



Center for Energieffektivisering og Ventilation

Optimering af trykluftsystemer

- PSO-projekt 347-004

Marts 2018

Forord

Lige siden energiselskaberne og andre aktører startede indsatsen for at effektivisere trykluftssystemer har det været normalt at måle effektoptaget for kompressorinstallationerne og med baggrund heri analysere mulighederne for at reducere energiforbruget gennem f.eks. lavere lækage-tab, bedre styring eller lavere trykniveau.

Indsatsen har generelt ført til en betydelig energieffektivisering af trykluftssystemer, men denne tilgang til effektivisering har ingen eller meget lille fokus på de reelle trykluftbehov og dynamikken i trykluftssystemerne.

Dette udredningsarbejde har til gengæld dokumenteret, at der er betragtelige og endnu ikke udnyttede effektiviseringsmuligheder, der kan identificeres gennem en behovsdrevet tilgang til trykluftssystemer. Den behovsdrevne tilgang bliver i forhold til tidligere understøttet af omfattende måleprogrammer, hvor f.eks. tryk, luftbehov og luftkvalitet måles på kritiske steder i trykluftsystemet, som f.eks. ved udvalgte, kritiske forbrugssteder og ved luftbehandlingskomponenterne.

Erfaringer viser, at der kan opnås yderligere energibesparelser i størrelsesordenen 10 - 30% af energiforbruget til generering af trykluft i en velfungerende trykluftinstallation ved at fokusere på hele systemet fra kompressor til slutbruger i kombination med brug af en mere sofistikeret tilgang til måling af trykluftsystemet og dets komponenter. Ud over en væsentlig energibesparelse kan det oven i købet resultere i en trykluftforsyning, som skaber færre produktionsmæssige problemer, herunder mindre produktionsspild og forøget "oppetid".

Metoden til at afdække mulige potentialer er først at kortlægge, hvor tryklften anvendes i virksomheden (slutanvendelse), til hvad den anvendes (proces), i hvilken kvalitet den bør leveres og efterfølgende gennemgå designet, dvs. om udstyret ved visse kritiske slutbrugere er korrekt designet/dimensioneret. Herefter undersøges systemet baglæns, dvs. fra distributionen af tryklften (rørsystem), og til genereringen af trykluft (kompressorer, køletørrere, styring m.v.).

I dette projekt understøttes undersøgelsen af trykluftssystemer af måleudstyr opsat i hele anlæget, som synkroniseret logger data såsom effektforbrug på kompressorer, tryk og flow forskellige steder i systemet. Dette er planlagt ud fra en indledende undersøgelse i tæt samarbejde med virksomheden, hvor systemoptimering finder sted. Ud fra registreringerne genereres kurver, der afslører et utal af "sandheder" om hele systemets drift. Ved den gængse tilgang til effektivisering af trykluftinstallationer foretages der ingen eller meget få målinger af andet end kompressorernes effektoptag og disse målinger foretages i bedste fald som øjebliksmålinger. I det nye koncept foretages der en række kontinuerte målinger over et passende tidsrum, for at kunne detektere effektiviseringsmuligheder ved forbrugsstederne, dvs. der anvendes en behovsstyret tilgang til systemoptimeringen.

Indholdsfortegnelse

Forord	1
1 Optimering af trykluftsystemer	4
2 Projektets relevans	6
3 Energiforbrug fordelt på brancher totalt og for udvalgte teknologier	7
3.1 Metodebeskrivelse	7
3.2 Nøgletal for dansk industris virksomheder – Det generelle overblik	8
3.3 Nøgletal for trykluft.....	11
3.4 Besparelspotentialer ved systemoptimering af trykluftsystemer	13
4 Demonstrationsvirksomheder	15
4.1 Stibo Graphic A/S	15
4.2 RPC Superfos	24
5 Vejledning i optimering af trykluftsystemer	37
5.1 Koncept	37
5.2 Detaljeret kortlægning af trykluftsystemet	38
5.3 Målinger af flow, tryk og effektoptag	39
5.3.1 Direkte måling af flow	39
5.3.2 Indirekte måling af flow	39
5.3.3 Måling af tryk	44
5.3.4 Måling af effektoptag.....	44
5.4 Substitution af trykluft	45
5.5 Reduktion af trykluftbehovet	48
5.5.1 Forbrugsstederne.....	48
5.5.2 Luftforbrugere med lineære aktuatorer	48
5.5.3 Enkeltvirkende lineær aktuator	48
5.5.4 Dobbeltvirkende lineær aktuator	49
5.5.5 Lineære aktuatorers arbejdsevne	49
5.5.6 Dyser	50
5.5.7 Luftmotorer	51
5.5.8 Trykreduktionsventiler	52
5.5.9 Rørsystem	53
5.5.10 Tryktab og rørdimensioner	53
5.5.11 Lækagetab fra rørsystem	62
5.6 Tekniske løsninger i kompressorcentralen	70
5.6.1 Stempelkompressor	70

5.6.2	Skruekompressor.....	71
5.6.3	Kompressorens belastning.....	71
5.6.4	Motorer	75
5.6.5	Specifikt elforbrug til kompressor	79
5.6.6	Filtre/udskillere	80
5.6.7	Køletørrer	81
5.6.8	Adsorptionstørrer.....	82
5.6.9	Sammenligning af tørrere	84
5.6.10	Trykluftbeholder	86
5.6.11	Tryktab i rørsystem og efterbehandling	90
5.7	Styring og regulering	92
5.8	Varmegenvinding.....	105
5.8.1	Luftbaseret varmegenvinding.....	105
5.8.2	Vandbaseret varmegenvinding.....	106
5.8.3	Levetidsomkostninger.....	110
5.8.4	Optimeringspakker.....	112
5.8.5	Optimering af trykluftsystem hos Stibo Graphic.....	118
5.8.6	Optimering af trykluftsystem hos RPC Superfos.....	118
6	Designvejledning for trykluftsystemer.....	119
6.1	Design af nyt trykluftsystem	119
6.1.1	Behovsanalyse	119
6.1.2	Fastlæggelse af trykluftbehovet	121
6.1.3	Hovedrørsystem	128
6.1.4	Kompressorinstallation	132
6.1.5	Varmegenvinding.....	139
7	Kursus vedr. systemoptimering og brug af måleudstyr.....	140
7.1	Kursus	140
8	Udkast til en "lille blå" om trykluft.....	141
9	Formidling af resultater	142
9.1	Artikler	142
9.2	Indlæg på temadage	142
10	Referencer	143

1 Optimering af trykluftsystemer

Det har været projektets primære formål at udvikle en vejledning i behovsdrevet optimering af trykluftsystemer, hvor der tages udgangspunkt i erfaringer fra bl.a. USA, Canada og Malaysia, hvor en tilsvarende tilgang til systemoptimering har været afprøvet.

Systemoptimering er en fuldt integreret tilgang til et trykluftsystem med fokus på systemets samlede behov snarere end de individuelle komponenternes ydelse og effektivitet.

Det er nødvendigt at forstå trykluftinstallationers dynamik og hvordan trykluft understøtter kritiske funktioner i et produktionsanlæg. Det handler bl.a. om at optimere eksisterende applikationers dårlige ydeevne, herunder dem der forårsager forringet systemdrift. Desuden handler det om at eliminere u hensigtsmæssig praksis for trykluftanvendelse samt at bevare balancen mellem trykluftforsyning og de produktionsmæssige behov ved forbrugsstederne.

Den behovsdrevne tilgang til systemoptimering og metoderne hertil inklusiv nødvendige registreringer er dokumenteret i en vejledning udviklet i projektet og illustreret med eksempler fra eksisterende trykluftsystemer hos de deltagende virksomheder.

Desuden er der i tilknytning til ovenstående vejledning udviklet en guide i design af energieffektive trykluftsystemer, da erfaringen er, at samspillet mellem kapaciteter af kompressorer, luftbehandlingsanlæg, akkumuleringstanke samt styringen af installationerne i forhold til de faktiske behov er langt fra optimal.

Endelig tilstræbes uddannet branchens aktører, dvs. energiselskabernes rådgivere, rådgivende ingeniører samt trykluftbranchen i tilgangen til behovsstyret systemoptimering samt hvilke registreringer, der er nødvendige og hvordan disse foretages.

Projektet omfatter følgende arbejdsopgaver (WP):

WP 1. Forundersøgelse

WP 2. Vejledning i systemoptimering af trykluftsystemer

WP 3. Designvejledning for trykluftsystemer

WP 4. Kursus og workshop vedr. systemoptimering af trykluftsystemer inklusiv undervisning i brug af måleudstyr

WP 5. Udkast til en "lille blå" for trykluft

WP 6. Formidling til trykluftbranchen, entreprenører og rådgivere samt afrapportering

Udviklingen af vejledning i optimering af trykluftsystemer og designvejledning er sket i tæt samarbejde med en leverandør af trykluftsystemer, et elforsyningselskab, et rådgivende ingeniørfirma samt to industrivirksomheder repræsenteret ved:

Kaeser Kompressorer A/S Danmark – Sten Ammitzbøll Schou

AURA Rådgivning A/S – Michael Olsen og Ole Ernst Wandall-Frostholm

BKU Consult – Bo Kuraa

Stibo Graphic A/S – Poul Mikkelsen

RPC Superfos Stilling A/S – Henrik Nielsen

Arbejdet har været udført i perioden april 2015 – marts 2018. Ovennævnte personer har deltaget i flere projektgruppemøder.

Rapporten er udarbejdet af Teknologisk Institut ved Claus Martin Hvenegaard, Industri & Energi.

Arbejdet er hovedsageligt finansieret af ELFORSK. Den resterende finansiering er kommet ved hjælp af egenfinansiering fra projektparterne.

Arbejdet forventes at blive suppleret med en temadag efter projektets afslutning (andet halvår af 2018).

Projektresultatet forventes endvidere at blive præsenteret i forskellige fagblade, som f.eks. ELFORSK Nyt, HVAC magasinet og Maskinmesteren.

Claus M. Hvenegaard
Marts 2018

2 Projektets relevans

Projektet relaterer sig til ELFORSK's indsatsområde: Industriens processer: 7.b Rådgivnings- og effektiviseringskoncepter, og understøtter målsætningen om at Danmarks udledning af drivhusgasser skal reduceres med mindst 40% inden 2020 i forhold til 1990 niveauet.

Anvendelse af trykluft er én af de væsentligste energianvendelsesområder i industrien og til trods for at der allerede er sket en betydelig effektivisering af trykluftsystemerne er der stadig et stort uudnyttet potentiale. Derfor er der behov for en helt ny tilgang til effektivisering af denne type anlæg, således det fulde potentiale realiseres.

Siden 1991 har der været fokus på at gennemføre energibesparelser på trykluftanlæg i den danske industri i særdeleshed anført af elselskabernes energirådgivningsafdelinger. Men også visse leverandører af trykluftudstyr har de seneste år udbudt disse undersøgelser.

Rådgivningen har som udgangspunkt typisk anvendt elmålinger (effektmåling) på kompressorernes hovedmotorer i forbindelse med diagnosticering af trykluftanlæggenes tilstand, og det har givet gode resultater.

Erfaringer viser imidlertid, at der kan opnås yderligere energibesparelser i størrelsesordenen 10-30 % af energiforbruget til generering af trykluft ved at fokusere på hele systemet fra kompressor til slutbruger i kombination med brug af mere sofistikeret måleudstyr. Endvidere kan dette oven i købet resultere i en tryklufforsyning, som skaber færre produktionsmæssige problemer, herunder mindre produktionsspild og forøget "opetid".

Trykluft er den absolut dyreste energiform at anvende i en virksomhed, og trykluft skal derfor kun anvendes der, hvor der ikke findes andre alternativer. Metoden til at afdække mulige potentialer er således først at kortlægge, hvor tryklften anvendes i virksomheden (slutbrugere), til hvad den anvendes (proces), ved hvilken kvalitet den bør leveres osv., og efterfølgende gennemgå designet. Gennemgangen af trykluftssystemet understøttes af måleudstyr opsat i hele anlægget, der synkroniseret logger interessante data såsom effektforbrug på kompressorer og tryk, flow og trykdugpunkt forskellige steder i systemet. Registreringerne giver mulighed for at opdage et utal af "sandheder" om hele systemet, hvis man vel at mærke har erfaringen i at tolke registreringerne, og hvis denne viden omsættes til konkrete handlingsplaner.

Projektet vil styrke energiselskabernes rådgivningskompetencer betydeligt i forbindelse med forpligtigelsen om realisering af energibesparelser, idet projektet vil øge energiselskabernes muligheder betragteligt for at gennemføre øget effektivisering af trykluftsystemer og dermed overholde energispareforpligtigelserne.

Endvidere vil rådgivere, projekterende, leverandører af trykluftanlæg og virksomheders egne driftstekniske stab med stor fordel kunne drage nytte af det nye værktøj/metoder.

3 Energiforbrug fordelt på brancher totalt og for udvalgte teknologier

Kapitlet giver et detaljeret indblik over, i hvilke af trykluftanlæggets systemkomponenter el-energien omsættes til reelt mekanisk arbejde og i hvilke den tabes.

Kapitlet er struktureret som følger:

- Metodebeskrivelse, hvorledes datatabeller er skabt
- Teknologirelaterede data
- Brancherelaterede data
- Samlet teoretisk potentiale

3.1 Metodebeskrivelse

Datagrundlaget er stykket sammen ud fra nedenstående kilder:

- Årlige elforbrug anno 2014 er opgjort af Danmarks statistik i 35 branchekategorier. Data er summeret til de 7 anvendte hovedbrancher, som er:
 - Nærings- og nydelsesmiddelindustrien
 - Jern og metalindustrien
 - Kemisk industri
 - Sten- ler- og glasindustrien
 - Træindustrien
 - Grafisk industri
 - Tekstilindustrien.
- Branchespecifikke elforbrugsfordelinger udtaget fra rapporten "Kortlægning af erhvervslivets energiforbrug" udarbejdet af Viegand & Maagøe ApS i 2015 samt Enibase/Unitool. For de 7 hovedbrancher er udtaget relativ 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 og metal er tidligere udført detaljerede motorkortlægninger gående bl.a. på teknologianvendelse samt fordeling effektintervallerne imellem. Disse er benyttet som grundlag for en branchevis vurdering af energiandel i tre anvendte effektintervaller – 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. Herefter er udformet et bedste skøn på, hvorledes dette forbrug fordeler sig i nødvendige systemkomponenter inden det effektueres i form af et egentligt arbejde. Situationen er beskrevet 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.

