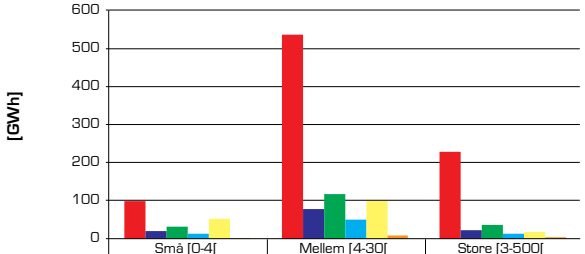


	Ventilation	Pumpning	Trykluft	Køling	Hydraulik	Anden motordrift
Arbejde	205,4	22,6	128,8	10,1	62,1	432,2
Regulering	43,8	6,7	21,0	0,1	14,7	35,3
Belastning	70,0	11,5	57,8	3,9	11,9	30,1
Transmission	6,5	0,4	3,2	0,3	0,9	67,1
Motor	45,8	4,8	28,1	1,8	11,4	77,4
Styring	3,8	0,5	2,4	0,6	1,0	6,5

Figur 5.7. Årligt forbrug for forskellige teknologier indenfor jern- og metalindustrien fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ifølge Danmarks Statistik anvendes årligt 2.041 GWh, eller 26 % af industriens elforbrug i jern- og metalindustrien. Hele 70 % af branchens elforbrug omsættes i elmotordrevne systemer.

Teknologierne trykluft, ventilation og anden motordrift er dominerende i branchen. Disse tre udgør 62 % af branchens elforbrug. Se figur 5.7.



	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [3-500[
Arbejde	97,6	536,4	227,3
Regulering	21,1	77,6	22,9
Belastning	31,9	116,8	36,5
Transmission	14,2	51,0	13,2
Motor	52,6	98,6	18,1
Styring	2,3	9,1	3,3

Effektinterval [kW]

Figur 5.8. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – jern & metal.

Figur 5.8 viser, at der sker et relativt stort tab i transmissionen, specielt for de mellemstore anlæg. Det skyldes den store anvendelse af ventilation med remtræk i denne branche. Remtræk som i stort omfang er overdimensionerede.

5.3.1 Anden motordrift

Anden motordrift	Elforbrug i GWh	Elforbrug i %
Findeling	1,5	0,2
Transport	32,4	5,0
Valsning, koldtrækning, presning[1)]	51,6	8,0
Form- og kernefremstilling (støbning)[2)]	62,5	9,6
Rensning (støbning)[2)]	31,3	4,8
Drejning, fræsning og bukning[3)]	333,1	51,4
Værktøjsmaskiner, montagebænke og ekstrudere[3)]	123,3	19,0
Kraner	12,9	2,0
I alt	648,6	100

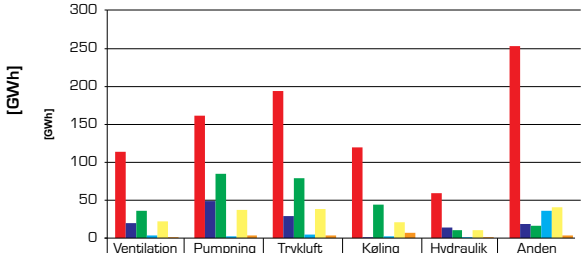
1) Udstyr til valsning, koldtrækning og presning findes typisk på jern- og stålværker.

2) Form- og kernefremstilling samt rensning benyttes primært på jern- og stålværker samt på støberier.

3) Udstyr til drejning, fræsning og bukning m.m. benyttes typisk i maskin-, elektronik- og transportmiddelindustrien.

Tabel 5.3. Specificering af elforbrug til anden motordrift i jern- og metalindustrien.

5.4 Kemisk industri

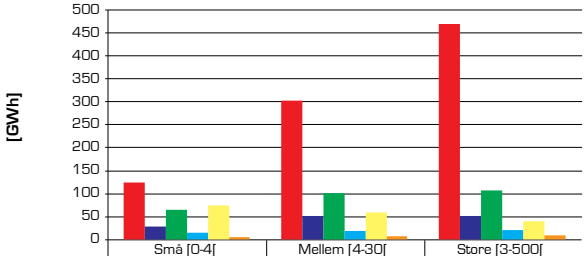


	Ventilation	Pumpning	Trykluft	Køling	Hydraulik	Anden motordrift
Arbejde	113,5	161,0	193,4	119,3	59,5	253,3
Regulering	20,4	48,6	29,1	1,2	14,1	18,5
Belastning	36,4	85,5	79,5	44,1	11,4	16,3
Transmission	3,5	3,0	5,2	3,1	0,9	36,5
Motor	22,2	38,1	39,2	21,3	11,0	41,5
Styring	2,0	3,4	3,5	7,4	1,0	3,7

Figur 5.9. Årligt forbrug for forskellige teknologier indenfor kemisk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ifølge Danmarks Statistik anvendes årligt 1.957 GWh eller 25 % af industriens elforbrug i kemisk industri. Hele 79 % af branchens elforbrug omsættes i elmotordrevne systemer.

Teknologierne pumper, trykluft og anden motordrift er dominerende i branchen. Disse udgør 54 % af branchens elforbrug. Se figur 5.9.



	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [3-500[
Arbejde	124,2	304,2	471,6
Regulering	28,5	51,1	52,3
Belastning	65,1	101,7	106,4
Transmission	13,9	18,5	19,8
Motor	74,0	60,0	39,3
Styring	4,7	7,5	8,7

Effektinterval [kW]

Figur 5.10. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – kemisk.

En stor del af forbruget i den kemiske industri går til pumpning og trykluft. Navnlig belastningskomponenterne for disse teknologier har et stort forbrug. Specielt trykluftanlæg arbejder ineffektivt ved lav belastningsgrad.

5.4.1 Anden motordrift

Anden motordrift	Elforbrug i GWh	Elforbrug i %
Forarbejdende maskiner[1)]	204,1	55,2
Omrøring[2)]	114,4	30,9
Findeling[3)]	28,6	7,7
Transport	22,7	6,2
I alt	369,8	100

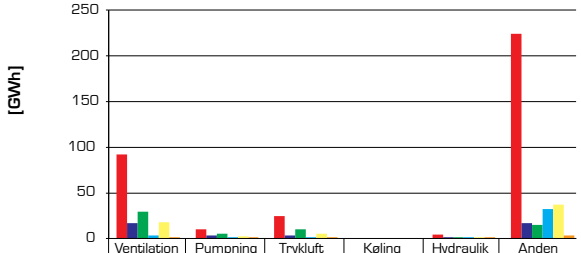
1) F.eks. ekstrudere ved plastfremstilling samt udstyr til efterbearbejdning af produkter.

2) Omrøring benyttes primært på virksomheder til fremstilling af kemiske råstoffer, fremstilling af maling, sæbe, kosmetik mv. samt i medicinalindustrien.

3) F.eks. formaling af farvepigmenter i slaglemøller.

Tabel 5.4. Specificering af elforbrug til anden motordrift i kemisk industri.

5.5 Sten-, ler- og glasindustri

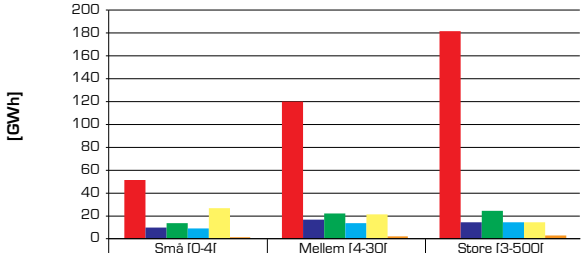


	Ventilation	Pumpning	Trykluft	Køling	Hydraulik	Anden motordrift
Arbejde	92,4	9,6	24,5	-	3,8	223,9
Regulering	16,6	2,9	3,7	-	0,9	16,4
Belastning	29,7	5,1	10,1	-	0,7	14,4
Transmission	2,8	0,2	0,7	-	0,1	32,3
Motor	18,1	2,3	5,0	-	0,7	36,6
Styring	1,6	0,2	0,4	-	0,1	3,3

Figur 5.11. Årligt forbrug for forskellige teknologier indenfor sten-, ler- og glasindustrien fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ifølge Danmarks Statistik anvendes årligt 631 GWh eller 8 % af industriens elforbrug i sten-, ler- og glasindustri. Hele 89 % af branchens elforbrug omsættes i elmotordrevne systemer.

Teknologierne ventilation og anden motordrift er dominerende i branchen. Disse to udgør 77 % af branchens elforbrug. Se figur 5.11.



	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [3-500[
Arbejde	51,8	120,4	182,1
Regulering	9,8	16,3	14,4
Belastning	13,7	22,0	24,3
Transmission	8,7	13,3	14,0
Motor	26,8	21,7	14,2
Styring	1,1	2,0	2,5

Effektinterval [kW]

Figur 5.12. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – sten, ler og glas.

En stor del af forbruget i denne branche går til ventilation. Grundet store tab ved overdimensionerede motorer og remtræk er tabet her relativt stort. Det skyldes i høj grad stor dellastkørsel.

5.5.1 Anden motordrift

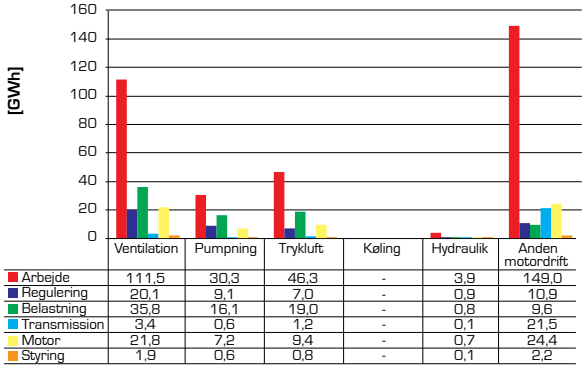
Anden motordrift	Elforbrug i GWh	Elforbrug i %
Forarbejdende maskiner[1)]	103,8	31,8
Omrøring	3,7	1,1
Findeling[2)]	174,8	53,5
Transport	29,7	9,1
Pakning	14,8	4,5
I alt	326,8	100

1) Udstyr til blanding, ældning, valsning og formning af råvarer. Endvidere motorer på ovne.

2) Maskiner til findeling er eksempelvis maskiner til knusning samt homogenisering og blanding. Disse maskiner ses typisk på grus- og stenvirksomheder samt cement- og kalkfabrikker.

Tabel 5.5. Specificering af elforbrug til anden motordrift i sten-, ler- og glasindustri.

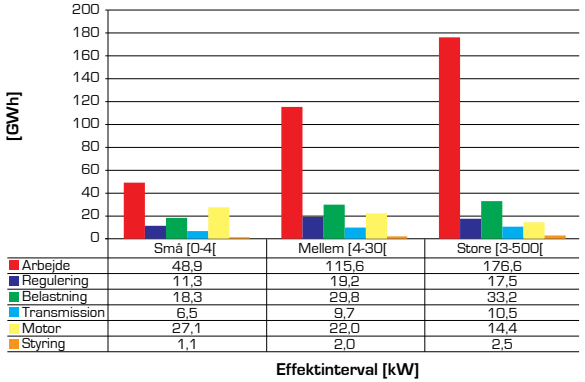
5.6 Træindustri



Figur 5.13. Årligt forbrug for forskellige teknologier indenfor træindustrien fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ifølge Danmarks Statistik anvendes årligt 646 GWh eller 8 % af industriens elforbrug i træindustrien. Hele 88 % af branchens elforbrug omsættes i elmotordrevne systemer.

Teknologierne ventilation og anden motordrift er dominerende i branchen. Disse to udgør 64 % af branchens elforbrug. Se figur 5.13.



Figur 5.14. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – træ.

I træbranchen går en stor del af forbruget til ventilation og trykluft. Tabet i regulering, motor, belastning og transmission er her relativt betydelige.

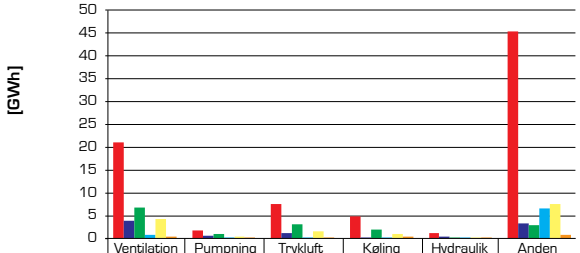
5.6.1 Anden motordrift

Anden motordrift	Elforbrug i GWh	Elforbrug i %
Bearbejdnings-maskiner[1)]	164,0	75,4
Omrøring	9,8	4,5
Findeling	43,8	20,1
I alt	217,6	100

1) Bearbejdningsmaskiner er eksempelvis maskiner til opskæring af træ samt maskiner til fræsning, boring, høvling og pudsning.

Tabel 5.6. Specificering af elforbrug til anden motordrift i træindustrien.

5.7 Grafisk industri

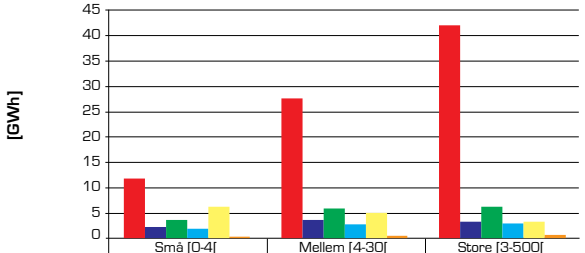


	Ventilation	Pumpning	Trykluft	Køling	Hydraulik	Anden motordrift
Arbejde	20,9	1,7	7,4	4,8	1,1	45,2
Regulering	3,8	0,5	1,1	-	0,3	3,3
Belastning	6,7	0,9	3,1	1,8	0,2	2,9
Transmission	0,6	-	0,2	0,1	-	6,5
Motor	4,1	0,4	1,5	0,9	0,2	7,4
Styring	0,4	-	0,1	0,3	-	0,7

Figur 5.15 Årligt forbrug for forskellige teknologier indenfor grafisk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ifølge Danmarks Statistik anvendes årligt 188 GWh eller 2 % af industriens elforbrug i grafisk industri. Hele 69 % af branchens elforbrug omsættes i elmotordrevne systemer.

Teknologierne ventilation og anden motordrift er dominerende i branchen. Disse to udgør 55 % af branchens elforbrug. Se figur 5.15.



	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [3-500[
Arbejde	11,8	27,5	41,9
Regulering	2,2	3,6	3,2
Belastning	3,6	5,8	6,2
Transmission	1,8	2,8	2,9
Motor	6,2	5,0	3,3
Styring	0,3	0,5	0,7

Effektinterval [kW]

Figur 5.16. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – grafisk.

Forbruget i den grafiske industri er relativt beskedent. Hovedparten af forbruget går til ventilation. Derfor ses der også et relativt stort tab i ventilatoren, transmissionen, motoren og reguleringen, da belastningsgraden falder hurtigt ved reduceret luftmængde, og dellast er hyppigt forekommende.

5.7.1 Anden motordrift

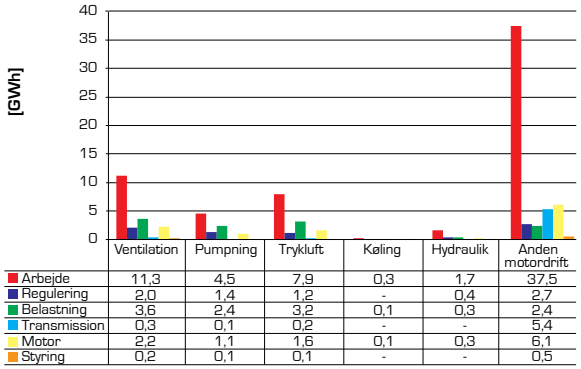
Anden motordrift	Elforbrug i GWh	Elforbrug i %
Produktions-maskiner[1)]	66,0	100

1) Produktionsmaskiner er primært offset rotationspresser, maskiner til dybtryk, ark offsetpresser og trykværker for flexotryk.

Tabel 5.7. Specificering af elforbruget til anden motordrift i grafisk industri.

Af tabel 5.7 fremgår, at elforbruget til anden motordrift alene omfatter produktionsmaskiner.

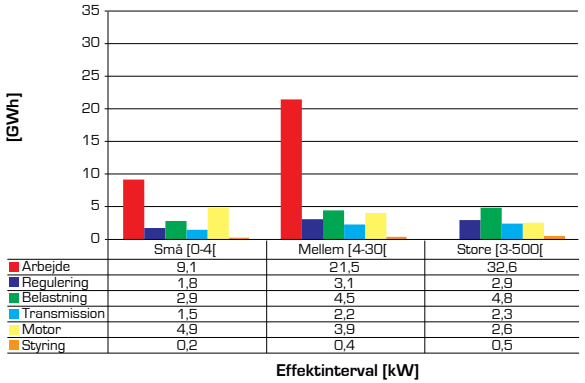
5.8 Tekstilindustri



Figur 5.17. Årligt forbrug for forskellige teknologier indenfor tekstilindustri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ifølge Danmarks Statistik anvendes årligt 140 GWh eller 2 % af industriens elforbrug i tekstilindustri. Hele 73 % af branchens elforbrug omsættes i elmotordrevne systemer.

Teknologierne ventilation, trykluft og anden motordrift er dominerende i branchen. Disse tre udgør 63 % af branchens elforbrug. Se figur 5.17.



Figur 5.18. Nyttiggjort arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – tekstil.

I tekstilindustrien går det relativt beskedne forbrug primært til ventilation og trykluft. Tabet til regulering motor, transmission og belastningskomponent er dominerende.

5.8.1 Anden motordrift

Anden motordrift	Elforbrug i GWh	Elforbrug i %
Produktions-maskiner[1)]	54,8	100

1) Produktionsmaskiner er primært maskiner til spinding, vævning og strikning.

Tabel 5.8. Elforbruget til anden motordrift i tekstilindustri.

Af tabel 5.8 fremgår, at elforbruget til anden motordrift alene omfatter produktionsmaskiner.

6 Belastning – indflydelse på akseleffekten

6.1 Ventilatorer

I ventilationsanlæg benyttes to typer ventilatorer: Radialventilatorer og aksialventilator. I dette afsnit behandles kun radialventilatorer, da det er den mest anvendte type.

For en belastningskomponent er den indgående effekt benævnt P_1 og den udgående effekt P_2. I belastningskomponenterne nævnt i det følgende er P_1 eksempelvis for ventilation benævnt P_v.

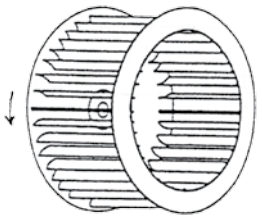
Belastningen P_v (den effekt der skal tilføres på ventilatorens aksel) fra en radialventilator kan udtrykkes ved:

$$P_v = \frac{q_v \cdot \Delta p_t}{\eta_v} \quad [W]$$

hvor:
- q_v er volumenstrømmen [m^3/s]
- Δp_t er totaltrykstigningen over ventilatoren [Pa]
- η_v er ventilatorens virkningsgrad

Som det ses, afhænger P_v foruden volumenstrømmen og den totale trykstigning af ventilatorvirkningsgraden. Denne virkningsgrad afhænger af ventilatorens driftspunkt og størrelse, men også af ventilatorhjulstypen. De mest anvendte ventilatorhjulstyper ses i figur 6.1 og 6.2.

I "Den lille blå om Ventilation", er karakteristika for de to ventilatortyper (herunder fordele og ulemper) nærmere beskrevet.



Figur 6.1. Radialventilator med fremad krummede skovle.

Figur 6.2. Radialventilator med bagud krummede skovle.

Specielt for virkningsgraden gælder:

- Radialventilator med fremad krummede skovle (F-hjul): η_v = 55-65 %
- Radialventilator med bagud krummede skovle (B-hjul): η_v = 75-85 %

Tidligere kunne radialventilatorer med B-hjul, der levede op til de danske elselskabers krav om høj energieffektivitet opnå betegnelsen Spareventilator®.

I tabel 6.1 ses hvilke krav til virkningsgraden i sit bedste driftspunkt, der blev stillet for, at en radialventilator med B-hjul kunne betegnes som en Spareventilator®.

Sammenlignet med de nye krav til energieffektivitet og produktinformation for ventilatorer (Ecodesign) var kravene fra de danske elselskaber højere. Det skal bemærkes, at en direkte sammenligning mellem kravene er en smule komplicerede og tidskrævende.

Akseleffekt [kW]	]0-0,5]	]0,5-1,0]	]1,0-3,0]	]3,0-10]	]10-20]	]20-50]	]50-100]	>100
Minimums-værdi for maksimal virk-ningsgrad	76 %	78 %	79 %	80 %	81 %	82 %	83 %	84 %

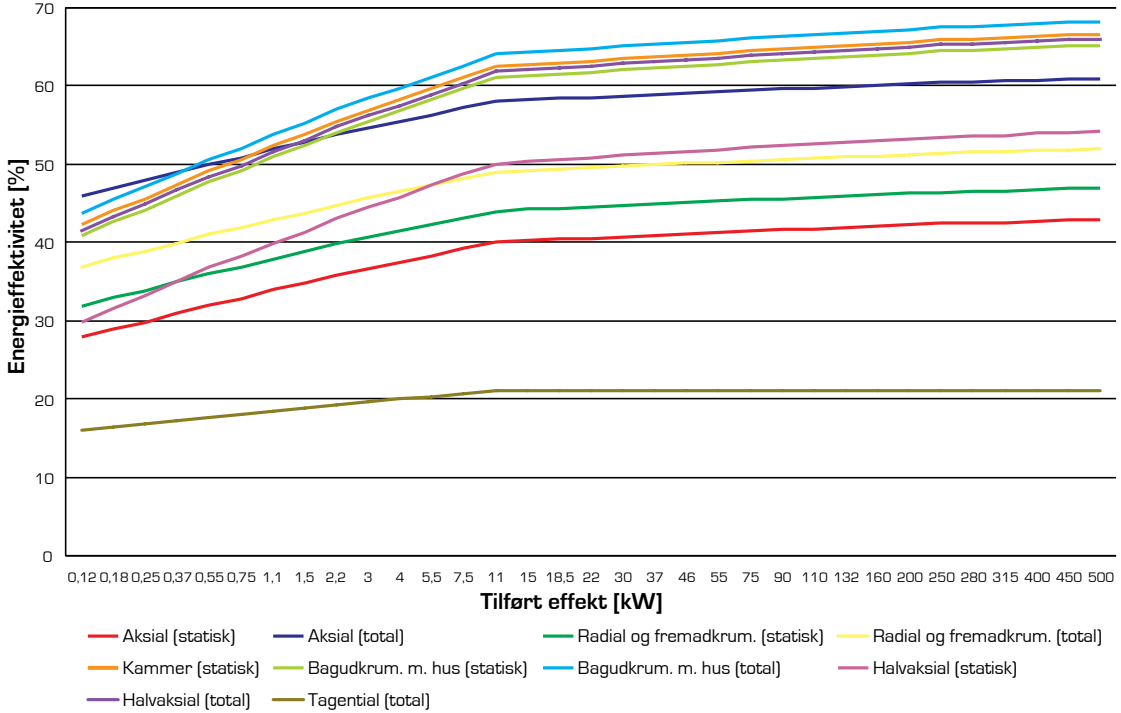
Tabel 6.1. Tidligere krav til virkningsgrader for spareventilatorer.

Ecodesign

Den 1. januar 2013 trådte nye krav til miljøvenligt design af elmotordrevne ventilatorer i kraft. Kravene, som er minimumskrav, vedrører ventilatorer, som er udformet til brug med eller udstyret med en motor med en effekt fra 125 W til 500 kW ved driftspunktet for optimal energieffektivitet.

De nye krav betyder, at energieffektiviteten ikke måles og beregnes, som branchen normalt er vant til, hvor effektiviteten beregnes ud fra den statiske eller dynamiske trykstigning samt volumenstrøm og tilført effekt til ventilatoren. Energieffektiviteten måles og beregnes nu som en totalvirkningsgrad for hele ventilationssystemet, dvs. for ventilator, motor og styring. Målingerne foretages i henhold til målestandarden for ventilatorer ISO 5801.

Fra den 1. januar 2015 er kravene til energieffektiviteten strammet og udvidet til flere typer af ventilatorer. I figur 6.3 ses krav til ventilatorers energieffektivitet.



Figur 6.3. Krav til forskellige ventilatorers energieffektivitet som funktion af P_1 gældende fra 1. januar 2015.

Nærmere information vedrørende de nye krav kan findes i Energistyrelsens skrivelse omhandlende de nye Ecodesignkrav.

Eksempel 1 – Beregning af belastningen P_v for en radialventilator

På en ventilator er målt en volumenstrøm q_v på 16.000 m^3/h, svarende til 4,5 m^3/s. Den totale trykstigning over ventilatoren er, ved målinger af det statiske tryk før og efter ventilator samt beregninger af det dynamiske tryk, beregnet til 1.575 Pa.

I en ventilatorkurve er virkningsgraden aflæst til 68 %.

Belastningen P_v kan herefter beregnes:

$$P_v = \frac{4{,}5\,m^3/s \cdot 1.575\ Pa}{0{,}68} = 10.423\ W$$

6.2 Pumper

I pumpeanlæg benyttes to typer pumper: Centrifugalpumper og fortrængningspumper. I dette afsnit behandles kun centrifugalpumper, da det er den mest anvendte type.

Figur 6.4. Centrifugalpumpe.

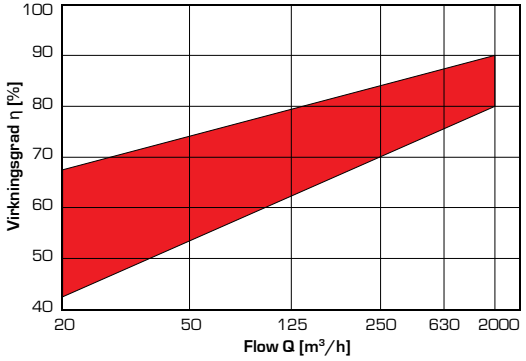
Belastningen P_p (den effekt der skal tilføres på pumpens aksel) fra en centrifugalpumpe kan skrives ved hjælp af nedenstående udtryk:

$$P_p = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_p} \quad [W]$$

hvor:
- Q er flowet [m^3/s]
- Δp er trykstigningen over pumpen [Pa]
- η_p er pumpens virkningsgrad

Som det ses i udtrykket for belastningen fra en pumpe, afhænger den, foruden trykstigningen og volumenstrømmen, af pumpevirkningsgraden. Denne virkningsgrad afhænger af pumpens størrelse og driftspunkt.

At pumpens flow har betydning for virkningsgraden ses i figur 6.5. For store pumper er det muligt at opnå de højeste virkningsgrader.



Figur 6.5. I det røde område finder man virkningsgrader for centrifugalpumper som funktion af flowet.

Eksempel 2 – Beregning af belastningen P_p for en cirkulationspumpe

På en pumpekurve er aflæst et flow Q på 100 m^3/h. Pumpens løftehøjde eller trykstigning er aflæst til 34 mVs, svarende til 333.000 Pa.

På pumpekurven er virkningsgraden aflæst til 75 %.

Belastningen P_p kan herefter beregnes:

$$P_p = \frac{100\ m^3/h \cdot 333.000\ Pa}{3.600\ s/h \cdot 0{,}75} = 12.333\ W$$

6.3 Trykluftkompressorer

I trykluftanlæg benyttes hovedsageligt to typer kompressorer: Stempelkompressorer og skruekompressorer. I dette afsnit behandles kun skruekompressorer, da det er den mest anvendte type.

Figur 6.6. Skruekompressor.

Belastningen P_k (den effekt der skal tilføres for at komprimere luften samt overvinde tryktab i rør og komponenter) fra en trykluftkompressor kan udtrykkes som:

$$P_k = \frac{p_1 \cdot v_1 \cdot k \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right)}{\eta_k} \quad [W]$$

hvor:

- p_1 er trykket i kompressoren før komprimering [Pa]
- p_2 er trykket i kompressoren efter komprimering [Pa]
- v_1 er kompressorens kapacitet ved p_1 [m^3/s]
- k er $\chi/(\chi-1)$
- χ er adiabateksponenten, som er 1,4 for luft
- η_k er kompressorens virkningsgrad

p_1 er bestemt ved følgende udtryk:

$$p_1 = \frac{v_{1n}}{v_1} \cdot p_{1n} \quad [Pa]$$

hvor:

- v_{1n} er den indsugede luftmængde (ved 1 bar atmosfærisk tryk) [m^3/s]
- p_{1n} er atmosfæretryk [Pa]

Under normale omstændigheder, dvs. ved indsugning af udeluft, er $p_1 = p_{1n}$

Virkningsgraden η_k for kompressoren er produktet af den isentropiske virkningsgrad η_{is} og den mekaniske virkningsgrad η_{mek}. For skruekompressorer afhænger η_{is} af det indbyggede trykforhold (p_2/p_1), mens η_{mek} afhænger af friktionstab i lejer og ventiler samt eventuelle reguleringsanordninger placeret før luftindtaget.

Eksempel 3 – Beregning af belastningen P_k for en trykluftkompressor

I et datablad for en trykluftkompressor er aflæst, at den kan levere en luftmængde på 0,166 m^3/s ved et tryk på 8 bar. Virkningsgraden ved dette driftspunkt er 79 %. Konstanten k kan beregnes til 1,4/(1,4-1) = 3,5.

Belastningen P_k kan herefter beregnes:

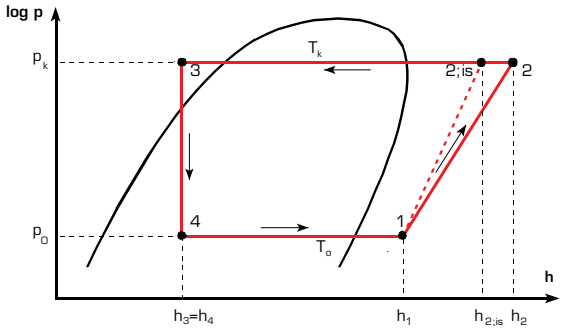
$$P_k = \frac{100.000\ Pa \cdot 0{,}166\ m^3/s \cdot 3{,}5 \cdot \left(\left(\frac{800.000}{100.000}\right)^{\frac{1}{3{,}5}} - 1\right)}{0{,}79}$$

$$= 59.677\ W$$

6.4 Kølekompressorer

I køleanlæg benyttes hovedsagelig kompressorer af typen skrue og stempel. Begge disse typer behandles i dette afsnit.

Figur 6.7. Kølekompressorer – en skrue til venstre med en stempel ved siden af.



Figur 6.8. log p,h-diagram for køleanlæg.

Akseleffekten P_k fra en kølekompressor kan udtrykkes som:

$$P_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2;is} - h_1)}{\eta_{is}} \quad [kW]$$

Se også figur 6.8.

hvor:
- $\dot{m}$ er kølemiddelstrømmen [kg/s]
- h_1 er entalpien i kølemidlet før kompressoren [kJ/kg]
- h_2 er entalpien i kølemidlet efter kompressoren [kJ/kg]
- $h_{2;is}$ er entalpien i kølemidlet efter kompressoren ved en isentropisk (tabsfri) kompression [kJ/kg]
- η_{is} er den isentropiske virkningsgrad

Akseleffekten P_k fra kølekompressoren kan også skrives således:

$$P_k = P_{Carnot} + P_{tab,\ kølekreds} + P_{k,\ tab}$$

Carnot kompressionsarbejdet

P_{carnot} er Carnot kompressionsarbejdet og defineres:

$$P_{Carnot} = \frac{Q_o}{COP_{Carnot}}$$

hvor:
- Q_o er effektfaktoren [kW]
- COP_{Carnot} er Carnot effektfaktoren

Carnot effektfaktoren for en køleproces kan skrives:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_o + 273{,}15\ °C}{T_k - T_o}$$

hvor:
- T_o er fordampningstemperaturen [°C]
- T_k er kondenseringstemperaturen [°C]

Carnot virkningsgraden findes som:

$$\eta_{Carnot} = \frac{P_{Carnot}}{P_k}$$

Effektfaktoren findes som $COP = \eta_{Carnot} \cdot P_{Carnot}$

Tab i kølekreds

$P_{tab,\ kølekreds}$ er tabet i kølekredsen og defineres:

$$P_{tab,kølekreds} = Q_o \cdot \frac{(h_{2;is} - h_1)}{(h_1 - h_4)} - P_{Carnot}$$

hvor:
- h_4 er entalpien i kølemidlet før fordamperen [kJ/kg]

Tab i kompressor

$P_{k,tab}$ er tabet i kompressoren og defineres:

$$P_{k,tab} = (P_{Carnot} + P_{tab,kølekreds}) \cdot \left(\left(\frac{1}{\eta_{is}}\right) - 1\right)$$

Som det ses, afhænger belastningen P_k fra en kølekompressor af den til kølekredsen tilførte varmeeffekt Q_o. Endvidere afhænger den af entalpidifferencen over fordamperen (h_4-h_1) og kompressoren (h_2-h_1) samt fordampnings- og kondenseringstemperaturen (T_o og T_k). Endelig afhænger den af den isentropiske virkningsgrad η_{is}.

Den isentropiske virkningsgrad afhænger dels af kompressortype og kompressorstørrelse dels af anlæggets fordampnings- og kondenseringstemperatur samt belastningsgraden.

På større køleanlæg er der installeret kapacitetsregulering, der regulerer kapaciteten (kuldeydelsen) efter behovet. Hvilken kapacitetsregulering, der benyttes, afhænger af kompressortypen.

For stempelkompressorer er cylinderudkobling hyppigt anvendt til kapacitetsregulering.

Eksempel 4 – Beregning af belastningen P_k for en kølekompressor

En kølekompressor, der anvender ammoniak R717 som kølemiddel, kan levere en kuldeydelse på 300 kW ved en fordampningstemperatur på 0 °C og en kondenseringstemperatur på 30 °C. Overhedningen og underkølingen er begge 5 °C. Den isentropiske virkningsgrad er 76 %.

Carnot effektfaktoren kan beregnes til:

$$COP_{Carnot} = \frac{0\ °C + 273{,}15\ °C}{30\ °C - 0\ °C} = 9{,}105$$

Carnot kompressionsarbejdet kan beregnes til:

$$P_{Carnot} = \frac{300\ kW}{9{,}105} = 32{,}95\ kW$$

På et log p,h-diagram er følgende driftspunkter aflæst (se figur 6.8 og 6.9):
h_1 = 1.477 kJ/kg
$h_{2;is}$ = 1.620 kJ/kg
h_4 = 315 kJ/kg

Tabet i kølekredsen kan herefter beregnes til:

$$P_{tab,\ kølekreds} = 300\,kW \cdot \frac{(1.620\,kJ/kg - 1.477\,kJ/kg)}{(1.477\,kJ/kg - 315\,kJ/kg)} - 32{,}95\ kW = 3{,}97\ kW$$

Tabet i kompressoren kan herefter beregnes:

$$P_{k,\ tab} = (32{,}95 + 3{,}97)\ kW \cdot \left(\frac{1}{0{,}76} - 1\right) = 11{,}66\ kW$$

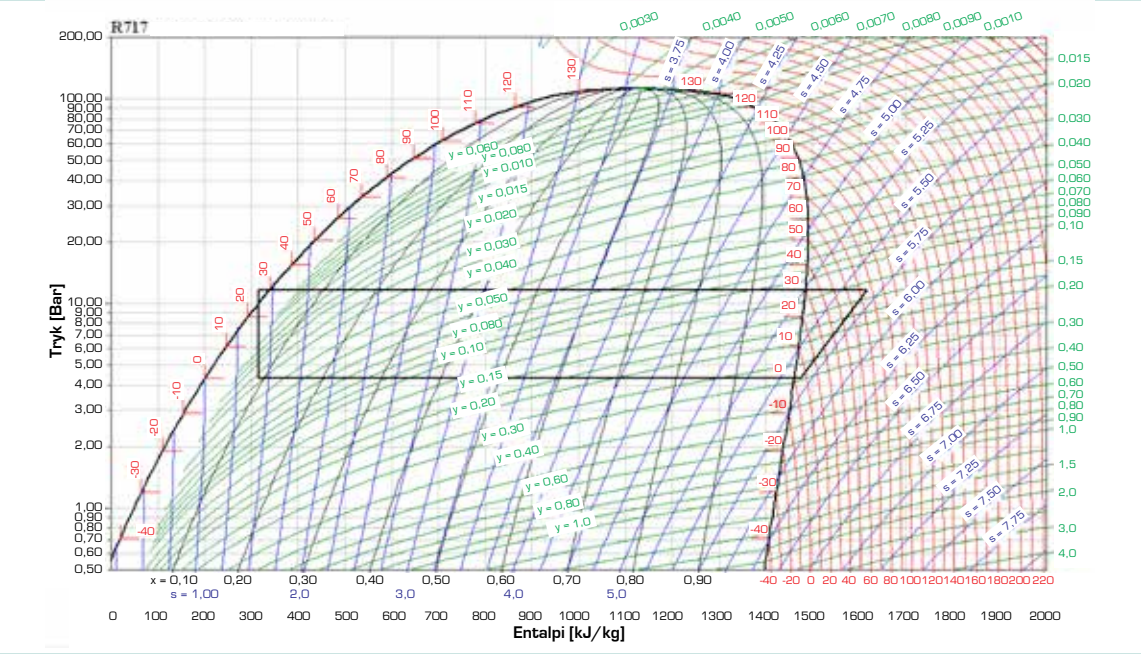
Belastningen fra kompressoren kan endelig beregnes:

$$P_k = (32{,}95 + 3{,}97 + 11{,}66)\ kW = 48{,}58\ kW$$

Carnot virkningsgraden er:

$$\eta_{Carnot} = \frac{32{,}95\ kW}{48{,}58\ kW} = 0{,}68$$

Effektfaktoren er: COP = 0,68·9,105 = 6,2



Figur 6.9. Kredsproces: log p,h-diagram for ammoniak R717.

6.5 Hydraulikpumper

I hydraulikanlæg benyttes der mange forskellige typer pumper. Fælles for dem alle er, at de er såkaldte fortrængningspumper, dvs. de skal af med deres væske for hver rotation, pumpen foretager. Fortrængningspumperne findes både med variabel og med fast fortrængning. Ved variable pumper er det muligt at regulere pumpens ydelse efter belastningen.

Belastningen P_p (den effekt der skal tilføres på pumpens aksel) fra en hydraulikpumpe bestemmes ved hjælp af nedenstående udtryk:

$$P_p = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_p} \quad [kW]$$

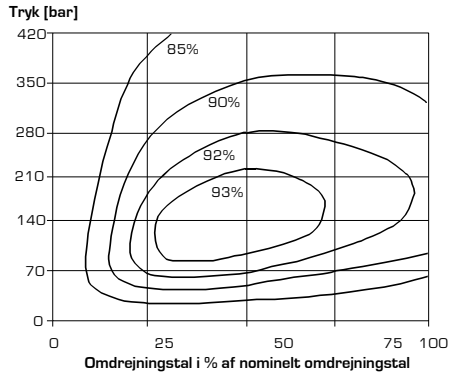
hvor:
- Q er flow [l/min]
- Δp er trykstigningen over pumpen [bar]
- η_p er pumpens virkningsgrad

Pumpens flow Q bestemmes som:

$$Q = \frac{V \cdot n \cdot \eta_v}{1.000} \quad [l / min]$$

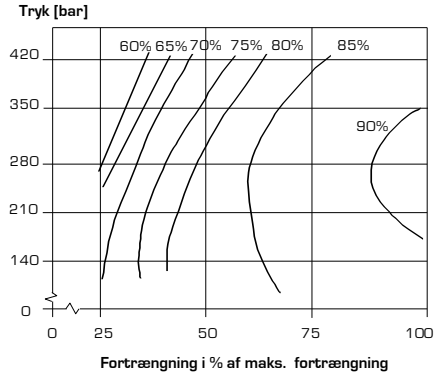
hvor:
- V er fortrængningen pr. omdrejning [cm^3/o]
- n er omdrejningstallet [o/min]
- η_v er den volumetriske virkningsgrad

Som det ses i udtrykket for belastningen fra en pumpe, afhænger den, foruden trykstigningen og flow, i høj grad af pumpevirkningsgraden.



Figur 6.10. Virkningsgrad for en hydraulikpumpe med variabel fortrængning i afhængighed af omdrejningstal og systemtryk.

I figur 6.10 ses en virkningsgradskurve for en pumpe med variabel fortrængning. Virkningsgraderne er angivet ved maksimal fortrængning. Som det ses, afhænger virkningsgraden af systemtrykket og af pumpens omdrejningstal. Ved fastholdt omdrejningstal falder virkningsgraden, når systemtrykket øges. Ved lave omdrejningstal ses de laveste virkningsgrader (85 % eller mindre).



Figur 6.11. Virkningsgrad for en hydraulikpumpe med variabel fortrængning i afhængighed af fortrængning og systemtryk. Omdrejningstallet er 67 % af det nominelle omdrejningstal.

I figur 6.11 ses virkningsgrader for den samme pumpe ved forskellige fortrængninger. Virkningsgraderne er angivet ved et omdrejningstal på 2/3 af det nominelle. Ved fastholdt tryk ses det, at virkningsgraden forringes, når fortrængningen mindskes. Ved fastholdt fortrængning ses, at virkningsgraden falder, når systemtrykket øges.

Eksempel 5 – Beregning af belastningen P_p for en hydraulikpumpe

På en kurve for en hydraulikpumpe kan driftspunktet aflæses til et flow Q på 6 l/min og en trykstigning på 200 bar. Ved dette driftspunkt kan virkningsgraden aflæses til 78 %.

Belastningen P_p kan herefter beregnes:

$$P_p = \frac{6\ l/min \cdot 200\ bar}{600 \cdot 0{,}78} = 2{,}6\ kW$$

6.6 Anden motordrift

I figurerne 6.12-6.15 ses eksempler på forarbejdende udstyr i brancherne nærings- og nydelsesmiddelindustrien samt jern- og metalindustrien.

Udstyret er meget forskelligartet, og der kan ikke altid opskrives et generelt gældende udtryk til bestemmelse af udstyrets hydrauliske ydelse (eller belastning). Det er i hvert tilfælde nødvendigt at foretage en individuel analyse af udstyret med henblik på bestemmelse/fastsættelse af denne. Denne analyse kan i mange tilfælde foretages i samarbejde med virksomhedens tekniske afdeling/projekteringsafdeling eller leverandøren af udstyret.

Figur 6.12. Værktøjsmaskine.

Figur 6.13. Bukkemaskine.

Figur 6.14. Homogenisator.

Figur 6.15. Centrifuge.

Homogenisering

Nedenfor ses et eksempel på en analyse af en homogenisator på et mejeri. Formålet med homogeniseringen er at undgå, at fedtet i mælken klumper sammen og flyder oven på mælken.

Homogeniseringen sker ved, at mælken under højt tryk (typisk ved 150-200 bar) via tre stempler presses gennem snævre dyser og sprækker (knusehoved).

Den maksimale hydrauliske effekt kan beregnes:

$$P_{hydraulisk} = (p_{homogenisering} - p_{tilgang}) \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{q}{3.600}\right) \quad [W]$$

hvor:

- $p_{homogenisering}$ er afgangstrykket [bar]
- $p_{tilgang}$ er tilgangstrykket [bar]
- q er flowet [m^3/h]

Eksempel 6 – Beregning af den hydrauliske effekt

Homogeniseringen af mælken på et mejeri sker ved et afgangstryk på 200 bar. Tilgangstrykket er 5 bar, og flowet af mælken er 12 m^3/h. Den hydrauliske effekt kan herefter bestemmes som:

$$P_{hydraulisk} = (200-5) \cdot 10^5\,Pa \cdot \frac{12\,m^3/h}{3.600\,s/h} = 65.000\,W$$

Findeling

I figur 6.16 og 6.17 ses eksempler på udstyr til findeling. Det ene udstyr er en hammermølle/slaglemølle, som er en mølletype, der bruges til grov formaling, fortrinsvis i foderstofindustrien. Det andet udstyr er en knuser, som blandt andet anvendes til knusning af sten.