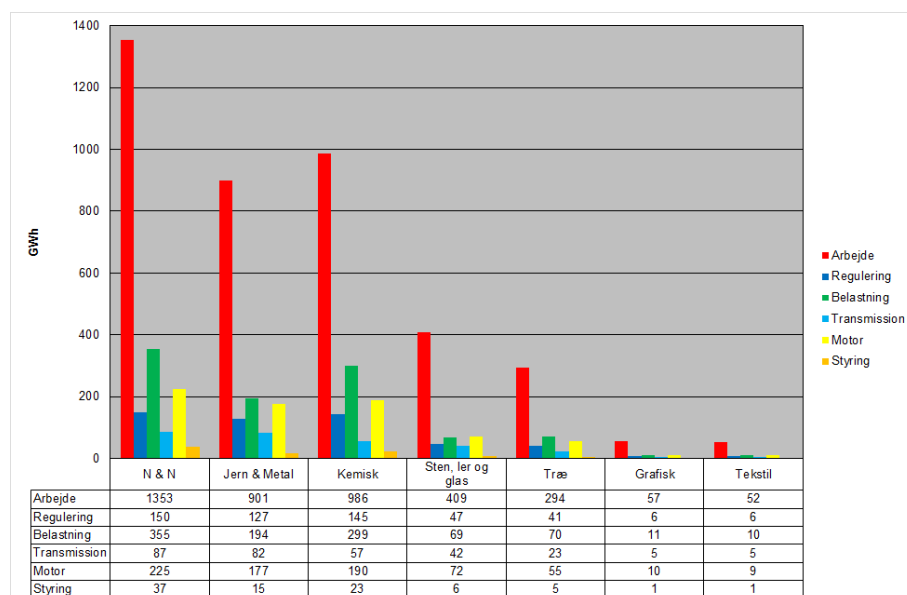
3.2 Nøgletal for dansk industris virksomheder – Det generelle overblik

Afsnittet viser dels det totale elforbrug for alle teknologier og dels forbruget for de enkelte teknologier fordelt på syv brancher og tre anlægstørrelser udtrykt i påstemplet mærkepladeeffekt på elmotoren.

Ydermere er i et diagram 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 diagram er vist et beregnet reelt arbejde - hydraulisk energi - således at tabselementerne kan sættes i relation.



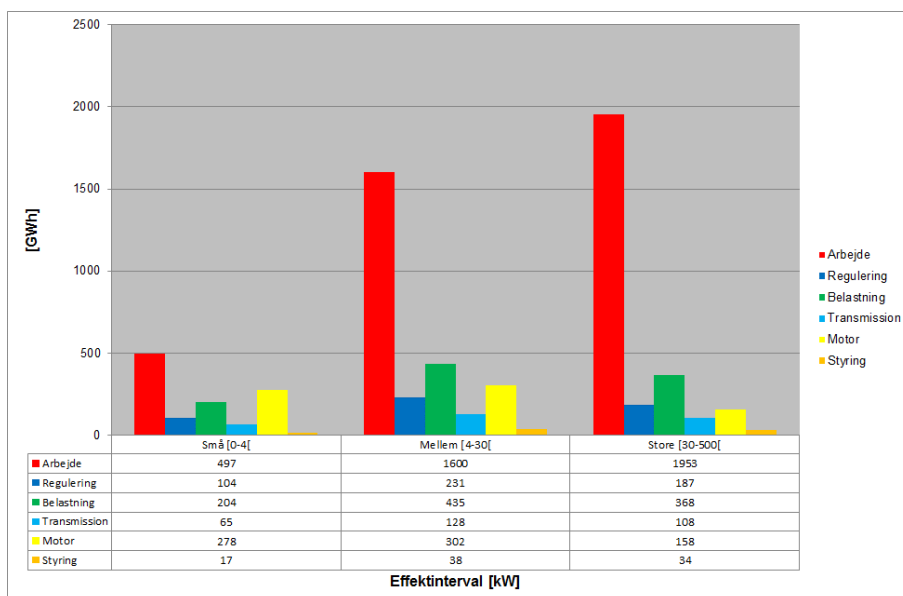
Figur 3.1 Årligt elforbrug for forskellige teknologier i dansk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter – alle brancher.

Størrelse [kW]	Små [0-4]	Mellem [4-30]	Store [30-500]	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings og nydelsesmiddel	334	752	1.120	2.206
Jern & Metal	230	930	336	1.496
Kemisk	340	595	765	1.700
Sten, ler og glas	129	226	290	645
Træ	97	171	219	487
Grafisk	18	32	41	91
Tekstil	17	29	38	83
I alt	1.165	2.734	2.809	6.709

Tabel 3.1 Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store systemer på forskellige brancher – alle teknologier.

I tabel 3.1 er vist, hvorledes det totale elforbrug vurderes fordelt mellem små, mellem og store motorsystemer i de forskellige brancher.

Det totale forbrug til elmotorer i de syv største brancher er opgjort til ca. 6.700 GWh, hvilket svarer til ca. 83 % af industriens totale elforbrug. I tabellen ses endvidere at de to store grupper bestående af elmotorer i størrelsen 4-500 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 i intervallet 0-4 kW er den mest dominerende.



Figur 3.2 Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store systemer – alle teknologier.

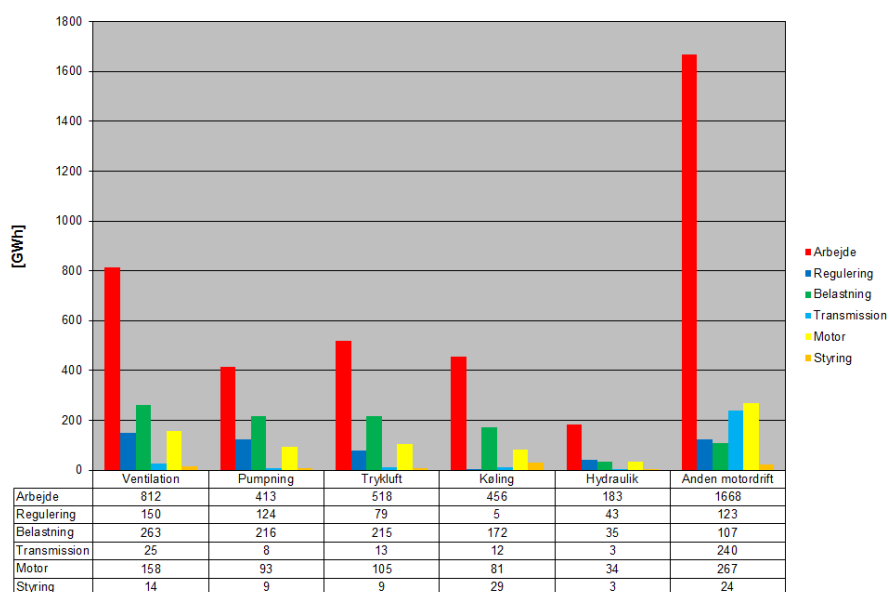
Den røde søjle "arbejde" i figur 3.2 er udnyttet arbejde - de øvrige søjler viser tab i den øvrige del af systemet.

I figuren ses at søjlen "arbejde" bliver mere dominerende jo højere op i effektinterval man bevæger sig. Med andre ord er den reelt udnyttede elandel stigende for stigende

systemstørrelser. Dette bevirker at småmotorerne også set ud fra et potentialesynspunkt er en interessant gruppe i og med at der reelt forefindes nogle relativt store besparelsesmuligheder på de enkelte systemer.

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

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



Figur 3.3 Årligt forbrug for forskellige teknologier i dansk industri fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter – alle brancher.

I figur 3.3 er forskellige teknologiers nyttiggjorte arbejde vist for alle brancherne samlet.

Diagrammet illustrerer, hvorledes kategorien "Anden motordrift" er meget dominerende, men måske knapt så interessant set i et systemoptimerings øjemed, idet energieffektiviseringsindsatsen i høj grad kan begrænses til korrekt valg af motor og gear.

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 ca. 50 %.

Størrelse [kW]	Små [0-4]	Mellem [4-30]	Store [30-500]	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Ventilation	244	614	564	1.422
Pumpning	152	302	408	862
Trykluft	167	384	388	940
Køling	124	344	286	755
Hydraulik	60	105	135	300
Anden motor- drift	418	985	1.028	2.430
I alt	1.165	2.734	2.809	6.709

Tabel 3.2 Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store systemer på forskellige brancher – alle teknologier.

3.3 Nøgletal for trykluft

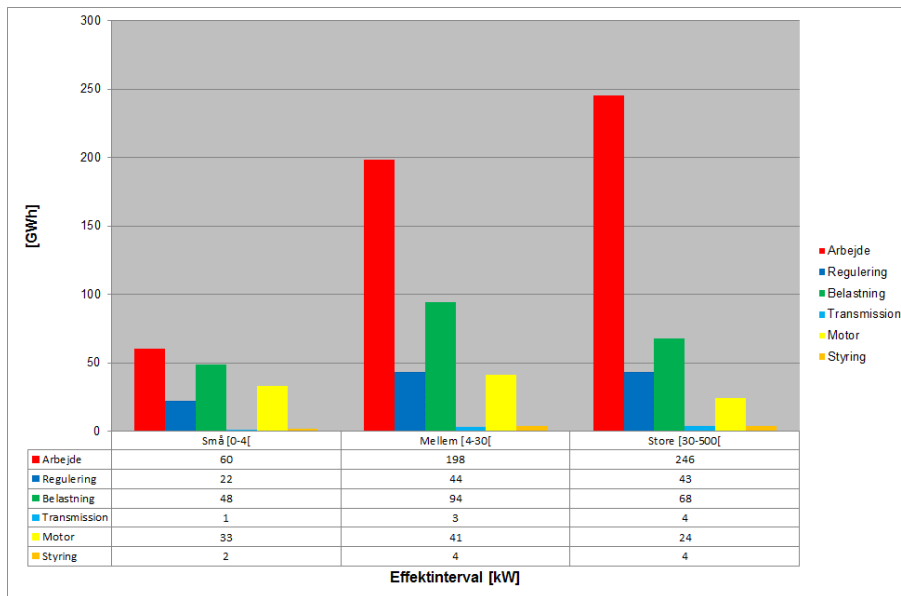
I dette afsnit er forbruget samt tabsfordeling og arbejde for teknologien trykluft vist.

Størrelse [kW]	Små [0-4]	Mellem [4-30]	Store [30-500]	Total
Årligt forbrug	Elforbrug [GWh]			
Nærings og nydelsesmid- del	24	48	88	160
Jern & Metal	38	151	63	252
Kemisk	77	134	173	383
Sten, ler og glas	10	18	23	51
Træ	14	25	32	72
Grafisk	2	3	4	9
Tekstil	2	4	5	12
I alt	167	384	388	940

Tabel 3.3 Fordeling af årlige energiforbrug for små, mellem og store trykluftanlæg på forskellige brancher.

Af tabel 3.3 fremgår, at der i alt anvendes ca. 940 GWh el til industrielle tryklufformål. Det svarer til ca. 14% af elforbruget til elmotordrevne maskinsystemer i industrien. Størstedelen bruges af trykluftanlæg i størrelsen 4 - 30 kW og 30 - 500 kW vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne nærings- og nydelsesmiddel samt jern & metal.

Som det ses i tabel 3.3 tegner brancherne nærings- og nydelsesmiddel, jern & metal samt kemisk sig for 795 GWh svarende til ca. 85% af elforbruget til trykluftsystemer.

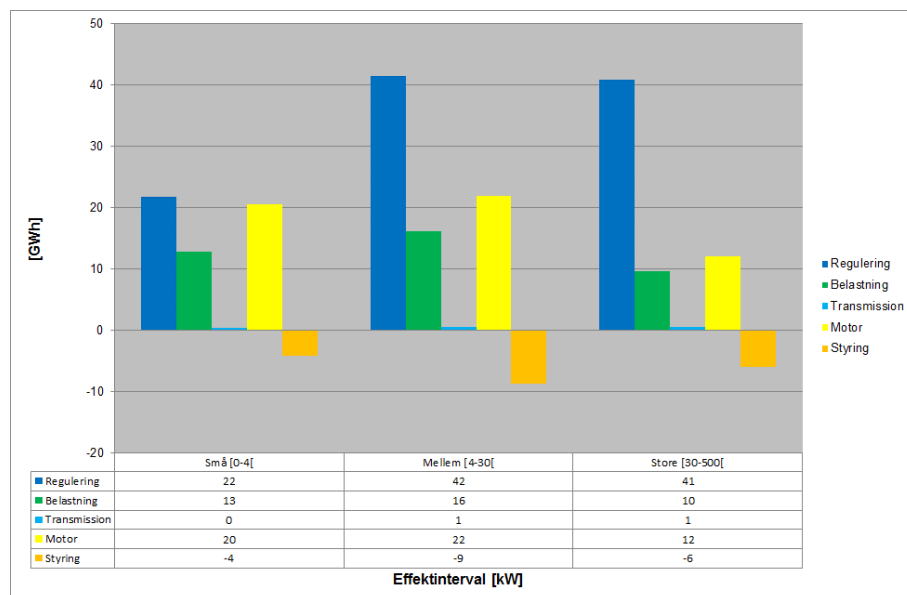


Figur 3.4. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store trykluft-anlæg

Figur 3.4 viser at de største tab findes omkring 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 medtaget som hydraulisk energi.

3.4 Besparelspotentialer ved systemoptimering af trykluftssystemer

I figur 3.5 ses besparelspotentialerne ved systemoptimering af trykluftssystemer.



Figur 3.5. Besparelspotentialer ved systemoptimering af trykluftssystemer

Som nævnt i kapitel 3.3 findes de største tab i trykluftssystemer omkring elmotoren og kompressoren og det er også her der findes store besparelspotentialer. Det samlede besparelspotentiale ved udskiftning til mere energieffektive motorer (IE4 eller IE5 motorer) skønnes at udgøre 54 GWh mens udskiftning til mere energieffektive kompressorer skønnes at udgøre 39 GWh.

Det største besparelspotentiale kan dog opnås ved at ændre reguleringsformen fra typisk fuldlast/aflast regulering til energieffektiv regulering af luftproduktionen via omdrejningstalregulering eller on-off drift med måling af temperaturen i motorviklingerne. Dette vil skønsmæssigt medføre et reduceret elforbrug på 105 GWh mens elforbruget til styring vil forøges med 19 GWh. Netto-besparelspotentialet er derfor udgøre 86 GWh.

Besparelspotentialet ved systemoptimering af trykluftssystemer vil udgøre i alt 179 GWh svarende til ca. 19% af det samlede elforbrug til trykluft.

Ovenstående besparelspotentiale er alene ved systemoptimering. Det vil sige ved valg af de mest energieffektive komponenter, som samtidig er tilpasset hinanden i forhold til behovet.

Derudover findes der et stort besparelspotentiale ved:

- Substituering af trykluft med direkte eldrev
- Tilpasning af trykluft-trykket til forbrugsstedernes behov ved generelt at sænke produktionstrykket
- Vedligehold (indeholder almindelig service på kompressorer og køletørrere, rensning af filtre, udskiftning af slidte luftmotorer samt lækagesøgning og -udbedring)

I rapporten "Kortlægning af energisparepotentialer i erhvervslivet" udarbejdet af COWI for Energistyrelsen i 2015 vurderes besparelspotentialer ved ovenstående tiltag at udgøre 35 – 40 % af elforbruget til trykluft.

4 Demonstrationsvirksomheder

Der blev gennemført undersøgelser af mulighederne for optimering af trykluftsystemerne hos Stibo Graphic og RPC Superfos med det formål at opnå praktiske erfaringer, der kunne nyttiggøres i projektets efterfølgende faser samt for at illustrere mulighederne for at realisere et betydeligt energieffektiviseringspotentiale ved en ny tilgang til optimeringen.

Beskrivelser af de to virksomheder og deres trykluftsystemer ses nedenfor.

4.1 Stibo Graphic A/S



Figur 4.1. Stibo Graphic A/S

Stibo Graphics er Skandinaviens førende og mest moderne rotationstrykkeri. Stibo Graphic tilbyder trykløsninger til udgivere af magasiner, tidsskrifter, kataloger og reklametryksager.

Stibo Graphics bruger trykluft til alt fra transport af papirruller til de enkelte produktionsprocesser.

Stibo Graphic har en kompressorcentral bestående af en 75 kW omdrejningstalregulerbar kompressor, en 75 kW last/aflast kompressor, en 55 kW last/aflast kompressor samt en 90 kW omdrejningstalregulerbar kompressor, der står standby.