Slaglemøllen består af et cylindrisk hus med riflede vægge og en centralt monteret, motordreven aksel. På akslen er monteret bevægelige slagler, f.eks. kæder af hårdt metal, som under drift holdes udspændt pga. centrifugalkraften. Huset har et perifert indløb for det produkt, der skal formales. Ved passage gennem huset slår slaglerne godset i stykker mod husets vægge, hvorefter det i formalet tilstand passerer gennem et sold, der sikrer, at partikelstørrelsen ikke overstiger en øvre grænse.

Den hydrauliske effekt afhænger af en række faktorer. Det drejer sig primært om den tilførte produktmængde, slaglernes periferihastighed og soldstørrelsen. Produktets fugtighed og slaglernes godstykkelse har også en vis betydning.

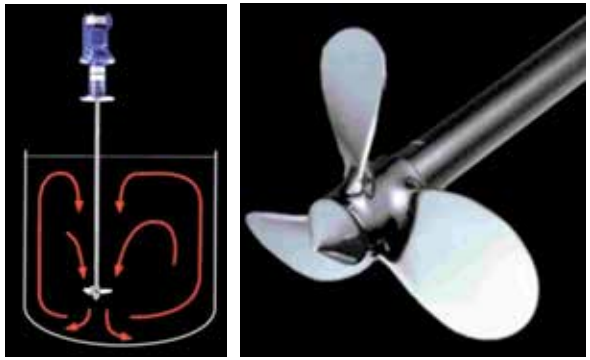
Opstilling af et udtryk til beregning af den hydrauliske ydelse er ikke umiddelbart muligt. For denne type anlæg/udstyr bør fokus i stedet for rettes mod elmotoren og en eventuel transmission.

Udstyr til findeling er ligeledes forskelligartede, og der kan ikke opskrives et generelt gældende udtryk til bestemmelse af udstyrets hydrauliske ydelse (eller belastning). Det er i hvert tilfælde nødvendigt at foretage en individuel analyse af udstyret med henblik på bestemmelse/fastsættelse af denne.

Figur 6.16. Hammermølle/slaglemølle.

Figur 6.17. Knuser.

Omrøring



Figur 6.18. Omrører.

Indenfor omrører terminologien anvendes ofte følgende to dimensionsløse tal:

$$\text{Ne (Newtons tal)} = \frac{P_o}{\rho \cdot n^3 \cdot d_R^5}$$

$$\text{Re (Reynolds tal)} = \frac{d_R^2 \cdot n \cdot \rho}{\eta}$$

hvor:
- P_o er tilført effekt til omrører (propel) [W]
- ρ er væskens massefylde [kg/m^3]
- n er propellens omløbsstal [s^{-1}]
- d_R er propellens diameter [m]
- η er væskens dynamiske viskositet [Pa·s]

Den tilførte effekt til propellen kan herefter beregnes ved følgende relation:

$$P_o = Ne \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_R^5 \quad [W]$$

For en beholder med bafler og brug af almindelig marinepropel haves følgende sammenhæng mellem Newtons og Reynolds tal:

$$Ne = \frac{50}{Re} \qquad 1 < Re < 3{,}1$$

$$Ne = \frac{4}{\log(Re^2)} \qquad 3{,}1 < Re < 635$$

$$Ne = 0{,}8 \cdot Re^{-0.07} \qquad 635 < Re < 2 \cdot 10^5$$

Eksempel 7 – Beregning af belastningen P_o for en omrører

I en beholder med bafler omrøres en væske med en dynamisk viskositet på 50 mPa·s. Der benyttes en almindelig marinepropel med en diameter på 475 mm og et omdrejningstal på 400 o/min = 6,67 o/sek.

Først beregnes Reynolds tal:

$$Re = \frac{(0{,}475m)^2 \cdot 6{,}67\ s^{-1} \cdot 1.000\ kg/m^3}{0{,}05\ Pa \cdot s} = 30.098$$

Newtons tal kan herefter beregnes:

$$Ne = 0{,}8 \cdot 30.098^{-0{,}07} = 0{,}3887$$

Belastningen P_o kan herefter beregnes:

$$P_o = 0{,}3887 \cdot 1.000\ kg/m^3 \cdot (6{,}67\ s^{-1})^3 \cdot (0{,}475m)^5 = 2.789\ W$$

Transportudstyr

Belastningen P_b (den effekt der skal tilføres for at transportere produkterne på båndet, se figur 6.21) fra et transportbånd kan skrives ved:

$$P_b = \omega \cdot M \quad [W]$$

hvor:
- ω er båndrullens omløbstal [rad/s]
- M er det tilførte moment [Nm]

Båndrullens omdrejningstal kan skrives:

$$\omega = \frac{2 \cdot v_b}{D_{br}}$$

hvor:
- v_b er båndhastigheden [m/s]
- D_{br} er diameteren af båndrullen [m]

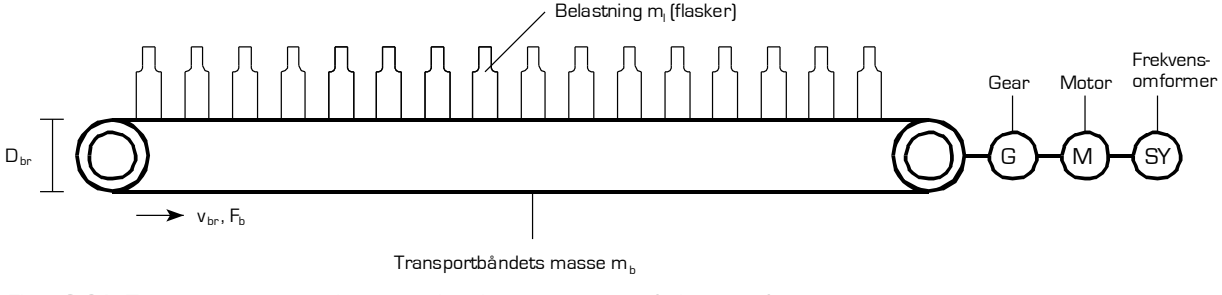
Det tilførte moment kan skrives:

$$M = F_b \cdot 0{,}5 \cdot D_{br} = [\mu_d \cdot g \cdot (m_l + m_b)] \cdot 0{,}5 \cdot D_{br}$$

hvor:
- F_b er den beregnede trækkraft [N]
- μ_d er friktionskoefficienten mellem bånd og div. flader, primært nylonskinne og båndrulle
- g er tyngdeaccelerationen (9,82 N/kg)
- m_l er samlet masse af mediet på båndet [kg]
- m_b er båndets egen masse [kg]

Figur 6.19. Transport af sten og grus.

Figur 6.20. Transport af vandflasker.



Figur 6.21. Transportsystem med transportbånd, gear, motor og frekvensomformer.

Eksempel 8 – Beregning af belastningen P_b for et transportbånd

Ved fuld belastning er den samlede vægt af bånd og transporteret materiale 1.204 kg. Båndets hastighed er 0,21 m/s. Diameteren af båndrullen er 0,11 m og den dynamiske friktionskoefficient for nylon mod stål (bånd mod båndrulle) er 0,25.

Først beregnes båndrullens omdrejningstal:

$$\omega = \frac{2 \cdot 0{,}21\ m/s}{0{,}11\ m} = 3{,}82\ s^{-1}$$

Det tilførte moment kan herefter beregnes:

$$M = 0{,}25 \cdot 9{,}82\ N/kg \cdot 1.204\ kg \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}11\ m = 162{,}6\ Nm$$

Belastningen P_b kan herefter beregnes:

$$P_b = 3{,}82\ s^{-1} \cdot 162{,}6\ Nm = 621\ W$$

Udstyr til pakning

På figur 6.22 og 6.23 ses eksempler på udstyr til pakning. Det ene er en påfyldningsmaskine, der både fremstiller og påfylder beholdere/kartoner med f.eks. saft eller mælk. Det andet er en vakuumpakker til emballering af kødprodukter.

Udstyr til påfyldning og pakning er forskelligartet, og der kan ikke opskrives et generelt gældende udtryk til bestemmelse af udstyrets hydrauliske ydelse (eller belastning). I hvert enkelt tilfælde vil det være nødvendigt at foretage en individuel analyse af udstyret med henblik på bestemmelse/fastsættelse af denne.

For denne type bør fokus i stedet for rettes mod elmotorerne og de eventuelle transmissioner.

Figur 6.22. Påfyldningsmaskine.

Figur 6.23. Vakuumpakker.

7 Transmissioner – teknologisk beskrivelse

De mest udbredte transmissioner er remme og gear. I dette afsnit foretages en nærmere beskrivelse af egenskaberne for disse transmissioner.

7.1 Remtransmissioner

Virkningsgraden for remtræk afhænger af en række faktorer som remtypen, belastningen, remskivens diameter m.m. Tabel 7.1 viser typiske virkningsgrader for de almindeligt forekommende typer remtræk ved 100 % belastning.

Typer af remtræk	Typiske virkningsgrader [%]
Remtræk med én klassisk kilerem	97 - 98
Remtræk med flere klassiske kileremme	97 - 98
Remtræk med formfortandet kilerem	97 - 99
Tandremstræk	97 - 99
Fladremstræk	97 - 99

Tabel 7.1. Virkningsgrader for remtræk ved 100 % belastning.

Virkningsgraderne gælder for nye remtræk. Når remtrækket slides, reduceres virkningsgraden nogle procent. Dog fastholder tandremstrækket stort set virkningsgraden. De største fald i virkningsgraden ses ved remtræk med flere kileremme, fordi remme og skiver ikke slides ens og måske ikke skiftes samtidig. Derved bliver korrekt opspænding ikke mulig.

For at sikre at en remtransmission med hensyn til funktionen, virkningsgraden og levetiden fungerer optimalt, er det væsentligt at gennemgå følgende forhold. Det gælder både for eksisterende remtransmissioner og ved projektering:

- Startmetode
- Remtype og profil
- Skivediameter
- Remhastighed
- Belastningsgrad
- Remopspænding
- Opretning
- Levetid

Startmetode

Opstart af motoren har betydning for belastningen af remtrækket:

- Ved direkte start af motoren vil startmomentet være højt, hvilket vil medføre ryk i remtrækket.
- Ved stjerne-trekant start vil startmomentet være lavere, men der vil stadig ske ryk og stød i remtrækket, specielt når motoren kobles fra stjerne til trekant.
- Ved start med softstarter eller frekvensomformer vil belastningen af remtrækket i form af ryk og stød være minimeret betydeligt.

Startmetoden har væsentlig indflydelse på dimensioneringen af remtrækkets effekt P_D, som beregnes:

$$P_D = P_M \cdot c_1 \text{ [kW]}$$

hvor:
- P_M er den ønskede effekt, der skal overføres [kW]
- c_1 er den af driftsforholdene bestemte belastningsfaktor. Se tabel 7.2.

Belastningsfaktoren afhænger i høj grad af startmetoden. Ved direkte start af motoren vil belastningsfaktoren være højere end ved stjerne-trekant start samt start med softstarter eller frekvensomformer.

Belastningsfaktoren afhænger også af belastningstypen (maskintypen) og antallet af driftstimer pr. døgn.

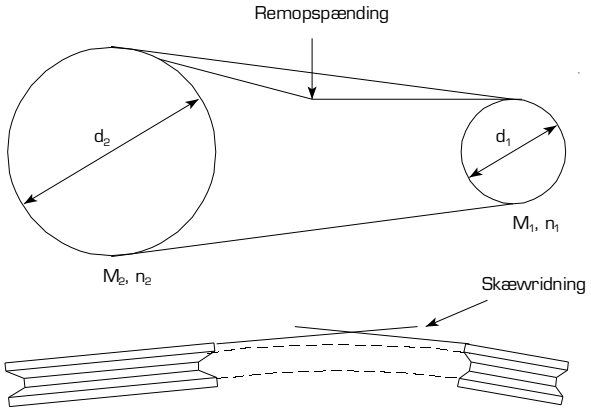
Formålet med at multiplicere P_M med belastningsfaktoren for at få den dimensionerende effekt P_D er, at remtransmissionen skal kunne opretholde en acceptabel levetid ved de forskellige påvirkninger (miljømæssige, belastningsmæssige m.m.), den udsættes for.

Typer af arbejdsmaskine	Drivende maskine/motor					
	• Vekselstrømsmotorer, én- og trefasede med stjerne-trekant start. • Motorer med softstarter eller frekvensomformer. • Jævnstrøms shuntmotorer eller flercylindrede forbrændingsmotorer.			• Vekselstrømsmotorer, én- og trefasede, serieviklede, slæberingsmotorer med direkte start. • Jævnstrømsmotorer, serie- og compoundviklede eller éncylindrede forbrændingsmotorer.		
	Antal driftstimer pr. døgn			Antal driftstimer pr. døgn		
	Op til 10	Fra 10-16	Over 16	Op til 10	Fra 10-16	Over 16
• Omrørere til væsker • Mindre centrifugalblæsere • Ventilatorer op til 7,5 kW • Lette transportører	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
• Båndtransportører til sand og korn • Ventilatorer over 7,5 kW • Generatorer • Vaskemaskiner • Værktøjsmaskiner • Stansemaskiner, presser og sakse • Trykkerimaskiner • Rotationshøjtrykspumper • Vibrerende og roterende sigter	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
• Teglværksmaskiner • Kopelevatorer • Stempelkompressorer • Snegletransportører • Slaglemøller • Stempelpumper • Højtryksblæsere • Knusemaskiner • Træbearbejdningsmaskiner • Tekstilmaskiner	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
• Rundknusere, kæbeknusere • Kværne (kugle/stang) • Hejseværker (tunge byrder) • Valseværker, kalandre o.lign. til gummi og plastindustrien.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Tabel 7.2. Belastningsfaktor c_1 i afhængighed af såvel arbejdsmaskine som motortype inklusiv opstartsmetode.

Bestemmelse af remvirkningsgrad ved måling

I figur 7.1 og tabel 7.3 ses en række begreber vedrørende remtransmissioner.



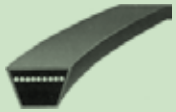
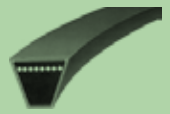
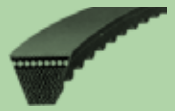
Figur 7.1. Skitse af transmission med angivelse af enheder, som relateres til tabel 7.3.

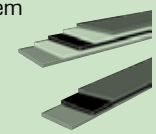
Udvekslingsforhold	Remhastighed	Remvirkningsgrad
$i = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$	$v_r = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{2} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$ $v_r = \frac{d_2 \cdot \omega_2}{2} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}$	$\eta_r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1}$
hvor: • d_1 er skivediameteren på den drivende enhed [mm] • d_2 er skivediameteren på den drevne enhed [mm] • n_1 er omdrejningstallet på den drivende enhed [o/min] • n_2 er omdrejningstallet på den drevne enhed [o/min]	hvor: • v_r er remhastigheden [m/s] • ω_1 er vinkelhastigheden på den drivende enhed [rad/s] • ω_2 er vinkelhastigheden på den drevne enhed [rad/s]	hvor: • P_2 er den afgivne effekt på den drevne enhed [kW] • P_1 er den afgivne effekt på den drivende enhed [kW] • M_2 er det afgivne moment på den drevne enhed [Nm] • M_1 er det afgivne moment på den drivende enhed [Nm]

Tabel 7.3. Begreber vedrørende remtransmissioner. Remvirkningsgrad og hvordan den bestemmes ud fra måling.

Remtype og profil

I tabel 7.4 ses egenskaber for de mest anvendte remtyper. Tabellen kan anvendes til vurdering og evt. valg af hvilken remtype, der kan benyttes i transmissionen.

Remtype	Fordele	Ulemper
Klassisk kilerem dækket  Profiler: Z, A, B, C, D, E	• Billig i indkøb • Let tilgængelig • Modstandsdygtig	• Stort bøjningstab ved små skivediametre • Ikke egnet til store udvekslingsforhold (max. 7:1)
Smalkilerem dækket  Profiler: SPZ, SPA, SPB, SPC	• Billig i indkøb • Let tilgængelig • Modstandsdygtig • Høj effekt pr. breddeenhed	• Stort bøjningstab ved små skivediametre (større end for den klassiske kilerem) • Ikke egnet til store udvekslingsforhold (max. 7:1)
Klassisk kilerem fortandet Profiler: ZX, AX, BX, CX	• Billig i indkøb • Høj fleksibilitet • Lang levetid • Modstandsdygtig	• Relativt stort bøjningstab ved små skivediametre • Ikke egnet til store udvekslingsforhold (max. 8:1).
Smalkilerem fortandet  Profiler: XPZ, XPA, XPB, XPC	• Billig i indkøb • Høj fleksibilitet • Lang levetid • Modstandsdygtig • Høj effekt pr. breddeenhed	• Stort bøjningstab ved små skivediametre (gælder ved store profilhøjder) • Ikke egnet til store udvekslingsforhold (max. 8:1)

Remtype	Fordele	Ulemper
Fladrem  Profiler: Tykkelse fra 1,1–6,8 mm	• Egnet til små skivediametre og bagsidetræk • Egnet til store udvekslingsforhold (max. 20:1) • Egnet til transmissioner med høje hastigheder • Høj virkningsgrad	• Stor akselbelastning pga. hård opspænding • Ikke så tilgængelig • Dyr i indkøb
Poly-V-rem Profiler: H, J, PK, L, M	• Egnet til store udvekslingsforhold (max. 15:1) • Egnet til transmissioner med høje hastigheder • Høj virkningsgrad også ved lave belastninger • Høj effekt pr. breddeenhed	• Ikke så tilgængelig • Dyr i indkøb
Tandrem Profiler: 2, 3, 5, 8, 14, 20 mm	• Egnet til store udvekslingsforhold (max. 15:1) • Synkront løb (intet slip) • Kan til dels med fordel erstatte kæder • Høj effekt pr. breddeenhed	• Ikke egnet til transmissioner med høje hastigheder • Ikke så tilgængelig • Dyr i indkøb

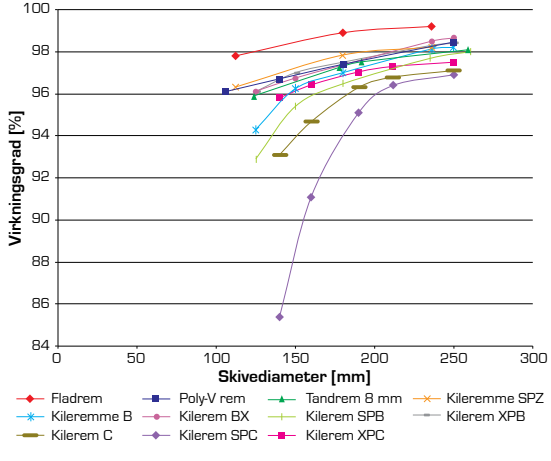
Tabel 7.4. Egenskaber for de mest anvendte remtyper.

Skivediameter

Skivediameteren har stor betydning for transmissionens virkningsgrad. Jo mindre skivens diameter er, jo mere skal remmen bukkes for at komme i kontakt med skiven, og jo større er bøjningstabet.

Virkningsgraden som funktion af skivediameteren

Skivediameteren er en væsentlig faktor for transmissionens virkningsgrad. I figur 7.2 ses, hvorledes skivediameteren påvirker virkningsgraden ved forskellige remtyper og profiler.



Figur 7.2. Virkningsgraden som funktion af skivediameteren. Vær opmærksom på at remmene overfører forskellige effekter, hvorved en direkte sammenligning mellem alle remmene ikke kan foretages.

De fortandede kileremme f.eks. BX og XPB har højere virkningsgrad end de dækkede (ufortandede) kileremme B og SPB, hvilket skyldes, at fortandingen gør remmen let bøjelig. De klassiske kileremme f.eks. B og BX har højere virkningsgrad end smalkileremmene SPB og XPB. Dette hænger sammen med, at den klassiske kilerem er lavere i profilhøjden end smalkileremmen og derved har lettere ved at bukke om skiven. Det kan altså konkluderes, at den fortandede klassiske kilerem BX skivediametermæssigt vil have den højeste virkningsgrad. Derefter følger den fortandede smalkilerem XPB og den klassiske dækkede kilerem B og sidst den dækkede smalkilerem SPB. Den individuelle fordeling af virkningsgrader er den samme for alle kileremsprofilstørrelser Z, A, B og C.

Fladremmen ses at have den højeste virkningsgrad over hele området, hvilket er naturligt på grund af dens meget tynde opbygning. Derefter følger tandremmen og Poly-V-remmen sammen med de bedste kileremsprofiler.

Remmens udformning og tykkelse har ligeledes stor betydning for den opnåelige virkningsgrad. Jo tyndere remmen er, jo mindre kraft skal der til for at bøje den om en given skivediameter, og jo mindre er bøjningstabet.

I tabel 7.5 ses anbefalede minimum skivediametre for en række remprofiler.

Remtype/profil	Minimum anbefalet skive-diameter [mm]	Skive-diameter hvor virknings-graden topper [mm]
Kileremme		
Z, ZX, SPZ, XPZ	130	190
A, AX, SPA, XPA	160	220
B, BX, SPB, XPB	190	250
C, CX, SPC, XPC	220	280
Fladremme		
Remtykkelse [< 3 mm]	80	180
Remtykkelse [3 < 6 mm]	120	200
Remtykkelse [> 6 mm]	160	230
Poly-V-remme		
H, J, PK	140	180
L	190	250
M	220	330
Tandremme		
5M	100	150
8M	140	190
14M	190	240
20M	210	280

Tabel 7.5. Anbefalet mindste skivediameter for en række remprofiler og typer samt angivelse af den remtype/profil-bestemte diameter, hvor virkningsgraden topper og flader ud.

Hvis de eksisterende skivediametre er mindre end de anbefalede i tabel 7.5, vil det som oftest ud fra en totaløkonomisk betragtning være rentabelt at udskifte skiven med en skivediameter nær den diameter, hvor de enkelte remtypers virkningsgradskurver begynder at toppe og flade ud.

For at sikre en optimal virkningsgrad med hensyn til skivediameteren bør følgende så vidt muligt overholdes:

- Vælg den remtype, som har den bedste virkningsgrad, og som samtidig tilfredsstiller de andre krav, der er stillet til transmissionen.
- Vælg altid en skivediameter større end minimumsdiameteren anbefalet i tabel 7.5.
- Vælg en så lav remprofil som muligt.

Remhastighed

En høj remhastighed har en række fordele og ulemper. Hvis remhastigheden hæves ved valg af større remskiver, så udvekslingsforholdet bibeholdes, opnås fordele og ulemper.

Fordele ved højere remhastighed:

- Effektoverførslen pr. rem bliver højere, hvilket medfører, at det nødvendige antal remme i transmissionen kan reduceres. Dette medfører en reduktion i udgifterne til indkøb af remme og skiver (antal spor i skiven).
- Reduktionen af det nødvendige antal remme i transmissionen medfører en mindre opspænding af transmissionen, hvilket reducerer lejebelastningen.
- Hæves remhastigheden ved at vælge større skiver, forbedres transmissionens samlede virkningsgrad på grund af mindre bøjningstab.

Ulemper ved højere remhastighed:

- Remmen skal bukke flere gange rundt om remskiven pr. tidsenhed, hvilket forøger remtabet. Dette resulterer i en dårligere virkningsgrad.

Virkningsgraden falder, hvis remhastigheden bliver for høj. Derfor bør producenternes maksimalt anbefalede remhastigheder, som ses i tabel 7.6, ikke overskrides.

Remopspænding

Korrekt opspænding er meget vigtigt for at opnå et optimalt fungerende remtræk. Dette skal gøres efter producenternes forskrifter både ved nyanlæg og ved løbende vedligehold.

Forkert opspænding er et stort problem, både når remopspændingen er for lille og for stor.

En for lav remopspænding vil resultere i:

- Slip med ekstra slidtage og varmeopbygning til følge
- Dårligere evne til at overføre effekt
- Kortere levetid

En for hård remopspænding vil resultere i:

- Forringelse af virkningsgraden
- Større slidtage på aksler og lejer
- Større belastning af remmen
- Kortere levetid

Remtype	Kilerem				Tandrem	Poly-V	Fladrem
Remprofil	Z	ZX	SPZ	XPZ	8M	J	2,0 mm
	A	AX	SPA	XPA	14M	L	3,3 mm
	B	BX	SPB	XPB		M	
	C	CX	SPC	XPC			
Max. hastighed [m/s]	30	50	42	50	30	30	50

Tabel 7.6. Remproducenternes maksimalt anbefalede remhastigheder.

En forkert opspænding kan afsløres ved måling af slippet, som defineres:

$$s = 1 - \frac{\left(\frac{n_2}{n_1}\right)}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)}$$

hvor:
- d_1 er skivediameteren på den drivende enhed [mm]
- d_2 er skivediameteren på den drevne enhed [mm]
- n_1 er omdrejningstallet på den drivende enhed [o/min]
- n_2 er omdrejningstallet på den drevne enhed [o/min]

Producenterne anbefaler et slip på ca. 1 %, hvor virkningsgraden når sit maksimum.

Opretning

Forkert opretning af remtrækket, så remskiverne ikke sidder 100 % lige overfor hinanden, medfører, at remmen udsættes for skævtræk. Skævtrækket forårsager en utilsigtet friktion mellem remmen og skiven, hvilket resulterer i en lavere virkningsgrad og kortere levetid.

Det er derfor vigtigt, at rette opstillingen op med en retskinne eller en snor ved store transmissioner.

Levetid

Remtransmissioner dimensioneres normalt efter en levetid på 10.000-25.000 driftstimer. Flere uheldige forhold kan dog formindske denne levetid. Foruden de forhold, der er beskrevet tidligere, kan nævnes andet, der formindsker levetiden:

- Uheldige miljøforhold, såsom støv og olie
- Høje temperaturer i lokalet
- Overbelastning af remmen

Uheldige miljøforhold og høje temperaturer bør i videst mulig omfang afhjælpes ved anvendelse af en effektiv afskærmning af remtransmissionen evt. med udsugning.

7.2 Gear

Ved gear forstås transmissioner, hvor effekten overføres fra et tandhjul til et andet ved hjælp af tandhjulenes tænder. For hver effektoverførsel tales der om trin. Et gear, hvor der er tre effektoverførsler, betegnes derfor som et tretrinsgear.

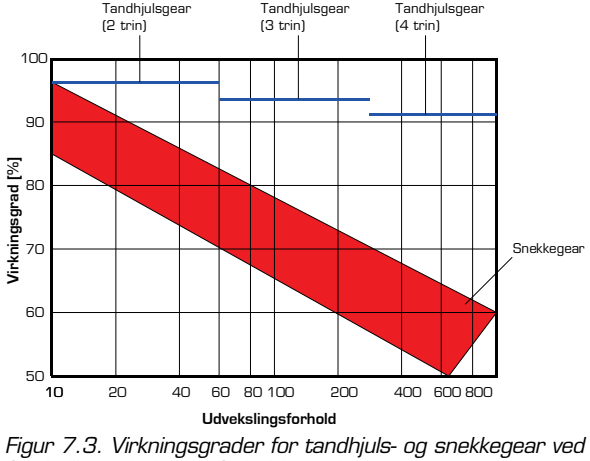
Virkningsgraden for gear afhænger af en række faktorer som geartypen, belastningen, udvekslingsforholdet m.m. Tabel 7.7 viser typiske virkningsgrader for de almindeligt forekommende geartyper ved 100 % belastning.

Som det ses i tabellen, kan der opnås høje virkningsgrader for alle tre geartyper.

Geartype	Typisk virkningsgrad [%]
Snekkegear	50 - 96
Keglehjulsgear	90 - 96
Tandhjulsgear (cylindrisk)	96 - 98
Tandhjulsgear (konisk)	96 - 98

Tabel 7.7. Virkningsgrader for gear ved 100 % belastning.

Virkningsgraden for et snekkegear er dog meget afhængig af udvekslingsforholdet. Det fremgår af figur 7.3, at ved små udvekslingsforhold er den maksimalt opnåelige virkningsgrad 96 %, mens den ved meget store udvekslingsforhold er 60 %.



Figur 7.3. Virkningsgrader for tandhjuls- og snekkegear ved forskellige udvekslingsforhold og trin.

Virkningsgraden for snekkegear afhænger også af den nominelle geareffekt. Jo højere nominel

geareffekt jo højere virkningsgrad. Derfor ligger virkningsgraden eksempelvis mellem 79 % og 92 % ved et udvekslingsforhold på 20.

Virkningsgrad for et tandhjulsgear afhænger af antallet af trin og udvekslingsforholdet. Som det ses på figur 7.3, falder virkningsgraden 2 % pr. trin.

For at sikre at en geartransmission med hensyn til funktionen, virkningsgraden og levetiden fungerer optimalt, er det væsentligt ved nyprojektering og ved vurdering af en eksisterende geartransmission at være opmærksom på:

- Geartype
- Oliens viskositet og oliestanden i gearkassen
- Belastningsgrad
- Vedligeholdelse og temperatur

Geartype

I tabel 7.8 ses egenskaber for de mest anvendte geartyper. Tabellen kan anvendes til at vurdere hvilken geartype, der kan benyttes i transmissionen.

Geartype	Fordele	Ulemper
Snekkegear	• Høj virkningsgrad ved små udvekslingsforhold. • Egnet til store udvekslingsforhold pr. trin (max. 50:1). • Kan være selvlåsende, dvs. det er umuligt, at bevæge gearet ved at påvirke snekkehjulets aksel uanset kraftens størrelse. • Billig i indkøb.	• Lav virkningsgrad ved store udvekslingsforhold. • Lav virkningsgrad ved lave belastningsgrader. • Lav virkningsgrad ved lave omløbstal. • Lav startvirkningsgrad. • Levetid 10.000-20.000 timer.
Keglehjulsgear	• Høj virkningsgrad (også ved lave belastningsgrader). • Virkningsgraden er uafhængig af omløbstallet. • Høj startvirkningsgrad. • Levetid over 100.000 timer.	• Støjende. • Ikke egnet til store udvekslingsforhold pr. trin (max. 5:1). • Dyr i indkøb.
Tandhjulsgear (cylindrisk)	• Høj virkningsgrad (også ved lave belastningsgrader). • Virkningsgraden er uafhængig af omløbstallet. • Høj startvirkningsgrad. • Levetid over 100.000 timer.	• Støjende. • Ikke egnet til store udvekslingsforhold pr. trin (max. 7:1). • Dyr i indkøb.
Tandhjulsgear (konisk)	• Høj virkningsgrad (også ved lave belastningsgrader). • Virkningsgraden er uafhængig af omløbstallet. • Høj startvirkningsgrad. • Levetid over 100.000 timer.	• Støjende. • Ikke egnet til store udvekslingsforhold pr. trin (max. 5:1). • Dyr i indkøb.

Tabel 7.8. Egenskaber for de mest anvendte geartyper.

Oliens viskositet og oliestanden i gearkassen

Oliens formål er at smøre tænderne i gearkassen, så friktionen holdes på et minimum. Desværre forårsager olien også tab i gearkassen, da den udgør en modstand for tændernes rotation. Jo større viskositet olien har, desto mere rotationsmodstand er der, og jo dårligere er virkningsgraden.

Den rigtige oliestand i gearkassen er vigtig, da for meget olie giver for stor en rotationsmodstand, og en for lille oliemængde medfører et forøget slid med tilhørende forkortelse af levetiden og en forringelse af virkningsgraden.

Gearkasser er normalt bygget til at kunne vende i flere retninger. Dette afsløres normalt af, at gearkassen har flere ruder for oliestandsmåling. På baggrund af ovennævnte problemer med rotationsmodstanden i olie, er det derfor meget vigtigt, at oliestanden står korrekt i forhold til den rigtige oliestandsrude. Måles et forkert sted eller vender gearkassen på en utilsigtet måde, så tandhjulene dækkes af olie, kan betydelige tab i gearkassen opleves.

Gearets nominelle effekt

Gearets nominelle effekt, som angives i katalogerne, kan findes på baggrund af den dimensionerende effekt P_D (beregningseffekt), der beregnes:

$$P_D = P_M \cdot f_s \ [kW]$$

hvor:

- P_M er den ønskede effekt, der skal overføres [kW]
- f_s er den af driftsforholdene bestemte sikkerhedsfaktor

Sikkerhedsfaktoren afhænger ikke, som for remtransmissioner, af startmetoden for motoren, men af de påvirkninger gearet udsættes for i form af stød fra belastningen. Ved jævn belastning benyttes lave sikkerhedsfaktorer (1 til 1,25), mens der ved belastninger med moderate og tunge stødpåvirkninger anvendes højere sikkerhedsfaktorer (1,25 til 2).

Ved belastninger med moderate og tunge stødpåvirkninger afhænger sikkerhedsfaktorens størrelse også af, hvor ofte disse stødpåvirkninger optræder. Jo større frekvensen af stødpåvirkningerne er, jo højere vælges sikkerhedsfaktoren.

Formålet med sikkerhedsfaktorerne er, at gearet skal kunne opretholde en acceptabel levetid ved de forskellige påvirkninger (primært stød), det udsættes for. Overdimensioneringen af gearet, som der reelt er tale om, har den uheldige sideeffekt, at belastningsgraden under normal drift reduceres. Se endvidere afsnit 11.2.

Vedligeholdelse og temperaturer

Flere gearkasser har en meget lang levetid, hvor udskiftning af olie ikke er nødvendig. Afhængig af gear- og olietypen kan jævnlig udskiftning dog alligevel anbefales. Dette kan ses i producentens gearkatalog.

Gearkassens temperatur er direkte afledt af tabet i kassen. Opleves der derfor pludseligt en temperaturstigning, er dette ofte medført af for lidt olie i gearkassen, eller at tænderne er blevet slidt eller beskadiget. I begge tilfælde skal gearkassen hurtigt undersøges, før et sammenbrud optræder.

8 Elmotor – start og drift – teknologisk beskrivelse

8.1 Asynkronmotoren

Asynkronmotoren, som også benævnes induktionsmotoren, er den mest benyttede motor. Den består af to hovedbestanddele. En stillestående del (statoren) og en roterende del (rotoren). Se figur 8.1.

Princippet er, at statoren genererer et roterende magnetfelt (drejefelt), når motoren påtrykkes en spænding fra nettet. Drejefeltets rotationshastighed er bestemt af statorspændingens frekvens. Dette felt inducerer en spænding i rotorstavene, og der vil løbe en strøm i rotoren, da denne er kortsluttet. Gennem vekselvirkning mellem magnetfelt i statoren og strømmen i rotoren opstår en kraft, der får rotoren og dermed motorakslen til at rotere.

Rotoren roterer lidt langsommere end statorfeltet (omløbstallene er asynkrone, heraf navnet asynkronmotor).

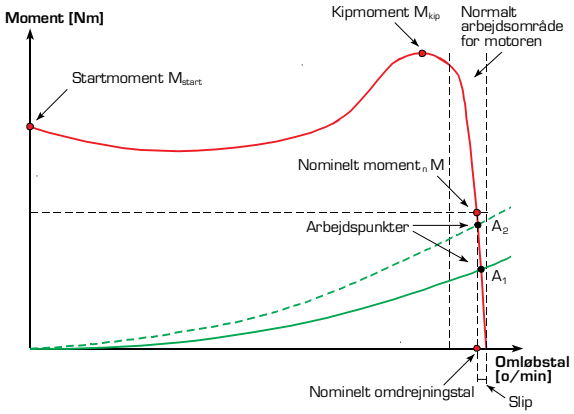
Af asynkronmotorens fordele kan nævnes, at den er relativ billig og driftssikker, samt har et begrænset behov for vedligeholdelse.

Figur 8.1. Snittegning af asynkronmotor.

8.1.1 Motorens momentkurve

En trefaset asynkronmotor har en momentkurve som illustreret på figur 8.2.

Kurven er typisk karakteriseret ved tre punkter – startmomentet, kipmomentet og det nominelle moment. Disse tre værdier er som regel angivet i motorkataloget, men kan i alle tilfælde oplyses af fabrikanten. Forholdet mellem de forskellige momenter kan variere fra motor til motor, men udformningen af kurven er i grove træk som vist.



Figur 8.2. Momentkurve for asynkronmotor (rød) og belastningskarateristik (grøn).

8.1.2 Nettilsluttet motor

Ved almindelig nettilsluttet drift vil motoren arbejde inden for de to lodrette stiplede linjer afhængig af belastningen. Figur 8.2 viser også momentkarakteristikken for en ventilator (fuld

optrukken grøn kurve). Motorens momentkurve og momentkarakteristikken for belastningen skærer hinanden i arbejdspunktet A_1. Skæringspunktet kaldes også den stationære tilstand.

Ved øget belastningsmoment vil momentkarakteristikken for belastningen flytte sig (stiplet grøn kurve) og arbejdspunktet rykkes til A_2. Hermed falder hastigheden på motoren en anelse. Falder belastningen derimod igen, vil motorens hastighed tilsvarende stige.

En momentstigning medfører, at slippet i motoren stiger, og derved falder den aktuelle hastighed for motoren. Slippet er forskellen mellem det roterende magnetfelt i statoren, som altid har samme frekvens, som det forsyningsnet motoren sidder på – typisk 50 Hz – og rotorens aktuelle hastighed. Ved tomgang er slippet typisk 2-3 % for en standard asynkronmotor, og efterhånden som belastningen stiger, øges slippet tilsvarende.

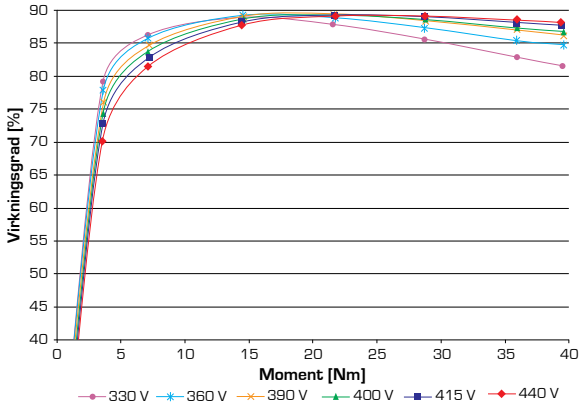
Hvis belastningen bliver alt for høj og overstiger kipmomentet, "taber" motoren belastningen, og belastningskomponenten går i stå. I dette tilfælde må det konstateres, at motoren er kraftigt underdimensioneret.

Trefasede asynkronmotorer er typisk udformet således, at de kan tåle en vedvarende belastning på maksimalt det nominelle moment. Overstiger man dette moment, vil der være forøget varmeudvikling i motoren og dermed krav om særlig ventilation af motoren.

I europanormen IEC 34-1 er der defineret en række driftsformer for elektromotorer, hvor der tages højde for varmeudviklingen i motoren med deraf følgende reduktion af motorens maksimalt tilladte belastning.

8.1.3 Direkte tilsluttede motorers spændingsafhængighed

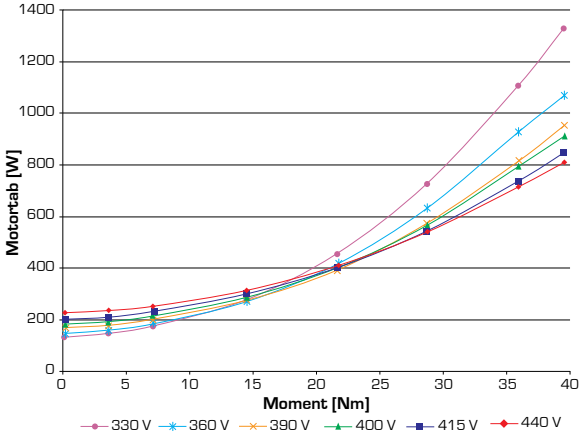
Som led i ELFORSK projektet "Spændingsstyring i erhvervsvirksomheder – værktøj til fastlæggelse af muligheder og besparelsespotentialer" blev der i 2011, hos Teknologisk Institut, gennemført målinger på tre nye motorer på 1,1 kW, 5,5 kW og 18,5 kW samt på to ældre på 5 kW og 18,5 kW. Der blev målt på motorernes optagne effekter og motortab ved seks spændingsniveauer i intervallet 330-440 V (fasespænding 191-254 V). Se figur 8.3.



Figur 8.3. Virkningsgrad målt for en 4-polet 5,5 kW EFF1 motor ved forskellige spændinger som funktion af momentet.

Målingerne på disse direkte forsynede motorer viste, at virkningsgraden faldt, når spændingen blev sænket for belastninger over 40-80 % af mærkelasten, afhængigt af motortypen. Ved lavere belastninger øgedes virkningsgraden, når spændingen blev sænket.

I figur 8.4 ses motortab for den 4-polede 5,5 kW EFF1 motor ved forskellige spændinger som funktion af momentet.



Figur 8.4. Motortab for en 4-polet 5,5 kW EFF1 motor ved forskellige spændinger som funktion af momentet.

På baggrund af nævnte målinger er den optagne effekt og elforbrugets forventede spændingsafhængighed for dansk erhvervslivs motorer vist i tabel 8.1.

Mærkeeffekt [kW]	Belastningsgrad [%]			
	0 - 5	6 - 15	16 - 40	41 -
0 - 1,0	2,0	1,4	0,7	0,2
1,1 - 4,0	1,7	0,9	0,3	-
4,1 - 15,0	1,4	0,6	0,1	-
16 - 100	1,1	0,5	0,1	-
101 -	1,0	0,4	0,1	-

Tabel 8.1. Skøn over den gennemsnitlige effektreduktion i %, hvis spændingen til erhvervslivets motorer sænkes 1 %.

8.2 PM motorer (Permanent magnet motorer)

Den traditionelle asynkronmotor med aluminium rotor er i dag langt den mest udbredte og solgte elmotor, men den relativt nye og mere energieffektive motortype – permanent magnet motoren (PM motoren) – forventes i de kommende år at vinde mere indpas. Se figur 8.5.

Flere motorfabrikanter i Europa, USA og Asien markedsfører PM motorer, som kan erstatte den traditionelle asynkronmotor. Motoren vinder indpas, fordi produktionen af robuste permanente magneter bliver bedre og billigere samtidig med, at prisen på den nødvendige elektriske styring også er hastigt nedadgående.

PM motoren er udstyret med permanente magneter i/på rotoren. Motoren forsynes via en elektrisk styring (frekvensomformer), da den ikke kan nettilsluttes, og findes både i udformning som en DC-motor og AC-motor. I udlægningen som AC-motor fungerer motoren som en synkronmotor, blot uden fremmedmagnetisering af rotoren.

Figur 8.5. PM motor.

8.2.1 PM motorens momentkurve

Som nævnt fungerer en PM motor ligesom en synkronmotor. Dette betyder, at man i modsætning til asynkronmotoren (figur 8.2), ikke opererer med et slip, men kører ved et eksakt omløbstal bestemt af statorfeltets frekvens og antallet af poler.

Den højre flanke af momentkurven er for en PM motor en lodret linje. Det maksimalt ydede moment kan styres med statorspændingen. Omdrejningerne bestemmes eksakt af frekvensen på den af frekvensomformeren leverede spænding. PM motoren er født med et variabelt arbejdsområde svarende til den frekvensomformerdrevne asynkronmotor.

På grund af de permanente magneter i rotor kan der for PM motoren skabes en stærkere magnetisk kraft rotor og stator imellem, end tilfældet er for asynkronmotoren, hvor hele energien skal tilføres igennem statoren og overføres til rotoren via induktion. Dette bevirker, at PM motoren i de samme byggestørrelser kan udføres mere kompakt og udføre et relativt større drejningsmoment end asynkronmotoren.

8.2.2 PM motorenens effektivitet

PM motoren er asynkronmotoren overlegen i energimæssig henseende. Dette skyldes, at den ikke benytter sig af induktion for frembringelse af rotorens magnetfelt. Der tabes ved induktion altid energi i luftgabet mellem stator og rotor. Fænomenet er størst ved de mindre motorer, hvor asynkronmotorens maksimale virkningsgrad kommer under 70-80 %. Luftgabet for disse små motorer er pga. produktionstolerancer relativt stort set i forhold til den effekt, som skal overføres fra stator til rotor.