De tre kompressorer, som benyttes, er alle med indbyggede køletørrere mens den fjerde, som står standby, er med ekstern køletørrer.

Den frekvensregulerede kompressor har haft tæt på 100.000 driftstimer og er fra 2005, så Stibo må påregne en udskiftning inden for de nærmeste år, uanset energibesparelse eller ej.

Last/aflast kompressorerne har haft ca. 30.000 driftstimer og ca. 50.000 driftstimer.

Belastningen af kompressorerne, set ud fra forholdet mellem drift og lasttimer, ligger over 99%, på last / aflast kompressorerne, hvilket indikerer, at det er en velkørende installation.

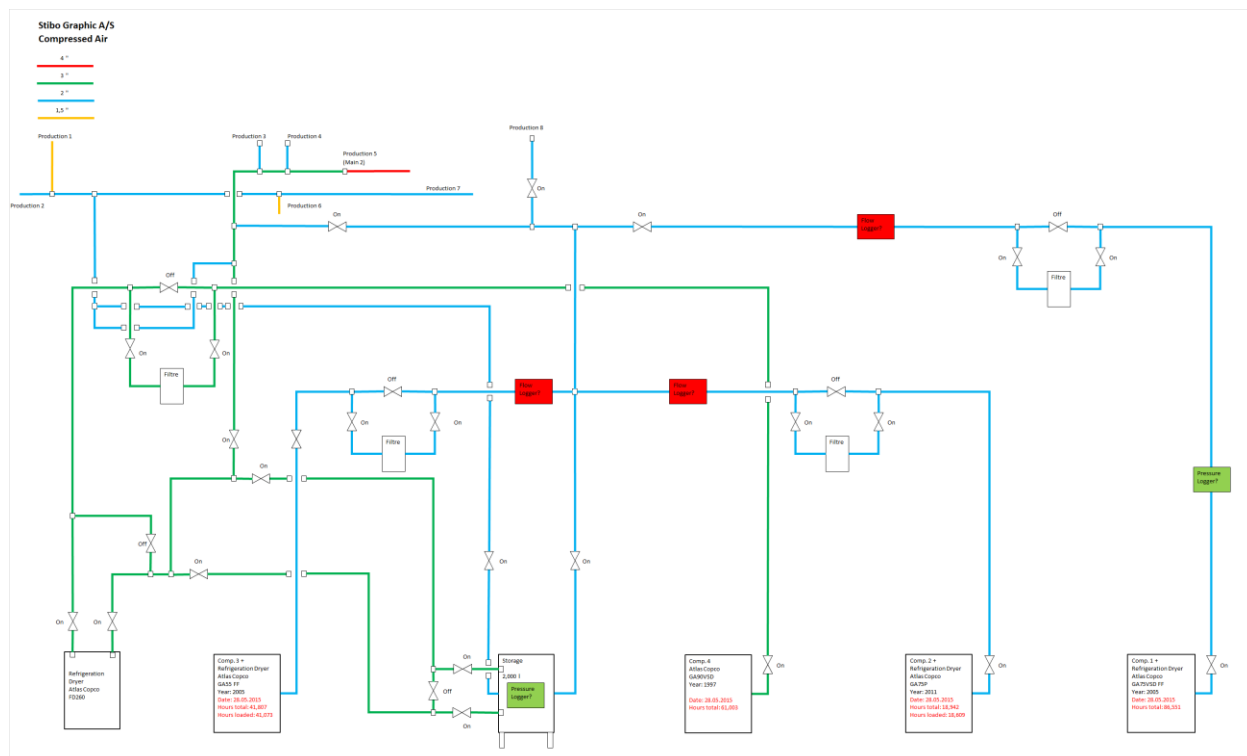
Det samlede årlige elforbrug til trykluft udgør ca. 1.400.000 kWh.

Data for de fire kompressorer er vist i figur 4.2.

Navn	Type	Afgangsstørrelse	Øjeblikksflæsning	Kapacitet	Totalt	Last	Type	No	Pmax	Qv	P motor	n motor	m	Årgang
Kompressor 1	GA75 VSD FF	2"	8,2 bar	12 m ³	86551 timer		GA75VSD	All497161	12,8 bar	230 l/s	75 kW	2850 r/min	1932 kg	2005
Kompressor 2	GA75+ FF	2"	8,6 bar	12 m ³	18942 timer	18609 timer	GA75P	API612898	9,6 bar	204,7 l/s	75 kW	2978 r/min	1680 kg	2011
Kompressor 3	GA55 FF	2"	8,4 bar	8 m ³	41807 timer	41073 timer	GA55	All483070	9,8 bar	145,2 l/s	55 kW	2960 r/min	1650 kg	2005
Kompressor 4	GA90 VSD	2,5"	8,1 bar	14 m ³	61003 timer		GA 90 VSD	All 490432	10 bar	212 l/s	90 kW	4230 r/min	1566 kg	1997

Figur 4.2 Data for de fire kompressorer.

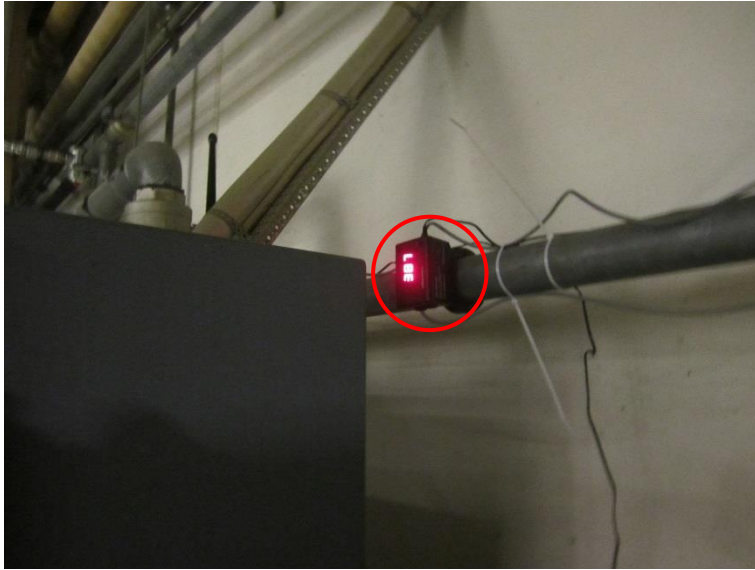
Kompressorcentralen er opbygget som vist i figur 4.3. Efter hver af de benyttede kompressorer er der, i forbindelse med projektet, monteret en flowmåler (rød firkant).



Figur 4.3 Opbygning af kompressorcentralen.

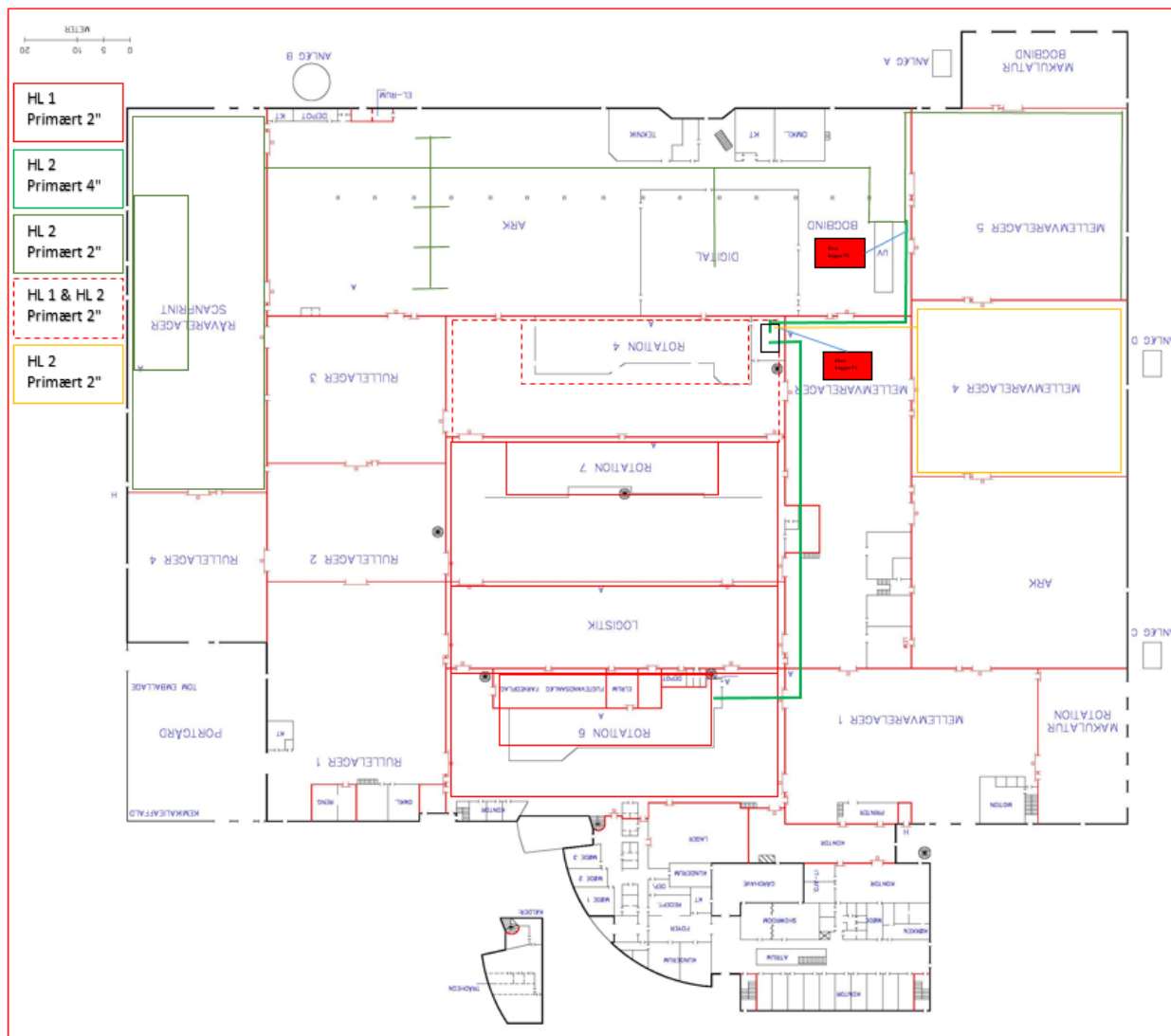
I figur 4.4 ses en af disse flowmålere.

Flommåleren er nærmere beskrevet i afsnit 5.3.1 "Direkte måling af flow".

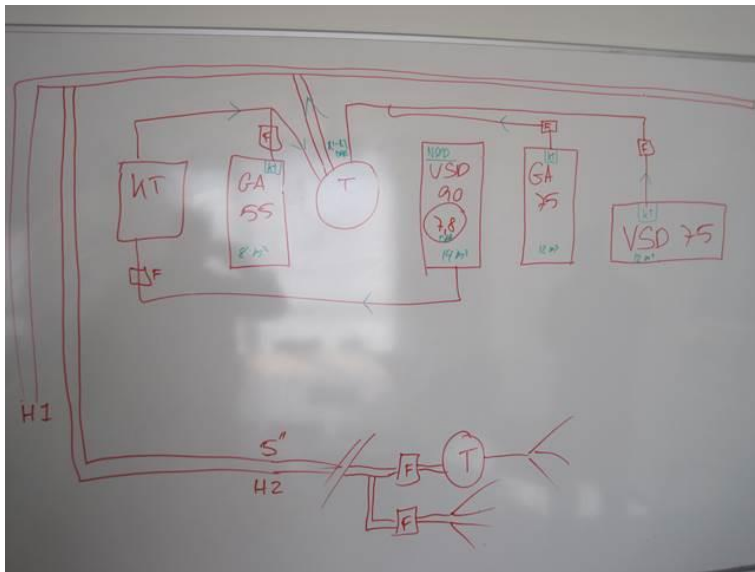


Figur 4.4 Flowmåler på en af strengene i kompressorcentralen.

Distributionsledningerne (HL 1 og HL 2) rundt i fabrikken er som beskrevet i figur 4.5.



Figur 4.5 Distribution af trykluft i fabrikken.



Figur 4.6 Kompressorcentral samt hovedledning 1 og 2.



Figur 4.7 Flowmåler 4 ved beholder ved HL 2.

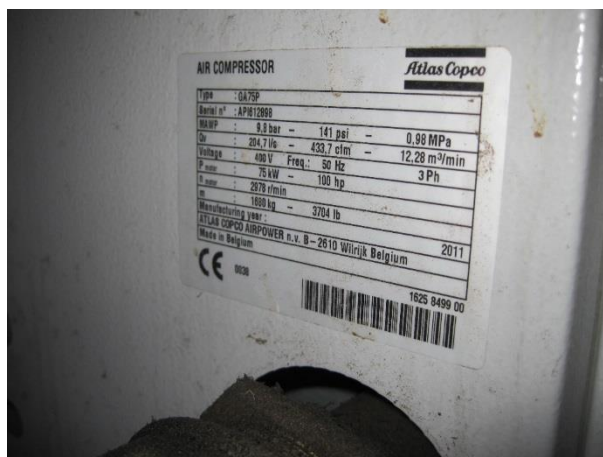


Figur 4.8 Flowmåler 5 ved mellemvarelager 5.

Billeder af kompressorerne hos Stibo Graphic.