For asynkronmotoren forefindes endvidere tab som følge af elektriske strømme i rotorviklingen. Dette fænomen optræder heller ikke for en PM motor.

Alt i alt kan en PM motor, hvad angår maksimal virkningsgrad, forventes at være 3-7 procentpoint bedre end en IE2 motor og 1-3 procentpoint bedre end en IE3 motor. Forskellen i virkningsgraden mellem PM motoren og asynkronmotoren er størst for de små motorer. Se tabel 8.2 og figur 8.9 og 8.10.

8.3 Start- og styringsmetoder

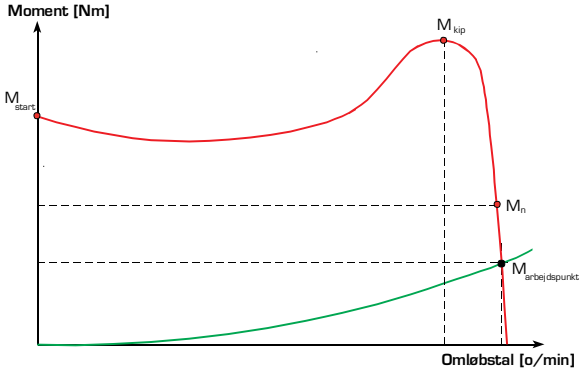
I dette afsnit beskrives forskellige start- og styringsmetoder, som kan benyttes i forhold til belastningstypen.

Den stationære tilstand optræder som nævnt, når motorens og belastningens moment er ens. Ved dimensionering af en motor til en given belastning er det vigtigt, at motoren har et overskydende moment til rådighed over hele området fra stilstand (start) til skæringspunkt. Hvis dette ikke er tilfældet, bliver driften ustabil, og den stationære tilstand kan måske aldrig opnås. En af årsagerne er, at det overskydende moment skal bruges til acceleration.

Motoren skal således allerede fra start yde et moment, der ligger over belastningens moment. Hvor stort dette overskydende moment bliver, afhænger i høj grad af startmetoden. I figurerne 8.6-8.8 ses de opstartsmetoder, der benyttes for asynkronmotorer.

Direkte start

Direkte start (figur 8.6) kan benyttes på motorer mindre end 7,5 kW. Motoren startes ved at tilkoble netspændingen til viklingerne. Startudstyret består af en kontaktor og et termorelæ for at beskytte motoren.



Figur 8.6. Direkte start med en kvadratisk belastning.

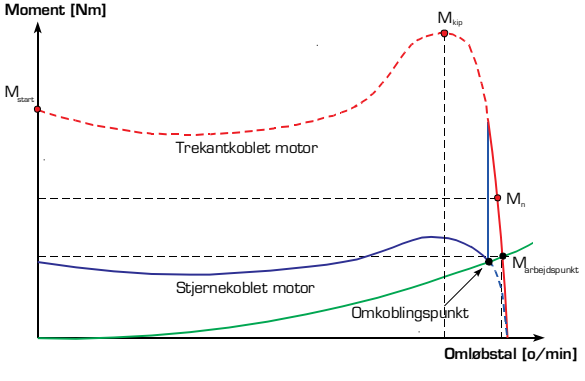
Fordelen ved direkte start er, at det er en enkel og billig startmetode.

Ulemperne er en høj startstrøm og et højt startmoment. Høj startstrøm kan medføre spændingsdyk/fluktuationer, mens et højt startmoment kan medføre ryk og stød i remtræk, gear og belastninger (f.eks. ventilatorer eller pumper). Ryk og stød kan medføre skade på de nævnte komponenter med deraf følgende produktionsstop og utilsigtede vedligeholdelsesomkostninger på grund af slitage.

En yderligere ulempe ved direkte start er, at dimensioneringsfaktorerne for remtræk og gear bliver højere end for de andre startmetoder. Dette behandles nærmere i kapitel 7.

Stjerne-trekant start

Stjerne-trekant start (figur 8.7) kan benyttes på motorer mindre end 90 kW. Motoren startes i en stjernekobling med 400 V mellem faserne. Herved reduceres startstrømmen til en tredjedel. Startmomentet reduceres ligeledes til en tredjedel, hvilket medfører, at metoden kun bør anvendes, hvor belastningens startmoment er lavt. Omskiftningen fra stjerne til trekant sker efter et vist tidsforløb. Omskiftningen skal ske inden motorens moment bliver lavere end belastningens moment. Startudstyret består af tre kontaktorer og et termorelæ.



Figur 8.7. Stjerne-trekant start med en kvadratisk belastning.

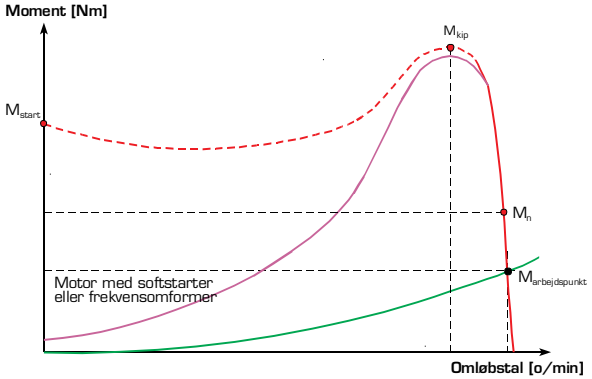
Fordelen ved stjerne-trekant start er, at det er en enkel startmetode.

Ulemperne er en høj startstrøm og et relativt højt startmoment samt et højt indkoblingsmoment (ved skift fra stjerne til trekant).

Denne startmetode medfører også store mekaniske påvirkninger af komponenterne i maskinsystemet.

Start med softstarter eller frekvensomformer

Start med softstarter eller frekvensomformer (figur 8.8) kan benyttes på motorer mindre end 900 kW.



Figur 8.8. Start med softstarter eller frekvensomformer med en kvadratisk belastning.

En softstarter er en elektronisk startanordning, der fungerer ved at regulere motorspændingen (uden at ændre frekvensen), og dermed momentet, efter en forud indstillet rampetid- og startmomentindstilling, indtil fuld motorspænding (400 V) er opnået.

Ved at regulere motorspændingen undgår man de ulemper, der forekommer ved anvendelse af f.eks. stjerne-trekant startere, hvor der i princippet optræder to strømspidser, først i stjerne (startstrømmen) og senere efter endt tidsforløb i trekantkobling.

Ved anvendelse af en softstarter undgås også de momentslag, der forekommer ved direkte start eller stjerne-trekant start.

Når motoren har opnået fuld spænding, kan softstarteren udkobles ved hjælp af en bypass kontaktor, således at der ikke tabes effekt i softstarteren. I mere avancerede softstartere er denne altid indkoblet, og tilpasser løbende spændingen til det aktuelle behov. Herved opnås en moderat elbesparelse (1 W/A).

Momentkarakteristikken for motoren med softstarter afhænger af belastningens momentkarakteristik. Jo højere startmomentet for belastningen er, jo højere skal startmomentet for motoren være.

I figur 8.8 ses belastningskarakteristikken for en ventilator. Her er intet start- eller løsrivelsesmoment, hvorfor motoren ikke behøver at yde så højt moment ved starten. Startmomentet indstilles på softstarteren.

Ved højere startmoment for belastningen skal softstarteren indstilles således, at motoren kan yde et startmoment, der er højere. Momentkarakteristikken for motoren med softstarter forskydes derfor opad, således at der ikke kun ved starten men ved hele accelerationen af belastningen ydes højere moment.

En frekvensomformer kan også benyttes som startanordning, men det er dog ikke dens primære formål. Dens primære formål er hastighedsstyring af motoren, hvilket beskrives nærmere i afsnit 9.2.

Når en motor startes med en frekvensomformer, foregår det næsten efter samme princip som for softstarteren. Ved benyttelse af frekvensomformer skal både motorspændingen og frekvensen reguleres fra start, og til den stationære tilstand indtræffer (400 V og 50 Hz). Ved at regulere motorspændingen og frekvensen undgår man de ulemper, der forekommer ved direkte start eller stjerne-trekant start. Nemlig strømspidser og momentslag.

Frekvensomformeren er altid indkoblet og tilpasser løbende spændingen og frekvensen til det aktuelle behov. Herved opnås en betydelig elbesparelse.

Klassificering af motorer

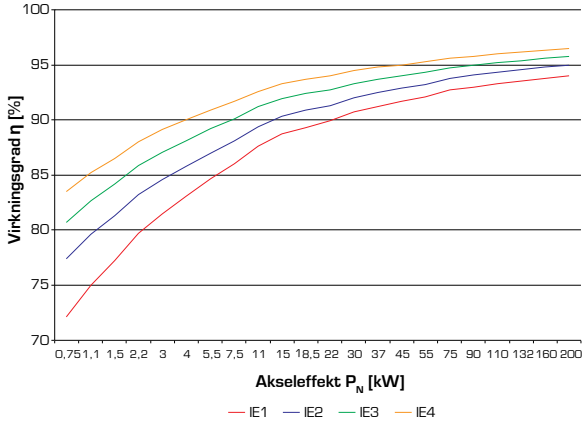
I 2008 blev der med vedtagelsen af den internationale standard IEC 60034-30:2008 indført nye effektivitetsklasser IE1, IE2 og IE3.

I IEC 60034-31-1:2012 "Technical specification" ses endvidere en definition for effektivitetsklasser IE4 "Super premiumefficiency", som gælder for asynkron- og synkronmotorer. Inddeling i effektiviseringsklasser er vist i tabel 8.2.

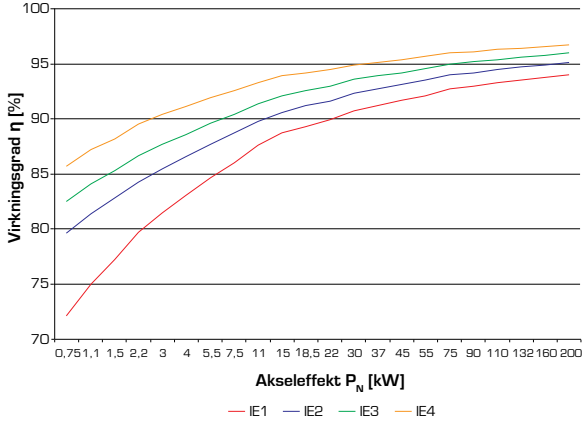
Klasse	Beskrivelse af motorens effektivitet	Betegnelse
1	Super premium efficiency	IE4
2	Premium efficiency	IE3
3	High efficiency	IE2
4	Standard efficiency	IE1

Tabel 8.2. Inddeling af motorer i effektivitetsklasser.

Der findes i dag asynkronmotorer i energieffektivitetsklasse IE4. Det drejer sig dog kun om motorer med akseleffekter større end 75 kW. For akseleffekter mindre end 75 kW er det kun motorer med skiftende reluktans (switched reluctance) og PM motorer, der kan klassificeres som IE4 motorer.



Figur 8.9. Virkningsgrader for 2-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010 – for hver af de 4 effektklasser.



Figur 8.10. Virkningsgrader for 4-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010 – for hver af de 4 effektklasser.

I juni 2011 blev der i EU indført krav om miljøvenligt design (Ecodesign) af elmotorer. Ecodesign er krav om produktudformning, der tilgodeser eksempelvis energieffektivitet. Kravene gælder almindelige trefasede elmotorer med én effekt i størrelsen 0,75-375 kW. Kravene gælder også, hvis motoren er indbygget i et produkt, så længe det er muligt uden større besvær at måle motorens energieffektivitet særskilt.

Effektivitetskravene træder i kraft i tre trin:

1. Fra 16. juni 2011 skal elmotorer være i energieffektivitetsklasse IE2.

2. Fra 1. januar 2015 strammes kravene for motorer på 7,5 kW og derover. De skal være i energieffektivitetsklasse IE3 eller være i IE2 og være tilsluttet en frekvensomformer.

3. Fra 1. januar 2017 skal alle motorer på over 0,75 kW være i energieffektivitetsklasse IE3 eller være i IE2 og være tilsluttet en frekvensomformer.

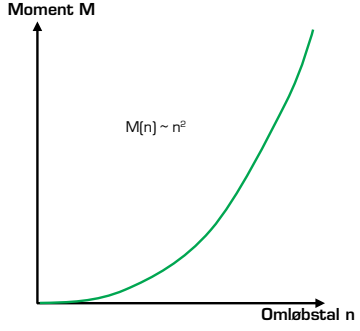
9 Styring og regulering – teknologisk beskrivelse

9.1 Belastningskarakteristikker

Belastningskarakteristikken, som viser sammenhængen mellem belastningsmomentet og omløbstallet, har stor indflydelse på hvilken startmetode, der kan anvendes.

Kvadratisk belastningskarakteristik

Ventilatorer og pumper er maskiner med en momentkarakteristik, der er kendetegnet ved, at momentbehovet vokser kvadratisk med omløbstallet. Se figur 9.1.



Figur 9.1. Kvadratisk belastning herunder ventilatorer og pumper.

Opstartsproblematikken er ikke så udbredt i denne gruppe applikationer, da løsrivelsesmomentet sjældent udgør en væsentlig faktor. Pumper vil desuden ofte arbejde tilnærmelsesvis ubelastet ved lave omløbstal, idet transport af væske først vil ske ved højere omløbstal. Selv ved start af pumper med lukket ventil vil forløbet være omtrent det samme ved opstart af motoren.

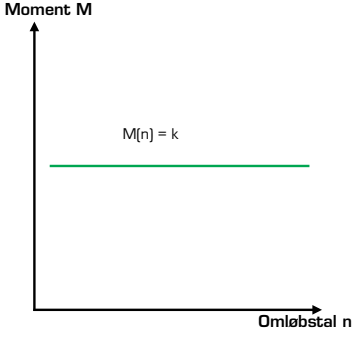
Der kan dog være undtagelser ved meget store ventilatorer, hvor inertien i selve rotoren og ventilatorbladene er stor.

Start med softstarter eller frekvensomformer kan derfor med fordel benyttes ved kvadratiske belastningskarakteristikker.

Behovsvariationerne (varighedskurven) er den afgørende parameter for hvilken af de to startmetoder, der bør vælges. Hvis behovet er nogenlunde konstant, bør der vælges en softstarter, mens der ved varierende behov bør vælges en frekvensomformer. Det sidste skyldes, at den mest energieffektive måde at ændre motorens omløbstal er at ændre motorspændingen og -frekvensen.

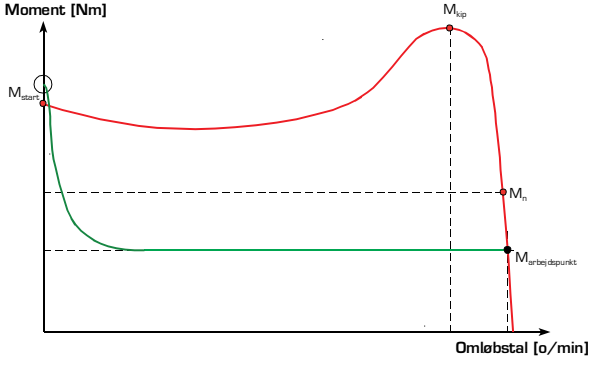
Konstant belastningskarakteristik

Trykluftkompressorer, kølekompressorer og transportbånd er maskiner med en momentkarakteristik, der er kendetegnet ved, at momentbehovet er konstant ved alle omløbstal. En undtagelse er starten, hvor der ofte er et løsrivelsesmoment, der kan være betydeligt større end momentet ved stationær tilstand samt ved lavere omløbstal. Se figur 9.2.



Figur 9.2. Konstant belastning herunder trykluft- og kølekompressorer samt transportbånd.

Hvis løsrivelsesmomentet er af samme størrelse eller endnu større end motorens startmoment, vil der ikke være et overskydende moment tilstede og dermed ingen mulighed for at accelerere belastningen – motoren kan således ikke starte. Dette er illustreret i figur 9.3.



Figur 9.3. Momentkarakteristik for transportbånd. Belastningskarakteristikken skærer motorkarakteristikken yderst til venstre, hvilket betyder, at motoren ikke kan starte.

Ved dimensionering af motorer til denne type belastninger skal der således tages højde for startsituationen, dvs. løsrivelsesmomentets størrelse.

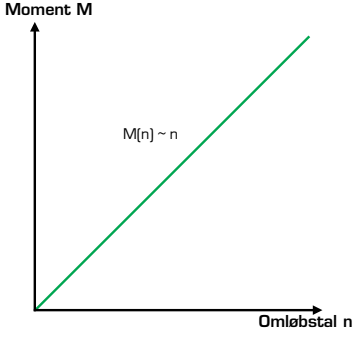
Start med softstarter eller frekvensomformer kan med fordel benyttes ved denne type belastningskarakteristikker.

For begge startanordninger gælder, at startspændingen skal være af en sådan størrelse, at motoren bliver magnetiseret tilstrækkeligt og dermed kan starte. Hvis løsrivelsesmomentet ligger tæt på motorens startmoment, er der ingen ide i at starte motoren med softstarter eller frekvensomformer. Her er det først, når belastningen er kommet i gang (ved stationær tilstand), at der kan opnås fordele ved at anvende de to styringsanordninger. Se afsnit 8.3.

Behovsvariationerne (varighedskurven) er den afgørende parameter for hvilken af de to startmetoder, der bør vælges. Hvis behovet er nogenlunde konstant, bør der vælges en softstarter, mens der ved varierende behov bør vælges en frekvensomformer.

Lineær belastningskarakteristik

Hydraulikpumper, valser, glattemaskiner og andre maskiner til materialebearbejdning er maskiner med en momentkarakteristik, der er kendetegnet ved, at momentbehovet vokser lineært med omløbstallet. Se figur 9.4.

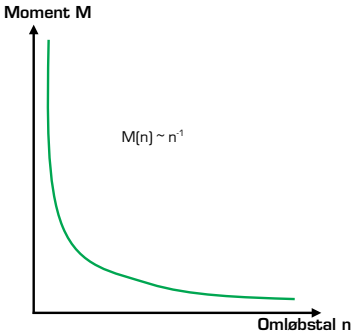


Figur 9.4. Lineært stigende belastning herunder hydraulikpumper, valser, glattemaskiner og andre maskiner til materialebearbejdning.

Ligesom ved kvadratiske belastningskarakteristikker kan der ved lineære belastninger med fordel anvendes start med softstarter eller frekvensomformer. Behovsvariationerne er den afgørende parameter for hvilken af de to startmetoder, der bør vælges.

Faldende belastningskarakteristik

Driftsenheder for opvikling af materiale med konstant træk herunder papirmøller og skærende maskiner eksempelvis til udskæring af møbler fra tømmer og drejebænke er maskiner med en momentkarakteristik, der er kendetegnet ved, at momentbehovet er omvendt proportionalt med omløbstallet. Se figur 9.5.



Figur 9.5. Faldende belastning herunder enheder for opvikling af materialer med konstant træk og skærende maskiner.

På grund af det høje løsrivelsesmoment vurderes der ikke at være nogen ide i at benytte start med softstarter eller frekvensomformer ved denne type belastningskarakteristikker.

9.2 Frekvensomformerdrift

Ændring af forsyningsfrekvensen til en motor er den mest fleksible og energimæssigt bedste måde at ændre omløbstallet på. Når frekvensen ændres, vil motorens omløbstal ændres med denne.

De mest udbredte styrestrategier er:

- Konstant spændingsfrekvensforhold
- Kvadratisk spændingsfrekvensforhold
- Automatisk Energi Optimering (AEO)

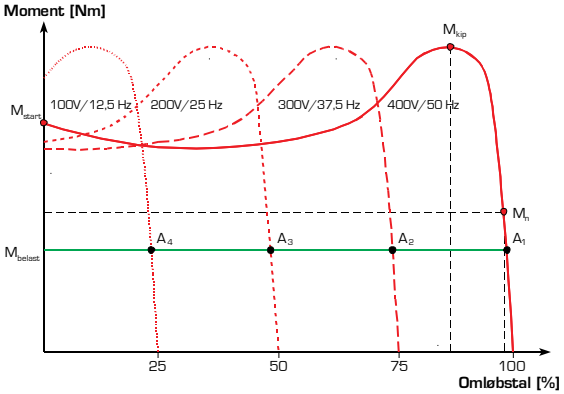
Konstant spændingsfrekvensforhold

Formålet med at anvende en styrestrategi, hvor spændingsfrekvensforholdet holdes konstant, er, at motoren skal kunne levere et konstant nominelt moment i hele arbejdsområdet, dvs. ved alle omløbstal.

Denne styrestrategi kan anvendes til alle typer belastninger, men er virkningsgradsmæssigt mest fordelagtig at anvende ved belastninger med konstant momentkarakteristik, som f.eks. transportbånd og trykluftkompressorer.

I figur 9.6 er vist et eksempel på frekvensregulering af et transportbånd, der er karakteriseret ved at have behov for samme moment ved alle omløbstal. Motoren styres af en frekvensomformer med konstant spændingsfrekvensforhold, hvilket giver en trinløs hastighedsstyring.

På figuren ses, at momentkurven for motoren "trækker mod venstre" i takt med, at motorens omløbstal nedreguleres.

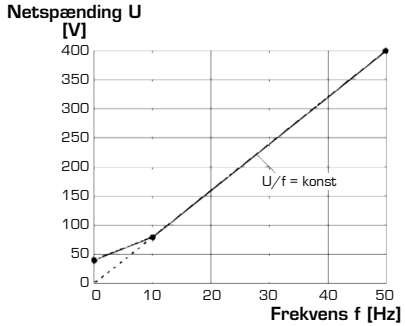


Figur 9.6. Frekvensregulering af transportbånd hvor spændingsfrekvensforholdet holdes konstant.

Når man nærmer sig meget lave frekvenser (typisk mindre end 10 Hz), skal man være opmærksom på, at motorspændingen kan blive så lav, at magnetiseringen af motoren bliver utilstrækkelig. Dette medfører, at motoren stopper.

Frekvensomformere kompenserer automatisk for dette ved at hæve motorspændingen ved lave frekvenser. På visse modeller kan man selv sætte niveauet for kompenseringen.

I figur 9.7 ses et eksempel på en typisk styrestrategi til kompensering af en for lav motorspænding ved lave frekvenser.



Figur 9.7. Styrestrategi til belastninger med konstant moment.

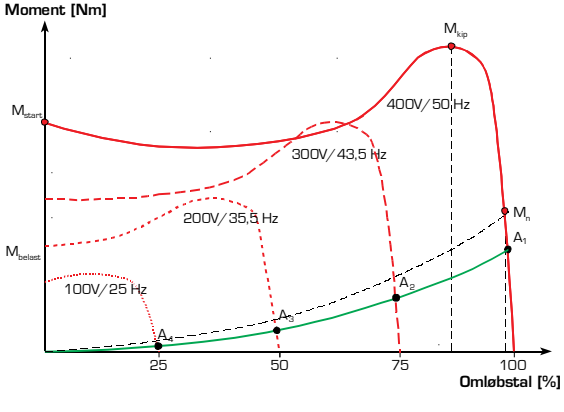
Som det ses, er minimumspændingen til motoren indstillet til 40 V ved 0 Hz. Herfra stiger spændingen lineært til 80 V ved 10 Hz. Fra 10 til 50 Hz stiger spændingen efter et konstant spændingsfrekvensforhold.

Kvadratisk spændingsfrekvensforhold

Til belastninger, hvor momentbehovet falder med omløbstallet, bør der ikke anvendes en styrestrategi med fast spændingsfrekvensforhold, da dette typisk vil medføre en unødvendig høj magnetisering af motoren ved lavere omløbstal, og dermed større tab i motoren med forringet virkningsgrad til følge.

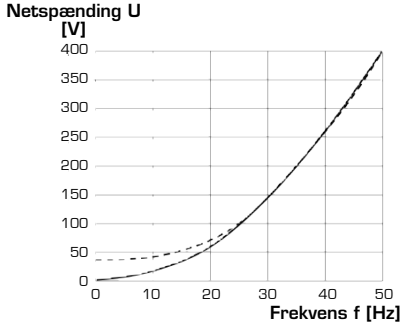
Ved denne type belastninger, kan der med fordel anvendes en styrestrategi, hvor motorens magnetisering og dermed motorens maksimale momentydelse falder med omløbstallet. Denne styrestrategi anvendes hovedsageligt ved belastninger med kvadratisk momentkarakteristik, som f.eks. ventilatorer og pumper uden løftehøjde.

I figur 9.8 er vist et eksempel på frekvensregulering af et ventilationsanlæg, der er karakteriseret ved at have behov for reduceret moment ved reducerede omløbstal. Motoren styres af en frekvensomformer med kvadratisk spændingsfrekvensforhold, hvilket giver en trinløs hastighedsstyring. Det ses, at momentkurven for motoren "trækker mod venstre og nedad" i takt med, at motorens omløbstal nedreguleres.



Figur 9.8. Frekvensregulering af ventilationsanlæg hvor spændingsfrekvensforholdet varieres.

I figur 9.9 ses et eksempel på en typisk styrestrategi til belastninger med kvadratisk momentkarakteristik.



Figur 9.9. Styrestrategi til belastninger med kvadratisk moment. Den stiblede linje angiver et system med statisk løftehøjde.

I pumpesystemer, f.eks. transport- og trykforøgersystemer, vil der være en statisk løftehøjde. For denne type systemer vil belastningens moment derfor ikke aftage kvadratisk, og styrestrategien må derfor tilpasses dette forhold.

Automatisk Energi Optimering (AEO)

Frekvensomformerdrift med fast spændingsfrekvensforhold, som anvendes til belastninger med konstant momentkarakteristik, og varierende spændingsfrekvensforhold, som anvendes til belastninger ved kvadratisk momentkarakteristik, sikrer som udgangspunkt gode men ikke nødvendigvis maksimalt opnåelige virknings-

grader for det samlede drev (motor og frekvensomformer) ved varierende belastninger.

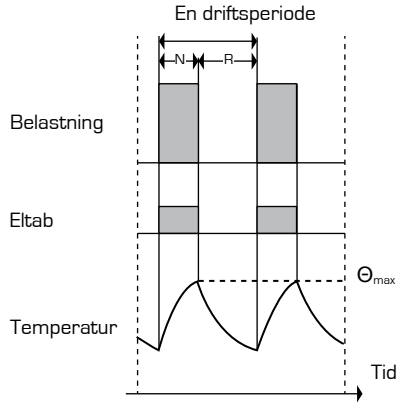
Maksimal opnåelig virkningsgrad for det samlede drev opnås, når forholdet mellem motorspændingen og frekvensen er optimal, dvs. når der lige netop sendes den nødvendige spænding ud til motoren, der er nødvendig for at opretholde moment og omløbstal i arbejdspunktet.

I nyere frekvensomformere er der typisk indbygget AEO, hvor frekvensomformeren beregner det optimale forhold mellem motorspændingen og frekvensen i det enkelte arbejdspunkt. Dette sikrer, at motor og frekvensomformer kører med den højest opnåelige virkningsgrad uanset belastningen.

Ulempen ved denne styringsstrategi kan være, at der ikke er nok energi i motorens magnetfelt til at korrigere for pludselige og kraftige ændringer i belastningen. Skulle dette ske, kan man risikere at "tabe" motoren med produktionsstop til følge.

9.3 Driftsarter

Når motoren belastes kontinuert fra stillestående (afkølet), vil temperaturen i viklingen stige efter et forløb, som skitseret i figur 9.10. Dette er et eksempel på en driftsart, den intermitterende drift.



N = drift ved mærkeeffekt
R = stilstand og afbrydelse
Θ_{max} = højeste opnåede temperatur

Figur 9.10. Intermitterende drift – driftsart S3.

I tabel 9.1 er vist ni driftsarter, karakteristika for disse samt hvilke belastningstyper der hyppigt findes i denne kategori.

Tabellen kan anvendes til vurdering af den termiske belastning af elmotoren og dermed vurdering af motorviklingernes levetid.

Betegnelsen S3 definerer driftsarten relateret til figur 9.10, hvilket karakteriserer belastningen og har betydning for valget af motorstørrelse. For den samme motor (rent fysisk) er det tilladt at mærkepladestemple med forskellige nominelle effekter, når det kombineres med en driftsart. Ydermere angiver nogle fabrikater tilladelig overbelastning afhængigt af driftsarten. Se tabel 9.2.

Afhængigt af hvordan belastningen varierer over tid, skelner man i princippet mellem hovedtyperne – kontinuert og intermitterende drift. Ni kategorier er defineret alt afhængig af tilstedeværelse af tomgangskørsel, acceleration af inertilast, elektrisk bremsning m.v. Alle er faktorer, der påvirker den termiske belastning af motoren og dermed tilladelig stempling af mærkeeffekt.

Er der ikke angivet en driftsart, forudsættes kontinuert drift (S1), hvilket betyder, at motoren er maksimalt termisk belastet. Omvendt betyder det, at mange motorer kunne have været valgt mindre, såfremt der var ofret lidt tid på at vurdere driftsformen for belastningen.

Driftsart	Karakteristika	Belastning
S1 Kontinuert drift	Den mest udbredte, hvor motoren er påstemplet en mærkepladelast, som motoren vil kunne tåle kontinuert i hele motorens levetid uden at blive termisk overbelastet.	• Ventilation med konstant hastighed • Uregulerede pumper og transportbånd
S2 Kort tids drift	Motoren belastes med mærkepladelast i et lille tidsrum, så temperaturen ikke når sit stationære niveau. Belastningen kan dermed for samme motorkonstruktion være højere end ved S1. Såvel belastning som belastningstid skal være påstemplet mærkepladen.	• Pumpning til reservoir
S3 Intermitterende drift (ekskl. start og bremsning)	Meget hyppigt forekommende. I en ti minutters periode forudsættes en fordeling mellem mærkepladelast og stilstand.	• Køling med driften last/stop • Trykluft med driften last/stop • Stop perioderne skal være beskyttet af timer
S4 Intermitterende drift (inkl. start)	Den samme som S3, men her er medtaget start af væsentlig termisk betydning (store inertier), hvilket bevirker, at stemplingen må være mere konservativ end ved S3 for den samme fysiske konstruktion.	
S5 Intermitterende drift (inkl. start og bremsning)	Den samme som S4, dog er yderligere medtaget brug af elektrisk bremsning, hvilket belaster motoren yderligere rent termisk, og dermed nødvendiggør en yderligere konservativ stempling af motoren.	

Driftsart	Karakteristika	Belastning
S6 Periodisk drift (inkl. tomgang)	Periodisk belastning med perioder med tomgang. Motoren kan i denne driftsform klare mere end S3, i og med afkølingen er god under tomgangskørslen.	• Trykluftkompressor • Hydraulikpumper • Kølekompressorer der drives i last/aflast drift, hvor aflast perioden er beskyttet af timer
S7 Periodisk drift (inkl. start og bremsning)	Kontinuerlig drift med periodisk bremsning og straks derpå følgende start. Ingen stopperioder.	
S8 Periodisk drift (inkl. ændring af hastighed og belastning)	Kontinuerlig drift med periodisk ændring af omløbstallet.	
S9 Ikke periodisk drift (inkl. ændring af hastighed og belastning)	Ikke periodisk ændring af omløbstal og belastning.	• Behovsstyrede – frekvensregulerede systemer • Køling, ventilation, pumpning m.v.

Tabel 9.1. Driftsarter og belastningstyper.

Tilladt overbelastning af motorer

Ved S2 eller S3 drift kan man grundet den begrænsede opvarmning i motoren i de fleste tilfælde køre med en lidt højere effekt end ved S1 drift. Se tabel 9.2.

Driftsart	Poltal	Tilladt overbelastning ifht. S1 drift	
		Små motorer	Større motorer
S2 drift	2	1,05	1,20
30 min	4 - 8	1,10	1,20
S3 drift	2	1,15	1,45
15 %	4	1,40	1,45
S3 drift	2	1,10	1,10
40 %	4	1,20	1,10

S2 drift 30 min er korttidsdrift, hvor motoren er i drift 30 minutter. Efter drift følger en så lang pause, at motoren opnår omgivelsestemperatur.

S3 drift 15 % er intermitterende drift med ens cyklus, hvor motoren er i drift i 15 % af cyklustiden og afbrudt i 85 % af cyklustiden.

S3 drift 40 % er intermitterende drift med ens cyklus, hvor motoren er i drift i 40 % af cyklustiden og afbrudt i 60 % af cyklustiden.

Tabel 9.2. Tilladt overbelastning af motorer.

Ofte er de viste forhold omkring tabel 9.1 og tabel 9.2 ikke taget i betragtning ved dimensionering af et system. Dette bevirker, at man for mange komponentleverandørers side forudsætter "worst case", hvilket er S1. Hvis intet andet er angivet om driftsarten, er størrelserne udlagt efter driftsformen S1.

Specifikt gældende for driftsformerne S2 og S3 (køling, trykluft, pumpning on/off) vil der ofte kunne vælges en motor et eller flere numre mindre, hvilket både vil være en billigere løsning og reducere tabet i motoren.

For nogle maskiner med mulighed for hyppige start/stop (driftsform S6), eksempelvis tryklufkompressor med fuldlast/aflast benyttes en timer for at sikre en vis periode i aflast inden et stop, og dermed muligheden for at en varmeudviklende acceleration kan tillades. Timeren er indstillet fra fabrikken uden kendskab til de aktuelle driftsbetingelser. Dette manglende kendskab bevirker ofte, at "timertiden" og dermed tomgangsforløbene kan afkortes væsentligt.

10 Belastning – belastningsgrad

10.1 Ventilatorer

For ventilatorer er der ikke nogen entydig sammenhæng mellem belastningsgraden og virkningsgraden. Virkningsgraden afhænger, som det ses i figur 10.1, af den benyttede reguleringsform.

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt, der skal tilføres ventilatoren i et aktuelt driftspunkt, og den effekt, der skal tilføres ventilatoren i det nominelle driftspunkt (ved max. volumenstrøm).

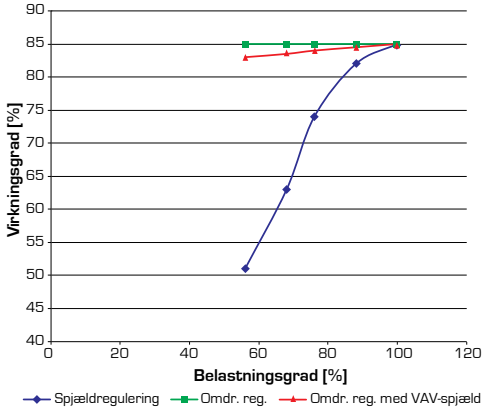
Belastningsgraden i et givet driftspunkt:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{q_v \cdot \Delta p_t}{P_{v,N} \cdot \eta_v}$$

Ved spjældregulering sker der et stort fald i virkningsgraden ved reduktion af belastningsgraden. Belastningsgraden ved spjældregulering falder, når volumenstrømmen falder, og den totale trykstigning stiger.

Ved omdrejningstalsregulering, hvor driftspunkterne flyttes langs en affinitetsparabel (faldende volumenstrøm og total trykstigning), sker der ikke noget fald i virkningsgraden for ventilatoren.

Ved omdrejningstalsregulering i anlæg med VAV-spjæld sker der et relativt lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til ca. 50 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader vil virkningsgraden blive forringet betydeligt.



Figur 10.1. Eksempler på virkningsgrader for en ventilator med B-hjul som funktion af belastningsgrad og reguleringsform. Ventilatoren yder i det nominelle driftspunkt en volumenstrøm på 44.000 m³/h og en total trykstigning på 1.750 Pa. Den tilførte effekt til ventilatoren er 25 kW.

Ved projektering bør man være opmærksom på følgende:

- Motordrevne maskinsystemer med ventilatorer bør vælges med ventilatorer med B-hjul (Spareventilator®) frem for ventilatorer med F-hjul. Vælges en ventilator med B-hjul frem for en ventilator med F-hjul, reduceres den nødvendige tilførte effekt til ventilatoren. Dette får indflydelse på dimensionering af remtransmission, motor samt styrings- og reguleringsudstyr.

- At der bør vælges en ventilator med højest mulige virkningsgrad i det aktuelle driftspunkt (q_v, Δp_t). Hvis driftspunktet er varierende (ved regulering af volumenstrømmen), skal ventilatoren dimensioneres således, at virkningsgraden er højest i det driftspunkt, hvor ventilatoren befinder sig i størstedelen af driftstiden.

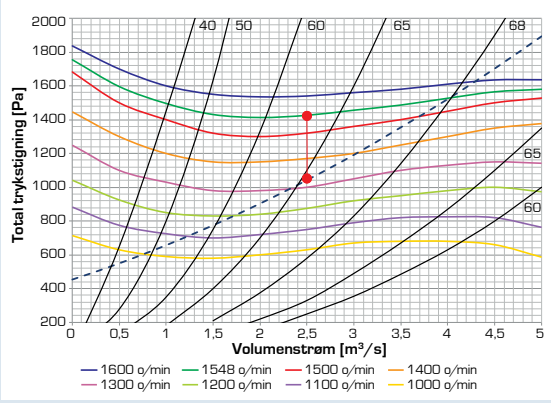
Eksempel 9 – Ændringer af belastninger og virkningsgrader ved udskiftning af ventilator med F-hjul til ventilator med B-hjul.

I et udsugningsanlæg er det konstateret, at der aldrig er mere end 70 % af punktudsugene, der benyttes samtidig. Den nødvendige dimensionerende luftmængde kan derfor beregnes til 9.000 m^3/h (2,5 m^3/s).

Ventilatoren, som benyttes, er forsynet med F-hjul. Der benyttes en remtransmission, som består af 3 stk. formfortandede kileremme XPB. Diameteren på den mindste remskive er 125 mm, og omdrejningstallet på denne er 1.548 o/min. Udvekslingsforholdet er 1,05. Der benyttes en 15 kW IE1 asynkronmotor.

Efter at have justeret hovedspjældet, så den maksimal udsugede luftmængde er 9.000 m^3/h, måles et effektoptag på motoren på 7,34 kW.

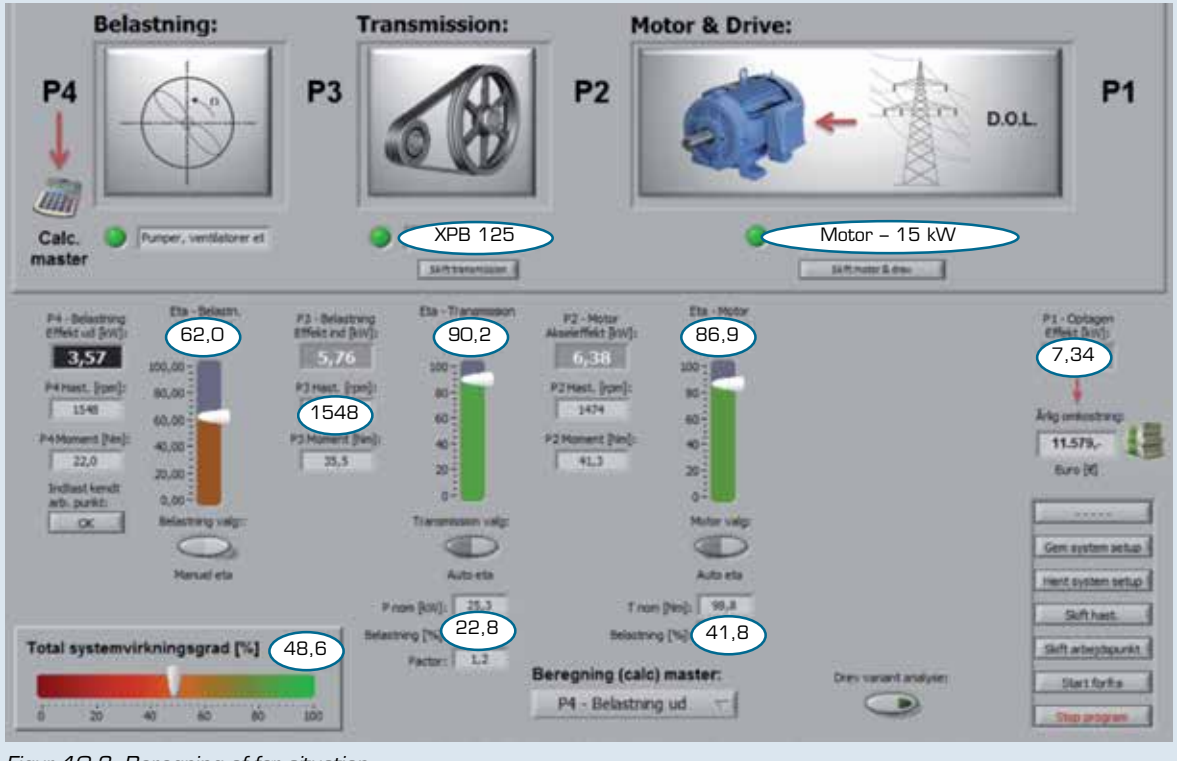
Figur 10.2 viser, at ventilatorens virkningsgrad er 62,0 % ved den dimensionerende luftmængde. Ventilatorens omdrejningstal er her 1.548 o/min, lig omdrejningstallet på den mindste remskive (grøn kurve).



Figur 10.2. Anlægs- og ventilatorkarakteristik for eksisterende ventilator med F-hjul.

Med beregningsværktøjet MotorSystems-Tool kan remtransmissionens virkningsgrad beregnes til 90,2 %, mens motorens virkningsgrad kan beregnes til 86,9 %. Virkningsgraden for det samlede ventilationssystem kan derfor beregnes til 48,6 %, hvilket er relativ lavt. I figur 10.3 ses beregningen i MotorSystemsTool.

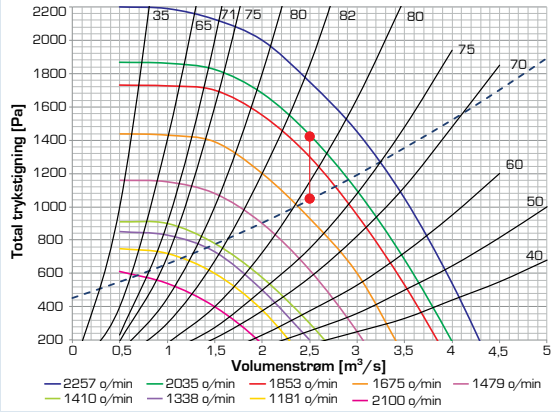
Som det fremgår, er belastningsgraden for remtransmissionen kun 22,8 %, hvilket resulterer i den relativt lave virkningsgrad. Belastningsgraden for motoren er 41,8 %, hvilket trækker virkningsgraden en smule ned.



Figur 10.3. Beregning af før situation.

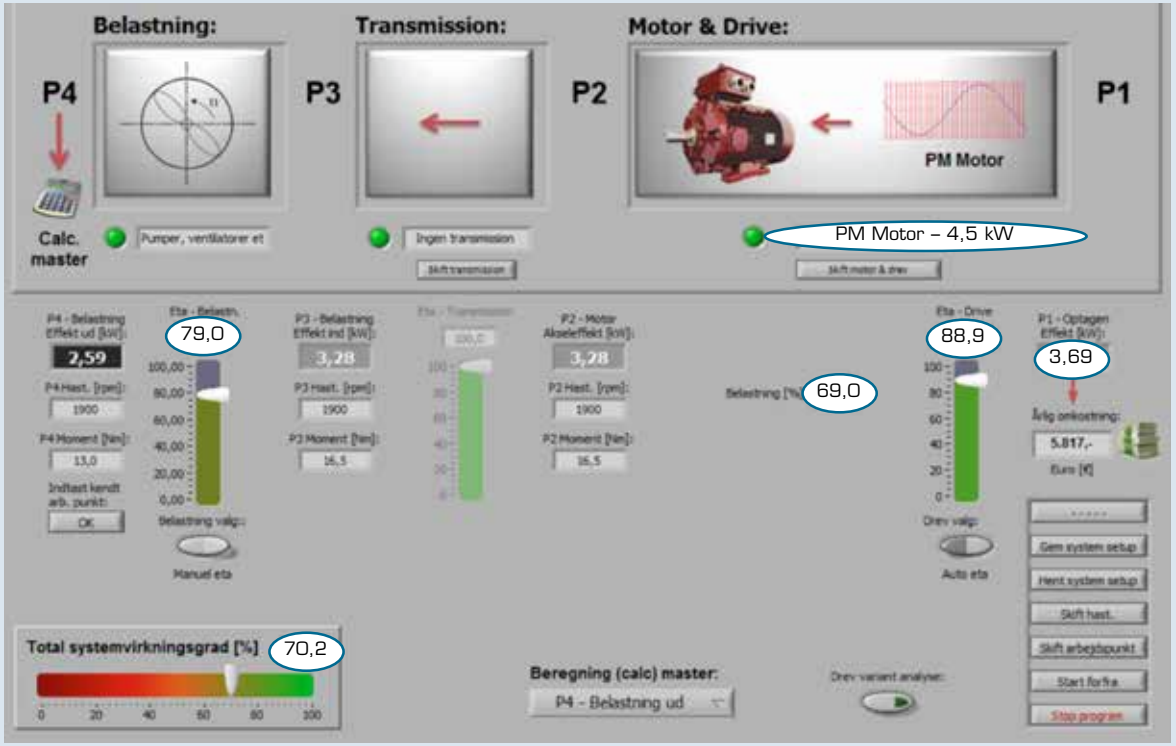
Ventilatorens virkningsgrad er kun 62,0 %, hvilket er relativt lavt. Det besluttes at finde en mere effektiv ventilator.

I figur 10.4 ses en ventilatorkarakteristik for en ventilator med B-hjul. I det dimensionerende driftspunkt har ventilatoren en virkningsgrad på 79,0 %. Ventilatorens omdrejningstal er 2.035 o/min (grøn kurve i figur 10.4).



Figur 10.4. Anlægs- og ventilatorkarakteristik for ny ventilator med B-hjul.

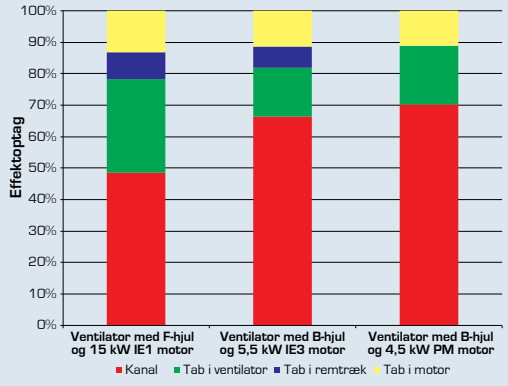
I figur 10.5 ses, at der er anvendt en direkte drevet ventilator med B-hjul og en 4,5 kW PM motor med frekvensomformer. Ved en tilpasning af ventilatoren til anlægskarakteristikken vil den hydrauliske effekt udgøre 70,2 % af den tilførte effekt til motoren. Det målte effektoptag på motoren er 3,69 kW ved en belastningsgrad på 69,0 %. Tabet i ventilator og motor + frekvensomformer udgør henholdsvis 21,0 % (η_v = 79,0 %) og 11,1 % (η_{mot} = 88,9 %) af den tilførte effekt. Ved at sammenholde figur 10.3 med figur 10.5, ses at tabet i maskinsystemet reduceres fra 51,4 % til 29,8 % (η_{system} = 70,2 %) ved systemoptimeringen.



Figur 10.5. Beregning af efter situation.

I figur 10.6 er vist et søjlediagram med tre forskellige ventilationsanlæg. Første søjle angiver data for ventilatoren med F-hjul og 15 kW IE1 motor. Her udgør den hydrauliske effekt 48 % af den tilførte effekt til motoren. De resterende 52 % tabes i ventilator, motor og remtransmission.

Alene i ventilatoren tabes 30 % af den tilførte effekt. Tabet i motoren udgør 13 % af den tilførte effekt.



Figur 10.6. Effektfordelinger for ventilatorer med F-hjul og B-hjul ved samme luftmængde.

Anden søjle viser effektfordelinger for en ventilator med B-hjul og 5,5 kW IE3 motor, som erstatning for den eksisterende ventilator og motor. Dette system er uden regulering langs anlægskarakteristikken. Som det ses, udgør den hydrauliske effekt 66 % af den tilførte effekt til motoren. Tabet i ventilator og motor udgør henholdsvis 15 % og 11 % af den tilførte effekt. Beregningen er foretaget i MotorSystemsTool.

Tredje søjle viser anlægget med 4,5 kW PM motor. Det fremgår, at der ikke er tab til transmission.

10.2 Pumper

For pumper er der ikke nogen entydig sammenhæng mellem belastningsgraden og virkningsgraden. Virkningsgraden afhænger, som det ses i figur 10.7, af den benyttede reguleringsform.

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt, der skal tilføres pumpen i et aktuelt driftspunkt, og den effekt, der skal tilføres pumpen i det nominelle driftspunkt (ved max. flow).

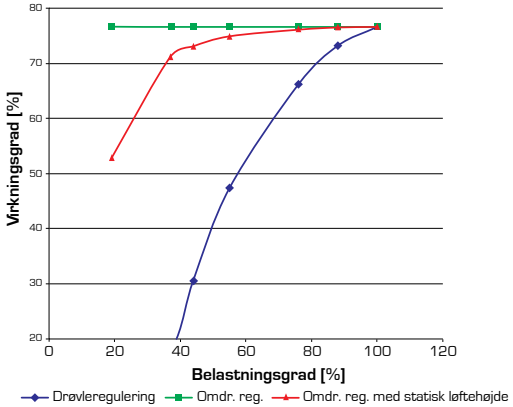
Belastningsgraden i et givet driftspunkt:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{Q \cdot \Delta p}{P_{p,N} \cdot \eta_p}$$

Ved drøvleregulering sker der et stort fald i virkningsgraden ved reduktion af belastningsgraden. Belastningsgraden ved drøvleregulering falder, når flowet falder, og trykket eller løftehøjden stiger.

Ved omdrejningstalsregulering, hvor driftspunkterne flyttes langs en affinitetsparabel (faldende flow og løftehøjde), sker der ikke noget fald i virkningsgraden for pumpen.

Ved omdrejningstalsregulering i anlæg med en statisk løftehøjde sker der et relativt lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 40 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt.



Figur 10.7. Eksempel på virkningsgrader for en centrifugalpumpe som funktion af belastningsgrad og reguleringsform. Pumpen yder i det nominelle driftspunkt et flow på 104 m³/h og en løftehøjde på 41 m. Den tilførte effekt til pumpen er 15 kW. For den røde kurve gælder, at den statiske løftehøjde er sat til 20 m.

Regulering af pumper og betydningen for elforbruget behandles mere detaljeret i afsnit 16.2.

Ved projektering bør man være opmærksom på følgende:

- Der vælges en pumpe med højest mulige virkningsgrad i det aktuelle driftspunkt (Q, Δp). Hvis driftspunktet er varierende (ved regulering af flow), skal pumpen dimensioneres således, at virkningsgraden er højest i det driftspunkt, hvor pumpen befinder sig i størstedelen af driftstiden.

10.3 Trykluftkompressorer

For skruekompressorer er der ikke nogen entydig sammenhæng mellem belastningsgraden og virkningsgraden. Virkningsgraden afhænger, som det ses i figur 10.8 og 10.9, af den benyttede reguleringsform.

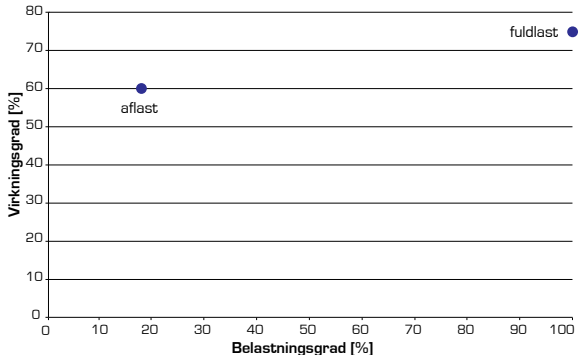
Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt der skal tilføres kompressoren i et aktuelt driftspunkt og den effekt der skal tilføres kompressoren i det nominelle driftspunkt (ved max. volumenstrøm).

Belastningsgraden i et givet driftspunkt:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{p_1 \cdot v_1 \cdot k \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right)}{P_{k,N} \cdot \eta_k}$$

De mest benyttede reguleringsformer er fuldlast/aflast drift og omdrejningstalsregulering.

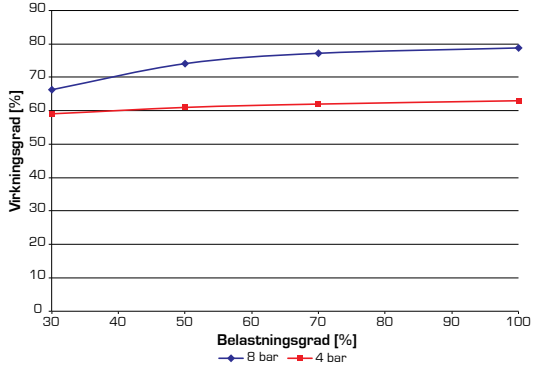
Ved fuldlast/aflast drift har kompressoren, som det ses i figur 10.8, to driftspunkter og dermed to virkningsgrader. Virkningsgraden falder betydeligt, når kompressoren kører aflastet. Her producerer kompressoren ikke trykluft til trykluftnettet. Indsugningsspjældet er lukket, og trykluften føres via en afblæsningsventil fra højtrykssiden til lavtryksiden. Kompressoren komprimerer således den samme luft fra vakuum til atmosfæretryk.



Figur 10.8. Virkningsgrader for skruekompressorer ved fuldlast/aflast drift og som funktion af belastningsgraden ved 8 bars tryk. Kompressoren yder i det nominelle driftspunkt en volumenstrøm på 0,166 m³/s. Den tilførte effekt til kompressoren er 63 kW.

Ved omdrejningstalsregulering holdes trykket konstant ved varierende volumenstrøm.

I figur 10.9 ses virkningsgrader som funktion af belastningsgraden for en kompressor, der leverer trykluft ved henholdsvis 8 og 4 bar. På figuren ses, at der ved alle belastningsgraderne kan opnås højere virkningsgrader for kompressoren, der leverer trykluft ved 8 bar. Det er et relativt lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 50 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt.



Figur 10.9. Virkningsgrader for omdrejningstalsreguleret skruekompressorer som funktion af belastningsgraden ved 8 og 4 bars tryk. Kompressoren yder, både ved 8 og 4 bar, en volumenstrøm på 0,166 m³/s i de nominelle driftspunkter. De tilførte effekter til kompressoren er henholdsvis 63 kW og 45 kW.

For kompressoren, der leverer trykluft ved 4 bar, ses et relativt lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 30 % belastningsgrad.

De lavere virkningsgrader skyldes, at det aktuelle trykforhold (p_2 /p_1) afviger betydeligt fra kompressorens indbyggede trykforhold.

Selvom det energimæssigt er fordelagtigt at køre med så lavt tryk som muligt, skal man være opmærksom på, at det medfører betydeligt større tab i kompressoren.

10.4 Kølekompressorer

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt, der skal tilføres kompressoren i et aktuelt driftspunkt, og den effekt, der skal tilføres kompressoren i det nominelle driftspunkt (ved max. kapacitet).

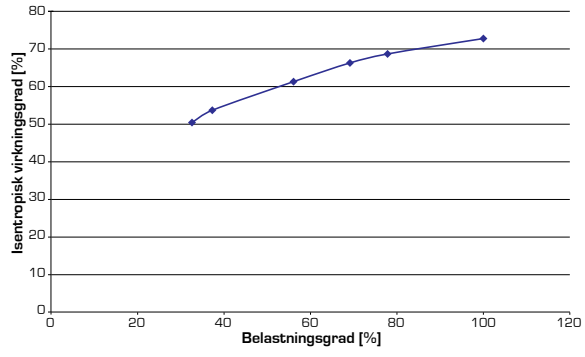
Belastningsgraden i et givet driftspunkt:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2;is} - h_1)}{P_{k,N} \cdot \eta_{is}}$$

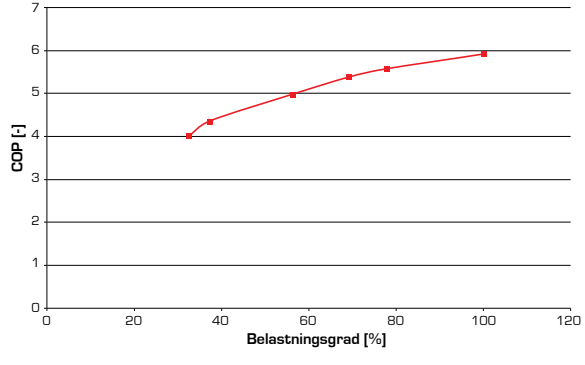
I figur 10.10 ses isentropiske virkningsgrader for en stempelkompressor, der kapacitetsreguleres ved hjælp af cylinderudkobling. Fordampningstemperaturen er 0 °C, og kondenseringstemperaturen er 30 °C. Disse temperaturer fastholdes ved de forskellige belastningsgrader.

Som det ses, falder den isentropiske virkningsgrad ved faldende belastningsgrad. Faldet skyldes, at kompressorens grundeffektoptagelse til friktion (stempler i udkoblede cylindre), oliepumpe m.m. er konstant.

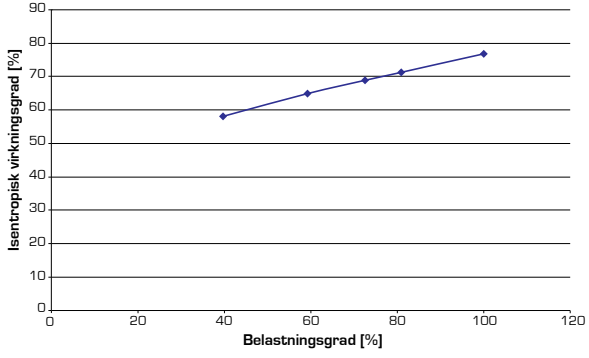
Faldet i virkningsgraden får en direkte indvirkning på køleanlæggets effektfaktor, som er forholdet mellem kuldeydelsen Q_0 og den nødvendige effekttilførsel til kompressoren P_k. Dette fremgår af figur 10.11, hvor effektfaktoren er vist som funktion af belastningsgraden. Som det ses, falder effektfaktoren betydeligt, når belastningsgraden reduceres.



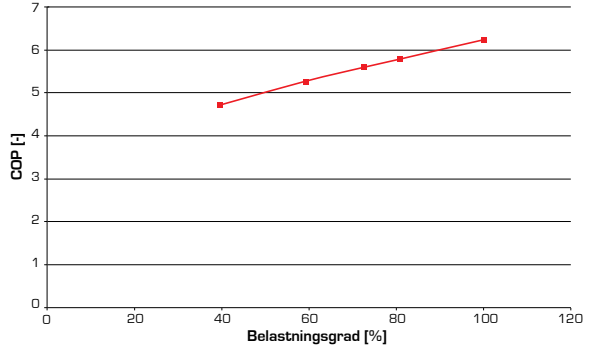
Figur 10.10. Isentropisk virkningsgrad for stempelkompressor som funktion af belastningsgraden. Kapacitetsregulering sker ved cylinderudkobling.



Figur 10.11. Effektfaktor (COP) for stempelkompressor som funktion af belastningsgraden.



Figur 10.12. Isentropisk virkningsgrad for skruekompressor som funktion af belastningsgraden. Kapacitetsregulering sker ved ændring af omdrejningstallet.



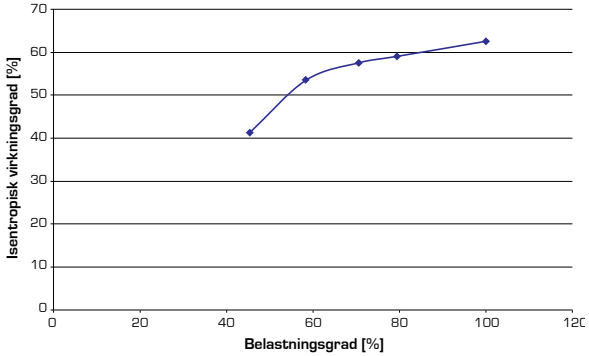
Figur 10.13. Effektfaktor (COP) for skruekompressor som funktion af belastningsgraden.

I figur 10.12 ses isentropiske virkningsgrader for en skruekompressor, der kapacitetsreguleres ved hjælp af omdrejningstallet. Fordampningstemperaturen er 0 °C, og kondenseringstemperaturen er 30 °C. Disse temperaturer fastholdes ved de forskellige belastningsgrader.

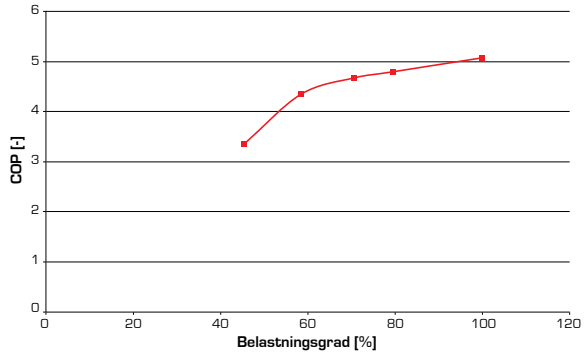
Som det ses, falder den isentropiske virkningsgrad ved faldende belastningsgrad. Faldet skyldes dels mekaniske tab, der ikke falder proportionalt med omdrejningstallet, dels lækage fra lavtrykssiden til højtrykssiden på grund af ringere smøring/tætning ved lavere omdrejningstal.

Faldet i virkningsgraden har ligesom for stempelkompressoren en direkte indvirkning for køleanlæggets effektfaktor. Som det ses i figur 10.13, falder effektfaktoren betydeligt, når belastningsgraden reduceres.

En skruekompressor kan også kapacitetsreguleres via en glider, hvor en del af den indsugede gasmængde tilbageføres til sugesiden. Tilbageførslen sker i begyndelsen af kompressionsfasen, og der udføres således et kompressionsarbejde, inden gassen føres tilbage til sugesiden.



Figur 10.14. Isentropisk virkningsgrad for skruekompressor som funktion af belastningsgraden. Kapacitetsregulering sker ved hjælp af en glider.



Figur 10.15. Effektfaktor (COP) for skruekompressor som funktion af belastningsgraden. Kapacitetsregulering sker ved hjælp af en glider.

I figur 10.14 ses isentropiske virkningsgrader for en skruekompressor, der kapacitetsreguleres ved hjælp af en glider. Fordampningstemperaturen er 0 °C, og kondenseringstemperaturen er 30 °C. Disse temperaturer fastholdes ved de forskellige belastningsgrader.

Som det ses, falder den isentropiske virkningsgrad ved faldende belastningsgrad. Faldet skyldes dels konstante mekaniske tab, dels lækage fra lavtrykssiden til højtrykssiden. Endvidere skyldes det ændringer af det indbyggede volumenforhold og dermed trykforhold i kompressoren.

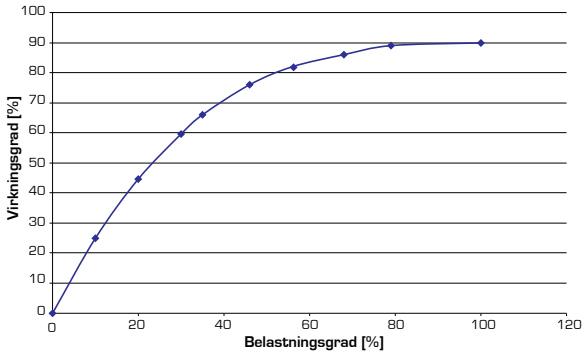
Faldet i virkningsgraden får betydning for køleanlæggets effektfaktor. Som det ses i figur 10.15, falder effektfaktoren betydeligt, når belastningsgraden reduceres.

10.5 Hydraulikpumper

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt, der skal tilføres pumpen i et aktuelt driftspunkt, og den effekt, der skal tilføres pumpen i det nominelle driftspunkt (ved max. flow).

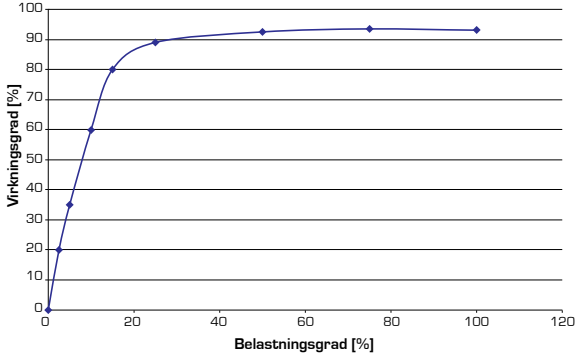
Belastningsgraden i et givet driftspunkt:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{Q \cdot \Delta p}{P_{p,N} \cdot 600 \cdot \eta_p}$$



Figur 10.16. Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpen yder i det nominelle driftspunkt et flow på 61 l/min og et tryk på 210 bar. Den tilførte effekt til pumpen er 31 kW.

I figur 10.16 ses virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for en pumpe med variabel fortrængning. Pumpens tryk holdes konstant på 210 bar, og flowet varieres ved at ændre fortrængningen. På figuren ses, at virkningsgraden falder i takt med, at belastningsgraden falder. Ved belastningsgrader mindre end 50 % er faldet i virkningsgraden størst.

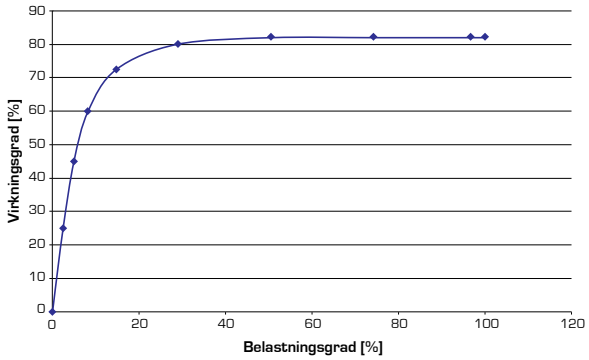


Figur 10.17. Virkningsgrad for pumpe med variabel fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpens fortrængning og tryk holdes konstant (210 bar), men flowet varieres vha. omdrejningstalsregulering. Pumpen yder i det nominelle driftspunkt et flow på 61 l/min og et tryk på 210 bar. Den tilførte effekt til pumpen er 31 kW.

I figur 10.17 ses virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for den samme pumpe, men hvor fortrængning og tryk holdes konstant, men flowet varieres ved hjælp af omdrejningstalsregulering.

På figuren ses et meget lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 25 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt.

Det er således væsentligt mere energieffektivt at variere pumpens flow ved hjælp af omdrejningstalsregulering frem for at variere flowet ved at ændre fortrængningen.



Figur 10.18. Virkningsgrad for pumpe med fast fortrængning som funktion af belastningsgraden. Pumpen yder i det nominelle driftspunkt et flow på 114 l/min og et tryk på 415 bar. Den tilførte effekt til pumpen er 98 kW. Pumpens omdrejningstal er 1.800 o/min.

I figur 10.18 ses virkningsgraden som funktion af belastningsgraden for en pumpe med fast fortrængning. Da fortrængningen er fast, vil flowet stort set være konstant uanset systemtrykket. Der ses et meget lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 30 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt. Denne forringelse sker, når systemtrykket bliver tilstrækkeligt lavt (for denne pumpe mindre end 100 bar).

Pumpens flow kan kun varieres ved hjælp af omdrejningstalsregulering. Ved eksempelvis fastholdt tryk og reduceret omdrejningstal (reduceret flow) vil virkningsgraden som funktion af belastningsgraden være uændret.

Virkningsgradskurven i figur 10.18 vil således være uforandret ved eksempelvis et omdrejningstal på 1.500 o/min.

Dette viser igen, at den mest energieffektive reguleringsform for en hydraulikpumpe er omdrejningstalsregulering.

10.6 Anden motordrift

Homogenisator

Homogenisatorens belastningsgrad defineres:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{(p_{homogenisering} - p_{tilgang}) \cdot 105 \cdot q}{3.600 \cdot p_{hydraulisk,N}}$$

Omrøring

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt, der skal tilføres omrøreren i et aktuelt driftspunkt, og den effekt, der skal tilføres omrøreren i det nominelle driftspunkt (ved max. omløbstal).

Belastningsgraden i et givet driftspunkt:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{Ne \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_R^5}{P_{o,N}}$$

Transportudstyr

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt, der skal tilføres båndet i et aktuelt driftspunkt, og den effekt, der skal tilføres båndet i det nominelle driftspunkt (ved max. omløbstal).

Belastningsgraden i et givet driftspunkt:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{\omega \cdot M}{P_{b,N}}$$

Se også figur 6.21.

11 Transmission – belastningsgrad

11.1 Remtransmissioner

Virkningsgraden for remtrækket afhænger af belastningsgraden.

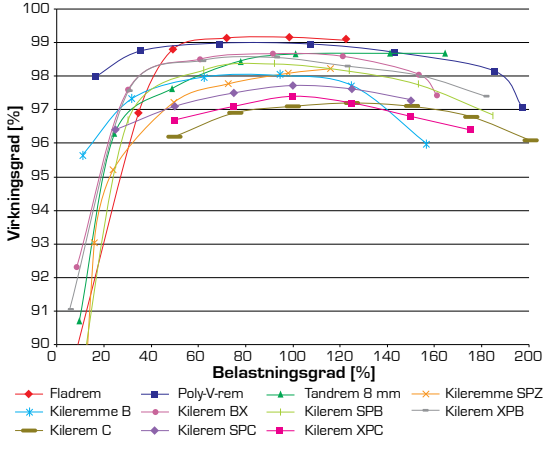
Belastningsgraden for en rem defineres:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{P_r}{P_{r,N}}$$

hvor:

- P_r er den aktuelle remeffekt [kW]
- $P_{r,N}$ er den nominelle remeffekt [kW]

Den nominelle remeffekt findes i kataloger, og udtrykker den effekt remmen er i stand til at overføre ved et givent omdrejningstal og udvekslingsforhold.



Figur 11.1. Virkningsgrader som funktion af belastningsgraden for fladrem, Poly-V-rem, tandrem og kilerem.

I figur 11.1 ses virkningsgrader som funktion af belastningsgraden for forskellige remtyper.

Undersøgelser har påvist, at hovedparten af alle motorer i industrien er overdimensionerede. Da remtransmissioner typisk overdimensioneres i forhold til mærkeeffekten på motoren, og derfor overdimensioneres endnu mere i forhold til den aktuelle belastning, ses remtransmissioner ofte med belastningsgrader på mellem 20 og 50 %.

Dette stiller anderledes krav til remtransmissioner, da de nu ikke kun skal have høj virkningsgrad ved den effekt, som de individuelle remtyper burde overføre (100 %), men også skal have en høj virkningsgrad ved lave belastningsgrader (20-50 %).

Det er derfor ønskværdigt, at kurven for virkningsgraden som funktion af belastningen er så "flad og lang på toppen" som muligt. Som det fremgår af figur 11.1, besidder flad- og Poly-V-remmen på dette punkt de bedste egenskaber.

Kileremmene er den remtype med mindst "topflade", som dog fordelagtigt er placeret mellem 50 og 100 %, hvor mange remtransmissioner opererer.

Tandremmene opnår først maksimal virkningsgrad omkring 100 %. Ved højere belastningsgrader opretholdes den maksimale virkningsgrad, da tandremme ikke har sliptab. Overbelastning er også et problem, idet en

overbelastning med bare 20 % reducerer remtrækkets levetid med 30 %.

11.2 Gear

Virkningsgraden for et gear afhænger af belastningsgraden samt driftsformen.

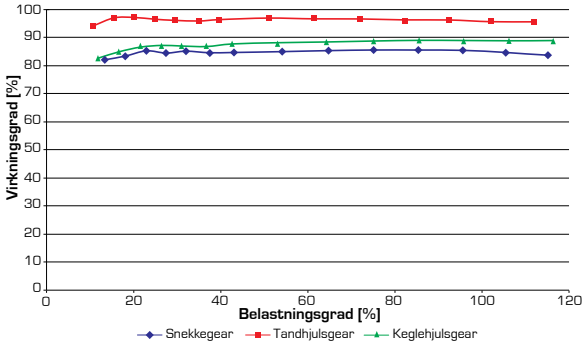
Belastningsgraden for et gear defineres:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{P_g}{P_{g,N}}$$

hvor:

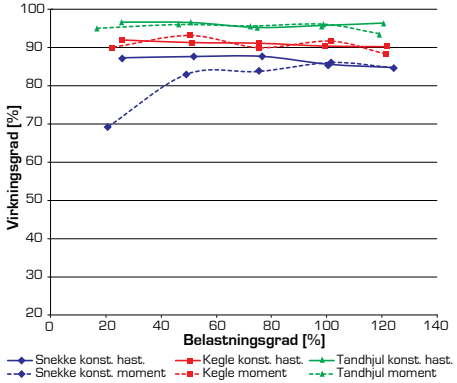
- P_g er den aktuelle geareffekt [kW]
- $P_{g,N}$ er den nominelle geareffekt [kW]

Den nominelle geareffekt er en katalogværdi, der udtrykker den effekt, gearet er i stand til at overføre ved et givent omdrejningstal og udvekslingsforhold.



Figur 11.2. Virkningsgrader for snekke-, tandhjuls- og keglehjulsgear som funktion af belastningsgrad (variabelt moment og konstant omløbstal).

I figur 11.2 ses virkningsgrader for et tandhjulsgear, et keglehjulsgear og et snekkegear som funktion af belastningsgraden. Driftsformen er variabelt moment og konstant omløbstal. Dette er en driftsform, der typisk benyttes for transportbånd. Som det ses på figuren, er virkningsgraderne for gearene næsten konstante uanset belastningsgraden. Først ved meget lave belastningsgrader (under 20 %) sker der et lille fald i virkningsgraden.



Figur 11.3. Virkningsgrader for snekke-, tandhjuls- og keglehjulsgear som funktion af belastningsgraden og ved to forskellige driftsformer (konstant omløbstal og variabelt moment og variabelt omløbstal og konstant moment).

I figur 11.3 ses virkningsgrader for de tre typer gear som funktion af belastningsgraden ved to driftsformer (konstant omløbstal og variabelt moment samt variabelt omløbstal og konstant moment). Som det ses i figuren, har driftsformen ingen nævneværdig betydning for kegle- og tandhjulsgear. For snekkegear forholder det sig anderledes. Hvis snekkegearet benyttes ved driftsformen, hvor omløbstallet er variabelt og momentet konstant, vil virkningsgraden falde markant ved lave belastninger. Med mindre særlige forhold taler for det, bør driftsformen for snekkegear ændres til konstant omløbstal og variabelt moment.

Forholdene viser, at der ved projektering af motordrevne maskinsystemer, hvor udveksling mellem motor og belastning er nødvendig, bør vælges tandhjulsgear. Anvendelse af snekkegear bør undgås, specielt ved store udvekslingsforhold.

12 Motor – belastningsgrad

Elmotorer

Elmotorer skal overholde trin 3-kravene, der gælder fra 1. januar 2017, i EU-kommissionens forordning nr. 327/2011 om miljøvenligt design af elmotorer.

I henhold til trin 3-kravene skal alle motorer med en mærkelast på 0,75-375 kW enten have en effektivitet svarende til effektivitetsklasse IE3 eller opfylde kravene i effektivitetsklasse IE2 og være udstyret med frekvensomformer.

Effektiviteten eller virkningsgraden for en elmotor afhænger af størrelsen (den nominelle akseleffekt) og af belastningsgraden.

Belastningsgraden for elmotoren defineres:

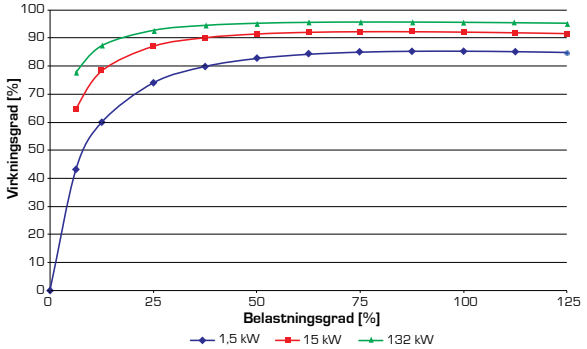
$$\text{Belastningsgrad} = \frac{P_m}{P_{m,N}}$$

hvor:
- P_m er den aktuelle akseleffekt [kW]
- $P_{m,N}$ er den nominelle akseleffekt [kW]

12.1 Asynkronmotorer

I figur 12.1 ses virkningsgrader for tre 4-polede IE3 asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden. For alle tre motorer ses, at virkningsgraden er næsten konstant ved belastningsgrader mellem 75 og 125 %.

Når belastningsgraden nærmer sig 25 %, sker der betydelige reduktioner i virkningsgraderne for de tre motorer. Den største reduktion ses for den lille motor.

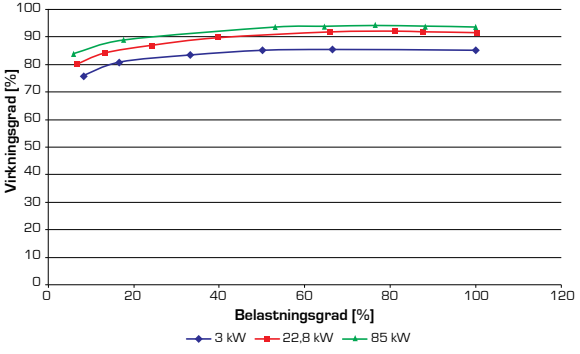


Figur 12.1. Virkningsgrad for 4-polede standard asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden.

Disse forhold viser, at der ved projektering af motordrevne maskinsystemer altid bør vælges IE3 eller IE4 motorer.

Endvidere bør motorstørrelsen vælges således, at belastningsgraden ligger mellem 75 og 100 %, hvor den højest mulige virkningsgrad opnås.

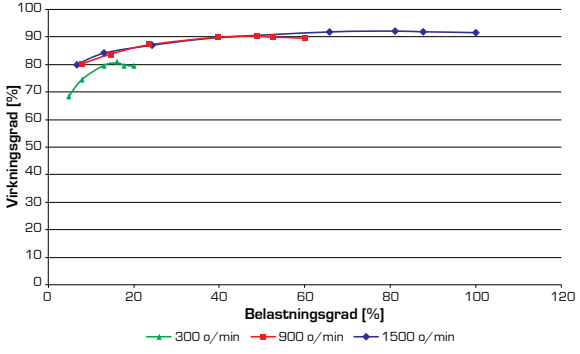
12.2 PM motorer



Figur 12.2. Virkningsgrad for 4-polede PM motorer med frekvensomformere som funktion af belastningsgraden.

I figur 12.2 ses virkningsgrader for tre 4-polede PM motorer med frekvensomformer som funktion af belastningsgraden. For alle tre drev (motor og frekvensomformer) ses, at virkningsgraden er næsten konstant ved belastningsgrader mellem 50 og 100 %.

Når belastningsgraden nærmer sig 25 %, sker der beskedne reduktioner i virkningsgraderne for de tre drev. Belastningsgraden skal under 15 %, før der for alvor sker fald i virkningsgraderne.



Figur 12.3. Virkningsgrad for 22,8 kW PM motor med frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningstal som funktion af belastningsgraden.

I figur 12.3 ses virkningsgrader for en 22,8 kW PM motor med frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningstal som funktion af belastningsgraden. Ved et omdrejningstal på 300 o/min falder virkningsgraden kraftigt ved belastningsgrader under 15 %. Ved et omdrejningstal på 900 o/min og 1.500 o/min er virkningsgraden langsomt faldende ved belastningsgrader under 40 %.

13 Styring og regulering – belastningsgrad

13.1 Softstarter

I figur 13.1 ses virkningsgraden for en softstarter som funktion af belastningsgraden.

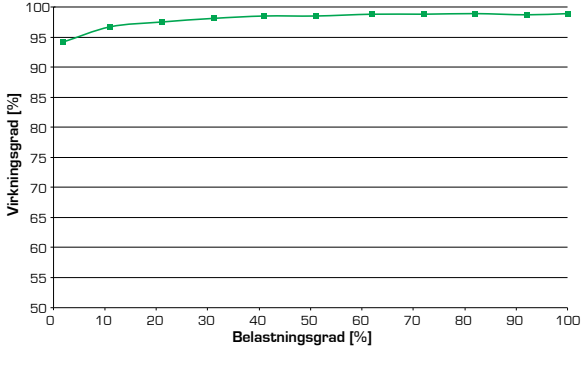
Belastningsgraden for softstarteren defineres:

$$\text{Belastningsgrad} = \frac{P_s}{P_{s,N}}$$

hvor:

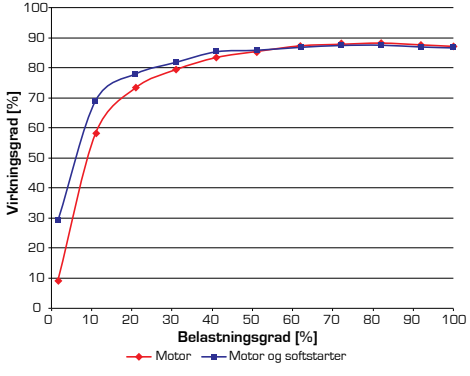
- P_s er den aktuelle afgivne effekt til motoren [kW]
- $P_{s,N}$ er den nominelle afgivne effekt til motoren [kW]

Softstarteren er beregnet anvendt til en motor med en nominel akseleffekt på 7,5 kW.



Figur 13.1. Virkningsgraden for en softstarter som funktion af belastningsgraden anvendt på en 7,5 kW motor.

Som det ses i figur 13.1, er virkningsgraden stort set konstant ved belastningsgrader mellem 30 og 100 %. Når belastningsgraden kommer under 30 %, sker der et meget lille fald i virkningsgraden.



Figur 13.2. Virkningsgraden for en 7,5 kW standardmotor med og uden softstarter som funktion af belastningsgraden.

I figur 13.2 ses virkningsgrader som funktion af belastningsgraden for en standardmotor med en nominel akseleffekt på 7,5 kW. Endvidere ses virkningsgrader for motoren og en softstarter (samlet set) som funktion af belastningsgraden. Det ses, at motorens virkningsgrad er lidt højere end den samlede virkningsgrad for motor og softstarter, når belastningsgraden er højere end 60 %. Her er der en fordel i at udkoble softstarteren via en bypass kontaktor.

Hvis belastningsgraden er lavere end 60 %, kan der opnås en højere virkningsgrad ved, at softstarteren forbliver indkoblet. Det skyldes, at alle softstartere har en energisparefunktion, hvor spændingen tilpasses det aktuelle behov.

13.2 Frekvensomformer

I figur 13.3 ses virkningsgraden for en frekvensomformer som funktion af belastningsgraden.

Belastningsgraden for frekvensomformeren defineres:

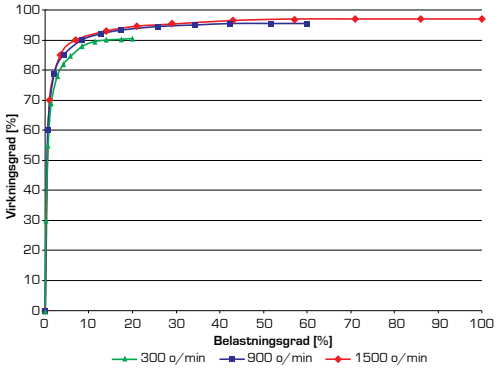
$$\text{Belastningsgrad} = \frac{P_f}{P_{f,N}}$$

hvor:

- P_f er den aktuelle afgivne effekt til motoren [kW]
- $P_{f,N}$ er den nominelle afgivne effekt til motoren ved nominelt omløbstal [kW]

Frekvensomformeren er beregnet anvendt til en 4-polet motor med et nominelt omløbstal på 1.500 o/min, et nominelt moment på 140 Nm og en nominel akseleffekt på 22 kW.

En frekvensomformer er, som nævnt i afsnit 9.2, i stand til at variere spændingen og frekvens til motoren, således at motoren kan yde det nominelle moment ved forskellige omløbstal. Derfor ses det i figur 13.3, at den maksimale belastningsgrad falder proportionalt med reduktionen i omløbstallet.



Figur 13.3. Virkningsgrad for frekvensomformer som funktion af belastningsgraden anvendt på en 22 kW motor.

Som det ses, afhænger virkningsgraden både af belastningsgraden og motorens omløbstal.

Det fremgår, at virkningsgraden for frekvensomformeren falder, når omløbstallet reduceres (og motorens moment holdes konstant). Som det ses, reduceres virkningsgraden betydeligt, når omløbstallet reduceres til 300 o/min.

Ved nominelt omløbstal på 1.500 o/min ses det, at virkningsgraden stort set er konstant ved belastningsgrader mellem 40 og 100 %. Ved belastningsgrader lavere end 40 % er der fald i virkningsgraden. Belastningsgraden skal dog under 20 %, før virkningsgraden for alvor begynder at falde.

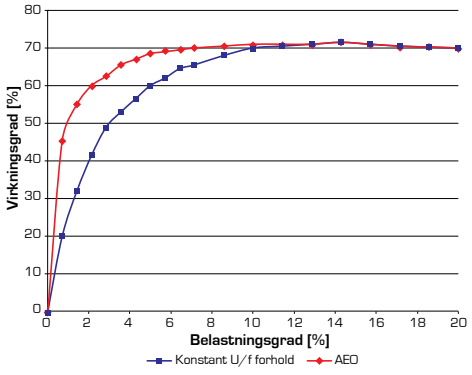
Ved et omløbstal på 900 o/min ses det, at virkningsgraden næsten er konstant ved belastningsgrader mellem 25 og 60 %. Belastningsgraden skal under 15 %, før virkningsgraden for alvor begynder at falde.

Ved et omløbstal på 300 o/min ses det, at virkningsgraden stort set er konstant ved belastningsgrader mellem 10 og 20 %. Når belastningsgraden kommer under 10 %, sker der et betydeligt fald i virkningsgraden.

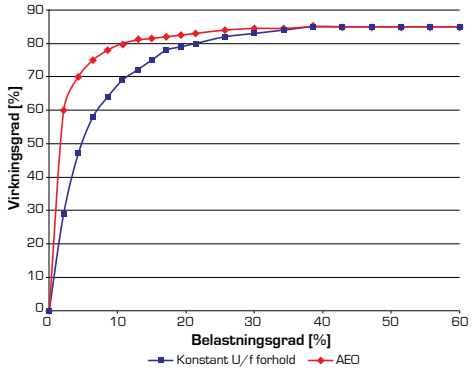
I figurerne 13.4-13.6 ses virkningsgrader for nævnte motor og frekvensomformer (samlet set) som funktion af belastningsgraden. Virkningsgradskurverne er vist for tre omløbstal på 300, 900 og 1.500 o/min og for styrestrategierne konstant spændingsfrekvensforhold og AEO.

På figurerne ses, at en reduktion af omdrejningstallet fra 1.500 o/min til 900 o/min giver anledning til en relativ lille reduktion af virkningsgraden for det samlede drev (motor og frekvensomformer) ved belastningsgrader mellem 0 og 60 % for begge styrestrategier.

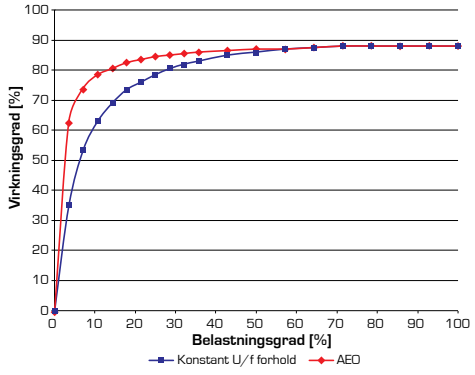
Reduceres omdrejningstallet til 300 o/min, giver det anledning til en betydelig reduktion af virkningsgraden ved belastningsgrader mellem 0 og 20 % for begge styrestrategier.



Figur 13.4. Virkningsgrader for en 22 kW motor og frekvensomformer som funktion af belastningsgraden ved et omløbstal på 300 o/min.