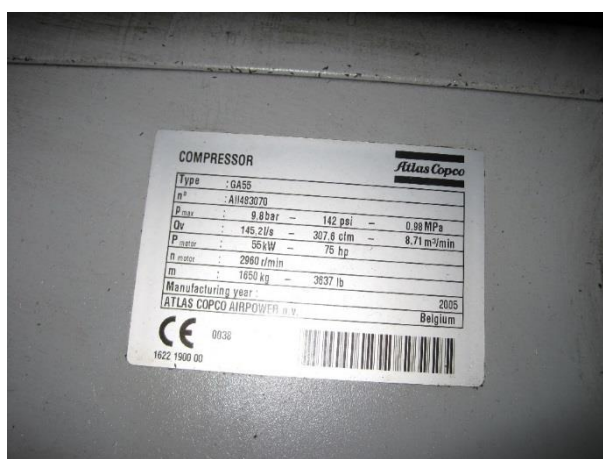
Figur 4.9 Kompressor 1 - GA 75 FF



Figur 4.10 Kompressor 1 - mærkeplade



Figur 4.11 Kompressor 2 - GA 55 FF



Figur 4.12 Kompressor 2 - mærkeplade



Figur 4.13 Kompressor 3 - GA 75 VSD



Figur 4.14 Kompressor 3 - mærkeplade



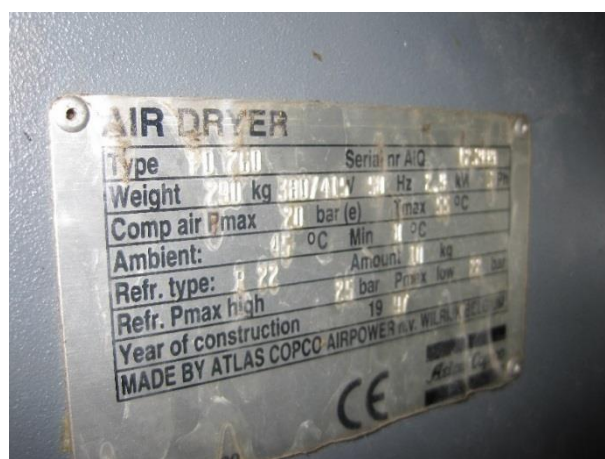
Figur 4.15 Kompressor 4 - GA 90 VSD



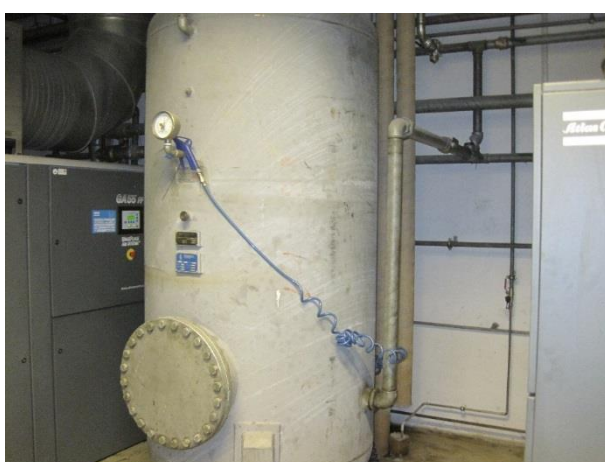
Figur 4.16 Kompressor 4 - mærkeplade



Figur 4.17 Køletørrer



Figur 4.18 Køletørrer - mærkeplade



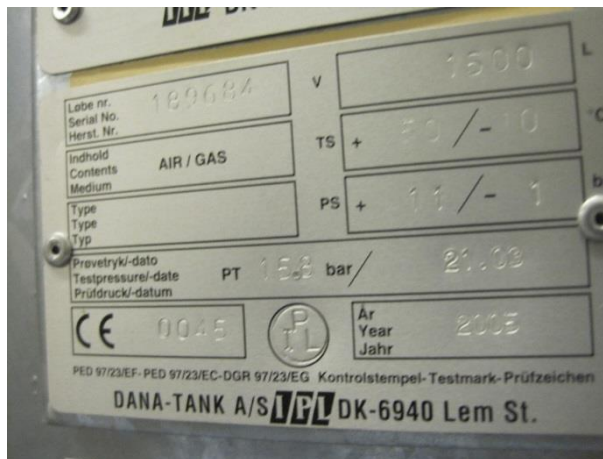
Figur 4.19 Beholder i kompressorrum



Figur 4.20 Mærkeplade på beholder



Figur 4.21 Beholder ved HL 2



Figur 4.22 Mærkeplade på beholder

I figurerne 4.23 til 4.28 ses eksempler på nogle af de maskiner der forsynes med trykluft.



Figur 4.23 Trykluft til fremføring af farve til rotationsmaskiner



Figur 4.24 Trykluft til rotationsmaskiner



Figur 4.25 Trykluft til printer i mellemvarelager



Figur 4.26 Trykluft til adskillelse af tryksager i forbindelse med produktionen/pakning



Figur 4.27 Trykluft til printer i digitalafdelingen.



Figur 4.28 Trykluft til fremføring af farve til off-set arktrykning.

Som det ses, benyttes trykluften til mange forskellige opgaver, som fremføring af farve til rotationsmaskiner og adskillelse af tryksager i forbindelse med produktionen/pakning.

Alle maskiner forsynes fra hovedledning 1 og 2 (HL 1 og HL 2), hvor trykket er ca. 8 bar. Det vurderes dog, ingen af maskinerne har behov for mere end 5 – 6 bar (maks.).

Flere maskiner har endog brug for lavere leveret tryk, herunder maskinen til adskillelse af tryksager.

4.2 RPC Superfos



Figur 4.29. RPC Superfos

Virksomheden producerer fødevareemballage i form af låg og bægre, hovedsageligt til mejeriindustrien i Europa. Der produceres 400 mio. enheder primært i materialerne PS og PET af virksomhedens 100 medarbejdere. Maskinparken består pt. af et ekstruderanlæg til produktion af folier, termoformere og sprøjtestøber til produktion af låg, combimaskiner til produktion af bægre med svøb og maskiner til påsætning af etiketter.

Der er gennemført en kortlægning af virksomhedens overordnede distributionsnet, trykluftproduktionen (trykluftkompressorer, køle- og absorptionstørrer og trykluftrensning), samt af trykluftbestykningen på de enkelte maskiner. I det efterfølgende er der lavet et kort resumé af den gennemførte kortlægning.

Ud af et samlet årligt elforbrug på 4.039 MWh i 2015 udgjorde forbruget til trykluftkompressorerne 584 MWh. Hertil kommer forbruget til køletørreren, som udgjorde ca. 25.000 kWh.

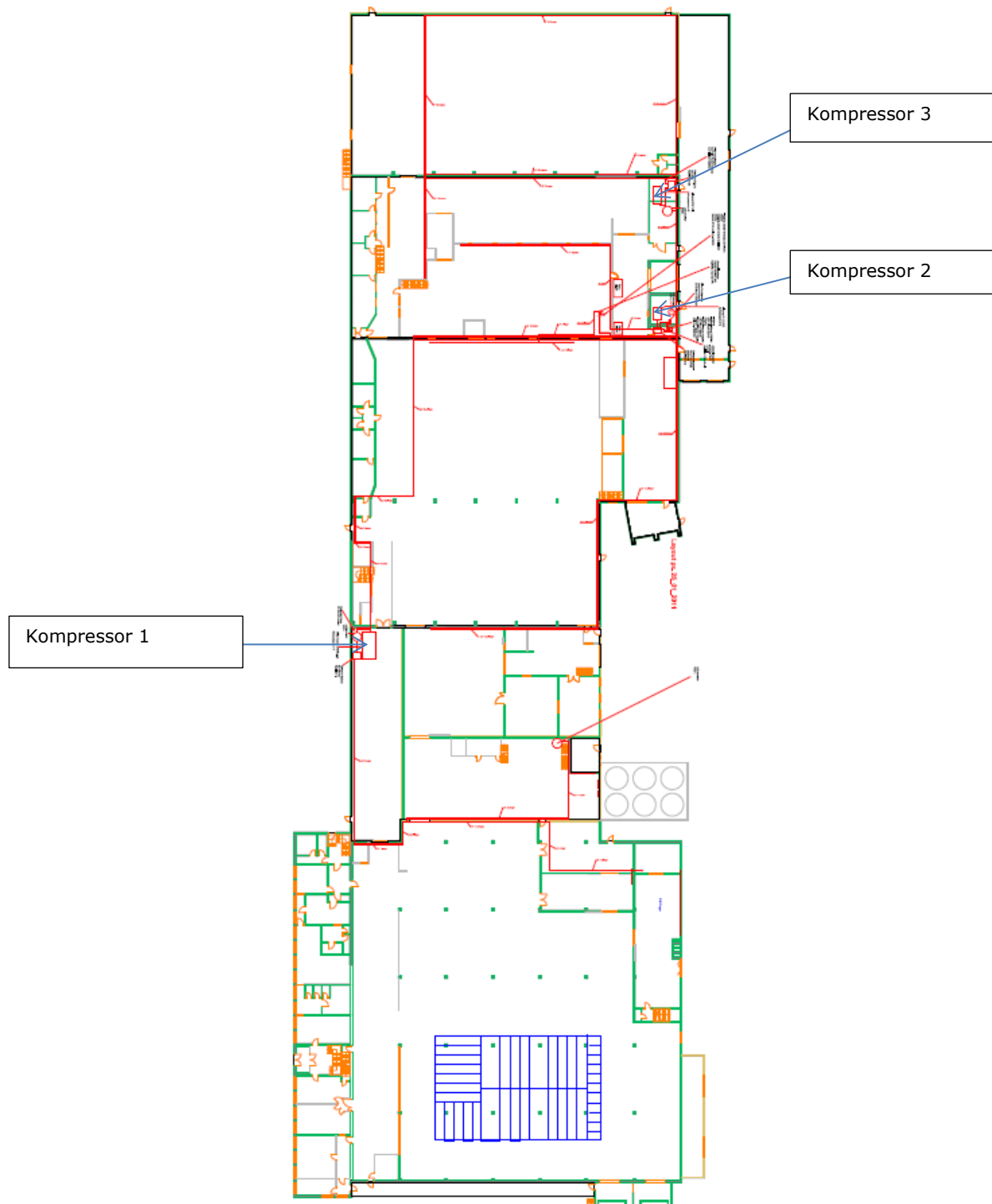
Adsorptionstørrerne er begge koldregenererede og elforbruget til regenerering (ca. 15 % trykluft) indgår i elforbruget til trykluftkompressorerne.

Det samlede årlige elforbrug til trykluft udgjorde således 609.000 kWh, svarende til ca. 15 % af det samlede årlige elforbrug.

Trykniveauet i anlægget er løbende blevet reduceret fra ca. 8 bar til nu ca. 7,5 bar.

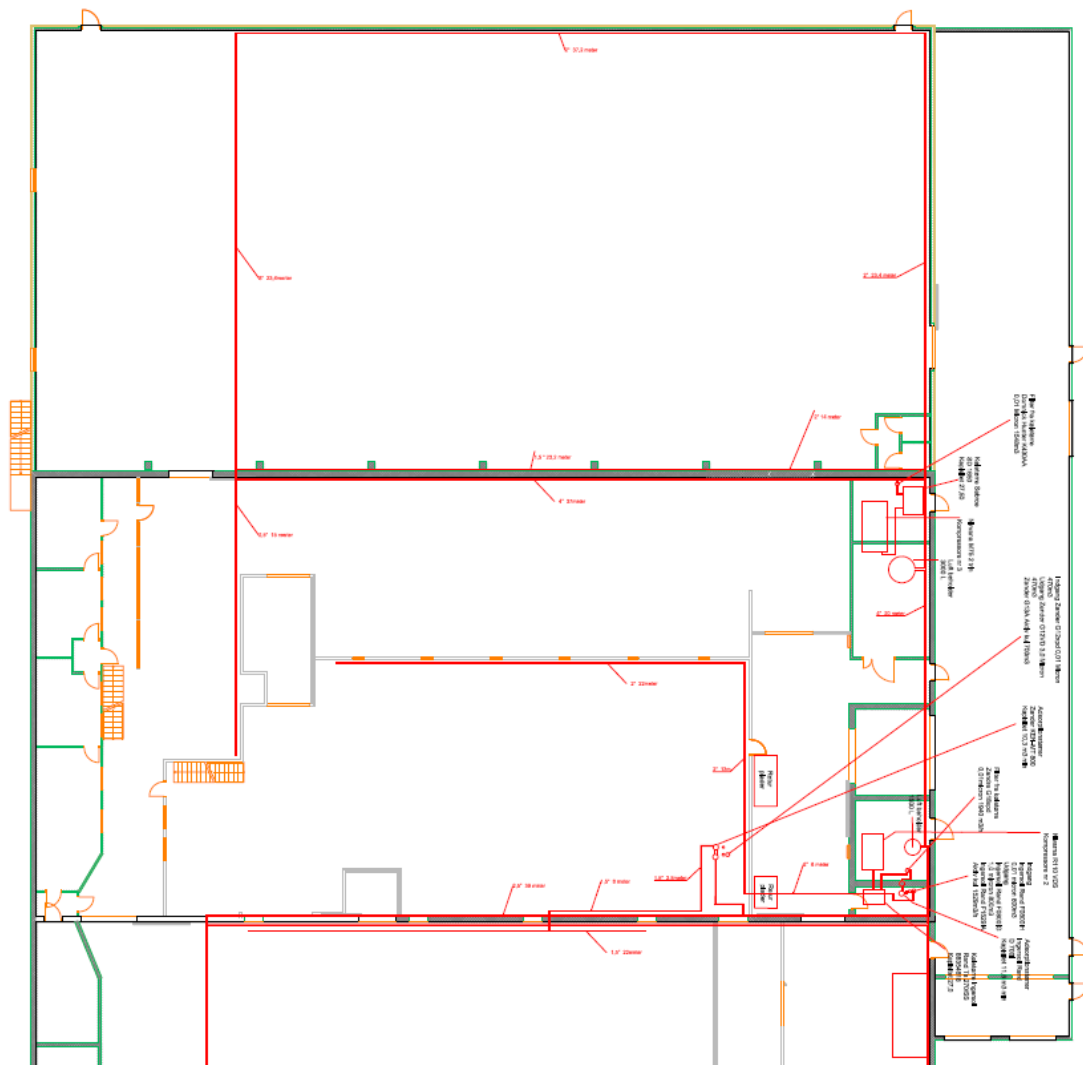
Det overordnede distributionsnet er udført som en 2" - 4" ringledning der er ført rundt i produktionslokalerne. Herfra er der ført delstreng ud til én eller flere maskiner.

Kortlægningen af det overordnede distributionsnet og placeringen af trykluftproduktionen er indtegnet på nedenstående plantegning over virksomheden.



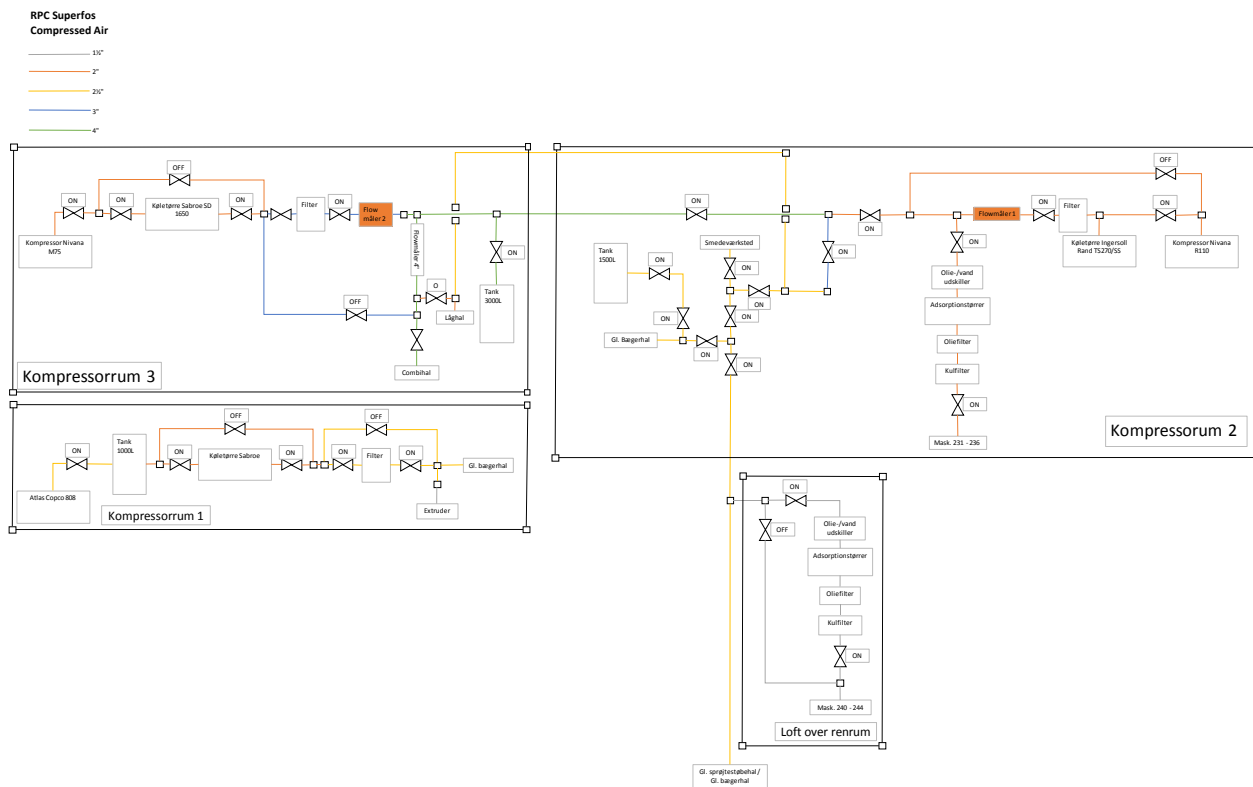
Figur 4.30 Plantegning af RPC Superfos Stilling.

Efterfølgende er der lavet et udsnit af det overordnede distributionsnet.



Figur 4.31 Udsnit af distributionsnet.

Trykluftproduktionen er opbygget som beskrevet i figur 4.32.



Figur 4.32 Kortlægning af trykluftproduktionen.

Kompressor 1

Trykluftkompressor 1 er en on-/off reguleret oliesmurt kompressor af fabrikat Atlas Copco GA 808, som aldrig er i drift.



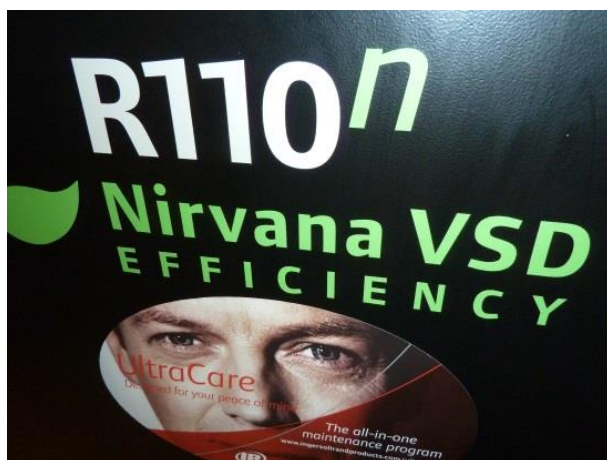
Figur 4.33 Kompressor 1



Figur 4.34 Kompressor 1 - styringspanel

Kompressor 2

Trykluftkompressor 2 er en frekvensreguleret kompressor af fabrikat Ingersoll Rand R110, som er den primære kompressor og derfor altid er i drift (serviceeftersyn undtaget).



Figur 4.35 Kompressor 2



Figur 4.36 Kompressor 2 - styringspanel

Kompressor 3

Trykluftkompressoren er en frekvensreguleret kompressor af fabrikat Nirvana M75, som fungerer som backup til kompressor 2. Kompressoren er pt kun i drift i forbindelse med serviceeftersyn af kompressor 2.



Figur 4.37 Kompressor 3



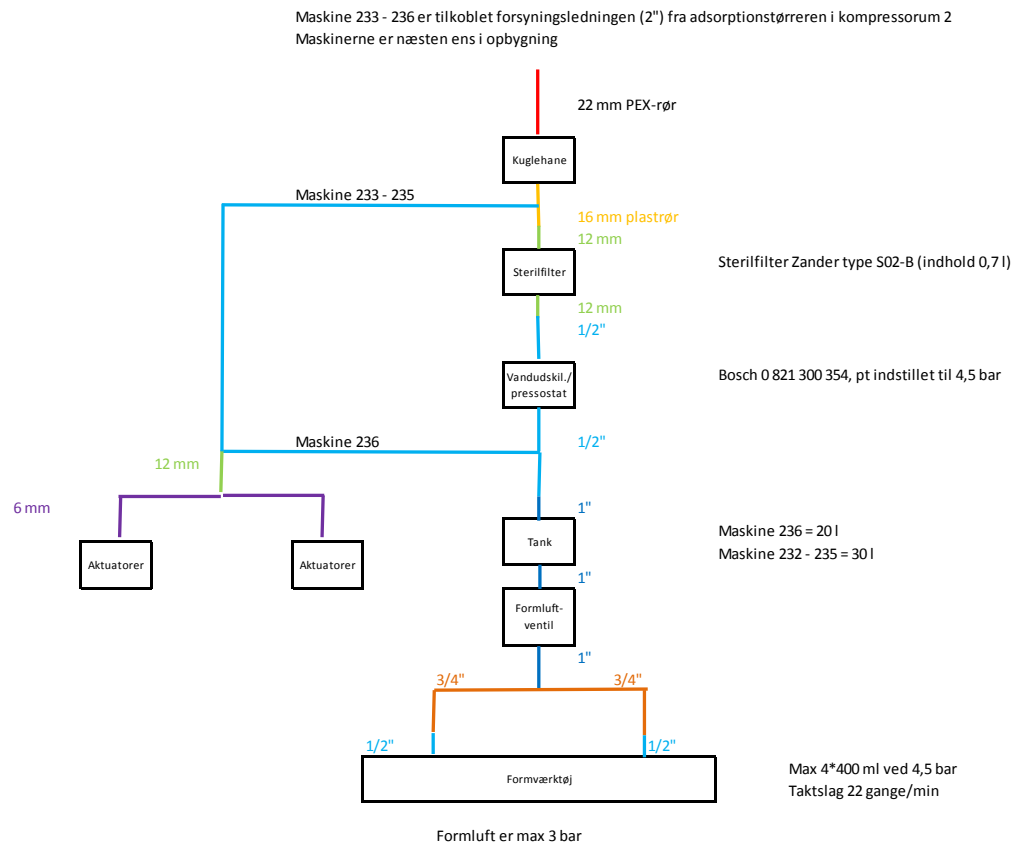
Figur 4.38 Kompressor 3 - styringspanel

Al trykluft affugtes med traditionelle køletørrer og renses med filtre, som fjerner vand, olietåger og andre urenheder. Der er desuden monteret to stk. adsorptionstørrer på delstrengene som går ud til produktionsmaskinerne 231 – 244 og monteret sterilfiltre på hver af maskinerne 231 - 244. Begge adsorptionstørrere er kold regenererede.

Der er tryklufttilførsel til alle produktionsmaskiner, som primært benyttes til fastholdelse og flytning af emner, formluft, tilholdeluft og afblæsning af emner.

I det efterfølgende er der vist eksempler på nogle af de kortlagte maskiner.

Maskine 233 – 236 er produktionsmaskiner som producerer firkantede combibægre som eksempelvis Kærgården. Nedenfor er vist det kortlagte trykluftnet på maskinerne med undtagelse af stanseenhederne.



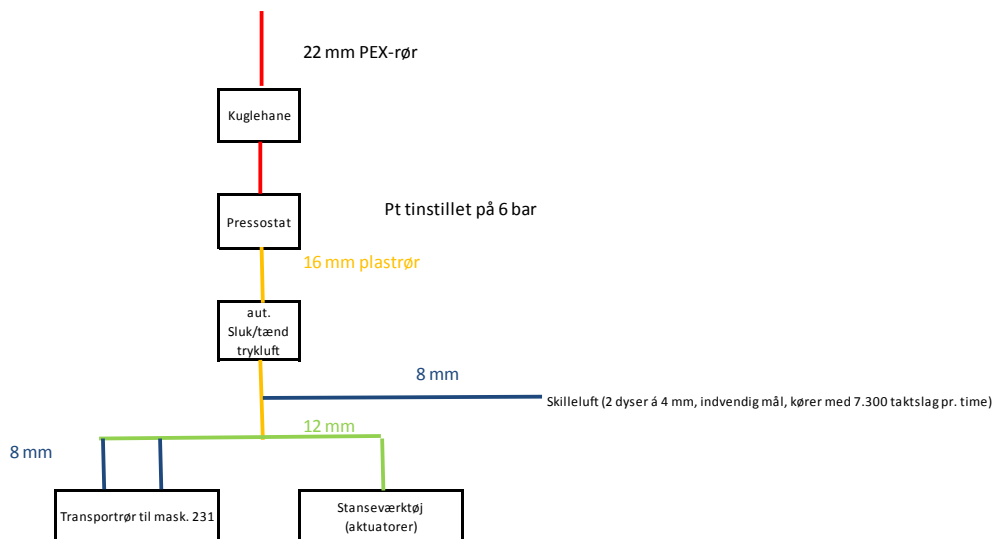
Figur 4.39 Maskinerne 233 til 236 – principskitse.



Figur 4.40 Maskine 233 - 236

Maskine 401 folder og transporterer svøb til maskine 231, hvor svøbene ilægges forme til produktion af runde combibægre. Nedenfor er vist det kortlagte trykluftnet på maskinerne med undtagelse af stanseenheden på maskine 231.

Maskine 401 er tilkoblet 4" forsyningsledningen som går langs væg mod gammel låghal



Bemærk: 8 mm plastrør til lufttilførsel i transportrøret blæser konstant.

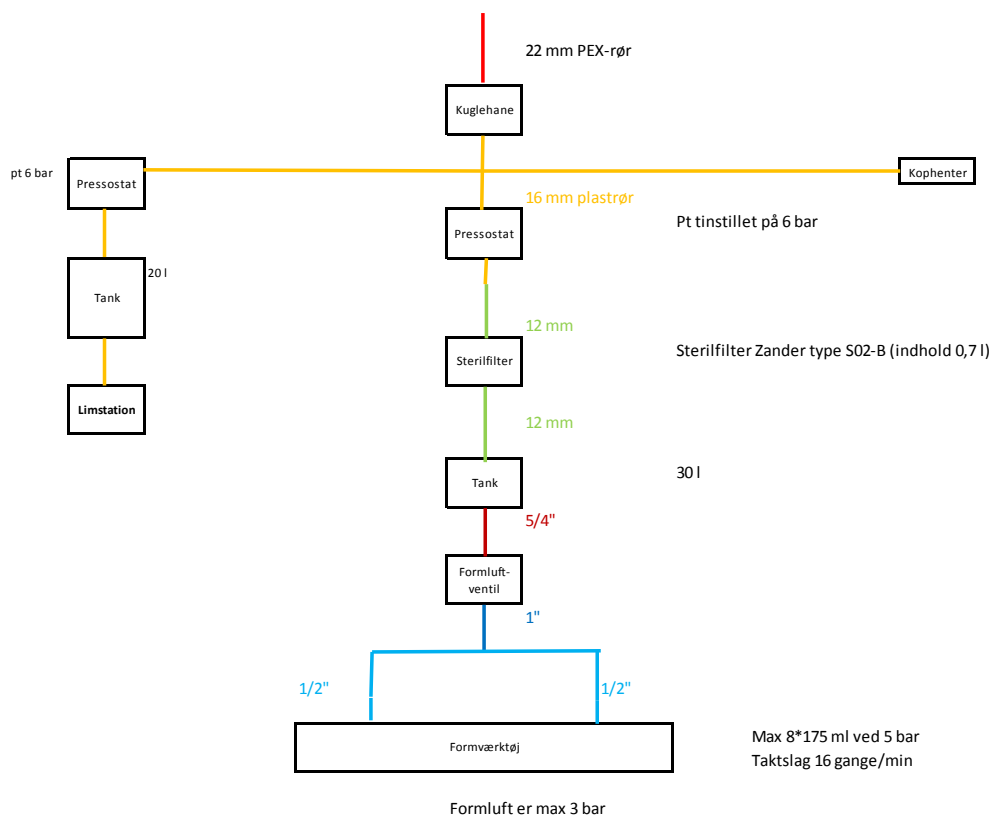
8 mm plastrør til afblæsning af papercups fra dorn og ind i transportrøret blæser med 7300 taktslag pr. time, men blæser konstant ved produktionsstop.

Figur 4.41 Maskine 401 - principtegning



Figur 4.42 Maskine 401

Maskine 231 er tilkoblet forsyningsledningen (2") fra adsorptionstørreren i kompressorom 2

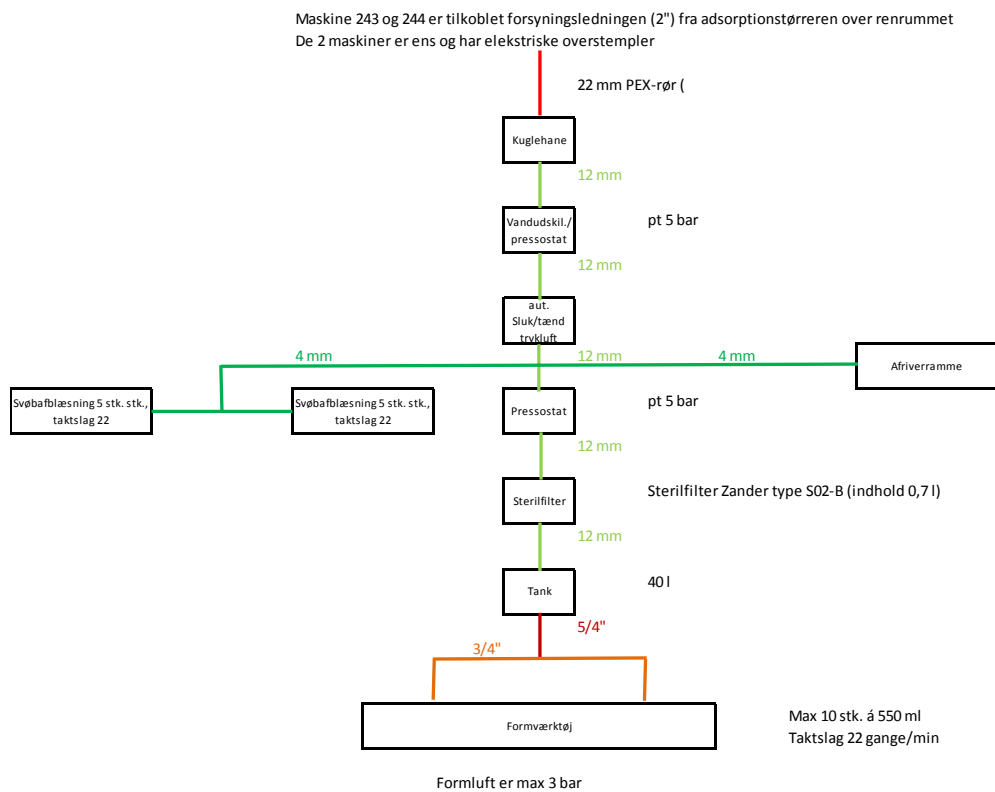


Figur 4.43 Maskine 231 - principtegning



Figur 4.44 Maskine 231

Maskine 240 – 244 er produktionsmaskiner som producerer firkantede combibægre som eksempelvis Kærgaarden. Nedenfor er vist det kortlagte trykluftnet på maskinerne 243 og 244 med undtagelse af stanseenhederne.



Figur 4.45 Maskine 243 og 244 - pricipskitse



Figur 4.46 Maskine 244



Figur 4.47 Køletørrer i kompressorum 3.



Figur 4.48 Adsorptionstørrer placeret ovenpå renrum.



Figur 4.49 Beholder i kompressorum 2.



Figur 4.50 Beholder i kompressorum 3.

5 Vejledning i optimering af trykluftsystemer

På baggrund af de erfaringer, der er gjort gennem undersøgelserne på de to case'virksomheder og eksisterende erfaringer er der udviklet et koncept for en behovsdrevet tilgang til optimering af trykluftsystemer. I forbindelse med udarbejdelse af vejledningen er der gennemført analyser af de forventede økonomiske udbytter af forskellige optimeringer af trykluftanlæg. Dette skal ses i forhold til de forventede omkostninger ved at gennemføre optimeringerne, således at der skabes et bæredygtigt grundlag for den fremtidige forretning i at optimere trykluftanlæg efter det udviklede koncept.

5.1 Koncept

Metoden til at afdække mulige potentialer er:

1. Først at kortlægge, hvor tryklufften anvendes i virksomheden (slutbrugere)
2. Til hvad den anvendes (proces)
3. Ved hvilken kvalitet den faktisk leveres eller burde leveres (renhed, vandindhold, osv.)