Figur 13.5. Virkningsgrader for en 22 kW motor og frekvensomformer som funktion af belastningsgraden ved et omløbstal på 900 o/min.



Figur 13.6. Virkningsgrader for en 22 kW motor og frekvensomformer som funktion af belastningsgraden ved et omløbstal på 1.500 o/min.

På figurerne ses endvidere, at hvis belastningsgraden kommer under halvdelen af den maksimale belastningsgrad, kan der opnås en fordel ved at anvende en styrestrategi med AEO. Dette gælder både, når motoren ved variabel belastningsgrad kører med konstant omløbstal og variabelt omløbstal.

For ventilatorer og pumper, hvor belastningen (momentbehovet) falder kvadratisk med omløbstallet vil en stor reduktion af omløbstallet derfor medføre en endnu større reduktion af belastningen Der kan således opnås en betydelig forbedring af virkningsgraden for motor og frekvensomformer ved at anvende en styrestrategi med AEO.

14 Virkningsgrad ved variabel belastning for sammensatte systemer

14.1 Ventilationssystemer

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et ventilationssystem bestående af:

- Ventilator med B-hjul
- Optimalt dimensioneret remtræk med Poly-V-rem
- PM motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt på ventilatorakslen. Da der er antaget anvendelse af den optimale omdrejningstalsregulering, hvor driftspunkterne flyttes langs en affinitetsparabel (faldende volumenstrøm og total trykstigning), svarer en belastningsgrad på 25 % derfor til ca. 60 % volumenstrøm.

Tabellerne 14.1-14.3 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 61 %, hvilket er meget langt fra praksis set på specielt de mindre anlæg. Dette indikerer, at der er et stort besparelsespotentiale.

Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på ca. 77 %.

Selvom virkningsgraden fastholdes rimeligt med et beskedent fald på 4-5 procentpoint for små anlæg og 1-2 procentpoint for større anlæg ved en belastningsreduktion til 25 %, kan det af tabellerne vurderes, at specielt den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde betydeligt for små og mellemstore anlæg, såfremt luftmængden reduceres yderligere til f.eks. 50 %, hvor belastningsgraden er reduceret til 12,5 %. For store anlæg skal belastningsgraden meget langt ned, før der vil ske et fald.

Virkningsgrad [%]	Belastningsgrad [%]			
	100	75	50	25
Ventilator (η_v)	79,0	79,0	79,0	79,0
Remtræk (η_r)	97,0	97,0	96,9	96,7
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	85,2	84,6	83,4	79,8
Totalvirkningsgrad	65,2	64,8	63,8	61,0

Tabel 14.1. Virkningsgrader for små ventilationssystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 0-4 kW.

Virkningsgrad [%]	Belastningsgrad [%]			
	100	75	50	25
Ventilator (η_v)	81,0	81,0	81,0	81,0
Remtræk (η_r)	97,9	97,9	97,9	97,7
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	92,1	91,8	91,3	89,9
Totalvirkningsgrad	73,1	72,8	72,4	71,1

Tabel 14.2. Virkningsgrader for mellemstore ventilationssystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.

Virkningsgrad [%]	Belastningsgrad [%]			
	100	75	50	25
Ventilator (η_v)	83,0	83,0	83,0	83,0
Remtræk (η_r)	98,9	99,0	99,0	98,8
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	93,9	93,8	93,7	93,3
Totalvirkningsgrad	77,1	77,1	77,0	76,5

Tabel 14.3. Virkningsgrader for store ventilationssystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 30-500 kW.

14.2 Pumpesystemer

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et pumpesystem bestående af:

- In-line blokpumpe
- PM motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt på pumpeakslen. Da der er antaget anvendelse af den optimale omdrejningstalsregulering, hvor driftspunkterne flyttes langs en affinitetsparabel (faldende flow og løftehøjde), svarer en belastningsgrad på 25 % derfor til ca. 60 % flow.

Tabellerne 14.4-14.6 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 62 %, hvilket vurderes at være langt fra praksis, hvor pumperne ofte ses dimensioneret for store i forhold til opgaven. Dette indikerer, at der er et stort besparelsespotentiale.

Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på ca. 82 %.

Selvom virkningsgraden fastholdes rimeligt med et beskedent fald på 1-2 procentpoint ved en belastningsreduktion til 25 %, kan det af tabellerne vurderes, at specielt den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde betydeligt for små og mellemstore systemer, såfremt flowet reduceres yderligere til f.eks. 50 %, hvor belastningsgraden er reduceret til 12,5 %.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**75**	**50**	**25**
Pumpe (η_p)	75,7	75,8	76,0	76,2
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	84,2	84,2	83,8	81,8
Totalvirkningsgrad	63,8	63,8	63,7	62,4

Tabel 14.4. Virkningsgrader for små pumpesystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 0-4 kW.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**75**	**50**	**25**
Pumpe (η_p)	78,8	78,9	79,0	79,3
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	91,9	91,7	91,3	90,2
Totalvirkningsgrad	72,4	72,3	72,1	71,5

Tabel 14.5. Virkningsgrader for mellemstore pumpesystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**75**	**50**	**25**
Pumpe (η_p)	86,3	86,4	86,6	86,6
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	94,7	94,6	94,1	92,8
Totalvirkningsgrad	81,7	81,7	81,5	80,4

Tabel 14.6. Virkningsgrader for store pumpesystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 30-500 kW.

14.3 Trykluftsystemer

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et trykluftsystem bestående af:

- Oliesmurt skruekompressor
- PM motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt på kompressorakslen. Der er antaget anvendelse af den mest optimale reguleringsform, hvor trykket holdes konstant, og volumenstrømmen varieres ved hjælp af omdrejningstalsregulering. En belastningsgrad på 30 % svarer til 25 % volumenstrøm.

For små kompressorer benyttes reguleringsformerne on/off eller fuldlast/aflast drift. Derfor vises kun totalvirkningsgrader for mellemstore og store kompressorer.

Tabel 14.7 og 14.8 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 63 %.

Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på ca. 78 %.

Virkningsgraden fastholdes rimeligt med et beskedent fald på 1-2 procentpoint ved en belastningsreduktion til 50 %. Ved lavere belastningsgrader ses det i tabellerne, at både kompressorvirkningsgraden og den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde betydeligt.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**70**	**50**	**30**
Kompressor (η_k)	80,1	81,2	80,0	71,0
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	93,3	92,8	91,9	89,0
Totalvirkningsgrad	74,4	75,3	73,5	63,2

Tabel 14.7. Virkningsgrader for mellemstore trykluftsystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**70**	**50**	**30**
Kompressor (η_k)	82,3	82,5	82,2	78,0
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	94,9	94,8	94,3	92,2
Totalvirkningsgrad	78,1	78,2	77,5	71,9

Tabel 14.8. Virkningsgrader for store trykluftsystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 30-500 kW.

14.4 Kølesystemer

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et kølesystem bestående af:

- Stempelkompressor
- Asynkronmotor (IE3)

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt på kompressorakslen. Der er antaget anvendelse af den mest optimale reguleringsform, hvor kapaciteten ændres ved ind- og udkobling af cylindre. En belastningsgrad på 40 % svarer til 25 % kapacitet.

For små kompressorer benyttes reguleringsformen on/off. Derfor vises kun totalvirkningsgrader for mellemstore og store kompressorer.

Tabel 14.9 og 14.10 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 44 %.

Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på ca. 76 %.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**80**	**60**	**40**
Kompressor (η_k)	78,0	74,0	66,0	51,0
Motor (η_m)	91,7	91,2	90,0	86,9
Totalvirkningsgrad	71,5	67,5	59,4	44,3

Tabel 14.9. Virkningsgrader for mellemstore kølesystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**80**	**60**	**40**
Kompressor (η_k)	79,0	77,0	73,0	65,0
Motor (η_m)	96,0	96,3	96,1	94,4
Totalvirkningsgrad	75,8	74,2	70,2	61,4

Tabel 14.10. Virkningsgrader for store kølesystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 30-500 kW.

14.5 Hydrauliksystemer

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et hydrauliksystem bestående af:

- Aksial stempelpumpe med variabel fortrængning
- PM motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt på pumpeakslen. Der er antaget anvendelse af omdrejningstalsregulering, hvor trykket holdes konstant, mens flowet varieres ved ændring af motorens omdrejningstal. En belastningsgrad på 25 % svarer til et flow på 25 % af det maksimale.

Tabel 14.11 og 14.12 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 80 %, hvilket vurderes at være meget langt fra praksis set på specielt anlæg med overstrømningsregulering. Dette indikerer, at der er et stort besparelsespotentiale.

Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på ca. 88 %.

Virkningsgraden fastholdes rimeligt for mellemstore anlæg med et beskedent fald på 1-2 procentpoint ved en belastningsreduktion til 50 %. For store anlæg er virkningsgraden stort set uændret. Ved lavere belastningsgrader ses det i tabellerne, at specielt den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde betydeligt.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**75**	**50**	**25**
Pumpe (η_p)	93,0	93,1	92,9	90,5
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	93,9	93,5	92,6	88,8
Totalvirkningsgrad	87,3	87,1	86,0	80,4

Tabel 14.11. Virkningsgrader for mellemstore hydrauliksystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**75**	**50**	**25**
Pumpe (η_p)	93,1	93,0	93,0	91,5
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	94,8	94,8	94,3	91,0
Totalvirkningsgrad	88,3	88,2	87,7	83,3

Tabel 14.12. Virkningsgrader for store hydrauliksystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 30-500 kW.

14.6 Transportbånd

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et transportsystem bestående af:

- Tandhjulsgear
- PM motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt til båndet. Der er antaget anvendelse af den optimale omdrejningstalsregulering, hvor momentet holdes konstant, mens båndhastigheden varieres ved ændring af motorens omdrejningstal. En belastningsgrad på 25 % svarer til en båndhastighed på 25 % af den maksimale.

Tabel 14.13 og 14.14 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 62 %, hvilket er meget langt fra praksis set på specielt anlæg med snekkegear. Dette indikerer, at der er et stort besparelsespotentiale.

Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på ca. 87 %.

Virkningsgraden fastholdes med et beskedent fald på 3-4 procentpoint ved en belastningsreduktion til 50 %. Herefter kan det ses i tabellerne, at den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde betydeligt, såfremt båndhastigheden og dermed belastningsgraden reduceres yderligere til 25 % og derunder.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**75**	**50**	**25**
Gear (η_g)	95,9	95,6	95,4	95,2
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	79,4	78,2	75,1	65,0
Totalvirkningsgrad	76,1	74,8	71,6	61,9

Tabel 14.13. Virkningsgrader for små transportbånd ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 0-4 kW.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**75**	**50**	**25**
Gear (η_g)	95,9	95,6	95,4	95,2
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	90,6	89,8	87,8	80,5
Totalvirkningsgrad	86,9	85,8	83,8	76,6

Tabel 14.14. Virkningsgrader for mellemstore transportbånd ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.

14.7 Omrører

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad falder ud for et omrører system bestående af:

- Tandhjulsgear
- PM motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt til omrøreren. Der er antaget anvendelse af den optimale omdrejningstalsregulering, hvor omrørerens omdrejningstal varieres ved ændring af motorens omdrejningstal. En belastningsgrad på 50 % svarer til et omdrejningstal på 80 % af den maksimale.

Tabel 14.15 og 14.16 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på ca. 82 %.

Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på ca. 88 %.

Virkningsgraden fastholdes rimeligt med et beskedent fald på 0,5-1 procentpoint ved en belastningsreduktion til 25 %. Ved lavere belastningsgrader ses det i tabellerne, at specielt den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde en del.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**70**	**60**	**50**
Gear (η_g)	96,5	96,8	97,0	97,1
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	85,3	84,9	84,6	84,1
Totalvirkningsgrad	82,3	82,2	82,0	81,7

Tabel 14.15. Virkningsgrader for små omrørere ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 0-4 kW.

	Belastningsgrad [%]			
Virkningsgrad [%]	**100**	**70**	**60**	**50**
Gear (η_g)	96,2	96,6	96,8	96,9
Motor og frekvensomformer ($\eta_m + \eta_f$)	91,1	90,6	90,3	89,9
Totalvirkningsgrad	87,6	87,5	87,4	87,1

Tabel 14.16. Virkningsgrader for mellemstore omrørere ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.

15 Effektoptag ved variabel belastning for sammensatte systemer

Behovet for et maskinsystems ydelse eller kapacitet er sjældent konstant, men varierer over døgnet og året. Der kan derfor opnås væsentlige elbesparelser ved at kapacitetsregulere.

For de enkelte maskinsystemer findes der mange anvendelige reguleringsformer, hvoraf nogle er mere effektive end andre.

I dette kapitel fokuseres der på hvilken betydning, valget af reguleringsform vil få på de enkelte komponenter i maskinsystemet. Der foretages beregninger af effektoptag og virkningsgrader for de enkelte komponenter i systemet ved forskellige belastningsgrader.

15.1 Ventilationssystemer

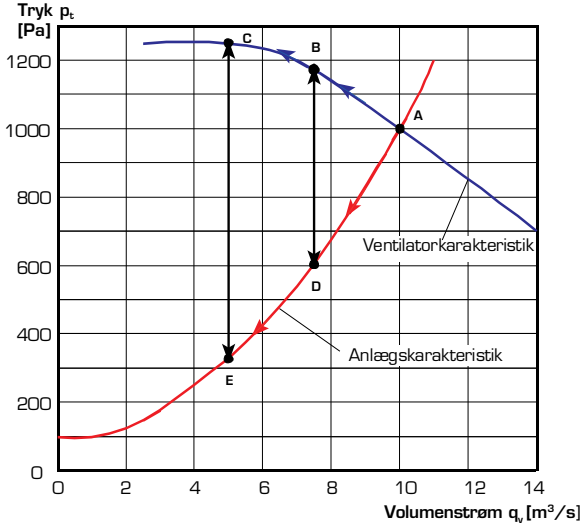
Som eksempel inden for ventilationsområdet er valgt et industrielt udsugningsanlæg, der betjener flere industriprocesser. Anlæggets nominelle arbejdspunkt punkt A i figur 15.1 er (q_v,p_t) = (10 m^3/s, 1.000 Pa).

I anlægget benyttes en centrifugalventilator med B-hjul. Endvidere benyttes et remtræk bestående af to fortandede kileremme XPB, en 15 kW motor og en frekvensomformer.

Beregningerne af effektoptag og virkningsgrader sker for to reguleringsformer:

1. Spjældregulering
2. Trykstyret omdrejningstalsregulering med VAV-spjæld og frekvensomformer

Beregningerne er foretaget ved henholdsvis 100 %, 75 % og 50 % udsuget volumenstrøm. Arbejdspunktet A er fælles for de to reguleringsformer. Arbejdspunkterne B og C fremkommer ved spjældregulering, mens arbejdspunkterne D og E fremkommer ved den trykstyrede omdrejningstalsregulering.



Figur 15.1. Spjæld- og omdrejningstalsregulering af ventilator. Afstanden mellem B og D henholdsvis C og E viser tabet ved spjældregulering i forhold til omdrejningstalsregulering.

15.1.1 Ventilator

Ved de forskellige volumenstrømme er ventilatorens effekt beregnet ved forskellige reguleringsformer.

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem den aktuelle ventilatoreffekt P_v og den nominelle ventilatoreffekt ved 100 % volumenstrøm.

Ventilatorvirkningsgraden η_v beregnes som forholdet mellem hydraulisk effekt og ventilatoreffekt:

$$\eta_v = \frac{P_{hyd}}{P_v}$$

Volumenstrøm [%]	Hydraulisk effekt P_{hyd} [kW]	Belastningsgrad [%]	Ventilator-virkningsgrad η_v [%]	Ventilator effekt P_v [kW]
	Spjældregulering			
100	10,0	100	83	12[1)]
75	9,0	92	82	11
50	6,3	77	68	9,2
	Omdrejningstalsregulering			
100	10,0	100	83	12[1)]
75	4,5	45	84	5,4
50	1,6	16	84	1,9

1) Nominel effekt ved 100 % volumenstrøm.

Tabel 15.1. Sammenligning mellem hydraulisk effekt, belastningsgrad, ventilatorvirkningsgrad og ventilatoreffekt ved spjæld- og omdrejningstalsregulering.

15.1.2 Remtræk

Den nødvendige nominelle remeffekt beregnes:

$P_r = c_1 \cdot P_{v\,(100\,\%)}$

Hvor c_1 er en servicefaktor der findes i remproducenternes designmanualer.

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem ventilatoreffekten P_v og den nominelle remeffekt P_r. Som det ses, afhænger den nominelle remeffekt af motorens omdrejningstal.

Som eksempel kan den nominelle remeffekt beregnes til:

$P_{rm} = 1{,}2 \cdot 12\ \text{kW} = 14{,}4\ \text{kW}$

Ventilatoreffekten er aflæst i tabel 15.2.

Ved hjælp af MotorSystemsTool er der fundet en remtransmission, der har en nominel remeffekt, der er så tæt på de 14,4 kW som muligt, hvilket er fint, da den nominelle remeffekt for transmissionen er 15,7 kW.

Volumenstrøm [%]	Nominel remeffekt P_r [kW]	Belastnings-grad [%]	Ventilator effekt P_v [kW]	Remvirknings-grad η_r [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]
Spjældregulering					
100	15,7	76	12	93,2	12,9
75	15,7	70	11	93,2	11,8
50	15,7	59	9,2	93,0	9,9
Omdrejningstalsregulering					
100	15,7	76	12	93,2	12,9
75	12,2	44	5,4	92,8	5,8
50	8,9	21	1,9	89,9	2,1

Tabel 15.2. Sammenligning mellem nominel remeffekt, belastningsgrad, ventilatoreffekt, remvirkningsgrad og motorakseleffekt ved spjæld- og omdrejningstalsregulering.

15.1.3 Motor og frekvensomformer

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem motor akseleffekten P_{aksel} og den nominelle motor akseleffekt $P_{motor, nom}$.

Volumenstrøm [%]	Nominel motor effekt $P_{motor, nom}$ [kW]	Belastnings-grad [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]	Virkningsgrad η_m og η_f 1) [%]	Effektoptag net P_{net} [kW]
Spjældregulering					
100	15	86	12,9	88,9	14,5
75	15	79	11,8	88,9	13,3
50	15	66	9,9	88,3	11,2
Omdrejningstalsregulering					
100	15	86	12,9	86,8	14,9
75	15	39	5,8	84,3	6,9
50	15	14	2,1	75,4	2,8

1) η_f er kun aktuel ved omdrejningstalsregulering.

Tabel 15.3. Sammenligning mellem nominel motoreffekt, belastningsgrad, akseleffekt, virkningsgrad og effektoptag på nettet ved spjæld- og omdrejningstalsregulering.

15.1.4 Effektfordeling ved spjæld- og omdrejningstalsregulering

I figur 15.2 ses effektfordelinger ved spjældregulering for de tre forskellige belastningsniveauer 100 % 75 % og 50 %, relateret til tabellerne 15.1-15.3.

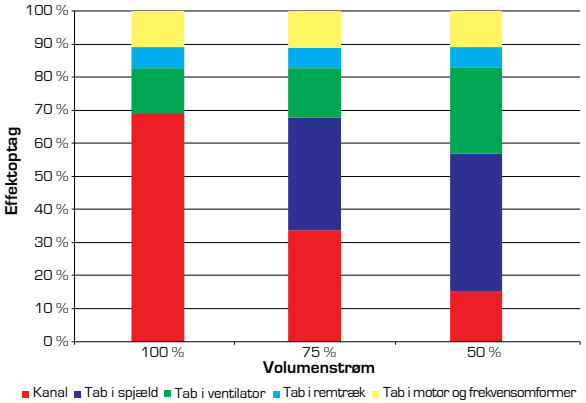
Når volumenstrømmen reduceres ved spjældregulering, ses det, at tabene i spjæld og ventilator kommer til at udgøre den største del af motorens effektoptag. Ved 50 % volumenstrøm udgør tabene i spjæld og ventilator henholdsvis 41 % og 26 % af motorens effektoptag.

Det store tab i ventilatoren skyldes, at virkningsgraden for ventilatoren er faldet betydeligt fra 83 % til 68 %. Det er generelt gældende for ventilatorer, at deres virkningsgrad forringes betydeligt ved reduktion af volumenstrømme via spjældregulering.

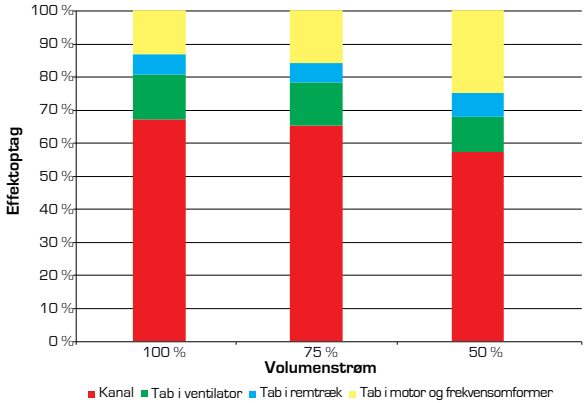
Motortabets andel af effektoptaget er stort set uændret ved 75 % og 50 % volumenstrøm, hvilket skyldes, at belastningsgraden og dermed virkningsgraden for motoren forbliver relativ høj ved de reducerede volumenstrømme.

I figur 15.3 ses effektfordelingen ved omdrejningstalsregulering.

Når volumenstrømmen reduceres ved omdrejningstalsregulering, ses det, at tabene i motor og frekvensomformer kommer til at udgøre den største del af motorens effektoptag. Ved 50 % udsuget volumenstrøm udgør tabet i motor og frekvensomformer 25 % af motorens effektoptag. Dette skyldes, at belastningsgraden for disse to komponenter er faldet betydeligt fra 86 % til 14 %. Det store fald i belastningsgraden for motoren og frekvensomformeren har samtidig betydet et stort fald i virkningsgraden fra 87 % til 75 %.



Figur 15.2. Effektfordelinger ved spjældregulering.

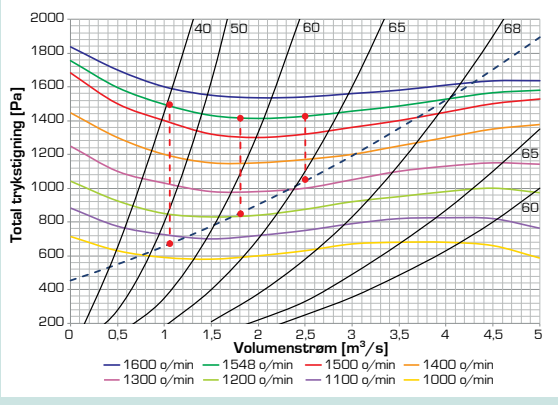


Figur 15.3. Effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering.

Eksempel 10 – Regulering af ventilationssystem

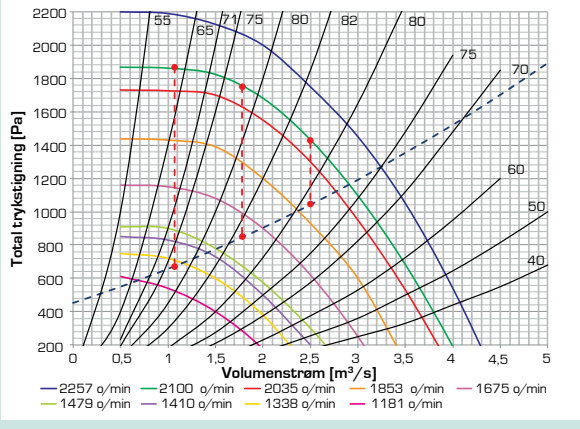
Undersøgelse af effektfordelinger ved tre reguleringsformer:

1. Spjældregulering af det eksisterende ventilationssystem (ventilator med F-hjul).
2. Spjældregulering ved anvendelse af energieffektiv ventilator (ventilator med B-hjul) og IE3 motor.
3. Omdrejningstalsregulering ved anvendelse af energieffektiv ventilator (direkte drevet) og PM motor og ventilator med B-hjul.



Figur 15.4. Tre driftspunkter for karakteristikken for eksisterende ventilator ved to reguleringsformer.

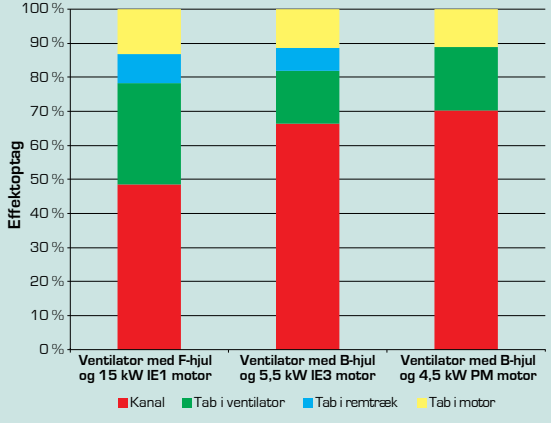
I figur 15.4 er markeret tre driftspunkter på karakteristikken for den eksisterende ventilator. Som det ses, ligger driftspunkterne på ventilatorkurven ved et omdrejningstal på 1.548 o/min. Anlægskarakteristikken er vist, og de tre volumenstrømme markeret. Den lodrette afstand mellem ventilatorkarakteristikken og anlægskarakteristikken (den stiplede kurve) er et udtryk for tryktabet i spjældene. Som det ses, øges afstanden, når luftmængden reduceres.



Figur 15.5. Tre driftspunkter på karakterisik for ny ventilator ved to reguleringsformer.

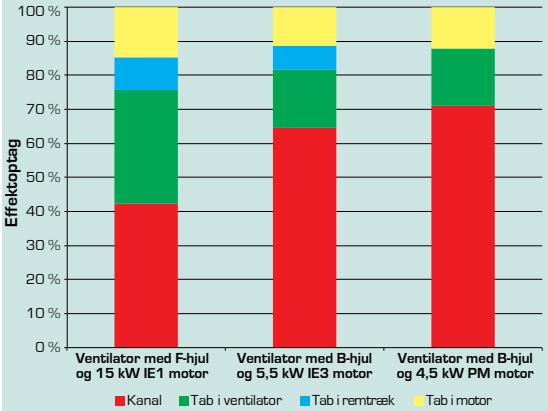
I figur 15.5 er to forskellige reguleringsformer for den nye ventilator og samme anlægskarakteristik som for den eksisterende ventilator indtegnet. Som det ses, ligger driftspunktet på ventilatorkurven ved et omdrejningstal på 2.100 o/min ved 100 %. volumenstrøm.

Driftspunkterne ved de tre volumenstrømme er markeret for hver af de to reguleringsformer. Ved omdrejningstalsregulering langs anlægskarakteristikken ses, at trykstigningen falder, mens den stiger ved spjældregulering.



Figur 15.6. Effektfordelinger ved 100 % volumenstrøm.

I figur 15.6 ses effektfordelinger for hver af de tre ventilationssystemer ved 100 % volumenstrøm. Det skal nævnes, at tabet i maskinsystemet ved 100 % volumenstrøm reduceres fra 52 % til 30 % ved systemoptimeringen.



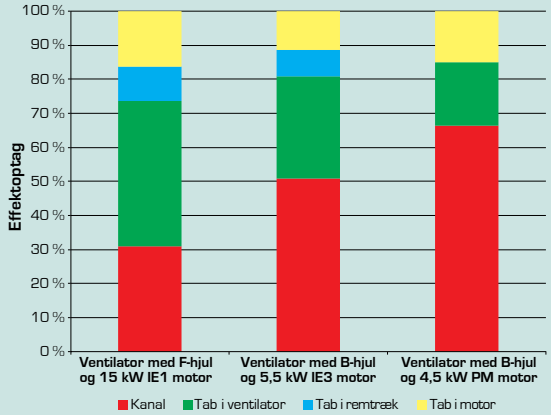
Figur 15.7. Effektfordelinger ved 75 % volumenstrøm.

I figur 15.7 ses effektfordelinger for de tre ventilationssystemer ved 75 % volumenstrøm.

Det ses, at tabet for det eksisterende system er steget fra 52 % til 58 %. Der er primært tale om større tab i motor og ventilator.

Tabet i det forbedrede system er steget fra 34 % til 37 %. Det skyldes primært et større tab i ventilatoren, da virkningsgraden her er væsentligt reduceret.

Tabet i det optimerede system er stort set uændret. Tabet i motoren er steget lidt, mens tabet i ventilatoren er faldet lidt.



Figur 15.8. Effektfordelinger ved 50 % volumenstrøm.

I figur 15.8 ses effektfordelinger for de tre ventilationssystemer ved 50 % volumenstrøm.

Det ses, at tabet for det eksisterende system nu er steget fra 52 % til 69 %. Der er primært tale om større tab i ventilatoren. Virkningsgraden er således faldet til ca. 41 %.

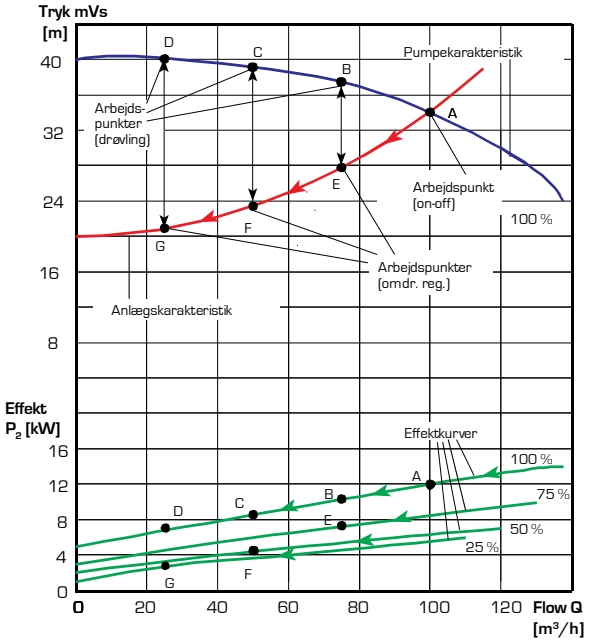
Tabet i det forbedrede system er steget fra 37 % til 49 %. Det skyldes igen et større tab i ventilatoren, da virkningsgraden her er væsentligt reduceret.

Tabet i det optimerede system er steget fra 29 % til 34 %. Det skyldes, at tabet i både motoren og ventilatoren er steget.

15.2 Pumpesystemer

Som eksempel inden for pumpeområdet er valgt et industrielt transportanlæg. Anlæggets nominelle arbejdspunkt punkt A i figur 15.9 er (Q,H) = (100 m³/h, 34 m).

I anlægget benyttes en tørløberpumpe. Endvidere benyttes en 15 kW motor og en frekvensomformer.



Figur 15.9. Drøvle-, omdrejningstals- og on/off-regulering af pumpe.

Beregningerne af effektoptag og virkningsgrader sker for tre reguleringsformer:

1. Drøvleregulering
2. Omdrejningstalsregulering
3. On/off-regulering med reservoir

Beregningerne er foretaget ved henholdsvis 100 %, 75 %, 50 % og 25 % flow.

Driftspunktet A er fælles for de tre reguleringsformer. Driftspunkterne B, C og D fremkommer ved drøvleregulering, mens driftspunkterne E, F og G fremkommer ved omdrejningstalsregulering.

15.2.1 Pumpe

Ved fire forskellige flow er pumpens effekt beregnet ved de tre reguleringsformer.

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem den aktuelle pumpeeffekt P_p og den nominelle pumpeeffekt ved 100 % flow.

Pumpevirkningsgraden η_p beregnes som forholdet mellem hydraulisk effekt og pumpeeffekt:

$$\eta_p = \frac{P_{hyd}}{P_p}$$

Flow [%]	Hydraulisk effekt P_{hyd} [kW]	Belastningsgrad [%]	Pumpe-virkningsgrad η_p [%]	Pumpe effekt P_p [kW]
Drøvleregulering				
100	9,3	100	78,3	12,0[1)]
75	7,7	85	75,5	10,2
50	5,4	71	63,9	8,5
25	2,7	56	41,1	6,7
Omdrejningstalsregulering				
100	9,3	100	78,3	12,0[1)]
75	5,7	61	77,6	7,3
50	3,2	38	71,2	4,5
25	1,4	23	50,9	2,8
On/off-regulering				
100	9,3	100	78,3	12,0[1)]

1) Nominel effekt ved 100 % flow.

Tabel 15.4. Sammenligning mellem hydraulisk effekt, belastningsgrad, pumpevirkningsgrad og pumpeeffekt ved drøvle-, omdrejningstals- og on/off-regulering af pumpe.

DANSK ENERGI

15.2.2 Motor og frekvensomformer

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem motor akseleffekten P_{aksel} og den nominelle motor akseleffekt $P_{motor,\ nom}$.

Flow [%]	Nominel motor effekt $P_{motor,\ nom}$ [kW]	Belastningsgrad [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]	Virkningsgrad η_m [%]	Effektoptag net P_{net} [kW]
Drøvleregulering					
100	15	80	12,0	89,4	13,4
75	15	68	10,2	89,3	11,4
50	15	57	8,5	88,8	9,6
25	15	45	6,7	87,6	7,6
Omdrejningstalsregulering					
100	15	80	12	86,7	13,8
75	15	49	7,3	85,1	8,6
50	15	30	4,5	81,7	5,5
25	15	19	2,8	75,9	3,7
On/off-regulering					
100	15	80	12	89,4	13,4

Tabel 15.5. Sammenligning mellem nominel motoreffekt, belastningsgrad, akseleffekt motor, virkningsgrad og effektoptag net ved drøvle-, omdrejningstals- og on/off-regulering.

15.2.3 Effektfordelinger ved drøvle-, omdrejningstals- og on/off-regulering

I figur 15.10 ses effektfordelinger ved drøvleregulering for de fire forskellige belastningsniveauer 100 %, 75 %, 50 % og 25 % relateret til tabellerne 15.4 og 15.5.

Når flowet reduceres ved drøvleregulering, ses det, at tabene i ventil og pumpe kommer til at udgøre den største del af motorens effektoptag. Ved 25 % flow udgør tabene i ventil og pumpe henholdsvis 17 % og 53 % af motorens effektoptag.

Det store tab i pumpen skyldes, at virkningsgraden for pumpen er faldet betydeligt fra 78 % til 41 %.

Det er generelt gældende for pumper, at deres virkningsgrad forringes betydeligt ved reduktion af flowet ved drøvleregulering.

Motortabets andel af effektoptaget er stort set uændret ved 75 % og 50 % flow, hvilket skyldes, at belastningsgraden og dermed virkningsgraden for motoren forbliver relativ høj ved de reducerede flow. Ved 25 % flow sker der en lille stigning i motortabets andel af effektoptaget, hvilket hænger sammen med, at belastningsgraden reduceres til 45 %. Denne reduktion medfører samtidig en forringelse af motorens virkningsgrad.

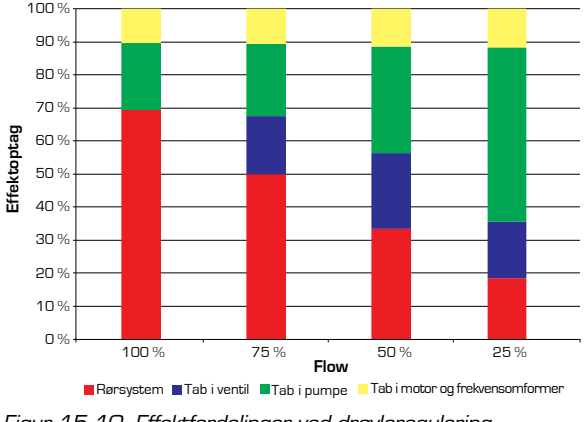
I figur 15.11 ses effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering.

Når flowet reduceres ved omdrejningstalsregulering, ses det, at tabene i pumpe samt motor og frekvensomformer stiger i takt med flowreduktionen.

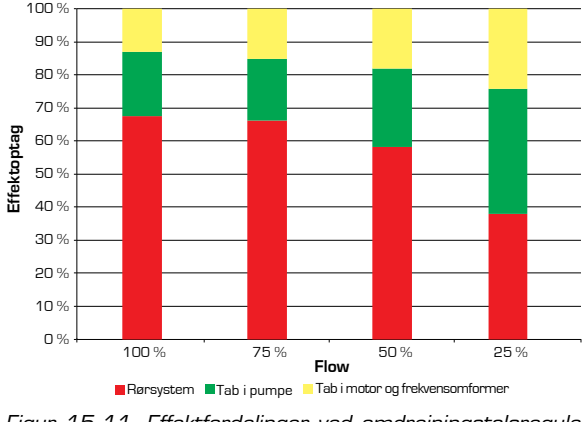
Ved 25 % flow udgør tabene i pumpen samt motoren og frekvensomformeren henholdsvis 38 % og 24 % af motorens effektoptag.

Det store tab i pumpen skyldes, at virkningsgraden for pumpen er faldet betydeligt fra 78 % til 51 %.

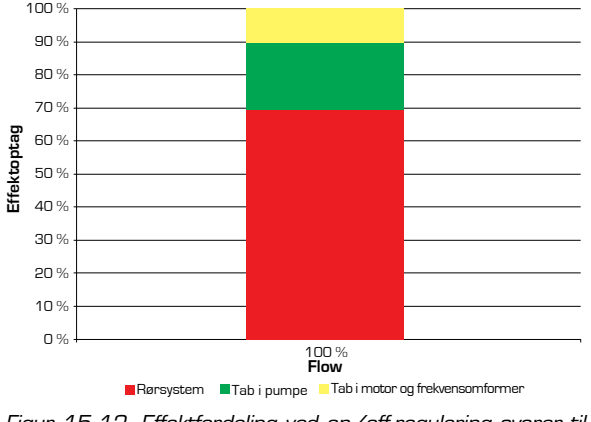
Det store tab i motor og frekvensomformer ved 25 % flow skyldes, at belastningsgraden er faldet til 19 %. Denne reduktion medfører samtidig en forringelse af motorens virkningsgrad fra 87 % til 76 %.



Figur 15.10. Effektfordelinger ved drøvleregulering.



Figur 15.11. Effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering.



Figur 15.12. Effektfordeling ved on/off-regulering svarer til første søjle i figur 15.10.

15.3 Trykluftsystemer

Som eksempel inden for trykluftområdet er valgt et industrielt trykluftanlæg. Anlæggets nominelle arbejdspunkt punkt A i figur 15.13 er (V_{1n}, p) = (0,166 Nm^3/s, 8 bar).

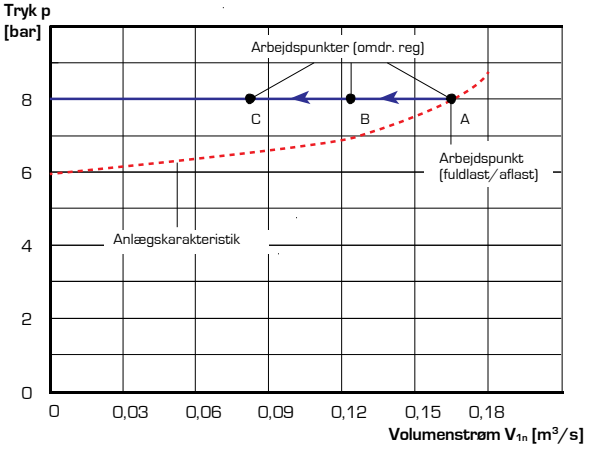
Beregningerne af effektoptag og virkningsgrader sker for to reguleringsformer:

1. Fuldlast/aflast drift
2. Omdrejningstalsregulering

I anlægget benyttes, ved fuldlast/aflast drift, en olieindsprøjtet skruekompressor med en 55 kW motor.

I anlægget benyttes, ved omdrejningstalsregulering, en olieindsprøjtet skruekompressor med en 75 kW motor og en frekvensomformer.

Beregningerne er foretaget ved henholdsvis 100 %, 75 % og 50 % volumenstrøm. Driftspunktet A er fælles for de to reguleringsformer. Driftspunkterne B og C fremkommer ved omdrejningstalsregulering.



Figur 15.13. Fuldlast/aflast og omdrejningstalsregulering af trykluftkompressor.

15.3.1 Trykluftkompressor

Ved tre forskellige volumenstrømme er kompressorens effekt beregnet ved de to reguleringsformer.

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem den aktuelle kompressoreffekt og den nominelle kompressoreffekt P_k ved 100 % flow.

Kompressorvirkningsgraden η_k beregnes som forholdet mellem hydraulisk effekt og kompressoreffekt:

$$\eta_k = \frac{P_{hyd}}{P_k}$$

Volumenstrøm [%]	Hydraulisk effekt P_{hyd} [kW]	Belastningsgrad [%]	Kompressor-virkningsgrad η_k [%]	Kompressor effekt P_k [kW]
Fuldlast				
100	47,2	100	75,0	63,2[1)]
Aflast				
0	6,8	14	60,0	11,3
Omdrejningstalsregulering				
100	47,2	100	78,8	59,9[1)]
75	35,4	75	77,2	45,9
50	23,6	50	74,1	31,8

1) Nominel effekt ved 100 % volumenstrøm.

Tabel 15.6. Sammenligning mellem hydraulisk effekt, belastningsgrad, kompressorvirkningsgrad og kompressoreffekt ved fuldlast/aflast drift og omdrejningstalsregulering.

15.3.2 Motor og frekvensomformer

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem motor akseleffekten P_{aksel} og den nominelle motor akseleffekt $P_{motor,\ nom}$ ved de to reguleringsformer.

Volumenstrøm [%]	Nominel motor effekt $P_{motor,\ nom}$ [kW]	Belastningsgrad [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]	Virkningsgrad η_m [%]	Effektoptag net P_{net} [kW]
Fuldlast					
100	55	115	63,2	92,7	68,2
Aflast					
0	55	21	11,3	86,5	13,1
Omdrejningstalsregulering					
100	75	80	59,9	88,9	67,4
75	75	61	45,9	87,6	52,4
50	75	42	31,8	84,9	37,5

Tabel 15.7. Sammenligning mellem nominel motoreffekt, belastningsgrad, akseleffekt, virkningsgrad og effektoptag net ved fuldlast/aflast og omdrejningstalsregulering.

15.3.3 Effektfordelinger ved fuldlast/aflast drift og omdrejningstalsregulering

I figur 15.14 og 15.15 ses effektfordelinger ved fuldlast og aflast relateret til tabellerne 15.6 og 15.7.

Ved fuldlast udgør tabene i kompressoren og motoren henholdsvis 23 % og 7 % af motorens effektoptag, mens tabene i kompressoren og motoren udgør henholdsvis 34 % og 14 % ved aflast. Ved aflast består hele effektoptaget af tabsandele, idet 52 % af effektoptaget er tab i mekanisk regulering.

Det højere tab i kompressoren ved aflast skyldes, at kompressorens virkningsgrad falder betydeligt fra 75 % til 60 %.

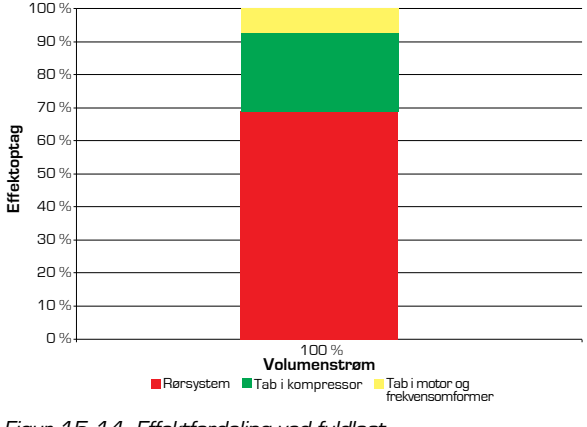
Den markante stigning i motortabet skyldes, at motorens belastningsgrad ved aflast kun er 21 %, hvilket resulterer i relativ lav virkningsgrad. I det konkrete tilfælde falder motorens virkningsgrad fra 93 % ved fuldlast til 87 % ved aflast.

I figur 15.16 ses effektfordelingen for de tre forskellige belastningsniveauer 100 %, 75 % og 50 % volumenstrøm ved omdrejningstalsregulering.

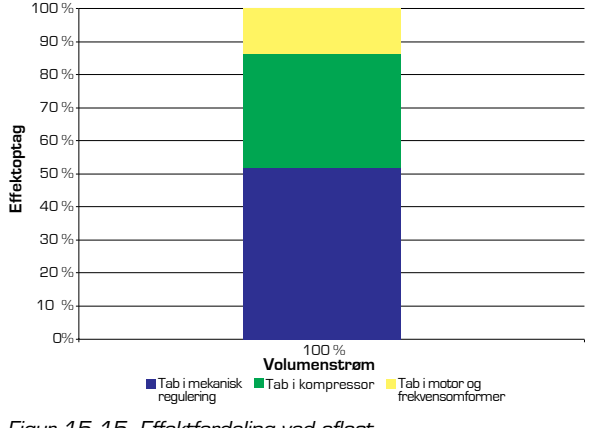
Det ses, at tabene i kompressor samt motor og frekvensomformer kommer til at udgøre en større og større del af motorens effektoptag. Ved 100 % volumenstrøm udgør tabet i kompressor samt motor og frekvensomformer henholdsvis 19 % og 11 % af motorens effektoptag. Ved 50 % volumenstrøm stiger de to tab til henholdsvis 22 % og 15 % af motorens effektoptag.

Det større tab i kompressoren ved den lave volumenstrøm skyldes, at kompressorens virkningsgrad forringes fra 79 % til 74 %.

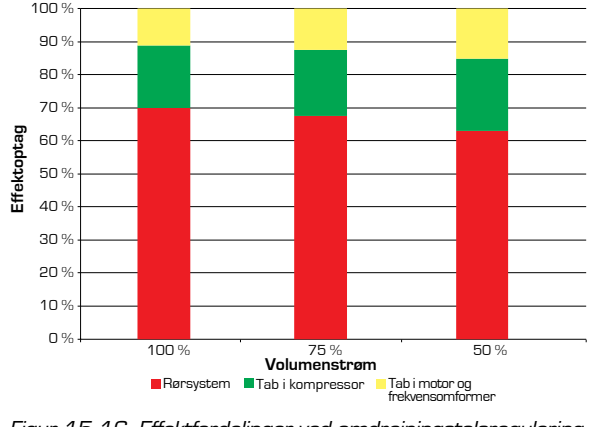
Den relativt store stigning i motor- og frekvensomformertabet skyldes, at motorens og frekvensomformerens belastningsgrad ved 50 % volumenstrøm kun er 42 %, hvilket resulterer i relativ lav virkningsgrad. I det konkrete tilfælde falder motorens og frekvensomformerens virkningsgrad fra 89 % ved 100 % volumenstrøm til 85 % ved 50 % volumenstrøm.



Figur 15.14. Effektfordeling ved fuldlast.



Figur 15.15. Effektfordeling ved aflast.



Figur 15.16. Effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering.

15.4 Kølesystemer

Som eksempel indenfor køleområdet er valgt et køleanlæg, der ved spidslast kan levere 300 kW i kuldeydelse ved en fordampningstemperatur på 0 °C og en kondenseringstemperatur på 30 °C. Overhedningen og underkølingen er begge 5 °C.

Beregninger af køleanlæggets effektoptag og virkningsgrader sker for tre reguleringsformer:

1. Cylinderudkobling (stempelkompressor)
2. Gliderregulering (skruekompressor)
3. Omdrejningstalsregulering (skruekompressor)

I anlægget benyttes ved cylinderudkobling en stempelkompressor med en 55 kW motor.

I anlægget benyttes ved gliderregulering en skruekompressor med en 75 kW motor.

I anlægget benyttes ved omdrejningstalsregulering en skruekompressor med en 55 kW motor og en frekvensomformer.

Beregningerne sker ved 100 %, 75 % og 50 % kapacitet.

15.4.1 Kompressor

I tabel 15.8 vises sammenhængen mellem kompressorens effekt, dens isentropiske virkningsgrad og belastningsgraden samt den hydrauliske effekt.

Kapacitet [%]	Hydraulisk effekt P_{hyd} [kW]	Belastningsgrad [%]	Isentropisk virkningsgrad η_{is} [%]	Kompressor-effekt [kW]
Cylinderudkobling				
100	37,0	100	76	48,7
75	27,7	79	72	38,6
50	18,5	59	64	28,8
Gliderregulering				
100	37,0	100	68	54,1
75	27,7	80	64	43,4
50	18,5	61	56	33,2
Omdrejningstalsregulering				
100	37,0	100	77	48,1
75	27,7	81	71	38,9
50	18,5	59	65	28,5

Tabel 15.8. Sammenligning mellem hydraulisk effekt, belastningsgrad, isentropisk virkningsgrad og kompressoreffekt ved cylinderudkobling, gliderregulering og omdrejningstalsregulering.

15.4.2 COP og virkningsgrad

Tabel 15.15 viser, hvorledes anlæggets COP og carnotvirkningsgraden ændrer sig i forhold til kapaciteten ved de tre reguleringsformer.

Kapacitet [%]	Carnoteffekt [kW]	COP	COP_{carnot}	Carnotvirkningsgrad η_{carnot} [%]
Cylinderudkobling				
100	33,0	6,17	9,10	68
75	24,7	5,82	9,11	64
50	16,5	5,20	9,11	57
Gliderregulering				
100	33,0	5,55	9,10	61
75	24,7	5,18	9,11	57
50	16,5	4,52	9,11	50
Omdrejningstalsregulering				
100	33,0	6,24	9,10	69
75	24,7	5,78	9,11	64
50	16,5	5,26	9,11	58

Tabel 15.9. Sammenligning mellem carnoteffekt, effektfaktor og carnotvirkningsgrad ved forskellige kapaciteter ved cylinderudkobling, gliderregulering og omdrejningstalsregulering.

15.4.3 Motor og frekvensomformer

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem motor akseleffekten P_{aksel} og den nominelle motor akseleffekt $P_{motor,\ nom}$ for de tre reguleringsformer.

Kapacitet [%]	Nominel motor effekt $P_{motor,\ nom}$ [kW]	Belastningsgrad [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]	Virkningsgrad η_m og η_f 1) [%]	Effektoptag net P_{net} [kW]
Cylinderudkobling					
100	55	88,5	48,7	93,4	52,1
75	55	70,3	38,6	93,4	41,3
50	55	52,3	28,8	92,8	31,0
Gliderregulering					
100	75	72,1	54,1	94,0	57,6
75	75	57,8	43,4	93,7	46,3
50	75	44,3	33,2	92,9	35,7
Omdrejningstalsregulering					
100	55	87,4	48,1	89,3	53,9
75	55	70,7	38,9	87,9	44,3
50	55	51,7	28,5	84,4	33,7

1) η_f er kun aktuel ved omdrejningstalsregulering.

Tabel 15.10. Sammenligning mellem nominel motoreffekt, belastningsgrad, akseleffekt, virkningsgrad og effektoptag net ved cylinderudkobling, glideregulering og omdrejningstalsregulering.

15.4.4 Effektfordelinger ved cylinderudkobling, gliderregulering og omdrejningstalsregulering

I figur 15.17 ses effektfordelinger ved cylinderudkobling for tre kapaciteter 100 %, 75 % og 50 % relateret til tabellerne 15.8 -15.10.

Når kølekapaciteten reduceres ved cylinderudkobling af stempelkompressoren, ses det, at tabene i kompressor og motor kommer til at udgøre en større og større del af motorens effektoptag.

Ved 100 % kølekapacitet udgør tabet i kompressor og motor henholdsvis 23 % og 6 % af motorens effektoptag.

Ved 50 % kølekapacitet stiger de to tab til henholdsvis 33 % og 8 % af motorens effektoptag.

Det højere tab i kompressoren ved den lave kølekapacitet skyldes, at kompressorens isentropiske virkningsgrad forringes fra 76 % til 64 %.

Den lille stigning i motortabet skyldes, at motorens belastningsgrad falder fra 89 % ved 100 % kølekapacitet til 52 % ved 50 % kølekapacitet. Dette resulterer i, at motorens virkningsgrad forringes. I det konkrete tilfælde falder motorens virkningsgrad fra 93,4 % til 92,8 %.

I figur 15.18 ses effektfordelinger ved gliderregulering for de tre forskellige kapaciteter.

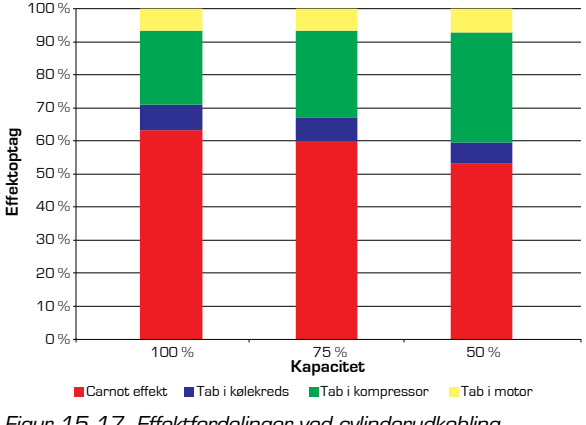
Når kølekapaciteten reduceres ved gliderregulering af skruekompressoren, ses det, at tabene i kompressor og motor kommer til at udgøre en større og større del af motorens effektoptag.

Ved 100 % kølekapacitet udgør tabet i kompressor og motor henholdsvis 30 % og 6 % af motorens effektoptag.

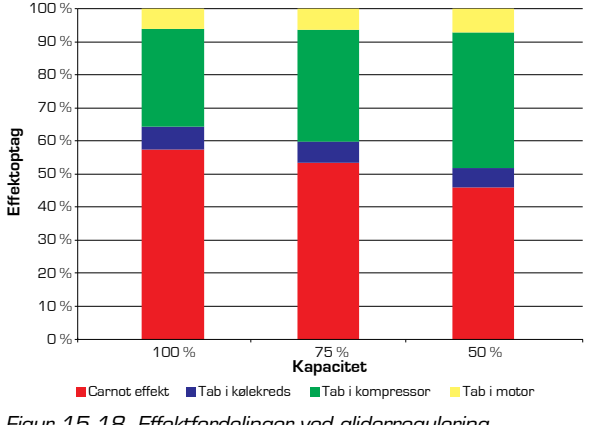
Ved 50 % kølekapacitet stiger de to tab til henholdsvis 41 % og 7 % af motorens effektoptag. Det højere tab i kompressoren ved den lave kølekapacitet skyldes, at kompressorens isentropiske virkningsgrad forringes fra 68 % til 56 %.

Den lille stigning i motortabet skyldes, at motorens belastningsgrad falder ved reduktionen af kølekapaciteten. Dette resulterer i en forringelse af motorens virkningsgrad og dermed en større tabsandel.

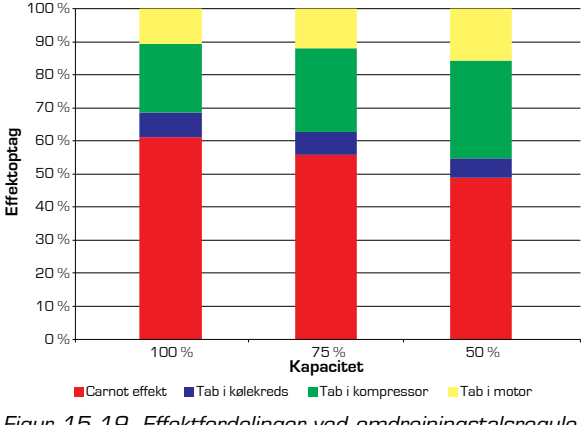
I figur 15.19 ses effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering for de tre forskellige kapaciteter.



Figur 15.17. Effektfordelinger ved cylinderudkobling.



Figur 15.18. Effektfordelinger ved gliderregulering.



Figur 15.19. Effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering.

Når kølekapaciteten reduceres ved omdrejningstalsregulering af skruekompressoren, ses det ligesom for de to andre reguleringsmetoder, at tabene i kompressor og motor kommer til at udgøre en større og større del af motorens effektoptag.

Ved 100 % kølekapacitet udgør tabet i kompressor og motor henholdsvis 21 % og 11 % af motorens effektoptag.

Ved 50 % kølekapacitet stiger de to tab til henholdsvis 30 % og 16 % af motorens effektoptag.

Det højere tab i kompressoren ved den lave kølekapacitet skyldes, at kompressorens isentropiske virkningsgrad forringes fra 77 % til 65 %.

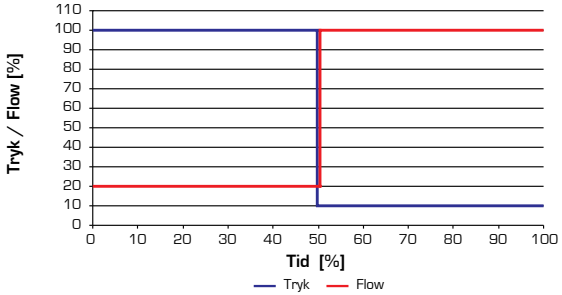
Den lille stigning i motor- og frekvensomformertabet skyldes, at motorens og frekvensomformerens belastningsgrad falder ved reduktionen af kølekapaciteten. Dette resulterer i en forringelse af motorens virkningsgrad og dermed en større tabsandel.

Den mindst energieffektive reguleringsform er gliderregulering af en skruekompressor. Tabet i kompressoren er markant større, hvilket skyldes, at denne type kompressor har en væsentlig lavere isentropisk virkningsgrad end de andre typer. Dette skyldes primært den geometriske udformning af kompressoren. Det indbyggede volumenforhold og dermed trykforhold i kompressoren ændres i takt med gliderens ændrede position. Da dette køleanlæg drives med konstant fordampnings- og kondenseringstemperatur (trykforhold), flyttes driftstrykforholdet væk fra det indbyggede trykforhold, hvilket resulterer i det dramatiske fald i kompressorens isentropiske virkningsgrad.

15.5 Hydrauliksystemer

Som eksempel på en hydraulisk proces, der kan reguleres på flere måder, er der valgt en kantpresse, som er en del af en større proces, og dermed kører cyklisk. I eksemplet har pressen en trykkeperiode på 50 % af driftstiden, hvor systemet arbejder med maksimalt tryk på 200 bar, hvor flowet til gengæld er minimalt med 6 l/min.

I den resterende tid returnerer pressen til sit udgangspunkt ved lavt tryk på 20 bar og med højt flow på 30 l/min.



Figur 15.20. Belastningsprofil for kantpresse hvor det variable flow og tryk fremgår (arbejdscyklus).

Beregningerne af effektoptag og virkningsgrader sker for to reguleringsformer:

1. Overstrømningsregulering
2. Load Sensing

Overstrømningsregulering er et system, hvor der hverken tilpasses for tryk eller flow. Der bliver anvendt en pumpe med konstant fortrængning kombineret med en overløbsventil, der både har til formål at sikre systemet mod overtryk, men også løbende regulerer og dermed bypasser overskydende væske tilbage til tanken.

Pumpen leverer konstant den samme mængde væske. I standbyperioder anvendes der ingen væske, hvorfor al væsken by-passes til tank under fuldt arbejdstryk. I aktiveret tilstand vil dele af væsken anvendes af anvendelsesstedet, men for at regulere væskestrømmen til det enkelte anvendelsessted drøvles denne med øget systemtryk til følge. Den overskydende væske aflastes til tanken under fuldt tryk.

Ved Load Sensing tilpasses både tryk og flow løbende, så der kun leveres det nødvendige. Der styres efter en fast trykdifference mellem pumpens afgangstryk og trykket hos det hårdest belastede anvendelsessted. Derved tilpasses trykket løbende til det aktuelle behov, og der leveres intet overflødigt flow.

Ved Load Sensing anvendes en pumpe med variabel fortrængning samt tryk- og flowregulator. Styringsventilerne er proportionalventiler, der giver et styresignal til pumpen via en eller flere lastventiler.

I neutralstilling er der ingen gennemgående oliestrømme, og pumpen leverer kun den væske, der er nødvendig for at opretholde trykdifferencen.

I aktiveret tilstand er pumpe- og tankporten forbundet til anvendelsesstedet og til styresignalets ventiler. Der er derudover efterfyldningsventiler for hvert anvendelsessted. På styresignalsiden er der også en overløbsventil. Load Sensing-systemet kan udføres med trykkompensering. Hvis det er tilfældet, er der indsat trykkompensatorer på styreventilernes pumpeporte.

15.5.1 Hydraulikpumpe

Virkningsgraden på en hydraulisk pumpe udtrykkes som den volumetriske virkningsgrad η_{vol} og den mekanisk hydrauliske virkningsgrad η_{mek}. Den samlede virkningsgrad er produktet af disse to virkningsgrader.

Ved henholdsvis maksimalt tryk og maksimal hastighed er hydraulikpumpens effekt beregnet ved de to forskellige reguleringsformer.

Belastningstype	Hydraulisk effekt P_{hyd} [kW]	Samlet styretab [kW]	Akseleffekt pumpe P_3 [kW]	Virkningsgrad pumpe $\eta_{vol} \cdot \eta_{mek}$ [%]	Akseleffekt motor P_2 [kW]
Overstrømningsregulering 1)					
Maksimalt tryk	2,00	8,55	10,55	87,4	12,07
Maksimal hastighed	1,00	3,50	4,50	88,2	5,10
Load Sensing 2)					
Maksimalt tryk	2,00	1,50	3,50	87,5	4,00
Maksimal hastighed	1,00	1,83	2,83	81,1	3,49

1) Styretabet ved overstrømningsregulering udgøres af tab i drøvleventilen, tab i retningsventilen samt tab til overløbet.

2) Styretabet ved Load Sensing er regulering af tab i retningsventilen samt i selve styrekredsen til pumpen.

Tabel 15.11. Sammenligning mellem hydraulisk effekt, samlet styretab, pumpeakseleffekt, pumpevirkningsgrad og motorakseleffekt ved overstrømningsregulering og Load Sensing.

15.5.2 Motor

I tabel 15.12 anvendes en 11 kW IE2 motor. Virkningsgraden er beregnet ud fra belastningsgraden i det enkelte arbejdspunkt.

Belastnings-type	Akseleffekt-motor P_2 [kW]	Virknings-grad motor η_{mot} [%]	Tilført effekt motor P_1 [kW]
Overstrømningsregulering			
Maksimalt tryk	12,1	89,0	13,6
Maksimal hastighed	5,1	88,0	5,8
Load Sensing			
Maksimalt tryk	4,0	86,3	4,6
Maksimal hastighed	3,5	85,2	4,1

Tabel 15.12. Sammenligning mellem tilført effekt til motoren samt virkningsgrad for denne ved overstrømningsregulering og Load Sensing.

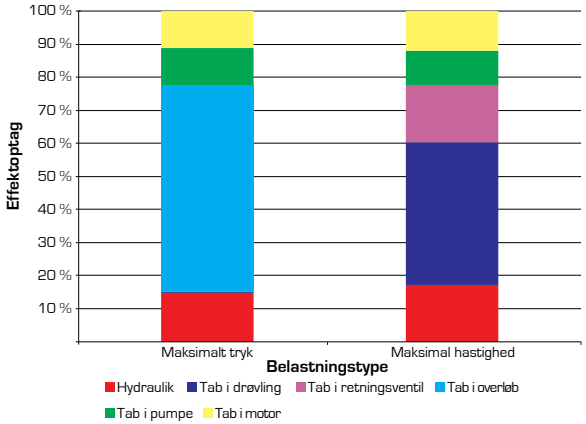
15.5.3 Effektfordelinger ved overstrømningsregulering og Load Sensing

I figur 15.21 ses effektfordelinger for overstrømningsregulering for to belastningstyper:

1. Maksimalt tryk
2. Maksimal hastighed

Ved overstrømningsregulering og belastningstypen maksimalt tryk ses, at 62 % af den tilførte effekt til motoren tabes i overløbet. Tabene i pumpen og motoren ligger begge på 11 %.

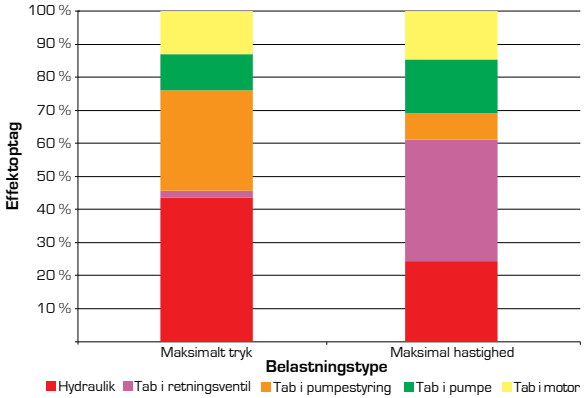
Ved belastningstypen maksimal hastighed ses, at 43 % af den tilførte effekt tabes ved drøvling, mens 17 % tabes i retningsventilen. Tabene i pumpen og motoren ligger på henholdsvis 10 % og 12 %.



Figur 15.21. Effektfordelinger ved overstrømningsregulering.

Tabet i drøvleventilen ved belastningstypen maksimalt tryk er næsten det samme som tabet i reguleringsventilen og overløbet ved belastningstypen maksimal hastighed, henholdsvis 63 % og 60 %. Tabet i motoren stiger en smule ved maksimal hastighed, det skyldes, at motorens belastningsgrad og dermed virkningsgrad falder.

Ved Load Sensing og belastningsformen maksimalt tryk ses af figur 15.22, at 30 % af den tilførte effekt til motoren tabes i pumpestyringen. Tabene i pumpen og motoren ligger på henholdsvis 11 % og 13 %.



Figur 15.22. Effektfordelingen ved Load Sensing.

Ved belastningsformen maksimal hastighed ses, at 37 % af den tilførte effekt tabes i retningsventilen, mens 8 % tabes i pumpestyringen. Tabene i pumpen og motoren ligger på henholdsvis 16 % og 15 %.

Det samlede tab i retningsventilen og pumpestyringen stiger betydeligt, når belastningsformen ændres fra maksimalt tryk til maksimal hastighed. Styringstabets andel af motorens effektoptag stiger således 12 %. Stigningen skyldes væsentlig forøgelse af tryktabet i retningsventilen som følge af det forøgede flow. En forøgelse der ikke opvejes af reduktionen af tryktabet i pumpestyringen.

Tabet i pumpen stiger også, når belastningsformen ændres fra maksimalt tryk til maksimal hastighed. Det skyldes, at pumpens virkningsgrad falder fra 87 % til 81 %. Tabet i motoren ligger stort set konstant ved de to belastningsformer, det skyldes, at motorens belastningsgrad stort set er uændret.

Virkningsgraden er generelt ikke særlig god på hydrauliksystemer, men i eksemplet er det tydeligt, at Load Sensing er markant bedre.

I situationen med maksimal kraft (200 bar og 6 l/min) ligger totalvirkningsgraderne for overstrømningsregulering og Load Sensing på henholdsvis 15 % og 43 %.

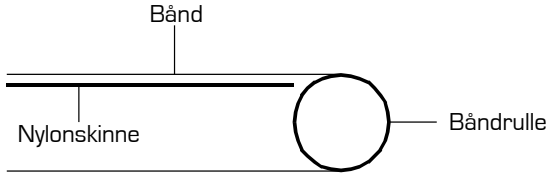
I situationen med maksimal hastighed (20 bar og 30 l/min) ligger totalvirkningsgraderne for overstrømningsregulering og Load Sensing på henholdsvis 17 % og 24 %.

Det skal dog understreges, at Load Sensing ikke altid er den mest fordelagtige reguleringsform. Den tilpasser sig nemlig altid trykket til anvendelsesstedet med det største behov med deraf følgende øget tryktab hos samtlige andre anvendelsessteder på systemet.

Det må vurderes i det enkelte tilfælde hvilken reguleringsform, der vil være mest hensigtsmæssig.

15.6 Transportbånd

Som eksempel inden for transportområdet er valgt et transportbånd til transport af tomme flasker, se figur 15.23. Båndet, som er af rustfrit stål, er 12,5 m langt og glider på en nylonskinne. Diameteren af båndrullen er 0,11 m.



Figur 15.23. Udsnit af transportbånd.

Ved fuld belastning er der 1.600 flasker på båndet, og båndet kører med en hastighed på 0,21 m/s. Båndets masse er 700 kg, og massen af flasker ved fuld belastning er 504 kg. I anlægget benyttes et tandhjulsgear med et udvekslingsforhold på 35 og en 1,5 kW motor.

Beregningerne af transportbåndets effektoptag og virkningsgrader sker for to reguleringsformer:

1. Konstant hastighed – variabelt moment
2. Variabel hastighed – konstant moment

Beregningerne er foretaget ved henholdsvis 100 %, 75 % og 50 % belastning. Ved 100 % belastning tilføres båndet 27 flasker pr. sekund, ved 75 % belastning tilføres båndet 20 flasker pr. sekund, og ved 50 % belastning tilføres båndet 14 flasker pr. sekund. Ved variabel hastighed søges der konstant opretholdt fuld belastning.

I beregningerne er benyttet en dynamisk friktionskoefficient for nylon mod stål på 0,25.

15.6.1 Gear

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem den aktuelle effekt til båndrullen og den nominelle effekt til båndrullen ved 100 % belastning for de to reguleringsformer.

Belastning [%]	Effekt til båndrulle $P_{bånd}$ [kW]	Belastningsgrad [%]	Virkningsgrad η_g [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]
Konstant hastighed				
100	0,62	100	97,3	0,64
75	0,55	89	97,4	0,56
50	0,49	79	97,5	0,50
Variabel hastighed				
100	0,62	100	97,3	0,64
75	0,45	73	97,1	0,46
50	0,32	52	96,8	0,33

Tabel 15.13. Sammenligning mellem tilført effekt til båndrulle, belastningsgrad, virkningsgrad for gear og motor akseleffekt ved konstant hastighed og ved variabel hastighed.

15.6.2 Motor og frekvensomformer

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem motor akseleffekten P_{aksel} og den nominelle motor akseleffekt $P_{motor,\ nom}$ for de to reguleringsformer.

Belastning [%]	Nominel motor effekt $P_{motor,\ nom}$ [kW]	Belastningsgrad [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]	Virkningsgrad η_m [%]	Effektoptag net P_{net} [kW]
Konstant hastighed					
100	1,5	43	0,64	79,1	0,81
75	1,5	37	0,56	77,8	0,72
50	1,5	33	0,50	76,4	0,65
Variabel hastighed					
100	1,5	43	0,64	75,9	0,84
75	1,5	31	0,46	73,8	0,62
50	1,5	22	0,33	70,9	0,47

Tabel 15.14. Sammenligning mellem nominel motoreffekt, belastningsgrad, motorakseleffekt, virkningsgrad og effektoptag net ved konstant hastighed og variabel hastighed.

15.6.3 Effektfordelinger ved konstant og variabel hastighed

I figur 15.24 ses effektfordelinger ved konstant hastighed for tre forskellige belastningsniveauer 100 %, 75 % og 50 % relateret til tabellerne15.13 og 15.14.

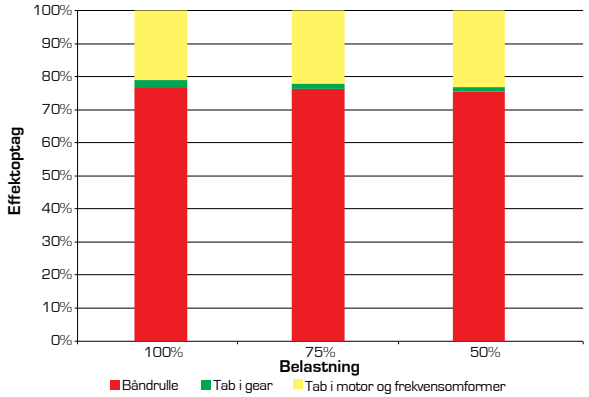
Når belastningen (antal flasker) reduceres, og hastigheden er konstant, ses det, at motortabets andel af det samlede effektoptag stiger fra 21 % ved 100 % belastning til 23 % ved 50 % belastning.

Den lille stigning skyldes, at motorens belastningsgrad reduceres fra 43 % til 33 %, hvilket igen medfører, at motorens virkningsgrad reduceres fra 79 % til 76 %.

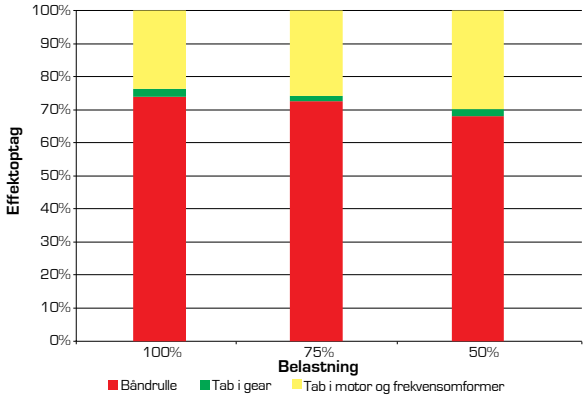
Når belastningen reduceres, og hastigheden er variabel, ses det af figur 15.25, at andelen af tabet til motor- og frekvensomformer i forhold til det samlede effektoptag stiger fra 24 % ved 100 % belastning til 30 % ved 50 % belastning.

Den lille stigning skyldes, at motorens og frekvensomformerens belastningsgrad reduceres fra 43 % til 22 %, hvilket igen medfører, at motorens og frekvensomformerens virkningsgrad reduceres fra 76 % til 71 %.

Som det ses, er der ikke den store forskel på effektfordelingerne ved de to reguleringsformer. Motor- og frekvensomformertabene er procentvis en smule højere ved variabel hastighed, hvilket skyldes tabet i frekvensomformeren. Til trods for dette er det energimæssigt bedst at benytte variabel hastighed (se tabel 15.14). Det skyldes, at der herved altid er fuld belastning på båndet, hvorfor tab til drift af et halvtomt bånd undgås.



Figur 15.24. Effektfordelinger ved konstant hastighed.



Figur 15.25. Effektfordelinger ved variabel hastighed.

15.7 Omrører

Som eksempel indenfor omrørerområdet er valgt en omrører til omrøring af to forskellige batchs begge på 25 m^3. Batch nr.1 består af en væske med en viskositet på 50 mPa·s, mens batch nr. 2 består af en væske med en viskositet på 100 mPa·s.

Der benyttes en almindelig marinepropel med en diameter på 475 mm. Ved batch nr. 1 er propellens omdrejningstal på 400 o/min, mens den ved batch nr. 2 er på 200 o/min.

I anlægget benyttes som udgangspunkt et snekkegear med et udvekslingsforhold på 4 og en polomkobbelbar motor 1.500/3.000 o/min (2,6 kW/3,3 kW).

Anlægget ændres til et anlæg med et tandhjulsgear og en 3 kW IE3 motor samt en frekvensomformer.

Beregningerne af effektoptag og virkningsgrader sker for to reguleringsformer:

1. Omdrejningstalsregulering via polomkobling af motor (eksisterende snekkegear)
2. Omdrejningstalsregulering via frekvensomformer (nyt tandhjulsgear)

15.7.1 Gear

Her vises den tilførte effekt til omrøreren, virkningsgraden for gearet og motorens akseleffekt.

Belastnings-type	Hydraulisk effekt P_{hyd} [kW]	Virknings-grad η_g [%]	Akse-leffekt motor P_{aksel} [kW]
Omdrejningstalsregulering – polomkobling			
Batch nr. 1	2,8	90	3,1
Batch nr. 2	0,5	86	0,6
Omdrejningstalsregulering – frekvensomformer			
Batch nr. 1	2,8	98	2,85
Batch nr. 2	0,5	98	0,51

Tabel 15.15. Sammenligning mellem tilført effekt til omrører, virkningsgrad for gear og motor akseleffekt.

15.7.2 Motor og frekvensomformer

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem motor akseleffekten P_{aksel} og den nominelle motor akseleffekt $P_{motor,\ nom}$.

Belastningstype	Nominel motor effekt $P_{motor,\ nom}$ [kW]	Belastningsgrad [%]	Akseleffekt motor P_{aksel} [kW]	Virkningsgrad η_m og η_f 1) [%]	Effektoptag net P_{net} [kW]
Omdrejningstalsregulering – polomkobling					
Batch nr. 1	3,3	94	3,1	82	3,80
Batch nr. 2	2,6	23	0,6	65	0,92
Omdrejningstalsregulering – frekvensomformer					
Batch nr. 1	3,0	95	2,85	83	3,43
Batch nr. 2	3,0	17	0,51	71	0,72

1) η_f er kun aktuel ved omdrejningstalsregulering med frekvensomformer.

Tabel 15.16. Sammenligning mellem nominel motoreffekt, belastningsgrad, motorakseleffekt, virkningsgrad og effektoptag net ved omdrejningstalsregulering med polomkobling og med frekvensomformer.

15.7.3 Effektfordelinger ved polomkobling og omdrejningstalsregulering via frekvensomformer

I figur 15.26 ses effektfordelinger ved polomkobling for to forskellige batchprocesser.

Ved anvendelse af den polomkobbelbare motor og batch nr. 1 ses, at tabene i gear og motor udgør henholdsvis 8 % og 18 % af motorens samlede effektoptag.

Ved batch nr. 2 ses, at tabene i gear og motor udgør henholdsvis 11 % og 35 % af motorens samlede effektoptag.

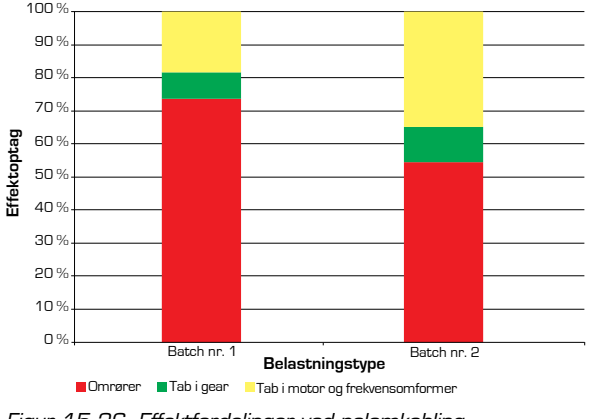
Tabene i gear og motor er højere ved produktion af batch nr. 2. Grunden til dette er, at omrørerens hydrauliske effektbehov er lavere end ved produktion af batch nr. 1.

Belastningsgraderne på gearet og den polomkobbelbare motor bliver således lavere ved produktion af batch nr. 2, hvilket forringer deres virkningsgrader væsentligt.

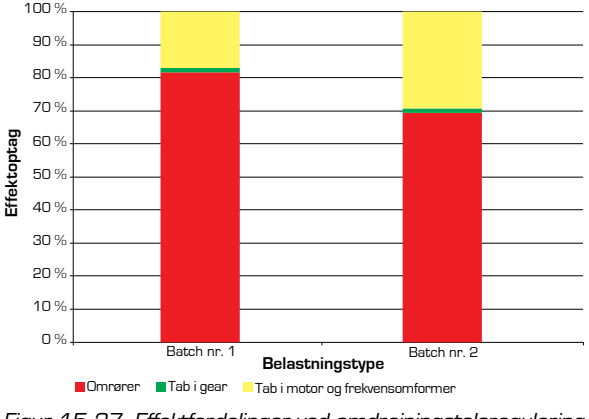
Ved anvendelse af omdrejningstalsregulering og batch nr. 1 ses af figur 15.27, at tabet i gear samt motor og frekvensomformer udgør henholdsvis 1,5 % og 17 % af motorens samlede effektoptag.

Ved batch nr. 2 ses, at tabet i gear samt motor og frekvensomformer udgør henholdsvis 1,5 % og 29 % af motorens samlede effektoptag.

Tabene i motor og frekvensomformer er højere ved produktion af batch nr. 2. Grunden til dette er som tidligere omtalt omrørerens lavere hydrauliske effektbehov ved produktion af dette batch. Det lavere effektbehov resulterer i en lavere belastningsgrad på motor og frekvensomformer, hvilket medfører en forringelse af virkningsgraden.



Figur 15.26. Effektfordelinger ved polomkobling.



Figur 15.27. Effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering via frekvensomfomer.

16 Energimæssige tab

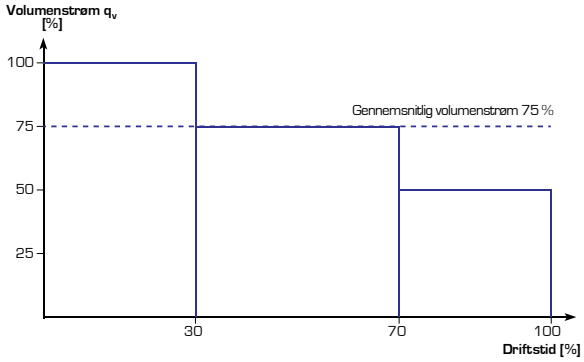
Ved dimensionering af styrings- og reguleringsudstyr til motordrevne maskinsystemer er det afgørende først at få skabt sig et overblik over, hvorledes processen eller processerne, som det motordrevne maskinsystem betjener, varierer. Der skal således konstrueres en varighedskurve, der illustrerer, hvor lang tid eksempelvis bestemte volumenstrømme (ventilations- og pumpesystemer) eller kølebehov (kølesystemer) forekommer.

På baggrund af beregningerne af effektfordelingerne i kapitel 15 foretages beregninger af de energimæssige tab ved forskellige driftsvariationer.

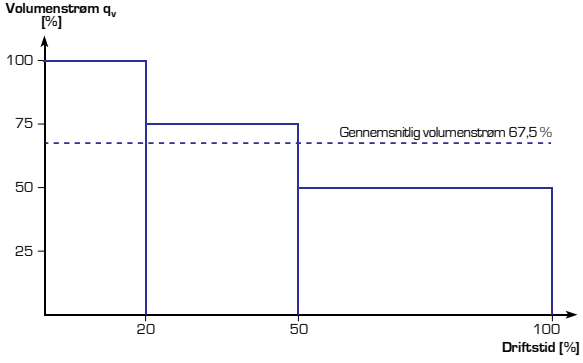
16.1 Ventilationssystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer

I figurerne 16.1-16.3 ses tre alternative driftsvariationer for et ventilationssystem.

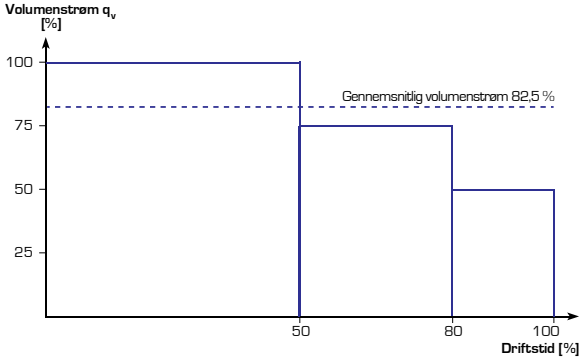
Alternativ 1 viser en driftssituation, hvor behovet for udsugning fra de industrielle processer er meget varierende. Alternativ 2 har sin oftest forekommende driftstid liggende ved små udsugede luftmængder. Ved alternativ 3 benyttes store udsugede luftmængder oftest ved procesudsugning.



Figur 16.1. Varighedskurve for et ventilationssystems volumenstrøm. Alternativ 1: Ligelig fordeling af volumenstrøm fra 50 til 100 % over tid.



Figur 16.2. Varighedskurve for et ventilationssystems volumenstrøm. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lav volumenstrøm.



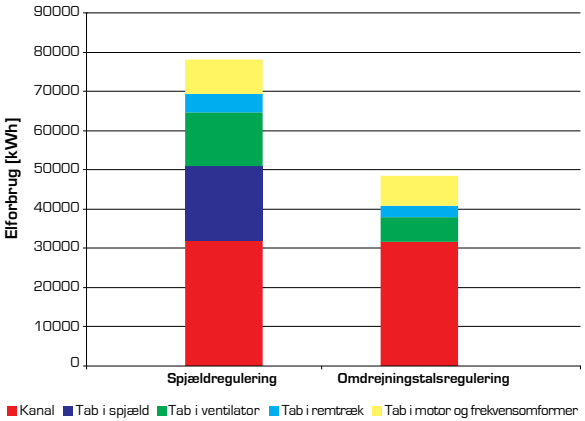
Figur 16.3. Varighedskurve for et ventilationssystems volumenstrøm. Alternativ 3: Flest driftstimer ved høj volumenstrøm.

I figurerne 16.4-16.6 ses, for de tre driftsvariationer, årlige elforbrug til ventilationssystemet fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

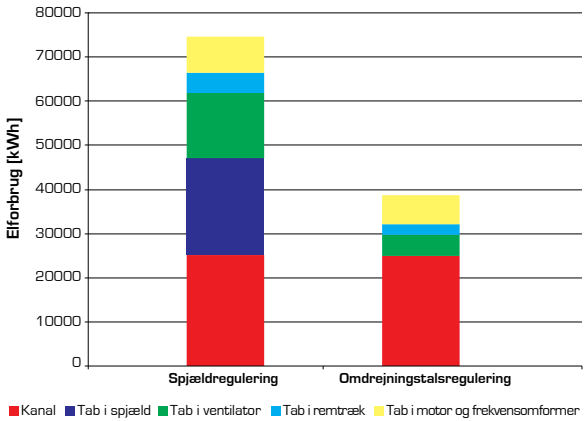
Ved alle tre alternativer ses, at omdrejningstalsregulering er energimæssigt bedst. Dette er mest udpræget ved alternativ 2, hvor der i forhold til spjældregulering kan spares 48 % af det årlige elforbrug. Grunden til den store forskel er, at alternativ 2, har sin oftest forekommende driftstid liggende ved små udsugede luftmængder. Ved små udsugede luftmængder skal der ved spjældregulering tilføres en relativ stor mængde energi til at overvinde tryktabet over spjældet. I figur 16.5. ses, at 29 % af den tilførte energi går tabt som følge af tryktabet over spjældet.

Tabet i ventilatoren er også markant større ved spjældregulering, da ventilatoren i størstedelen af driftstiden befinder sig i et driftspunkt med lav virkningsgrad 68 % mod 84 % ved omdrejningstalsregulering.

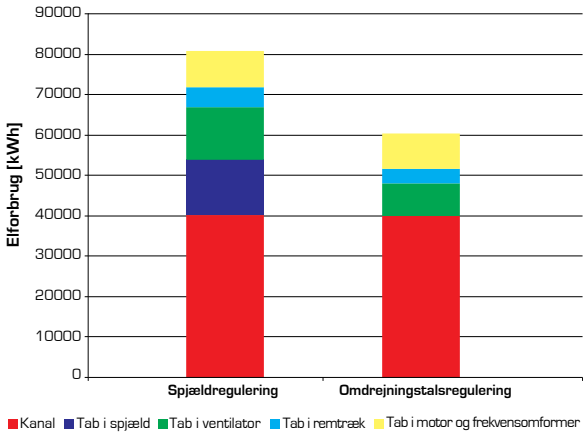
Ved alternativ 3, hvor der benyttes store udsugede luftmængder oftest, kan der spares 25 % af det årlige elforbrug ved at benytte omdrejningstalsregulering frem for spjældregulering. Den væsentligt mindre besparelse i forhold til alternativ 2 skyldes, at tabene i spjældet og ventilatoren er væsentligt mindre, da ventilatoren i størstedelen af driftstiden arbejder i et driftspunkt, hvor volumenstrømmen ikke er nedreguleret (intet tab i spjæld), og hvor begge ventilatorer har samme virkningsgrad.



Figur 16.4. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 1: Ligelig fordeling af volumenstrøm fra 50 til 100 % over tid.



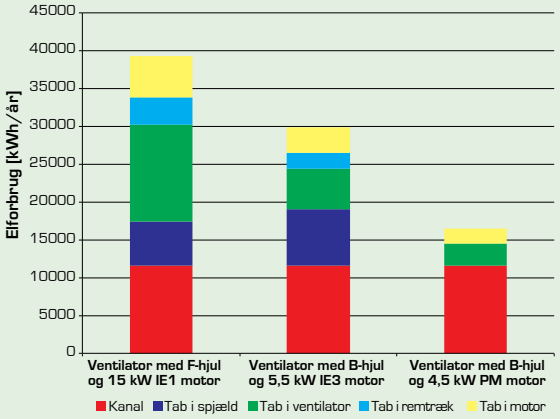
Figur 16.5. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lav volumenstrøm.