Herefter gennemgås designet, dvs. om udstyret ved visse kritiske slutbrugere er korrekt designet/dimensioneret. Endelig gås der baglæns gennem systemet, dvs. distribution af tryklufften (rørsystem), og til slut kigges der grundigt på genereringen af tryklufft (kompressorer, køletør-rere, styring m.v.).

Undersøgelsen understøttes af måleudstyr opsat i hele anlægget, som er synkroniseret til at logge interessante data såsom effektforbrug på kompressorer og tryk, flow og trykdugpunkt forskellige steder i systemet på eksakt samme tidspunkt. Det kræver ofte en kortvarig afbrydelse af trykluftsystemet, da der bl.a. skal monteres flowmålere i udvalgte positioner. Ud fra målingerne kan der genereres kurver, hvor man kan se driften og variationerne heri for hele systemet.

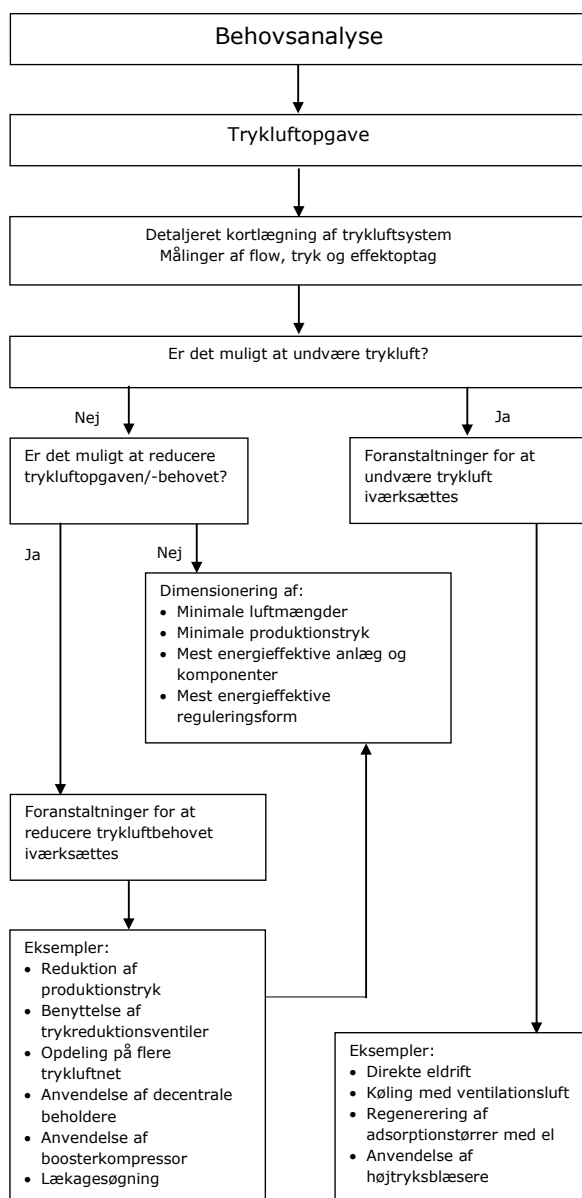


Figur 5.1. Dataloggere



Figur 5.2. Basestation

Ved optimering af eksisterende trykluftssystemer er det nødvendigt at der foretages en grundig behovsanalyse. Forløbet ved behovsanalysen er skitseret i figur 5.3. Som det ses indeholder behovsanalysen en detaljeret kortlægning af trykluftsystemet samt målinger af flow, tryk og effektoptag.



Figur 5.3 Behovsanalyse på trykluftssystemer – guide - vejledning.

5.2 Detaljeret kortlægning af trykluftsystemet

Det første der skal foretages i forbindelse med behovsanalysen er en detaljeret kortlægning af trykluftsystemet. Ved den detaljerede kortlægning er det nødvendig at fremskaffe en virksomhedsplan/-tegning, hvoraf produktionsområder/-haller fremgår.

Herefter skal hoved- og stikledninger indtegnes. Det skal tydeligt kunne ses, hvor ledningerne er placeret og hvilke dimensioner (rørdiameter) de har.

Maskiner og udstyr indtegnes ligeledes på virksomhedsplanen/-tegningen. Hvis det er muligt angives flow- og trykindstillinger. Flowet vil typisk ikke kunne aflæses, så der må oplysningerne hentes i virksomhedens tekniske afdeling eller hos maskinleverandøren.

Ofte er der installeret trykreduktionsventiler på maskinerne, hvor trykket kan aflæses.

Der kan med fordel udarbejdes en skitse af kompressorcentralen. Skitsen skal foruden kompressorerne (herunder styring) indeholde køletørrer, filtre og beholder. Relevante data for de enkelte komponenter skal angives på skitsen. For kompressorerne kan det være fabrikat, typenummer, indstilling af afgangstryk, motorstørrelse mv.

Når virksomhedsplanen/-tegningen samt skitsen af kompressorcentralen er udarbejdet vil det være muligt at vurdere, hvor det kan være relevant at montere udstyr til måling af flow og tryk.

5.3 Målinger af flow, tryk og effektoptag

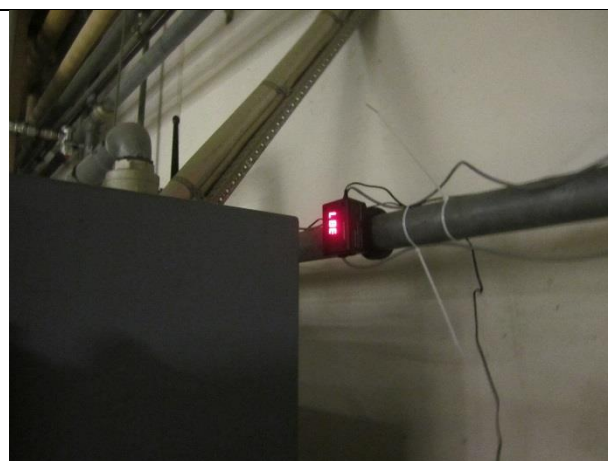
5.3.1 Direkte måling af flow

Den største udfordring ved målinger på trykluftanlæg er måling af flow. Til måling af flowet benyttes typisk en flowmåler, som spændes udenpå røret (se figur 5.4). På måleren er der monteret to flowsensorer, som går ind i røret via to huller som bores i dette. Måleren måler flowet ved at holde den ene flowsensor (sonde) varmere end den anden. Flowet bestemmes ved den nødvendige mængde varme, der skal tilføres for at holde sensoren varm. Flowmåleren passer til og er kalibreret til en bestemt rørstørrelse. Det digitale display viser derfor flowet direkte og der skal ikke foretages opsætning eller justering. Måleren giver et 4-20 mA signal, så det er muligt at logge måledata. Montering af denne typer måler kræver, at trykluftanlægget afbrydes.

Fordelen ved at montere flowmålere i trykluftsystemet er, at det er muligt registrere flowet i udvalgte delstrengte af systemet, og hvorved få et overblik over hvor trykluften anvendes.



Figur 5.4. Flowmåler til montage udenpå rør



Figur 5.5. Flowmåler monteret på rør

5.3.2 Indirekte måling af flow

Flowet kan også bestemmes indirekte ved måling af kompressorens effektoptag og anvendelse af kompressorens effektkurve (sammenhæng mellem effektoptag og flow).

I perioder på en halv time måles elforbruget til kompressoren med en tidsopløsning på 1 – 5 sekunder. Elforbruget kun til kompression uddrages af målingen. Dette forbrug divideres med det

målte effektoptag og driftstiden til kompression beregnes. Kompressorens kapacitet (flowet ved det givne tryk) multipliceres med driftstiden til kompression og divideres med målerperiodens længde. Herved fås flowet, der i modsætning til direkte målte flow med flowmålere kun kan være det totale flow fra kompressor anlægget.

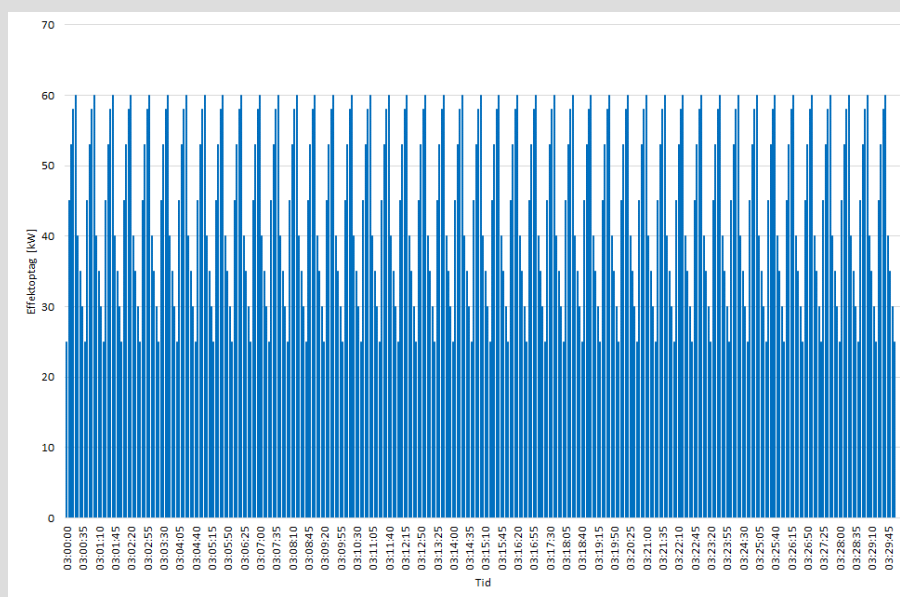
$$\text{Flow} = \frac{\left(\frac{\text{Elforbrug til kompression [kWh]}}{\text{Effektoptag til kompression [kW]}} \cdot 60 \text{ min/h} \right) \cdot \text{Kapacitet} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right]}{\text{Måleperiode [min]}}$$

Effektoptaget beregnes som det totale elforbrug inkl. aflast divideret med måleperiodens længde.

$$\text{Effektoptag} = \frac{\text{Total elforbrug inkl. aflast [kWh]}}{\text{Måleperiode [h]}}$$

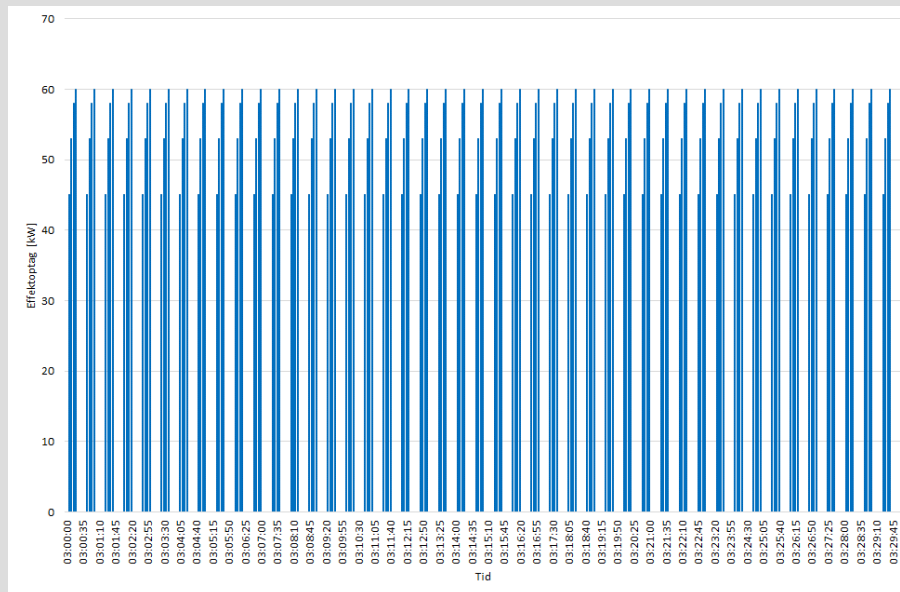
Eksempel 1 – Indirekte måling af flow

I figur 5.6 ses en belastningsregistrering i en halv time på en kompressor med en kapacitet på 8 m³/min. Effektoptaget ved dette flow er 60 kW. Elforbruget i den halve time er målt til 25 kWh.



Figur 5.6. Belastningsregistrering på en kompressor.

I figur 5.7 ses samme belastningsregistrering, men kun når kompressoren producerer trykluft. Elforbrug til aflast er fjernet. Elforbruget i den halve time er beregnet til 18 kWh.



Figur 5.7. Belastningsregistrering når kompressoren producerer trykluft.

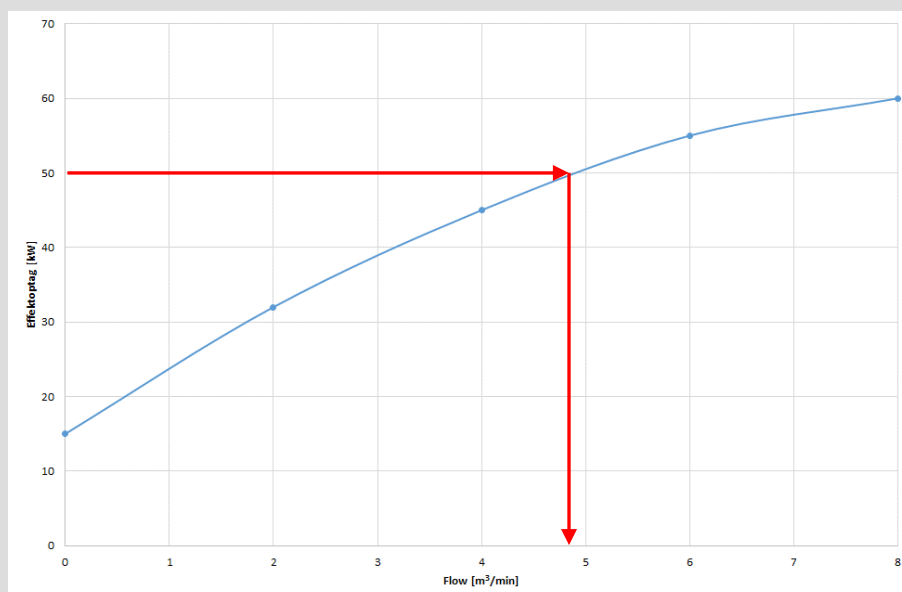
$$Flow = \frac{\left(\frac{18 \text{ kWh}}{60 \text{ kW}} \cdot 60 \text{ min/h}\right) \cdot 8 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{30 \text{ min}} = 4,8 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Effektforbruget beregnes som det totale elforbrug inkl. aflast divideret med målerperiodens længde.

$$Effektforbrug = \frac{25 \text{ kWh}}{0,5 \text{ h}} = 50 \text{ kW}$$

I figur 5.8 ses sammenhængen mellem effektoptag og flow for kompressor. Det er vigtigt at bemærke, at kurven er krum.

På kurven er indtegnet effektoptaget på 50 kW, som svarer til et flow på ca. 4,8 m³/min.



Figur 5.8. Sammenhæng mellem effektoptag og flow.

De fleste trykluftleverandører har udstyr til analyse af trykluftanlæggets drift. Ved at måle eller aflæse afgangstrykket på kompressoren samt tid i belastet og aflastet tilstand (hvis det er kompressorens driftsform) eller omdrejningstallet for omdrejningstalregulerbare kompressorer, kan de indirekte beregne flowet, når der samtidig er læst data for sammenhængen mellem tryk og flow for de pågældende kompressorer ind i analyseværktøjet.

Kaeser Kompressorers udstyr til analyse af trykluftanlæg hedder ADA (Air Demand Analysis). Foruden flowet måles trykket efter beholderen (systemtrykket) samt effektoptag for kompressorerne. I figur 5.9 ses beregnede flow for de tre kompressorer hos Stibo Graphic. Endvidere ses det målte tryk efter beholderen.

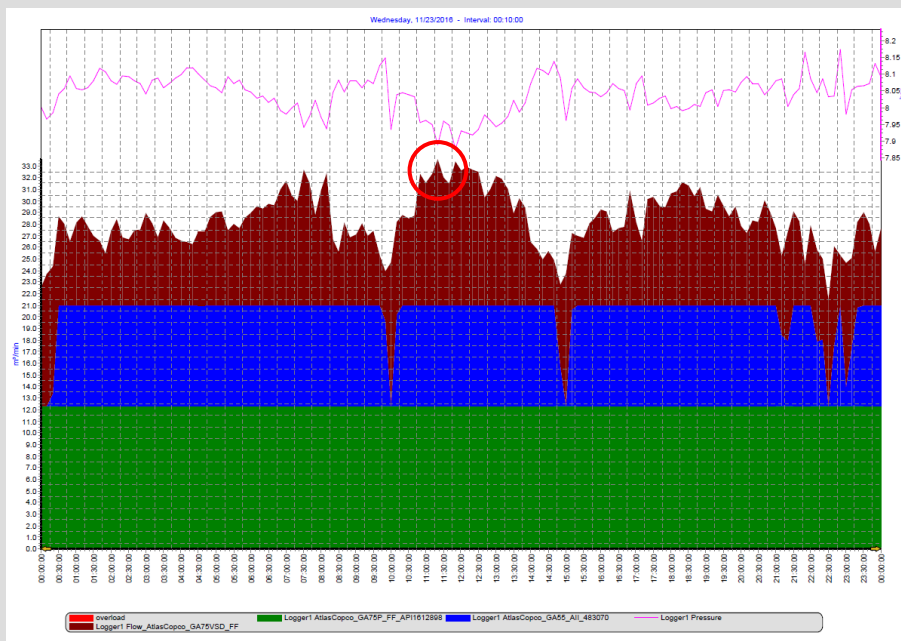
Data fra analyseværktøjet kan overføres til et andet analyseværktøj der hedder KESS (Kaeser Energy Saving System), hvor besparelser ved anvendelse af andre kompressorkonfigurationer kan beregnes. Eksempler på anvendelse af KESS analyseværktøjet ses i eksempel 17.

Eksempel 2 – Sammenligning mellem beregnede og målte data

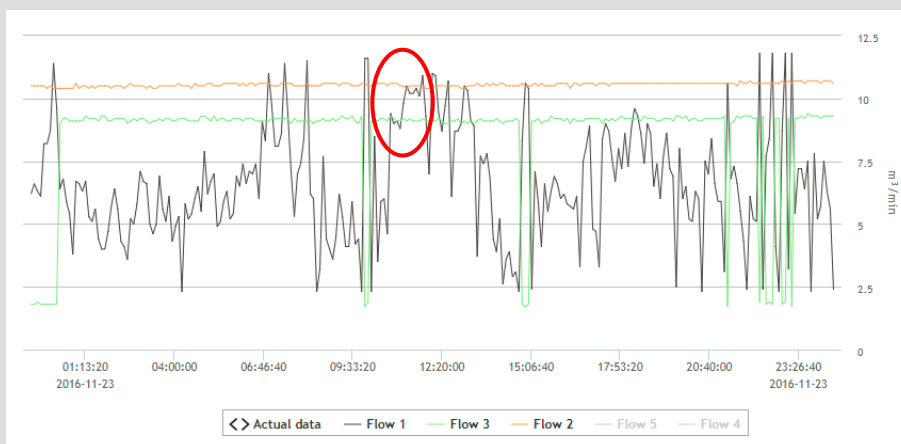
I figur 5.9 og 5.10 ses en sammenligning mellem beregnede og målte flow.

Det maksimale beregnede flow den 23. november 2016 var ca. 33,0 m³/min, mens det målte var ca. 31,5 m³/min. Det vil sige at det beregnede flow var ca. 5 % højere end det målte.

Afvigelsen skyldes, at kompressorerne gennem årene er blevet slidt og derfor ikke helt yder det flow de oprindeligt gjorde. Afvigelsen er dog overraskende lille og målingen er derfor acceptabel.



Figur 5.9. Beregnede flow i ADA.



Figur 5.10. Målte flow.

5.3.3 Måling af tryk

Til måling af tryk i et trykluftsystem benyttes typisk en tryktransducer (se figur 5.11 og 5.12), som monteres på et rør via et t-stykke og en lynkobling. Måleren giver et 4-20 mA signal, så det er muligt at logge måledata. Montering af denne type måler kræver ikke, at trykluftanlægget afbrydes.



Figur 5.11. Tryktransducer på rør.



Figur 5.12. Tryktransducer på beholder.

5.3.4 Måling af effektoptag

Til måling af effektoptaget for en trykluftkompressor benyttes typisk et effektmåler med datalogger. Måling af strøm og spænding kan foretages direkte på kompressoren (se figur 5.13 og 5.14) eller i den eltavle som kompressoren forsynes fra. Montering af denne typer måler kræver ikke, at trykluftanlægget afbrydes.



Figur 5.13. Effektmåler på kompressor



Figur 5.14. Måling af strøm i de tre faser

Målingen af effektoptaget kan anvendes til en række formål. Som nævnt tidligere i dette afsnit kan målingen anvendes til en indirekte måling af flowet. En måling kan også benyttes til at vurdere lækagetabet fra rørsystemet.

5.4 Substitution af trykluft

I trykluftsystemer er det typisk kun ca. 10 % af elforbruget, der tilføres kompressoren i form af el, der nyttiggøres i form af mekanisk arbejde med trykluften ude ved forbrugsstederne. Direkte drift med el bør derfor anvendes, hvor det kan opfylde kravene til nødvendig ydelse (kraft og hastighed) og hvor investeringen er rentabel.

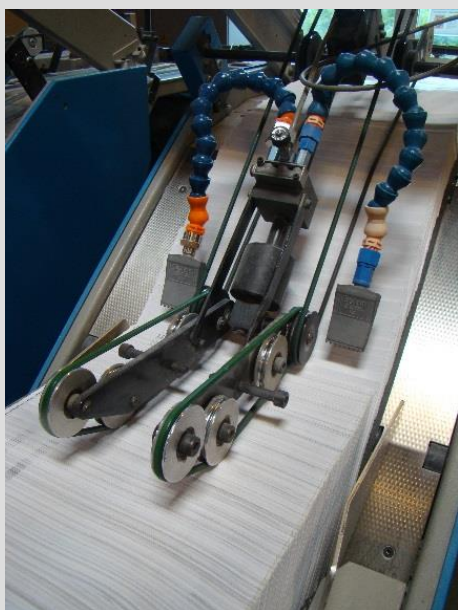
Eksempler på direkte drift med el er elektriske aktuatorer som erstatning for pneumatiske (trykluftdrevne), el-værktøj i stedet for trykluftværktøj og forsyning af luft til dyser med højtryksblæsere i stedet for med trykluft.

Trykluft anvendes ofte til styring af brandlemme, ventilationssystemer m.m. Her er der typisk tale om meget korte benyttelsestider, men ulempen er at der altid skal være tryk på anlægget. Dette medfører lækagetab, lange tomgangstider for kompressoren og dermed et stort energitab. Ved overgang til eldrevne styringer, vil energiforbruget praktisk talt blive elimineret pga. de korte benyttelsestider.

På nogle virksomheder benyttes trykluft til luftbefugtning. Ved udskiftning af et trykluftbaseret befugtningsanlæg til et højtryksbefugtningsanlæg med pumper kan der opnås en væsentlig elbesparelse (60 – 70%).

Eksempel 3 – Substitution af trykluft

I figur 5.15 og 5.16 ses eksempler på trykluftanvendelser, som sandsynligvis vil kunne ændres til blæserdrift.



Figur 5.15 Trykluft til adskillelse af tryksager i forbindelse med produktionen/pakning.



Figur 5.16 Trykluft til fremføring af plastkopper/-svøb.

I figur 5.15 (fra Stibo Graphic) ses et eksempel på, at der i produktionen anvendes trykluftblæsere/knive med det formål, at adskille tryksager i forbindelse med produktionen/pakning. Maskinerne (18 stk. med 2 stk. blæsere pr. maskine) forsynes med trykluft på ca. 8 bar, men trykket reduceres ved hjælp af manuelle trykreduktionsventiler. Det vides ikke, hvad trykket reduceres til, da der ikke er noget manometer på trykreduktionsventilen, men det vurderes at der ikke er behov for mere end 1 – 2 bar.

I et datablad fra producenten af trykluftdyserne ses det, at flowet gennem en dyse er $12 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,2 \text{ m}^3/\text{min}$) ved 2 bar, mens det er $25 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,42 \text{ m}^3/\text{min}$) ved 4 bar. Tryklufflowet vurderes derfor at ligge et sted mellem 0,4 og $0,84 \text{ m}^3/\text{min}$ pr. maskine. Det formodes dog at trykket ligger tæt på de 2 bar, så det antages at flowet pr. maskine er ca. $0,5 \text{ m}^3/\text{min}$. Ved et besøg på virksomheden blev det observeret, at alle 18 maskiner var i drift samtidig. Det vil sige at flowet var ca. $9 \text{ m}^3/\text{min}$. Anlæggets driftstid skønnes at være ca. 3.000 timer pr. år. Det betyder, at det årlige forbrug af trykluft er $1.620.000 \text{ m}^3$. Da det specifikke elforbrug til trykluft er beregnet til $0,124 \text{ kWh}/\text{m}^3$, udgør det årlige elforbrug til forsyning af maskinerne med trykluft ca. 200.000 kWh.

Det er uhensigtsmæssigt at maskinerne forsynes med trykluft på ca. 8 bar, når processen formentlig/sandsynligvis kræver et væsentligt lavere tryk. Det vil derfor være oplagt at undersøge, om der findes alternative metoder til adskillelse af tryksagerne. En alternativ metode kunne være anvendelse af en sidekanalblæser (højtryksblæser). Dette vil dog kræve en væsentlig ændring af hele systemet til adskillelse af tryksagerne. Det drejer sig ikke mindst om rørsystemet.

En kapselblæser vil kunne levere det nødvendige flow ved et tryk på ca. 1,5 bar. Elforbruget til kapselblæseren vil overslagsmæssigt udgøre ca. 40.000 kWh/år.

Den årlige elbesparelse vil således udgøre 160.000 kWh, svarende til en besparelse på ca. 80%. Det svarer til en økonomisk besparelse på ca. 128.000 kr.

Investeringen vil skønsmæssigt andrage 150.000 – 200.000 kr.

Før en eventuel ændring skal det undersøges, hvor stort flow og tryk processen reelt kræver. Det kræver, at der monteres en flow- og trykmåler på en af maskinerne. På baggrund af dette kan det vurderes hvor stort elforbrug processen benytter. Dette kan så sammenholdes med elforbruget til en alternativ proces.

I figur 5.16 (fra RPC Superfos) ses et eksempel på, at der i produktionen benyttes trykluft med det formål at fremføre plastkopper/-svøb.

Der blæses trykluft ind i aluminiumsringen, som er monteret på plastrøret. Der indblæses konstant, når maskinen kører i auto-mode eller manuelt. Maskinen forsynes med trykluft på ca. 7 bar og trykket reduceres ikke inden det blæses ind i aluminiumsringen. Det vurderes, at der ikke er behov for mere end 1 – 2 bar.

Tryklufften indblæses gennem 2 stk. 6 mm huller. Den indblæste trykluftmængde skønnes at udgøre $2,5 - 3,0 \text{ m}^3/\text{min}$ (baseret på data i tabel 4.1). Effektoptaget for kompressoren til levering af denne trykluftmængde skønnes at udgøre 10 – 12 kW.

Anlæggets driftstid skønnes at være ca. 4.000 timer pr. år. Det betyder, at det årlige elforbrug til forsyning af maskinerne med trykluft udgør ca. 48.000 kWh.

Det vil derfor være oplagt at undersøge, om der findes en alternativ metode til fremføre plastkopper/-svøb. En alternativ metode kunne være anvendelse af en sidekanalblæser (højtryksblæser). Dette vil dog kræve en væsentlig ændring af hele systemet.

En kapselblæser vil kunne levere det nødvendige flow ved et tryk på ca. 1,3 bar. Effektoptaget for kapselblæseren vil udgøre ca. 4 kW. Elforbruget til kapselblæseren vil derfor udgøre ca. 16.000 kWh/år.

Den årlige elbesparelse vil således udgøre 32.000 kWh, svarende til en besparelse på ca. 67 %. Det svarer til en økonomisk besparelse på ca. 26.000 kr.

Investeringen vil skønsmæssigt andrage 75.000 – 100.000 kr.

Før en eventuel ændring skal det undersøges, hvor stort flow og tryk processen kræver. Det kræver at der monteres en flow og trykmåler samt en trykreduktionsventil i systemet. På baggrund af dette kan det vurderes hvor stort elforbrug processen benytter. Dette kan så sammenholde med elforbruget til en alternativ proces.

5.5 Reduktion af trykluftbehovet

Reduktion af trykluftbehovet er relevant både hvad angår tryk og luftmængde.

Det er således væsentligt, at tryklufften ikke produceres ved et højere tryk end det højest nødvendige tryk på forbrugssiden og dertil lagt tryktabet i rørsystemet.

Produktionstrykket vil i mange tilfælde kunne sænkes ved, at man gradvist sænker trykket og observerer om det giver anledning til problemer. Hvis dette ikke er tilfældet kan tryksænkningen gøres permanent.

Produktionstrykket vil endvidere i mange tilfælde kunne sænkes ved at ændre på de mest trykkrævende forbrugssteder (anlægsændringer eller -modifikationer).

5.5.1 Forbrugsstederne

På de fleste virksomheder varierer trykbehovet ved forbrugsstederne afhængig af til hvilket formål, tryklufften skal anvendes. Mange komponenter og maskiner kræver typisk 6 - 7 bar for at kunne fungere optimalt. Andre komponenter, maskiner og processer kræver i mange tilfælde betydeligt lavere tryk. Det kan eksempelvis være pneumatiske transportsystemer, hvor kravet til trykket typisk ligger mellem 2 - 4 bar eller blæseluft, hvor kravet til trykket typisk er 1 bar.

Ved forbrugsstederne kan der opnås elbesparelser ved at anvende udstyr med lavt trykbehov og mindst muligt luftforbrug. For eksempelvis aktuatorer kan der benyttes typer med korte slaglængder og enkeltvirkende cylindre i stedet for dobbeltvirkende. Ved blæsning bør luften fordeles med opgavetilpassede dyser eller venturi i stedet for åbne rør og ved iltning i beholdere og bassiner kan luftfordelingen måske forbedres med mere effektive beluftningsudstyr.

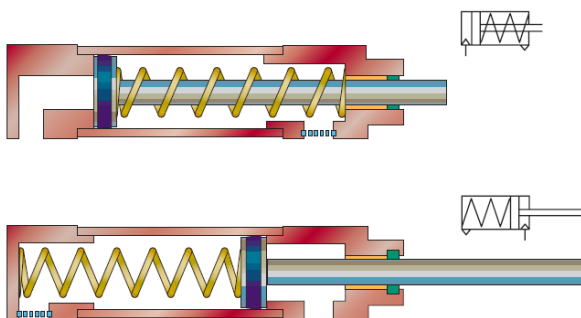
5.5.2 Luftforbrugere med lineære aktuatorer

Der findes grundlæggende to typer aktuatorer:

- Lineær aktuator med enkeltvirkende cylinder
- Lineær aktuator med dobbeltvirkende cylinder

5.5.3 Enkeltvirkende lineær aktuator

Principielt er den enkeltvirkende lineære aktuator opbygget som vist i figur 5.17.