Figur 16.6. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 3: Flest driftstimer ved høj volumenstrøm.

Eksempel 11 – Ventilationssystem

På baggrund af belastningsprofilen for et svejseudsugningsanlæg kan elforbruget for de tre forskellige ventilationsanlæg og reguleringsformer, vist i eksempel 10 under afsnit 15.1.4, beregnes.



Figur 16.7 Årligt elforbrug ved forskellige ventilationsanlæg og reguleringsformer.

Hvis den eksisterende ventilator, remtransmission og motor bevares, ses i figur 16.7, at det årlige elforbrug til ventilation vil udgøre 39.000 kWh. Af de 39.000 kWh vil 70 % være tab i spjæld, ventilator, remtransmission og motor.

Udskiftes ventilatoren til en type med B-hjul og motoren til en 5,5 kW IE3 motor, vil det årlige elforbrug til ventilation udgøre 30.000 kWh. Af dette forbrug vil 60 % være tab i spjæld, ventilator, remtransmission og motor.

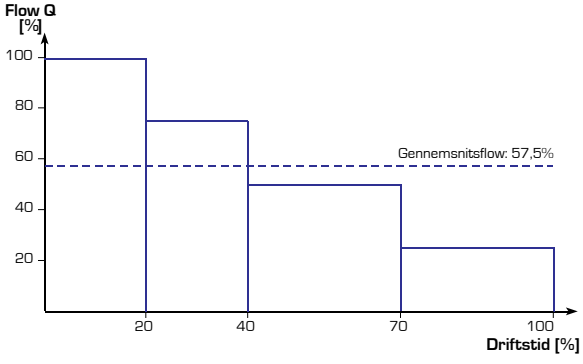
Det forudsættes, at reguleringsformen er den samme, dvs. spjældregulering.

Udskiftes ventilatoren til en direkte drevet type med B-hjul og motoren til en 4,5 kW PM motor samt benyttes en optimal reguleringsform (tilpasset behovet), vil det årlige elforbrug til ventilation udgøre 16.500 kWh. Af dette forbrug vil 30 % være tab i ventilator samt motor og frekvensomformer.

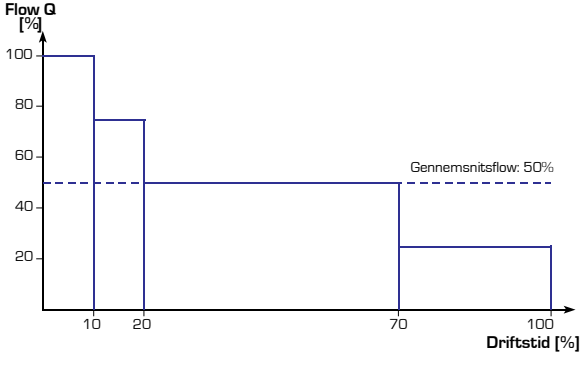
16.2 Pumpesystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer

I figurerne 16.8-16.10 ses tre alternative driftsvariationer for et pumpesystem.

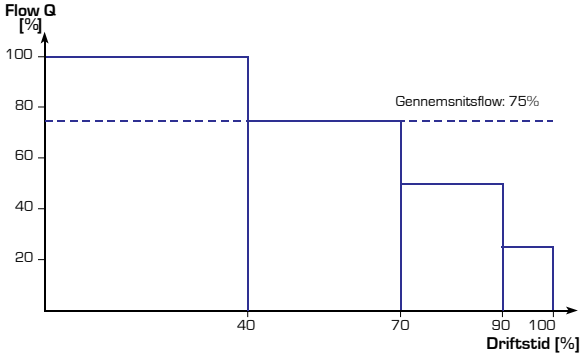
Alternativ 1 viser en ofte forekommende situation, hvor flowet er meget varierende. Alternativ 2 har sin oftest forekommende driftstid liggende ved små vandmængder. Ved alternativ 3 benyttes store vandmængder oftest.



Figur 16.8. Varighedskurve for et pumpesystems flow. Alternativ 1: Ligelig fordeling af vandmængden fra 25 til 100 % over tid.



Figur 16.9. Varighedskurve for et pumpesystems flow. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lille vandmængde.



Figur 16.10. Varighedskurve for et pumpesystems flow. Alternativ 3: Flest driftstimer ved stor vandmængde.

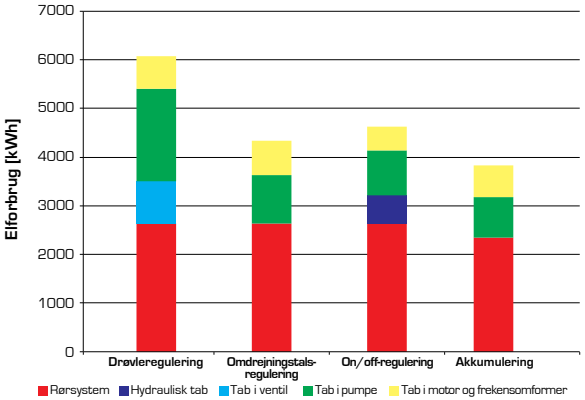
I figurerne 16.11-16.13 ses det årlige elforbrug til pumpesystemet fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter fordelt på de fire driftsvariationer.

Ved alle tre alternativer ses, at pumpning med akkumuleringstank er energimæssigt bedst, mens omdrejningstalsregulering energimæssigt er næstbedst. Den største forskel i elforbruget ses ved alternativ 1, hvor forskellen udgør 12 %. Det lavere elforbrug til pumpen med akkumuleringstank skyldes, at pumpen altid kører i det samme driftspunkt. Effekttabene i rørsystem, pumpe og motor er således konstante, hvor de ved omdrejningstalsregulering er betydelig større ved høje flow. Ved lave flow er effekttabene derimod højere for pumpesystemet med akkumuleringstank. Samlet set bliver effekttabene lavere, hvilket resulterer i den opnåelige elbesparelse.

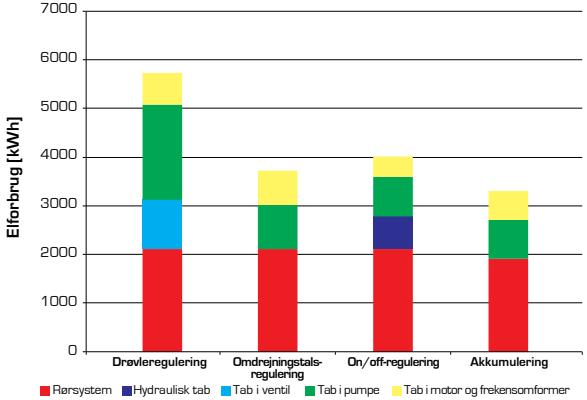
Forskellen mellem omdrejningstalsregulering og on/off-regulering er ikke så stor men dog synlig ved alle tre alternativer. Den største forskel ses ved alternativ 2, hvor forskellen i energiforbrug udgør 7 %.

Forskellen skyldes, at pumpen ved on/off-regulering skal bruge mere energi på at overvinde tryktab i rørsystemet, da den altid leverer det samme (maksimale) flow. Det ses, at for alle tre alternativer er elforbruget til overvindelse af tryktab i rørsystemet størst ved on/off-regulering. Foruden tabet i rørsystemet er der således, som det ses på figurerne, også et hydraulisk tab eller et ekstra tab i rørsystemet.

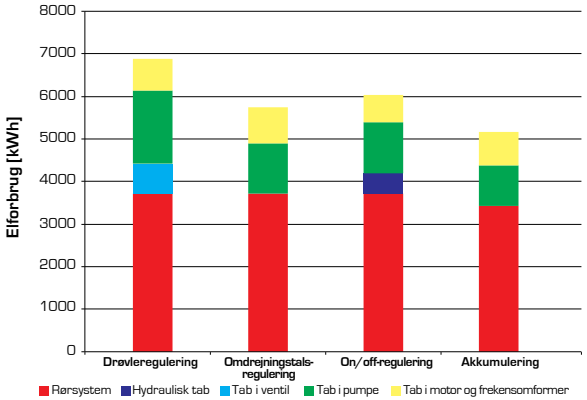
Tabene i pumpen og motoren er mindre. Specielt tabet i motoren er mindre, da den kører i sit optimale driftspunkt. Det mindre tab i motor og pumpe kan dog ikke opveje tabet i rørsystemet, hvorfor elforbruget ved denne reguleringsform er højere.



Figur 16.11. Elforbrug ved 4 reguleringsformer. Alternativ 1: Ligelig fordeling af vandmængden fra 25 til 100 % over tid.



Figur 16.12. Elforbrug ved 4 reguleringsformer. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lille vandmængde.



Figur 16.13. Elforbrug ved 4 reguleringsformer. Alternativ 3: Flest driftstimer ved stor vandmængde.

Ved alle tre alternativer ses, at drøvleregulering er energimæssigt mest ineffektiv. Dette er mest udpræget ved alternativ 2, hvor elforbruget ved drøvleregulering er 54 % højere end elforbruget ved omdrejningstalsregulering.

Grunden til den store forskel er, at alternativ 2, som tidligere nævnt, har sin oftest forekommende driftstid liggende ved små flow. Ved små flow skal der ved drøvleregulering tilføres en relativ stor mængde energi til at overvinde tryktabet over drøvleventilen. I figur 16.12 ses, at 18 % af den tilførte energi går tabt som følge af tryktabet over drøvleventilen.

Tabet i pumpen er også markant større ved drøvleregulering, da pumpen i størstedelen af driftstiden befinder sig i driftspunkter med lave virkningsgrader. Ved 50 % flow er virkningsgraden for drøvleregulering 60 %, mens den for omdrejningstalsregulering er 74 %. Ved 25 % flow er virkningsgraden for drøvleregulering 42 %, mens den for omdrejningstalsregulering er 52 %.

16.3 Trykluftsystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer

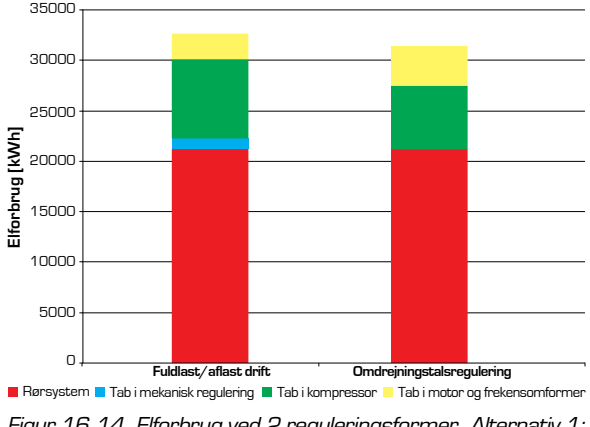
I figurerne 16.14-16.16 ses, for tre driftsvariationer, årlige elforbrug til trykluftsystemet fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter. Driftsvariationerne svarer til dem, der er vist i figurerne 16.1-16.3.

Ved alle tre alternativer ses, at omdrejningstalsregulering er energimæssigt bedst. Dog er forskellen mellem de to reguleringsformer ikke så stor men dog synlig ved alle tre alternativer.

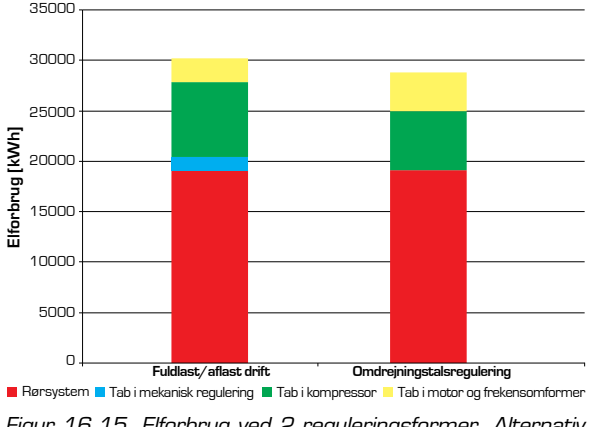
Den største forskel ses ved alternativ 2, hvor forskellen i elforbrug udgør 5 %.

Forskellen skyldes, at kompressoren, ved fuldlast/aflast drift, i aflastet tilstand optager 18 % af fuldlasteffekten. Kompressoren har således et elforbrug, hvor der ikke produceres nogen luftmængde, men hvor den er nødt til at køre aflastet, og så at sige spilder energi.

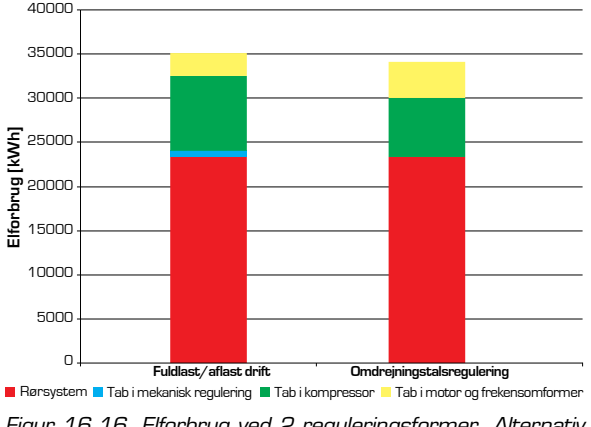
I beregningen af elforbruget til kompressoren, der kører fuldlast/aflast drift, er det forudsat, at kompressoren aflaster momentant. Dette er dog ikke muligt i praksis, hvorfor elforbruget ved denne reguleringsform vil være større end beregnet. Hvor meget større vil afhænge af antallet af aflastninger.



Figur 16.14. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 1: Ligelig fordeling af volumenstrøm fra 50 til 100 % over tid.



Figur 16.15. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lav volumenstrøm.



Figur 16.16. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 3: Flest driftstimer ved høj volumenstrøm.

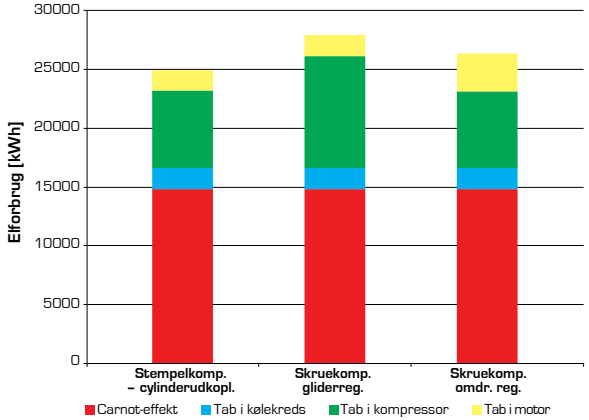
16.4 Køling – elforbrug ved 6.000 driftstimer

I figurerne 16.17-16.19 ses det årlige elforbrug til kølesystemet fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter for tre driftsvariationer. Driftsvariationerne svarer til dem, der er vist i figurerne 16.1-16.3.

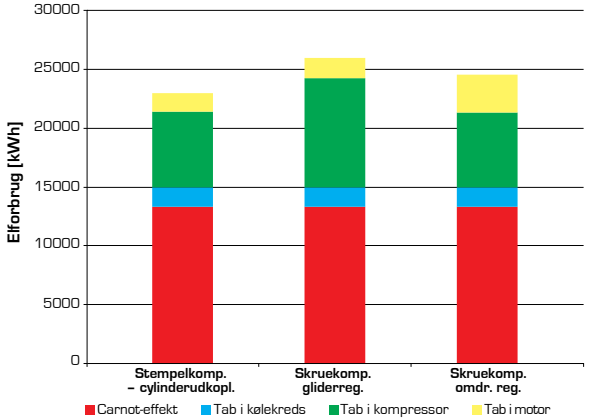
Ved alle tre alternativer ses, at reguleringsformen cylinderudkobling er energimæssigt bedst. Dog er forskellen mellem reguleringsformerne cylinderudkobling og omdrejningstalsregulering ikke så stor men synlig ved alle tre alternativer. Forskellen udgør ved alle tre alternativer 5-6 %.

Forskellen mellem reguleringsformerne cylinderudkobling og gliderregulering udgør ved alle tre alternativer 10-11 %.

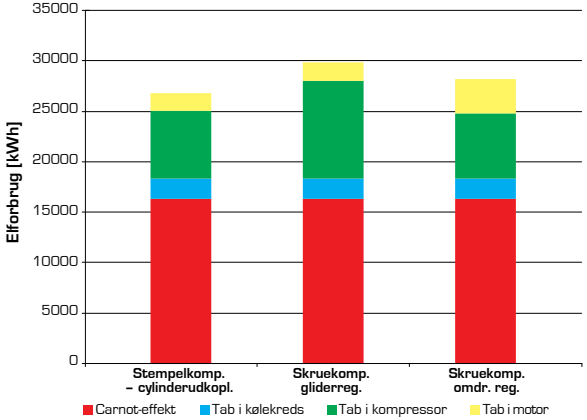
Forskellen skyldes, at tabet i en skruekompressor med gliderregulering er betydeligt større end tabet i en stempelkompressor med cylinderudkobling. Dette fremgår også af afsnit 15.4.4.



Figur 16.17. Elforbrug ved 3 reguleringsformer. Alternativ 1: Ligelig fordeling af kapaciteten fra 50 til 100 % over tid.



Figur 16.18. Elforbrug ved 3 reguleringsformer. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lille kapacitet.

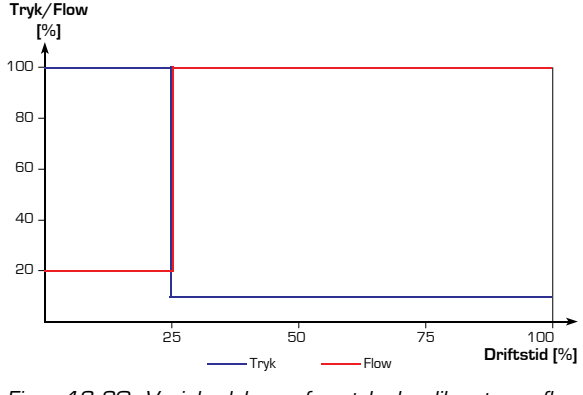


Figur 16.19. Elforbrug ved 3 reguleringsformer. Alternativ 3: Flest driftstimer ved stor kapacitet.

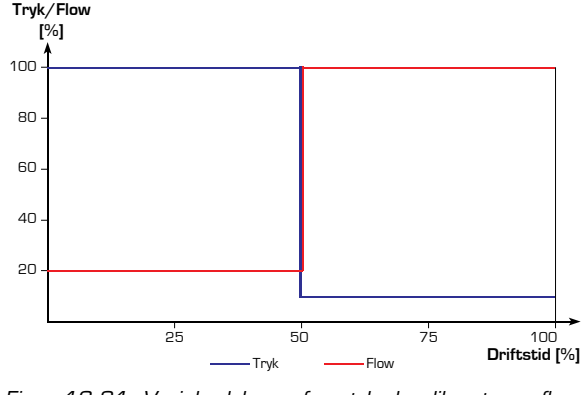
16.5 Hydrauliksystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer

I figurerne 16.20-16.22 ses tre alternative driftsvariationer for hydrauliksystemet.

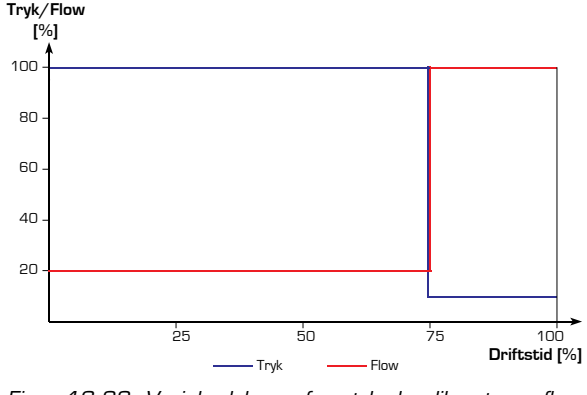
Alternativ 1 viser en driftssituation, hvor der benyttes maksimalt flow i 75 % af driftstiden. Ved alternativ 2 benyttes maksimalt flow i 50 % af driftstiden. Ved alternativ 3 benyttes maksimalt flow i 25 % af driftstiden.



Figur 16.20. Varighedskurve for et hydrauliksystems flow. Alternativ 1: Maksimalt flow i 75 % af driftstiden.



Figur 16.21. Varighedskurve for et hydrauliksystems flow. Alternativ 2: Maksimalt flow i 50 % af driftstiden.

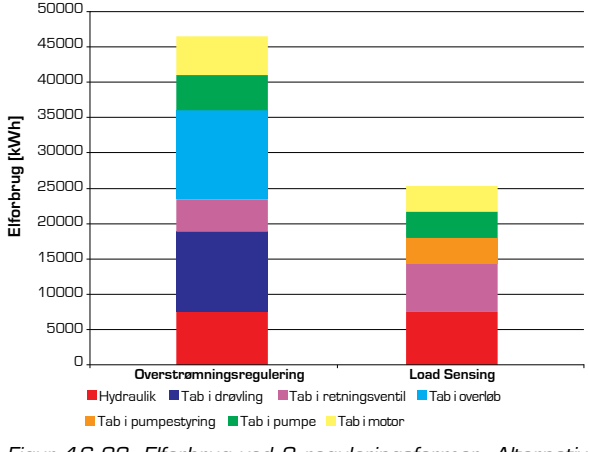


Figur 16.22. Varighedskurve for et hydrauliksystems flow. Alternativ 3: Maksimalt flow i 25 % af driftstiden.

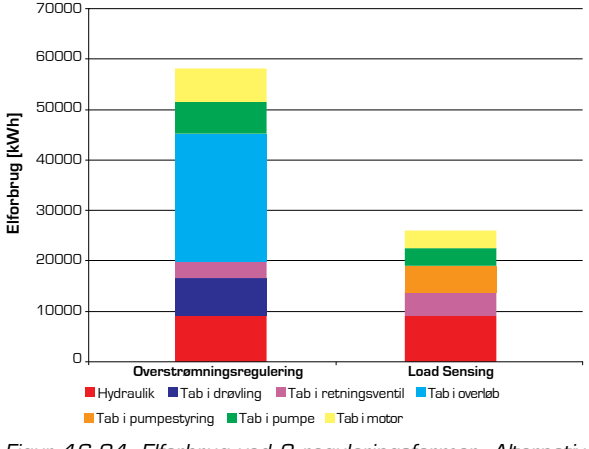
I figurerne 16.23-16.25 ses det årlige elforbrug til hydrauliksystemet fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter for de tre driftsvariationer.

Ved alle tre alternativer ses, at Load Sensing er energimæssigt bedst. Den mindste forskel mellem de to reguleringsformer ses ved alternativ 1, hvor forskellen er 46 %. Den største forskel ses ved alternativ 3, hvor forskellen i elforbrug udgør 62 %.

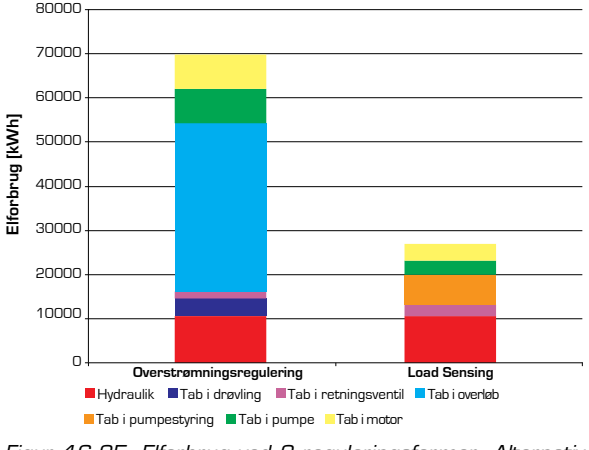
Forskellen skyldes en kraftig forøgelse af tabet i overløbet ved overstrømningsregulering, da en stor del af pumpens flow ledes til overløbet inden for en cyklus.



Figur 16.23. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 1: Maksimalt flow i 75 % af driftstiden.



Figur 16.24. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 2: Maksimalt flow i 50 % af driftstiden.



Figur 16.25. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 3: Maksimalt flow i 25 % af driftstiden.

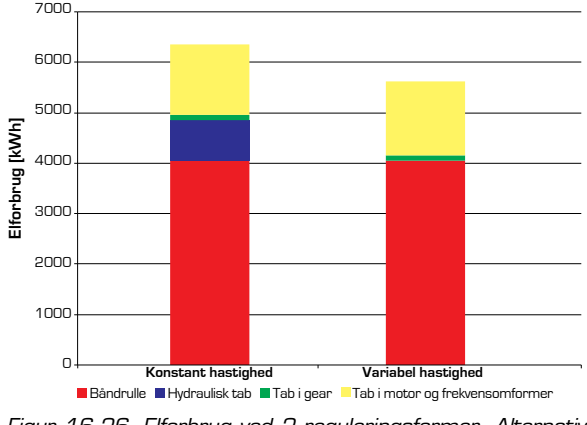
16.6 Transportsystemer – elforbrug ved 8.760 driftstimer

I figurerne 16.26-16.28 ses det årlige elforbrug til transportsystemet fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter for de tre driftsvariationer. Driftsvariationerne svarer til dem, der er vist i figurerne 16.1-16.3.

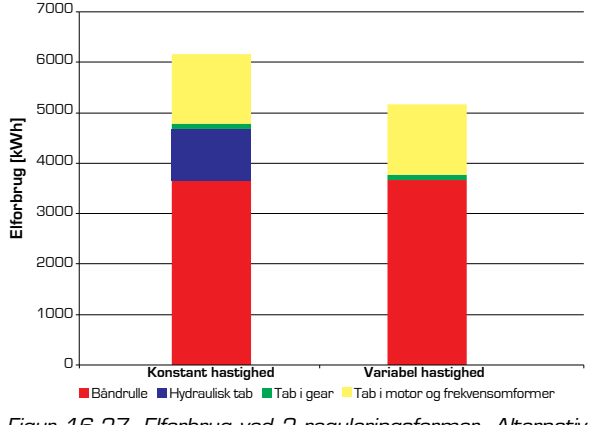
Ved alle tre alternativer ses, at driftsformen med variabel hastighed (omdrejningstalsregulering) er energimæssigt bedst. Dette er mest udpræget ved alternativ 2, hvor der i forhold til driftsformen med konstant hastighed spares 16 % af det årlige elforbrug.

Grunden til den store forskel er, at alternativ 2 har sin oftest forekommende driftstid liggende ved lille belastning. Ved lille belastning skal der ved driftsformen konstant hastighed tilføres en relativ stor mængde energi til drift af et halvtomt bånd. Der er således et ekstra hydraulisk tab forbundet med dette.

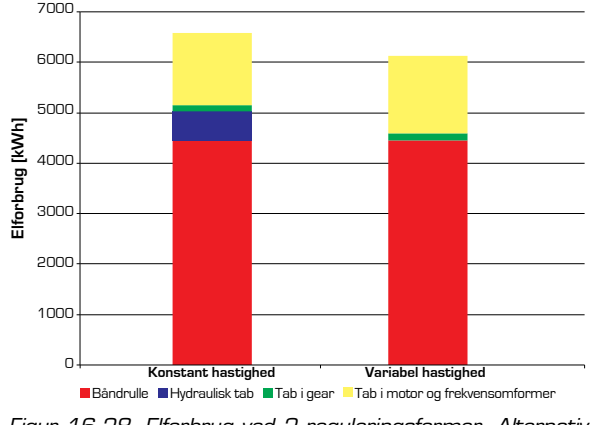
I figur 16.27 ses, at der skal bruges 19 % mere energi til transport af flaskerne ved denne driftsform.



Figur 16.26. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 1: Ligelig fordeling af belastningen fra 50 til 100 % over tid.



Figur 16.27. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lille belastning.



Figur 16.28. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 3: Flest driftstimer ved stor belastning.

16.7 Omrører systemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer

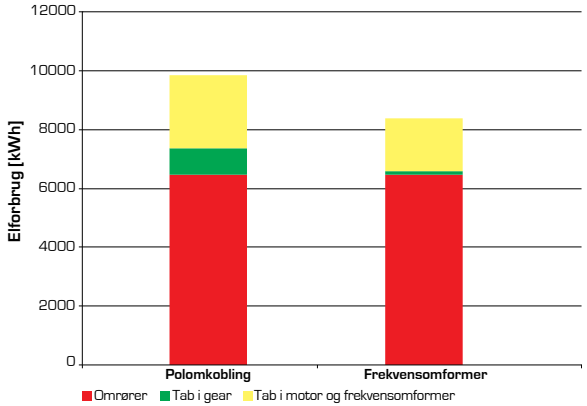
I figurerne 16.29-16.31 ses elforbrug for tre alternative driftsvariationer.

Alternativ 1 viser elforbrug i en driftssituation, hvor batch nr. 1 produceres i 25 % af driftstiden. Alternativ 2 viser elforbrug i en driftssituation, hvor batch nr. 1 produceres i 50 % af driftstiden. Ved alternativ 3 ses elforbrug i en driftssituation, hvor batch nr. 1 produceres i 75 % af driftstiden.

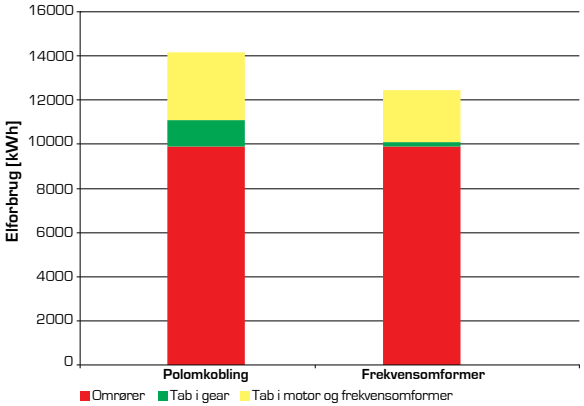
Ved alle tre alternativer ses, at driftsformen med omdrejningstalsregulering med frekvensomformer er energimæssigt bedst. Dette er mest udpræget ved alternativ 1, hvor der i forhold til driftsformen med konstant hastighed spares 15 % af det årlige elforbrug.

Grunden til den store forskel er, at der ved alternativ 1 i 75 % af driftstiden produceres batch nr. 2.

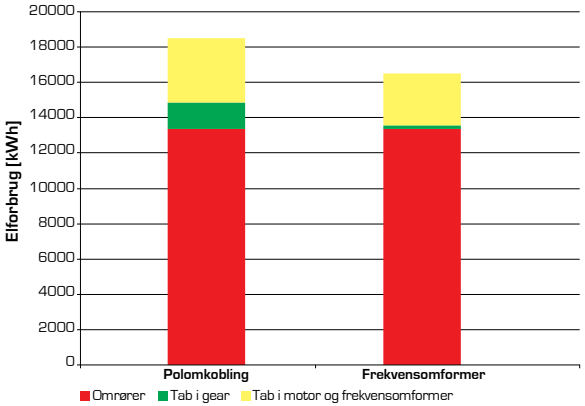
Batch nr. 2 er kendetegnet ved, at omrørerens hydrauliske effektbehov er relativ lavt. Belastningsgraderne på gearet og den polomkobbelbare motor bliver således lave, hvilket forringer deres virkningsgrader væsentligt.



Figur 16.29. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 1: Ligelig fordeling af belastningen fra 50 til 100 % over tid.



Figur 16.30. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lille belasting.



Figur 16.31. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 3: Flest driftstimer ved stor belastning.

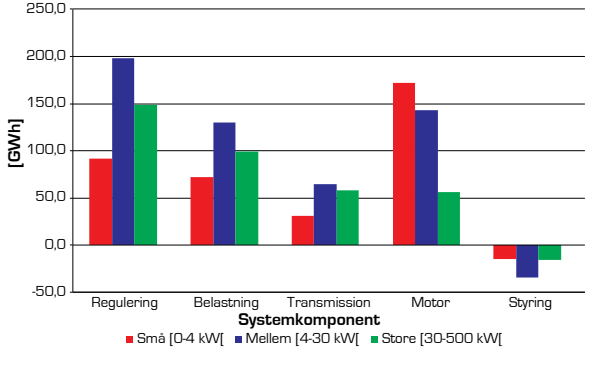
16.8 Samlet teoretisk potentiale

I det følgende er estimeret et teoretisk besparelsespotentiale. Estimaterne er udformet ud fra tre antagelser:

- Elektrisk regulering anvendes fremfor mekanisk.
- Belastningsgraden er optimal for såvel enkeltkomponenten som systemet.
- Bedste teknologi på markedet anvendes for såvel enkeltkomponenten som systemet.

Det samlede potentiale er opgjort til 1.200 GWh svarende til 19 % af det nuværende elforbrug til motordrevne maskinsystemer i industrien eller 15 % af industriens nuværende elforbrug.

16.8.1 Systemkomponenter



Figur 16.32. Besparelsespotentialer for systemkomponenter fordelt på små, mellem og store anlæg.

Motor-størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	I alt
Årlig besparelse	**Elbesparelse [GWh]**			
Regulering	91,7	198,5	148,9	439,1
Belastning	71,7	130,1	99,2	301,1
Transmission	30,9	65,0	58,3	154,2
Motor	171,7	142,9	55,9	370,5
Styring	-15,1	-34,0	-15,6	-64,7
I alt	350,8	502,6	346,7	1.200,2
Årlig besparelse	**Besparelse i % af elforbrug**			
Regulering	92,8	90,4	84,4	88,7
Belastning	37,2	31,7	28,6	31,7
Transmission	49,8	53,5	57,0	53,9
Motor	65,2	50,0	37,5	53,0
Styring	-97,0	-96,2	-49,3	-78,4
I alt	55,4	46,9	43,0	47,8

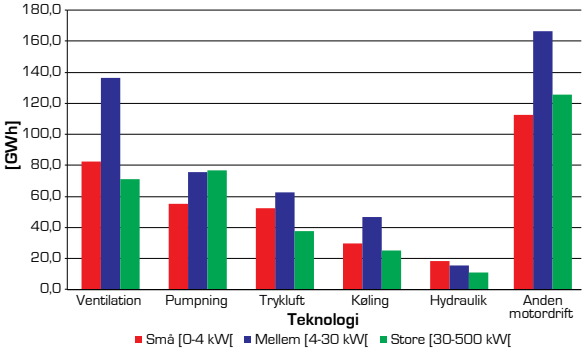
Tabel 16.1 Besparelsespotentialer for systemkomponenter fordelt på små, mellem og store anlæg i absolutte værdier og i procent af forbrug til tab.

Som det ses, udgøres det største enkeltpotentiale i at erstatte mekanisk regulering med elektrisk regulering i form af frekvensomformere m.v. Der spares 439 GWh i form af fjernede drøvlinger, spjældreguleringer m.v., modsvarende selvfølgelig et uundgåeligt tab i de elektriske styringsenheder på 65 GWh. Dvs. en samlet besparelse på 374 GWh svarende til 31 % af potentialet alene ved brug af mere avanceret regulering.

De samlede tab i elmotorerne vil kunne reduceres med 371 GWh ved anvendelse af mere effektive motorer og elektriske styringer. Fluxoptimering m.m. vil kunne anvendes i stor udstrækning, hvilket ville forøge motorernes effektivitet i de mange driftstimer ved reduceret belastning. Ydermere vil større anvendelse af frekvensomformere bevirke, at der ikke skal tages så kraftige forbehold, hvad angår valget af motorstørrelse.

Den samlede besparelse på 154 GWh indenfor transmissionen skyldes primært to faktorer. Den store anvendelse af elektrisk styring og nye motortyper bevirker, at en traditionel transmission i form af et gear eller remtræk helt kan udelades. Ydermere forventes de ineffektive men billige snekkegear på sigt at blive erstattet med eksempelvis tandhjulsgear, der har en højere effektivitet i hele arbejdsområdet.

16.8.2 Teknologier



Figur 16.33. Besparelsespotentialer på teknologier fordelt på små, mellem og store anlæg.

Motor-størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	I alt
Årlig besparelse	**Elbesparelse [GWh]**			
Ventilation	82,4	136,1	71,3	289,8
Pumpning	55,3	75,4	76,8	207,4
Trykluft	52,4	62,4	37,4	152,1
Køling	30,0	46,8	25,2	102,0
Hydraulik	18,5	15,6	10,8	44,9
Anden motordrift	112,3	166,3	125,4	404,0
I alt	350,8	502,6	346,7	1.200,2
Årlig besparelse	**Besparelse i % af elforbrug**			
Ventilation	35,0	23,1	13,2	21,2
Pumpning	38,9	26,8	20,2	25,8
Trykluft	32,9	17,1	10,2	17,1
Køling	26,3	14,9	9,6	14,8
Hydraulik	33,0	15,9	8,6	16,0
Anden motordrift	28,2	17,7	12,9	17,5
I alt	31,8	19,4	13,1	18,9

Tabel 16.2. Besparelsespotentialer på teknologier fordelt på små, mellem og store anlæg i absolutte værdier og i procent af totalt forbrug.

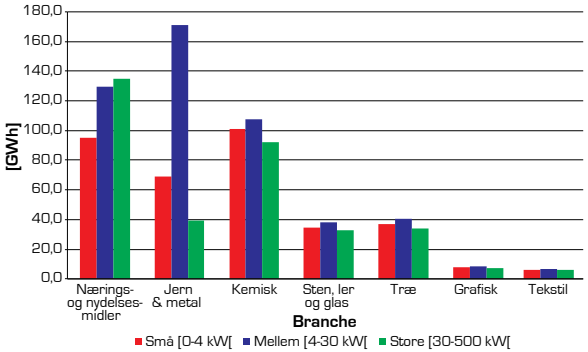
Fordeles de 1.200 GWh på teknologier, slår den generelt store udbredelse af ventilation og anden motordrift kraftigt igennem. Alene inden for disse to teknologier findes 694 GWh svarende til 58 % af det samlede potentiale. 17 % af potentialet findes indenfor pumpeområdet, mens de øvrige teknologier – køling, trykluft og hydraulik – hver især udgør henholdsvis 9 %, 13 % og 4 % af potentialet.

Indenfor anden motordrift består potentialet i at få hævet belastningsgrader samt at øge anvendelse af energieffektive transmissioner.

Indenfor teknologien ventilation består potentialet i anvendelse af frekvensomformere fremfor spjæld samt bedre tilpasning af motorstørrelser.

42 % af potentialet forefindes i systemer, hvor elmotoren ligger i effektintervallet 4-30 kW. Det øvrige potentiale fordeler sig nogenlunde ligeligt mellem de to andre effektgrupper.

16.8.3 Brancher



Figur 16.34. Besparelsespotentialer på brancher fordelt på små, mellem og store anlæg.

Motor-størrelse [kW]	Små [0-4[	Mellem [4-30[	Store [30-500[	I alt
Årlig besparelse	**Elbesparelse [GWh]**			
Nærings- og nydelsesmiddel	94,9	129,8	134,7	359,4
Jern & metal	69,2	171,2	39,5	279,9
Kemisk	101,0	107,4	92,4	300,7
Sten, ler og glas	34,6	38,1	32,7	105,5
Træ	36,8	40,5	34,1	111,5
Grafisk	8,0	8,7	7,4	24,0
Tekstil	6,4	6,9	6,0	19,3
I alt	350,8	502,6	346,7	1.200,2
Årlig besparelse	**Besparelse i % af elforbrug**			
Nærings- og nydelsesmiddel	31,3	19,0	13,3	18,0
Jern & metal	31,5	19,2	12,3	19,6
Kemisk	32,5	19,8	13,2	19,4
Sten, ler og glas	31,0	19,5	13,0	18,9
Træ	32,5	20,5	13,4	19,7
Grafisk	30,9	19,2	12,6	18,6
Tekstil	31,3	19,4	13,1	19,0
I alt	31,8	19,4	13,1	18,9

Tabel 16.3. Besparelsespotentialer på brancher fordelt på små, mellem og store anlæg i absolutte værdier og i procent af totalt forbrug.

De tre brancher nærings- og nydelsesmiddel, jern & metal samt kemisk er selvfølgelig meget dominerende i kraft af deres størrelse. 78 % af sparepotentialet findes indenfor disse tre brancher.

17 Behovsanalyse

Når der skal foretages en optimering af motordrevne maskinsystemer, foregår det ofte ved, at der udelukkende fokuseres på en eller flere enkeltkomponenter i systemet hver for sig.

Ved at se på systemet samlet opnås oftest en acceptabel forbedring af systemets totale virkningsgrad.

Der bør fokuseres mere på, hvilket formål systemet tjener, f.eks. udsugning fra forurenende processer eller nedkøling af produkter. I første omgang skal fokus rettes mod selve processen.

En af de væsentligste faser i systemoptimering er behovsanalysen. Den skal afdække, hvilke grundlæggende behov det motordrevne maskinsystem skal dække samt variationerne i behovet og muligheder for at reducere behovet. En ordentligt udført behovsanalyse vil resultere i reducerede omkostninger til indkøb af nye komponenter, drift og vedligehold.

17.1 Grundlæggende behov

Start med en vurdering af det grundlæggende behov, det motordrevne maskinsystem skal dække, herunder om der er mulighed for at reducere det grundlæggende behov.

For det motordrevne maskinsystem vil det grundlæggende behov være bestemmende for den dimensionerende ydelse, f.eks. flow og tryk for pumpesystemer eller kølekapacitet for kølesystemer.

Den dimensionerende ydelse vil i mange tilfælde være bestemt af det maksimale behov. Eksempelvis ventilationssystemer, hvor der skal kunne leveres en maksimal volumenstrøm, når de termiske og atmosfæriske belastninger i lokalet er maksimale.

For maskinsystemer, hvor der er mulighed for at etablere akkumulering, vil den dimensionerende ydelse kunne reduceres betydeligt, set i forhold til, hvis maskinsystemet skal kunne levere maksimal (dimensionerende) ydelse ved maksimalt behov. Det skyldes, at maskinsystemet leverer en konstant ydelse, f.eks. vandmængde til akkumuleringsenheden uanset, hvad behovet er.

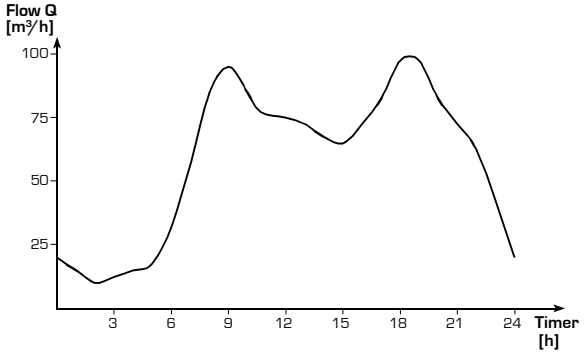
17.2 Behovsvariationer

For at kunne vælge det optimale system er det vigtigt at få fastlagt variationerne af behovet over tid, således at systemet og dets reguleringsform vælges ud fra disse variationer. Som oftest bør systemets bedste virkningsgrad vælges ud fra den oftest forekommende driftssituation.

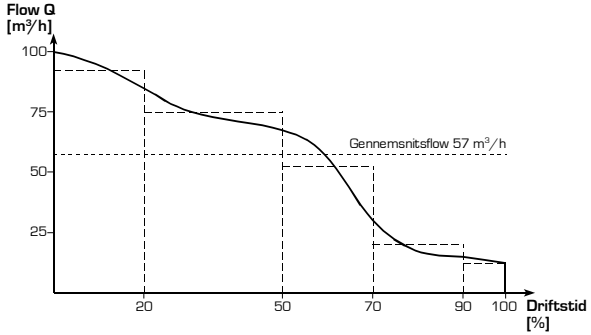
Med fastlæggelsen af behovsvariationerne bliver det muligt at vurdere, hvilke belastningskomponenter det motordrevne maskinsystem ud fra energimæssige betragtninger bør bestykkes med. Eksempelvis om det er hensigtsmæssigt at benytte en stor pumpe frem for flere mindre parallelkoblede pumper, eller om processen eller processerne betjenes af kun et centralt maskinsystem frem for flere decentrale maskinsystemer.

Der skal konstrueres en varighedskurve, der illustrerer sammenhængen mellem det motordrevne maskinsystems nødvendige ydelse (f. eks. volumenstrøm, flow eller kuldeydelse) og antal driftstimer over året. Sammenhæng kan findes ved hjælp af målinger (f.eks. af effektoptag eller flow), registreringer og beregninger.

I figur 17.1 og 17.2 ses eksempler på henholdsvis en døgnprofil (flowmåling) og en varighedskurve for et vandforsyningsanlæg. Vandforsyningsanlæg er kendetegnet ved, at der er stor variation i forbruget. I morgen- og aftentimerne er forbruget højt, mens det er lavt i nattetimerne.



Figur 17.1. Døgnprofil for vandforbrug (flowmåling) i et vandforsyningsanlæg.



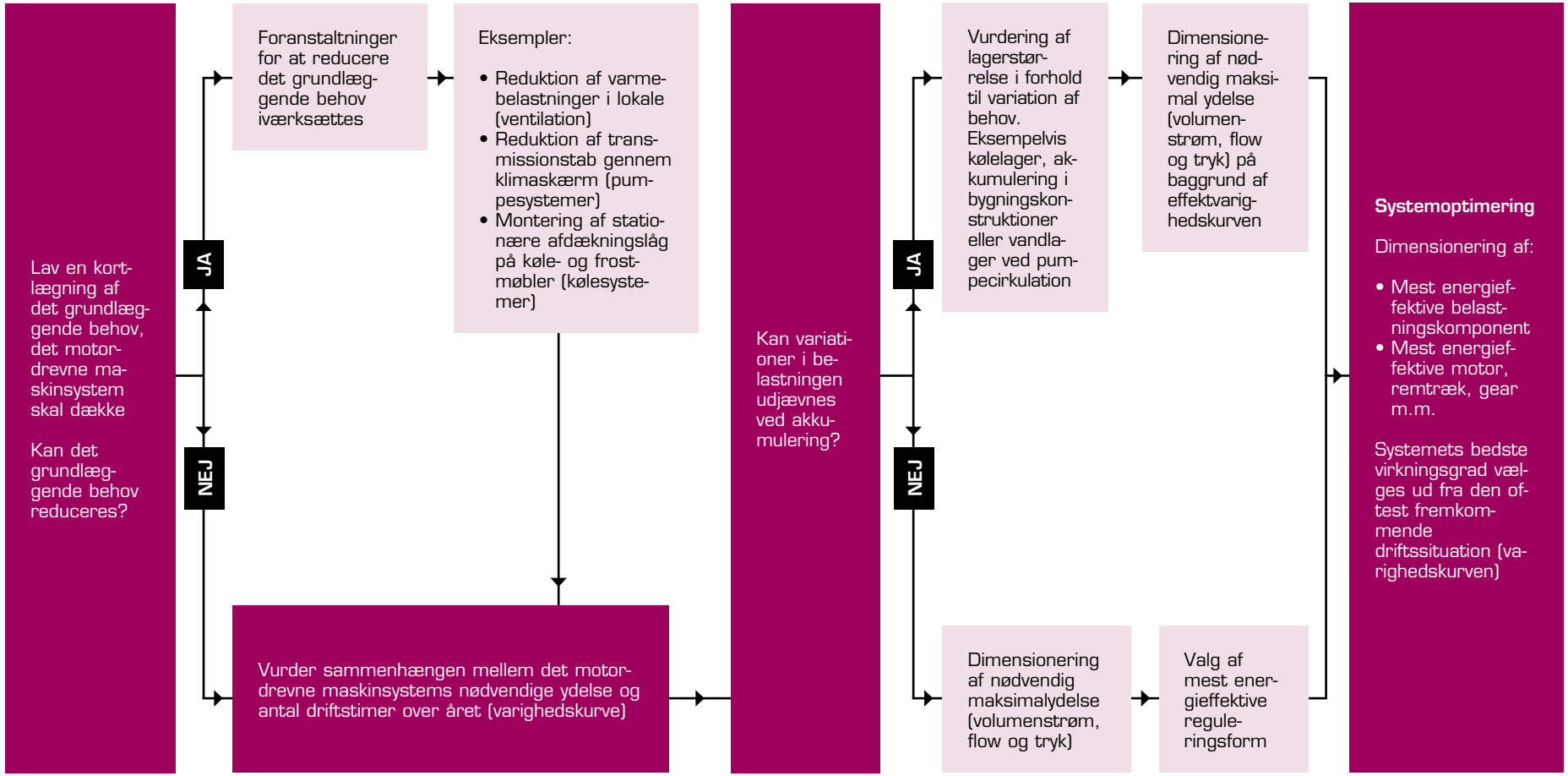
Figur 17.2. Varighedskurve for vandforbrug i vandforsyningsanlæg.

Figur 17.2 viser også, at der er brug for et maksimalt flow på 100 m^3/h i ca. 10 % af driftstiden, mens der er brug for et flow på 57 m^3/h eller mindre i ca. 50 % af driftstiden.
For et anlæg med disse behovsvariationer resulterer behovsanalysen i to forslag til, hvordan maskinsystemet bør bestykkes.

Det ene forslag er etablering af et omdrejningstalsreguleret pumpesystem, dimensioneret til at yde et maksimalt flow på 100 m^3/h, men med bedste virkningsgrad ved 75 m^3/h, da pumpen omtrentligt har flest driftstimer ved dette flow. Det er ikke nødvendigvis sådan, at pumpens leverede flow skal følge forbruget (behovet). Derfor er det andet forslag etablering af et pumpesystem med akkumuleringstank. Pumpen dimensioneres til, med højest mulige virkningsgrad at yde et flow på 57 m^3/h, hvilket svarer til det gennemsnitlige flow.

Anvendelse af dette system vil resultere i et lavere elforbrug samt mindre investering i pumpe og motor, da der kan benyttes en mindre pumpe. Dette skal så vejes op mod den nødvendige investering i akkumuleringstanken.

17.3 Forløbet i behovsanalysen



Figur 17.3. Analyseværktøj til anvendelse ved energirigtig projektering og analyse af eksisterende anlæg.

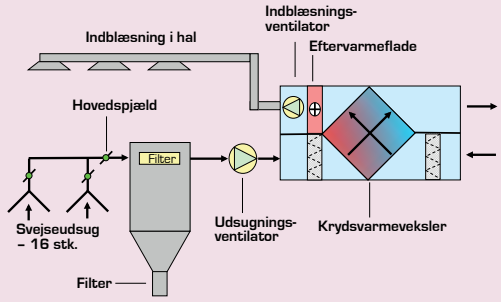
Eksempel 12 – Behovsanalyse af ventilationssystem

På en maskinfabrik er der installeret et ventilationsanlæg i en svejsehal. Der er i alt 16 svejsesteder, hvorfra der udsuges via punktudsug (svejsearme). Den dimensionerende udsugede luftmængde er 16.000 m^3/h (4,5 m^3/s), hvilket er 1.000 m^3/h pr. svejsested. Anlægget er således dimensioneret til, at alle punktudsug skal kunne være i drift samtidigt.

Der indblæses erstatningsluft i hallen via armaturer placeret ved gulvet (fortrængningsventilation), og den dimensionerende indblæste luftmængde er ligeledes 16.000 m^3/h.

I figur 17.4 ses, at luften udsuges via punktudsug, hvorefter den sendes gennem et cyklonfilter. Luften sendes herefter gennem en krydsvarmeveksler, inden den afkastes til det fri. Der benyttes en ventilator med F-hjul, som via en remtransmission (tre formfortandede kileremme) drives af en 15 kW asynkronmotor. Ventilator, remtransmission og motor er placeret eksternt.

Indblæsningsluften tages fra det fri og sendes gennem krydsvarmeveksleren og en eftervarmeflade, inden den indblæses i svejsehallen. Selve indblæsningsdelen behandles ikke i dette eksempel.



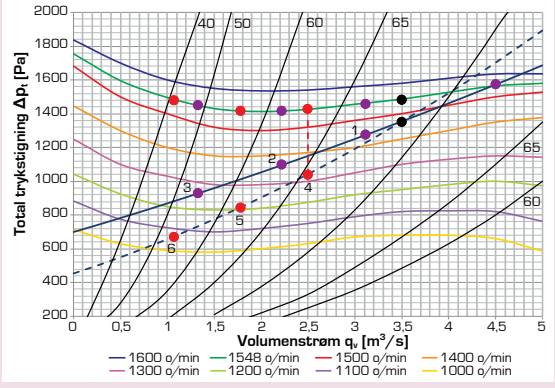
Figur 17.4. Skitse af ventilationssystem.

Udsugningsventilatoren skal yde en totaltrykstigning på 1.575 Pa. Punktudsugene og dertil hørende kanalsystem bidrager med 700 Pa, mens cyklonfilteret og aggregatet inklusiv kanalsystem bidrager med henholdsvis 500 Pa og 375 Pa.

Ventilationssystemet er ikke behovsstyret. Der er dog mulighed for at afbryde hvert punktudsug via et afspærringsspjæld.

Figur 17.5 viser ventilator- og anlægskarakteristikken. Anlægskarakteristikken (fuldt optrukken mørkeblå kurve) skærer ventilatorkarakteristikken i det dimensionerende driftspunkt (q_v,Δp_t) = (4,5 m^3/s, 1.575 Pa). I dette driftspunkt (grøn kurve) er ventilatorens hastighed 1.548 o/min.

Anlægskarakteristikken skærer y-aksen i driftspunktet (q_v,Δp_t) = (0 m^3/s, 700 Pa). Det skyldes, at der altid skal være 700 Pa til rådighed af hensyn til punktudsugene.



Figur 17.5. Anlægs- og ventilatorkarakteristikker.

Det vurderes, at en udsuget luftmængde på 1.000 m^3/h pr. svejsested umiddelbart er højt. En nærmere undersøgelse viser, at det er tilstrækkeligt at udsuge 800 m^3/h pr. svejsested eller i alt 12.800 m^3/h (3,5 m^3/s).

Som tidligere nævnt er anlægget dimensioneret til, at alle punktudsug skal kunne være i drift samtidigt. Der er aldrig mere end 70 % af punktudsugene, der benyttes samtidig. Den nødvendige dimensionerende volumenstrøm er således betydeligt lavere end de 16.000 m^3/h. Den kan beregnes til ca. 9.000 m^3/h (2,5 m^3/s).

Efter den reviderede vurdering af behovet for luft er det dimensionerende driftspunkt: $(q_v, \Delta p_t)$ = (2,5 m³/s, 1.030 Pa). Dette er indtegnet på figur 17.5.

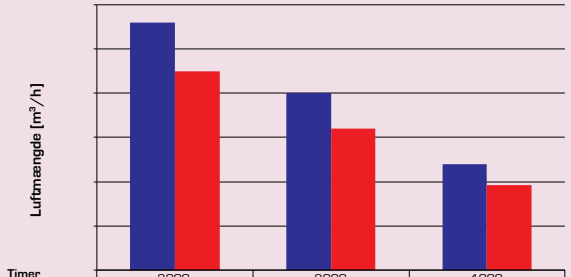
Figuren viser også anlægskarakteristikken efter reduktionen af luftmængden.

Anlægskarakteristikken skærer y-aksen i driftspunktet $(q_v, \Delta p_t)$ = (0 m³/s, 450 Pa), da der nu kun skal være 450 Pa til rådighed af hensyn til punktudsugene. Dette skyldes den lavere udsugede luftmængde.

Begge anlægskarakteristikker skærer hinanden i punktet
$(q_v, \Delta p_t)$ = (3,5 m³/s, 1.350 Pa).

De 3,5 m³/s (12.800 m³/h) er den føromtalte reducerede luftmængde ved 100 % udnyttelse af punktudsugene samtidig.

På figuren er indtegnet de benyttede driftspunkter for ventilationssystemet i før- og eftersituationen. Driftspunkterne og de tilhørende driftstider ses i figur 17.6. Ved anvendelse af den eksisterende ventilator vil alle driftspunkterne ligge på ventilatorkurven for 1.548 o/min. Afstanden fra driftspunkterne på ventilatorkurven til anlægskarakteristikkerne i både før- og eftersituationen er således tab.



Timer	3000	2000	1000
Før situation	11200	8000	4800
Efter situation	9000	6400	3840

Figur 17.6. Belastningsprofil for ventilationssystemet i før- og eftersituationen – to behovsvarighedskurver.

Som det ses, vil den eksisterende ventilator være for stor, når den dimensionerende luftmængde og den dertil hørende totaltrykstigning reduceres. Ved den dimensionerende luftmængde vil ventilatoren yde en totaltrykstigning, der er ca. 380 Pa højere end nødvendigt. Denne unødvendige trykdifferens tabes i spjældene.

Med udgangspunkt i behovsanalysen skal der findes en ventilator, der er tilpasset det nye behov samt vælges en reguleringsform, som tilgodeser variationerne i den nødvendige volumenstrøm. I dette tilfælde vil den mest energioptimale reguleringsform være en trykregulering, hvor driftspunkterne bevæger sig på anlægskarakteristikken.

Det årlige energiforbrug kan nu beregnes før og efter den reviderede vurdering. For begge situationer tages der udgangspunkt i tre driftspunkter.

Førsituationen:
Driftspunkt 1:

Ved q_v = 11.200 m³/h = 3,11 m³/s og p_t = 1.200 Pa:

Samlet virkningsgrad for motor, frekvensomformer og remtræk:

$\eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_r = 0{,}80$

Ventilatorvirkningsgrad:

$\eta_v = 0{,}67$

Energiforbruget i driftspunkt 1 ved 3.000 driftstimer:

$$E_1 = \frac{3.000 \cdot 3{,}11 \cdot 1.200}{1.000 \cdot 0{,}80 \cdot 0{,}67}\ \text{kWh} = 20.888\ \text{kWh}$$

17

Driftspunkt 2:

Ved q_v = 8.000 m³/h = 2,22 m³/s og p_t = 1.050 Pa:

Samlet virkningsgrad for motor, frekvensomformer og remtræk:

$\eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_r = 0{,}78$

Ventilatorvirkningsgrad:

$\eta_v = 0{,}63$

Energiforbruget i driftspunkt 2 ved 2.000 driftstimer:

$$E_2 = \frac{2.000 \cdot 2{,}22 \cdot 1.050}{1.000 \cdot 0{,}78 \cdot 0{,}63}\ \text{kWh} = 9.487\ \text{kWh}$$

Driftspunkt 3:

Ved q_v = 4.800 m³/h = 1,33 m³/s og p_t = 900 Pa:

Samlet virkningsgrad for motor, frekvensomformer og remtræk:

$\eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_r = 0{,}68$

Ventilatorvirkningsgrad:

$\eta_v = 0{,}55$

Energiforbruget i driftspunkt 3 ved 1.000 driftstimer:

$$E_3 = \frac{1.000 \cdot 1{,}33 \cdot 900}{1.000 \cdot 0{,}68 \cdot 0{,}55}\ \text{kWh} = 3.201\ \text{kWh}$$

Samlet energiforbrug før:

$E_{før}$ = (20.888 + 9.487 + 3.201) kWh = 33.576 kWh

Eftersituationen:

Driftspunkt 4:

Ved q_v = 9.000 m³/h = 2,50 m³/s og p_t = 1.000 Pa:

Samlet virkningsgrad for motor, frekvensomformer og remtræk:

$\eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_r = 0{,}80$

Ventilatorvirkningsgrad:

$\eta_v = 0{,}65$

Energiforbruget i driftspunkt 4 ved 3.000 driftstimer:

$$E_4 = \frac{3.000 \cdot 2{,}50 \cdot 1.000}{1.000 \cdot 0{,}80 \cdot 0{,}65}\ \text{kWh} = 14.423\ \text{kWh}$$

Driftspunkt 5:

Ved q_v = 6.400 m³/h = 1,78 m³/s og p_t = 800 Pa:

Samlet virkningsgrad for motor, frekvensomformer og remtræk:

$\eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_r = 0{,}78$

Ventilatorvirkningsgrad:

$\eta_v = 0{,}62$

Energiforbruget i driftspunkt 5 ved 2.000 driftstimer:

$$E_5 = \frac{2.000 \cdot 1{,}78 \cdot 800}{1.000 \cdot 0{,}78 \cdot 0{,}62}\ \text{kWh} = 5.889\ \text{kWh}$$

Driftspunkt 6:

Ved q_v = 3.840 m³/h = 1,07 m³/s og p_t = 650 Pa:

Samlet virkningsgrad for motor, frekvensomformer og remtræk:

$\eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_r = 0{,}68$

Ventilatorvirkningsgrad:

$\eta_v = 0{,}53$

Energiforbruget i driftspunkt 6 ved 1.000 driftstimer:

$$E_6 = \frac{1.000 \cdot 1{,}07 \cdot 650}{1.000 \cdot 0{,}68 \cdot 0{,}53} \text{ kWh} = 1.930 \text{ kWh}$$

Samlet energiforbrug efter:

E_{efter} = (14.423 + 5.889 + 1.930) kWh = 22.242 kWh

Besparelse ved at erstatte en for stor ventilator med en tilpasset ventilator:

$B = E_{før} - E_{efter}$ = 33.576 kWh - 22.242 kWh = 11.334 kWh.

17.4 Energibevidst planlægning og projektering

Projektering af motordrevne maskinsystemer sker hyppigt som en af de sidste aktiviteter ved planlægning af nye industrianlæg eller ved nybyggeri. Praktiske erfaringer har vist, at der uden væsentlige merinvesteringer kan opnås store driftsbesparelser, såfremt man fra den tidlige projekteringsfase inddrager analyser af de motordrevne maskinsystemer:

- Hvilket grundlæggende behov skal det motordrevne maskinsystem dække, og er der mulighed for at reducere behovet?
- Hvilken reguleringsform passer bedst til det motordrevne maskinsystem?
- Hvilken indflydelse vil drifts- og startforløbet få på størrelsen af systemets komponenter (transmission, gear og motor)?
- Hvilke komponenter bør vælges, så virkningsgraden for det samlede system bliver højest mulig og vedligeholdelsesudgifterne bliver minimale?
- Hvad skal der tages hensyn til under projekteringen?
- Hvordan indreguleres det motordrevne maskinsystem?
- Hvordan skal det motordrevne maskinsystem overvåges og vedligeholdes?

17.5 Stil krav til entreprenøren – dokumentation ved aflevering af nyanlæg og service

For at projektere energibevidst er det vigtigt, at der skabes et konstruktivt samarbejde mellem bygherren, den projekterende og entreprenøren.

Entreprenøren kan gøres til en medspiller i den energibevidste projektering. I udbudsmaterialet kan det kræves, at entreprenøren specificerer alternative energieffektive systemløsninger og disses eventuelle merinvesteringer og tilbagebetalingstid (Life Cycle Cost – LCC). Få entreprenøren til at udarbejde tilbud på et motordrevet maskinsystem med en højeffektiv ventilator, cirkulationspumpe eller elmotor og en lidt billigere løsning uden energibesparende komponenter.

17.6 Sidegevinster ved systemoptimering

Systemoptimering af motordrevne maskinsystemer foretages primært for at opnå energibesparelser. En systemoptimering omfatter et eller flere af følgende elementer:

- Tilpasning af maskinsystemets ydelse til behovet.
- Benyttelse af energieffektive komponenter i maskinsystemet.
- Tilpasning af maskinsystemets komponenter i forhold til hinanden.
- Benyttelse af en startanordning der reducerer startstrøm og moment.

- Benyttelse af energioptimal styrings- og reguleringsform (behovsregulering).

Foruden energibesparelserne opnås der i de fleste tilfælde også en række sidegevinster ved gennemførelse af systemoptimering af et maskinsystem:

- Anvendelse af højeffektive motorer vil, foruden den øgede virkningsgrad, give længere levetid, mindre varmeafgivelse og mere støjsvag drift.

- Anvendelse af tandhjulsgear vil, foruden den øgede virkningsgrad, give lave vedligeholdelsesomkostninger og længere levetid.

- Tilpasning af maskinsystemets komponenter til hinanden vil give en bedre udnyttelse/mindre tab, med mulig reduktion i komponentstørrelse og pris.

- Benyttelse af en startanordning, der reducerer startstrøm og moment, vil reducere de mekaniske påvirkninger af komponenterne i maskinsystemet, hvilket giver en længere levetid.

- Ved anvendelse af omdrejningstalsregulering, frem for eksempelvis spjæld- eller drøvleregulering, opnås en længere levetid for belastningskomponenten (ventilatoren eller pumpen), da sliddet på de mekaniske dele bliver mindre som følge af færre antal omdrejninger.

- For transmissioner som remme og gear vil et reduceret omdrejningstal også medføre et mindre slid og dermed en længere levetid.

En del af sidegevinsterne vil det være muligt at prissætte, mens andre, der vedrører forhold som forbedring af arbejdsmiljøet (mindre varmeafgivelse og støj), vil være sværere at prissætte.

17.7 Levetidsomkostninger - LCC

En analyse af levetidsomkostningerne er en metode til beregning af de samlede omkostninger ved et motordrevent maskinsystem i hele dets levetid. Se tabel 17.1.

I en levetidsberegning indgår der tre væsentlige faktorer:

1. Investering (anlægsudgifter)
2. Energiomkostninger
3. Service- og vedligeholdelsesomkostninger

Der er to gode grunde til at foretage en analyse af levetidsomkostningerne. Den vigtigste årsag er, at man får valgt den løsning, der giver mest for pengene. Den anden er, at energispildet i et system nedsættes til et minimum.

Eksempel 13 – LCC-beregning på to alternative ventilationssystemer

I tabel 17.1 ses et eksempel på LCC-beregninger for to alternative ventilationssystemer. (data hentet fra eksempel 11 i afsnit 16).

I alternativ 1 benyttes en ventilator med B-hjul, som via en remtransmission (formfortandede kileremme) drives af en 5,5 kW IE3 asynkronmotor. Luftmængden i anlægget reguleres via spjældstyring.

I alternativ 2 benyttes en direkte drevet ventilator med B-hjul (den samme som anvendes i alternativ 1), som drives af en 4,5 kW PM motor med frekvensomformer. Luftmængden i anlægget reguleres via omdrejningstalsregulering.

I begge alternativer opvarmes den indblæste luftmængde gennem en krydsvarmeveksler og en vandbåren varmeflade, hvor vandet opvarmes i en gaskedel.

Som det ses i tabellen, bliver besparelsen i anlæggets levetid 142.000 kr. ved at vælge alternativ 2 frem for alternativ 1.

LCC = 1.063.000 - 921.000
= 142.000 kr.

LCC-beregning			
Udfyldes af tilbudsgiver	**Enhed**	**Alternativ 1**	**Alternativ 2**
Ventilationssystem	-	Svejseudsugning (spjældregulering)	Svejseudsugning (omdrejningstalsregulering)
Energiinput (brændsel)	-	Naturgas	Naturgas
Anlægsudgifter			
Komponenter	[Kr.]	17.000	33.000
Montage, inkl. indregulering	[Kr.]	8.000	12.000
Anlægspris i alt (C_{ic})	[Kr.]	25.000	45.000
Levetid og energipriser			
Anlæggets levetid	[år]	15	15
Energipris	[Kr./kWh]	0,6	0,6
Elpris	[Kr./kWh]	0,8	0,8
Driftsudgifter			
Varmeforbrug	[MWh/år]	72	72
Elforbrug	[kWh/år]	30.000	16.500
Faste afgifter	[Kr./år]	0	0
Energiomkostninger i alt i anlæggets levetid (C_e)	[Kr.]	1.008.000	846.000
Service- og vedligehold			
Service og vedligeholdelsesomkostninger i anlæggets levetid (C_m)	[Kr.]	30.000	30.000
LCC – Life Cycle Cost			
LCC = $C_{ic} + C_e + C_m$	[Kr.]	1.063.000	921.000

Tabel 17.1. LCC-beregning på to alternative ventilationssystemer som kan anvendes i forbindelse med energibevidst indkøb og projektering.

18 Tjekskema

I skemaet er angivet en række forhold, som har indflydelse på det motordrevne maskinsystems drift og energieffektivitet, og som bør undersøges.

	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
Behovsanalyse	Dokumentation for det motordrevne maskinsystem	Undersøg om der findes dokumentation, herunder tegninger, for maskinsystemet: • Brug disse tegninger til at få et overblik over maskinsystemet. • Lav en simpel skitse af maskinsystemet der kan hjælpe med at give et overblik.
	Maskinsystemets opgave	Undersøg om maskinsystemet kan opfylde givne behov: • Undersøg om maskinsystemet er i stand til at levere en ønsket ydelse ved en given belastning.
Anlæggets driftstilstand	Virkningsgrad for ventilatorer	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte ventilatoren til en Spareventilator®: • Foretag måling af trykstigningen over ventilatoren, volumenstrøm og motorens effektoptag til bestemmelse af virkningsgraden.
	Virkningsgrad for pumper	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte pumpen til en sparepumpe: • Foretag måling af trykstigningen over pumpen, flow og motorens effektoptag til bestemmelse af virkningsgraden.
Anlæggets driftstilstand	Virkningsgrad for trykluftkompressorer	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte trykluftkompressoren til en mere energieffektiv type: • Foretag en registrering af kompressorens afgangstryk og motorens effektoptag samt rekvirer et datablad for kompressoren til bestemmelse af virkningsgraden.
	Isentropisk virkningsgrad for kølekompressorer	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte kølekompressoren til en mere energieffektiv type: • Foretag en registrering af fordampnings- og kondenseringstemperaturen, motorens effektoptag samt rekvirer et datablad for kompressoren til bestemmelse af virkningsgraden.
	Virkningsgrad for hydraulikpumper	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte hydraulikpumpen til en mere energieffektiv type: • Foretag en registrering af pumpens afgangstryk og motorens effektoptag samt rekvirer et datablad for pumpen til bestemmelse af virkningsgraden.
	Virkningsgrad for transportbånd	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte komponenter i transportbåndet til mere energieffektive typer: • Sparemotor • Tandhjulsgear
	Virkningsgrad for omrører	Undersøg om det er muligt og rentabelt at udskifte komponenter i omrørersystemet til mere energieffektive typer: • Sparemotor • Tandhjulsgear

	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
Anlæggets driftstilstand	Virkningsgrad for transmis-sioner	Remtransmissioner: Undersøg om remskiver og remme er slidte. Tjek om opspændingen af remmen(e) er korrekt. Geartransmissioner: Undersøg om det er rentabelt af udskifte et snekkegear til et tandhjulsgear: • Foretag en registrering af udvekslingsforholdet til bestemmelse af virkningsgraden.
	Virkningsgrad for motorer	Undersøg om det er muligt og rentabelt at ud-skifte til en sparemotor: • Foretag måling af motorens effektoptag til be-stemmelse af virkningsgraden.
Startforhold	Maskinsystemets startforhold	Vurder startsituationens indflydelse på drevets størrelse (motor, remtræk, gear m.m.): • Undersøg start- og driftsmoment.
Styring/ regulering	Automatik på maskinsystemet	Undersøg, om maskinsystemet er forsynet med automatik: • Undersøg om maskinsystemet er forsynet med automatik, der afbryder det, når der ikke er behov for, at det er i drift.

	Tjek i forbindelse med besøg	Forhold, der bør undersøges nærmere
Styring/ regulering	Regulering af maskin-systemets ydelse	Undersøg om maskinsystemet er forsynet med ydelses- eller kapacitetsregulering: • Undersøg om ventilatoren eller pumpen om-drejningstalsreguleres i forhold til behovet, f.eks. varme- eller kølebehovet. • Undersøg om trykluftkompressoren omdrej-ningstalsreguleres i forhold til luftbehovet. • Undersøg om kølekompressorens kapacitet re-guleres i forhold kølebehovet, f.eks. ved hjælp af cylinderudkobling (stempelkompressorer) eller omdrejningstalsregulering (skruekompres-sorer). • Undersøg om hydraulikpumpen er forsynet med Load Sensing. • Undersøg om transportbåndets hastighed re-guleres således at der altid er fuld belægning på båndet.
Service/ vedligehold	Maskinsystemets service og vedligeholdelses-tilstand	Undersøg, om der foretages regelmæssig ser-vice og vedligeholdelse på maskinsystemet: • Undersøg om der foretages regelmæssig kon-trol af beskadigelse og tilsmudsning af maskin-systemets komponenter – motor, transmission og belastning.

19 10 Gode råd

1. Minimer behovet til ethvert tidspunkt og fastlæg en varighedskurve for behovet.

2. Optimer maskinsystemet ved at vælge den rette størrelse på enkeltkomponenterne elmotor, transmission og belastning i forhold til den variable belastning.

3. Vurder om enkeltkomponenterne er tilpasset hinanden, så maskinsystemets samlede virkningsgrad bliver så høj som mulig i hele driftsperioden.

4. Brug eventuelt flere maskinsystemer, hvis der er store belastningsvariationer. Herved opnås en højere belastningsgrad af enkeltkomponenterne til ethvert tidspunkt.

5. Vælg en korrekt reguleringsform og startanordning. Herved sikres en optimal drift og en længere levetid for maskinsystemet.

6. Opstil en effektvarighedskurve på baggrund af varighedskurven for behovet og estimer herefter energiforbruget over driftsperioden.

7. Undgå et for stort tab ved regulering af maskinsystemet. Anvend derfor om muligt omdrejningstalsregulering og akkumulering frem for drøvle- og spjældregulering.

8. Sørg for jævnlig vedligehold af maskinsystemet ved korrekt indregulering og udskiftning af slidte enkeltkomponenter.

9. Revurder maskinsystemet ved ændret behov eller når nye energieffektive komponenter kommer på markedet – alternativt foretag jævnlige planlagte revurderinger.

10. Vurdér indkøbspriser, behov for løbende vedligehold, energiforbrug og energipriser for at finde frem til de lavest mulige levetidsomkostninger. Vurderingen laves ved en beregning af levetidsomkostningerne (LCC).

20 Andre kilder

Håndbøger

/1/ Ventilation ståbi – 2. udgave, Nyt Teknisk Forlag, 2001, Henning Hørup Sørensen.
ISBN: 978-87-571-1982-4

/2/ Pumpe ståbi – 3. udgave, Ingeniøren bøger, 2000, Torben Larsen.
ISBN: 978-87-571-2296-2

/3/ El ståbi – 5. udgave, Ingeniøren bøger, 2011, Poul Andersen.
ISBN: 978-87-571-2714-0

/4/ Varme- og klimateknik, Danvak, Grundbog 3. udgave, H. E. Hansen, P. Kjerulf-Jensen & Ole B. Stampe.
ISBN: 978-87-982652-8-3

/5/ Den lille blå om Systemoptimering, 1. udgave, ELFOR, 2005, Jørn Borup Jensen (ELFOR), Henrik Lykke Lilleholt (Louis Poulsen Industri & Automation), Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut) og Hans Andersen (Teknologisk Institut).
ISBN 87-88245-53-5

/6/ Den lille blå om Ventilation, 2. udgave, ELFOR, 2007, Claus M. Hvenegaard (Teknologisk institut).
ISBN 87-988903-0-1

/7/ Den lille blå om Sparepumper, 2. udgave, ELFOR, 2005, Otto Paulsen (Teknologisk Institut) og Claus M. Hvenegaard (Teknologisk institut).
ISBN 87-91326-11-7

/8/ Håndbog i Energirådgivning – Hydraulik, DEFU, 1999, Johannes Thuesen (Energirådgivning Fyn), Thomas Brændgaard Nielsen (DEFU) og Lise Boye-Hansen (DEFU).

/9/ Håndbog i Energirådgivning – Køling, DEFU, 1999, Alaa Barky (Københavns Belysningsvæsen) og Martin L. Jensen (DEFU).

/10/ Håndbog i Energirådgivning – Elmotorer, motorstyringer og transmissioner, DEFU, 2000, Hans Henrik Hansen (DEFU), Lars Bjerre (DEFU) og Jens Erik Pedersen (TRE-FOR).

/11/ Håndbog i Energirådgivning – Trykluft, DEFU, 1999, Kim Falck Grony (Energirådgivning Fyn) og Jan Christiansen (DEFU).

Rapporter, kataloger, vejledninger og standarder

ELFORSK projekter

/12/ Systemoptimering af elmotordrevne maskinsystemer, PSO-projekt nr. 338-009, Teknologisk Institut 2008. Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut), Hans Andersen (Teknologisk Institut), Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut) og Mads Peter Rudolph Hansen (Teknologisk Institut).

/13/ Reduktion af elforbrug til motordrift ved anvendelse af PM motorer, PSO-projekt nr. 340-028, Teknologisk Institut 2009. Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut), Sandie B. Nielsen (Teknologisk Institut), Mads Peter Rudolph Hansen (Teknologisk Institut), Christian Grønborg Nikolaisen (Teknologisk Institut), Ewen Ritchie (Aalborg Universitet) og Krisztina Leban (Aalborg Universitet).

/14/ Værktøj til brug ved systemoptimering, PSO-projekt nr. 341-014, Teknologisk Institut 2010. Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut), Per Tage Jespersen (Teknologisk Institut) og Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut).

/15/ 2. generationsværktøj til systemoptimering, PSO-projekt nr. 342-008, Teknologisk Institut 2013. Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut), Per Tage Jespersen (Teknologisk Institut) og Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut).

Øvrige

/16/ Kortlægning af motorbestanden i jern- og metalindustrien, Teknisk rapport 397, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU).

/17/ Kortlægning af motorbestanden i nærings- og nydelsesmiddelindustrien, Teknisk rapport 411, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU).

/18/ Energioptimering ved elmotordrift, Teknisk rapport 322, DEFU, 1991, Anders Rebsdorf (DEFU), Hans Andersen (DEFU), Jørn Borup Jensen (DEFU), Mogens Johansson (Dansk Energi Analyse a/s), Torben Laubst (DIA-E) og Henrik Ørskov Pedersen (DIA-E).

/19/ Energioptimering ved elmotordrift. Drevanalyse i praksis, Teknisk rapport 380, DEFU, 1997, Hans Andersen (DEFU) og Hans Henrik Hansen (DEFU).

/20/ Energioptimering ved industriel hydraulikanvendelse, Teknisk rapport 345, DEFU, 1995, Hans Andersen (DEFU), Flemming Lundager (DEFU) og Jørgen Hvid (Dansk Energi Analyse).

/21/ Energioptimering af industriel hydraulik, Teknisk rapport 387, DEFU, 1997, Thomas Brændgaard Nielsen (DEFU).

/22/ Elbesparelser ved trykluftanvendelse. Substitution og effektivisering, Teknisk rapport 369, DEFU, 1996, Hans Andersen (DEFU), Kim Falck Grony (Elforsyningens Energirådgivning), Jørgen Hvid (Dansk Energi Analyse), Johnny Iversen (dk-Teknik), Jørn Borup Jensen (DEFU), Inger Anette Rasmussen (Dansk Energi Analyse) og Mogens West (NESA).

/23/ Afprøvning af trefasede softstartere og enfasede energispareenheder, Rapport 94.5A, Aalborg Universitet – Institut for Energiteknik, 1995, Frede Blåbjerg (Aalborg Universitet), John K. Pedersen (Aalborg Universitet) og Hans-Henrik Hansen (Aalborg Universitet).

/24/ Energy Optimal Control of Induction Motor Drives, Aalborg Universitet – Institute of Energy Technology, 2000, Flemming Abrahamsen.
ISBN: 87-89179-26-9

/25/ Pumpedrift og energi – 3. udgave, Heilmanns Forlag, 1999, Thomas Heilmann.
ISBN 87-90603-03-6

/26/ Energibevidst projektering af pumpeanlæg, Foreningen af Rådgivende Ingeniører F.R.I., november 2000.

/27/ Værktøj til elbesparelser i pumpesystemer, Dansk Energi Analyse A/S, Mogens Mikkelsen (Dansk Energi Analyse A/S), Finn Alex Hansen (Carl Bro A/S), Hans Andersen (DEFU) og Thomas Heilmann (Ingeniørhøjskolen København Teknikum).

/28/ Kortlægning af erhvervslivet energiforbrug, november 2008. Mogens Johansson (Dansk Energi Analyse A/S) og Maria Rizzo (Viegand & Maagøe ApS).

/29/ Energibesparelser i erhvervslivet, Delrapport 2, februar 2010. Mogens Johansson (Dansk Energi Analyse A/S) og Peter Maagøe Petersen (Viegand & Maagøe ApS).

/30/ Statistisk Årbog 2012, Danmarks Statistik, juni 2012. Redaktion: Ulla Agerskov og Margrethe Pihl Bisgaard.
ISBN: 978-87-501-2001-8 (internetudgave)

Hjemmesider

Danmarks Statistik
www.dst.dk

Dansk Energi
www.danskenergi.dk

ELFORSK
www.elforsk.dk

Energibevidst projektering
www.energiledelse.com

Energistyrelsen
www.ens.dk

Teknologisk Institut
www.teknologisk.dk

Links

- EU-Kommissionens forordning nr. 327/2011 af 30. marts 2011om gennemførelse af Europa-Parlamentets og Rådets direktiv 2009/125/EF for så vidt angår krav til miljøvenligt design af elmotordrevne ventilatorer med en indgangseffekt fra og med 125 W til og med 500 kW:

  http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DA/TXT/PDF/?uri=CELEX:32011R0327&rid=1

- EU-Kommissionens forordning nr.622/2012 af 11. juli 2012 om ændring af forordning (EF) nr. 641/2009 for så vidt angår krav til miljøvenligt design af eksterne vådløbercirkulationspumper og produktintegrerede vådløbercirkulationspumper

  http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DA/TXT/PDF/?uri=CELEX:32012R0622&rid=1

- EU-Kommissionens forordning nr. 4/2014 om ændring af Kommissionens forordning (EF) nr. 640/2009 af 22. juli 2009 om gennemførelse af Europa-Parlamentets og Rådets direktiv 2005/32/EF for så vidt angår krav til miljøvenligt design af Elmotorer:

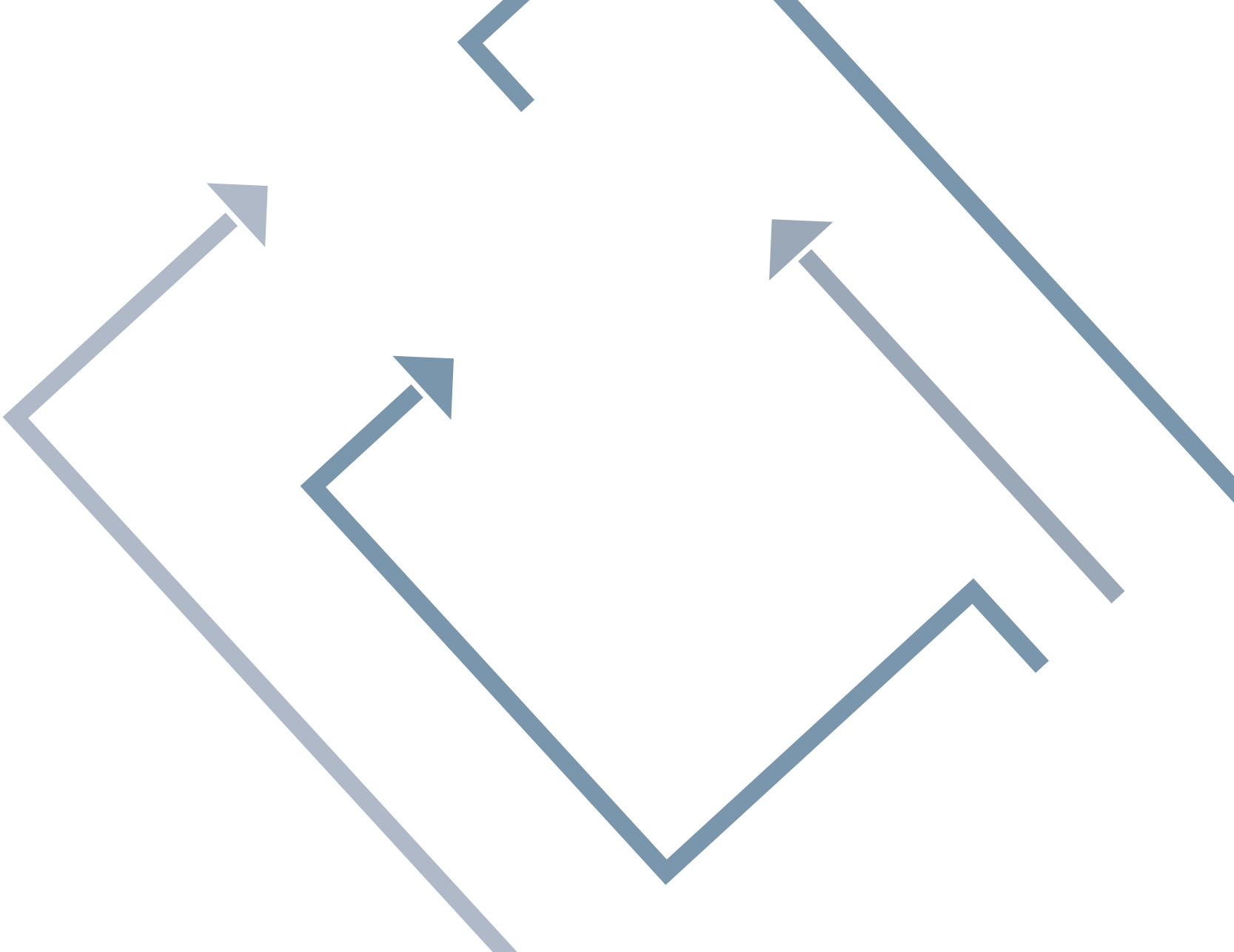
  http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ%3AL%3A2014%3A002%3A0001%3A0002%3ADA%3APDF

Kilder

- Ecodesignkrav
  Kilde: www.ens.dk/energikrav

- Billeder af omrører, figur 6.18
  Kilde: www.in-mix.dk

- Tabel 9.2
  Kilde: ABB



Optimer energiudnyttelsen i maskindrevne systemer

"Fantastisk opslagsværk som giver indsigt i et stort besparelsespotentiale og rammer ind i grænsefladen mellem det el- og maskintekniske. Opslagsværket sætter fokus på brugen af energirigtige komponenter og deres indbyrdes dimensionering. Jeg kan varmt anbefale opslagsværket til maskin- og anlægsbyggere, rådgivende ingeniører, energirådgivere og til undervisningsbrug på tekniske skoler."

Af Henrik Lykke Lilleholt, Lemvigh-Müller A/S

Der er et stort uopdaget potentiale inden for systemoptimering, som vi med opslagsværket er med til at få synliggjort. Den store blå om Systemoptimering fra Dansk Energi rammer lige ind mellem det el- og maskintekniske område og opfordrer til samarbejde mellem de to faggrupper med fokus på energiforbrug og besparelser.

Der er nyttige anvisninger, beregningsmodeller og hjælpeværktøjer, og bogen kan hjælpe maskinbyggere og andre til at regne på forbrug og effektivitet ved at sammensætte komponenter i et elmotordrevet maskinsystem optimalt. Den giver overblik og indsigt om energiforbrug og besparelsespotentialer på tværs af forskellige brancher og teknologier. Herunder brugen af frekvensomformere, elmotorer, transmissionselementer og belastningskomponenter. Det er ret unikt.

Jeg håber, at Den store blå om Systemoptimering vil blive anvendt flittigt, og at den kan være med til at bidrage til den grønne omstilling ved at optimere og nedbringe energiforbruget i stort set alle elmotordrevne processer.

God arbejds- og læselyst

– "Lad jer inspirere og få den i brug i dagligdagen med kunderne...."

Dansk Energis blå bøger og tilhørende software bliver udarbejdet, så de er overskuelige og anvendes som opslagsværker og hjælpeværktøjer. De giver overblik og indsigt om energibesparelser på tværs af teknologier og produktområder. Den seneste i rækken er Den store blå om Systemoptimering, der er en omfattende udbygning af Den lille blå om Systemoptimering fra 2005.

DANSK ENERGI

www.danskenergi.dk