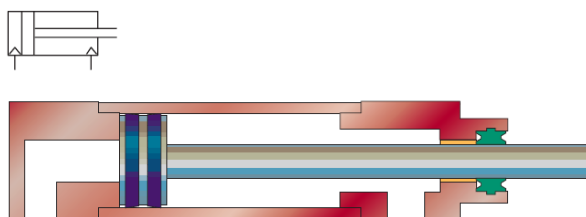


Figur 5.17 Enkeltvirkende lineær aktuator.

I figur 5.17 ses, at den enkeltvirkende lineære aktuator overordnet set består af en cylinder, et stempel og en fjeder. Den enkeltvirkende aktuator virker ved, at der sendes trykluft ind i cylinderens venstre side. Når tryklufften, ved et højt tryk, sendes ind i cylinderen, bliver kraften fra tryklufften højere end fjederkraften og stemplet bevæger sig mod højre. Når stemplet skal tilbage til udgangspositionen sænkes trykket i den venstre del af cylinderen, og processen kan starte forfra.

5.5.4 Dobbeltvirkende lineær aktuator

Principielt er den dobbeltvirkende lineære aktuator opbygget som vist i figur 5.18.



Figur 5.18 Dobbeltvirkende lineær aktuator.

Aktuatoren bevæger sig ved at der er en trykforskel over stemplet. Størrelsen af trykforskellen bestemmer hvilken kraft aktuatoren kan præstere. Skal aktuatoren tilbage til udgangspositionen byttes der blot om på det høje og lave tryk i cylinderen.

5.5.5 Lineære aktuatorers arbejdsevne

Nedenfor set et udtryk for den kraft F , som en lineær aktuator påvirker et emne med.

$$F = A_{\text{stempel}} \cdot \Delta p_{\text{stempel}} - F_{\text{fjeder}}$$

hvor A_{stempel} er stemplets areal, $\Delta p_{\text{stempel}}$ er trykdifferensen over stemplet og F_{fjeder} er fjederkraften fra fjederen i den enkeltvirkende lineære aktuator. For den dobbeltvirkende lineære aktuator sættes fjederkraften lig med nul.

Ovenstående udtryk viser at kraften en lineær aktuator kan virke med, er proportional med trykdifferencen over stemplet, når der i den enkeltvirkende lineære aktuator ses bort fra fjederkraften.

Ved den dobbeltvirkende lineære aktuator er det trykforskellen over stemplet, der bestemmer aktuatorens arbejdsevne. Når energieffektiviteten af en aktuator skal vurderes, bør det undersøges, om det er muligt at opnå samme trykdifferens over stemplet i aktuatoren ved et lavere trykniveau. Det skyldes, at et højt trykniveau giver et højt tryklufftforbrug for hver arbejds cyklus, da der er plads til mere luft med højt tryk end lavt tryk i et specifikt volumen. For at undgå unødvendigt store luft-/energiforbrug kan der benyttes trykreduktionsventiler. Et eksempel på dette ses i eksempel 4.

Eksempel 4 – Lineære dobbeltvirkende aktuator

I dette eksempel ses betydningen af trykket ved dobbeltvirkende aktuatorer. Det antages, at trykluftanlægget kører ved et tryk på 8 bar og at aktuatorens nominelle trykkrav er 6 bar. I eksemplet undersøges energisparepotentialet ved at benytte en trykreduktionsventil, der bringer trykket ned til aktuatorens nominelle tryk, inden trykluftens sendes ind i aktuatoren.

Idet det forudsættes, at trykluftens opfører sig som en ideel gas fremkommer følgende udtryk:

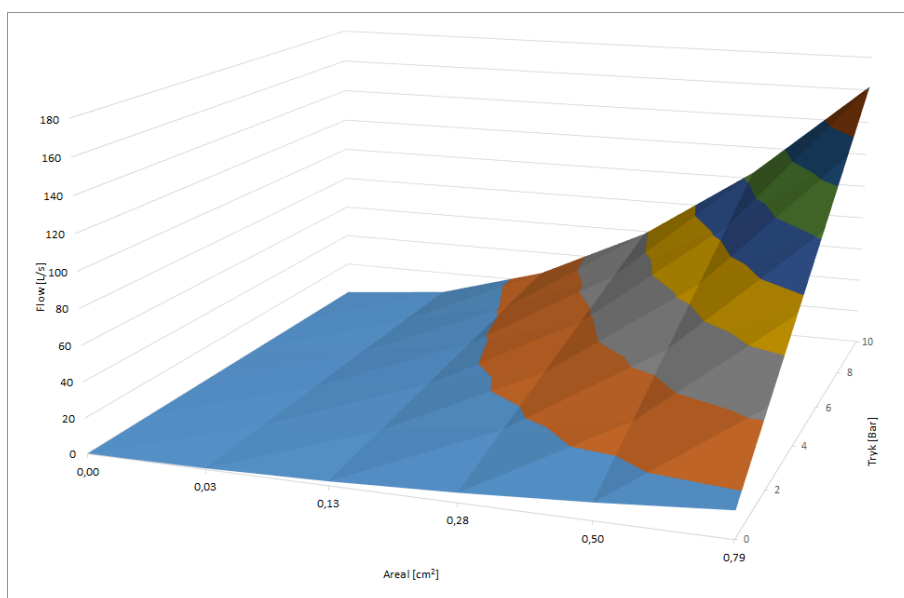
$$\frac{p_1 + 1 \text{ bar}}{p_2 + 1 \text{ bar}} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

hvor p_1 og p_2 er overtrykket ved henholdsvis tilstand 1 og 2 og ρ_1 og ρ_2 er massefylden ved henholdsvis tilstand 1 og 2.

Som det ses af ovenstående udtryk afhænger forholdet mellem trykluftens massefylde i tilstand 1 og 2 af forholdet mellem trykket i tilstand 1 og 2. Indsættes henholdsvis aktuatorens nominelle trykkrav på 6 bar og trykluftanlæggets trykniveau i udtrykket fremkommer et forhold mellem massefylderne på 0,75. Da aktuatoren hele tiden bruger den samme volumenstrøm betyder det, at trykluftforbruget ved et tryk på 6 bar er 75 % af trykluftforbruget ved 8 bar. Dette betyder, at der i dette tilfælde kan spares 25 % af luftforbruget og dermed energiforbruget til aktuatoren ved at benytte en trykreduktionsventil.

5.5.6 Dyser

Dyser er et meget stort anvendelsesområde indenfor trykluft. Luftforbruget for en dyse er i figur 5.19 vist som en funktion af hularealet og tilgangstrykket.



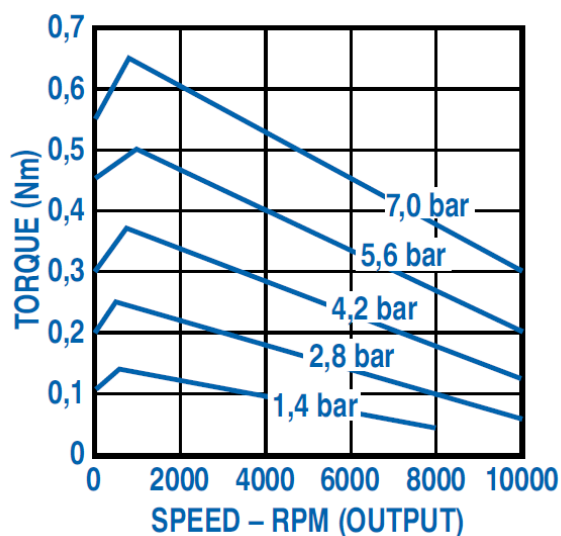
Figur 5.19. Volumenstrømmen som funktion af dysens hulareal og tryk. Dysevirkningsgraden er sat til 0,95.

I figur 5.19 ses, at luftforbruget og dermed også kompressorens energiforbrug stiger forholdsvis meget ved en forholdsvis lille stigning i henholdsvis trykket og/eller hularealet. Yderligere ses det, at luftforbruget for en dyse både er proportional med tilgangstrykket og dysens hulareal.

For at undgå energispild ved dyser er det derfor vigtigt at vælge nogle korrekte og effektive dysehoveder. Yderligere bør dyserne placeres sådan, at deres blæsekraft udnyttes optimalt. Dyser kan ofte drives ved et lavere tryk end andre pneumatiske værktøjer. Derfor kan det være fordelagtigt, at opdele trykluftanlægget i flere sektioner, hvor blæserne kan være tilkoblet den sektion med det laveste tryk.

5.5.7 Luftmotorer

Ved roterende pneumatiske motorer, som blandt andet benyttes i pneumatiske håndværktøjer, afhænger ydelsen/arbejdsevnen af trykket i trykluftsystemet. I figur 5.20 ses hvilken betydning arbejdsstrykket har for ydelsen/arbejdsevnen.

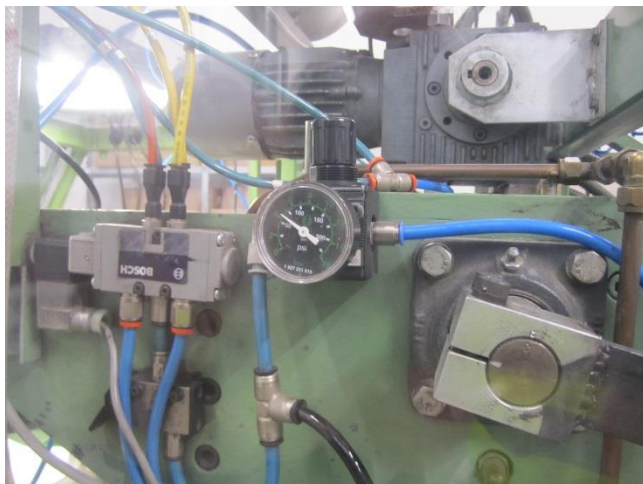


Figur 5.20. Luftmotor

Af figuren ses det, at når arbejdsstrykket, ved ca. 600 rpm, reduceres fra 7 bar til 5,6 bar falder motorens maksimale ydelse/arbejdsevne (torque/moment) fra 0,65 til 0,5 Nm, svarende til en reduktion på 23%.

5.5.8 Trykreduktionsventiler

Hvis der er stor forskel i de forskellige forbrugeres (komponenters og maskiners) trykbehov, bør der installeres trykreduktionsventiler ved forbrugerne med de laveste trykbehov. Det skyldes blandt andet, at lækagetabet forøges jo højere trykket er. Desuden beskytter reduktionsventilerne de maskiner de forsyner.



Figur 5.21 Trykreduktionsventil

En anden grund til at installere trykreduktionsventiler er, at luftmængden kan tilpasses ved at benytte trykreduktionsventiler, så der i den enkelte komponent (f.eks. dyse eller aktuator) kun bruges den nødvendige mængde luft. Det skyldes, at hvis trykket er højere end nødvendigt, så tilføres komponenten en større luftmængde end nødvendigt. Hvor meget luftmængden er større end nødvendigt afhænger af forholdet mellem de absolutte tryk.

Det er endvidere væsentligt, at der kun bruges luft, når der er behov for luften. Ved eksempelvis renblæsning af poser i posefiltre, kan trykdifferensen over filteret indgå i styringen af hyppigheden af rensningerne i stedet for at renblæsningen er tidsstyret. Ved lave belastninger af filteret vil der derfor være reduceret behov for trykluft. Styringen kan endvidere indrettes således, at trykfaldet over filteret skal over en vis værdi, før rensningen foretages.

5.5.9 Rørsystem

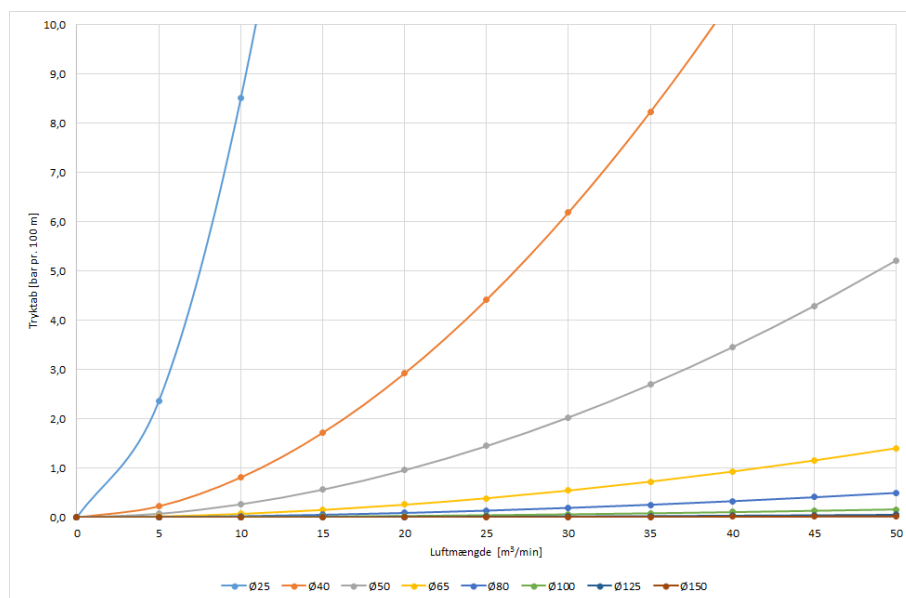
Hvis trykluftbehovet er stort på en given virksomhed ved vidt forskellige nødvendige tryk niveauer, vil det sandsynligvis være rentabelt at adskille trykluftforsyningen i forskellige tryk niveauer. Hvis der eksempelvis er behov for trykluft ved 6 – 7 bar til nogen maskiner og behov for 2 – 4 bar til andre processer, bør det undersøges om det er rentabelt at etablere flere trykluftnet, hvor tryklufften produceres på flere kompressorer med forskellige produktionstryk. Det er nødvendigt at foretage en grundig behovsanalyse og en LCC-beregning (Life Cycle Cost) for at vurdere om besparelsen ved at producere en del af tryklufften ved at lavere tryk kan stå mål med den nødvendige investering i et mere omfangsrigt tryklufftnet.

I tryklufftnettet (hoved- og fordelingsledninger) er det vigtigt at minimere tryktabet, således at produktionstrykket (afgangstrykket fra kompressoren) kan sænkes. Tryktabet kan minimeres ved udskifte rør og slanger med for små dimensioner samt ved at opsætte lokale tryklufftbeholdere på steder, hvor der kun kortvarigt bruges store mængder luft.

5.5.10 Tryktab og rørdimensioner

Udformningen af rørsystemet (hoved- og forbrugsledninger) har stor betydning for tryktabet og dermed elforbruget til tryklufftsystemet. Der skal vælges så store rørdimensioner som muligt under hensyntagen til den nødvendige investering. Hvis der vælges mindre rørdimensioner bliver investeringen lavere, men det større tryktab i rørene, som mindre rørdimensioner medfører, vil resultere i større driftsomkostninger, som kan vise sig at overstige merprisen for rør med større dimensioner.

I figur 5.22 ses tryktab i bar pr. 100 m. i stålør ved 7 bar. Som det ses i figuren spiller diameteren en stor rolle for tryktabet.



Figur 5.22 Tryktab i bar pr. 100 m i stålør ved 7 bar. Som hovedregel bør gennemstrømningshastigheden i hovedledningerne være under 6 m/s. Ved at vælge en rørdiameter, der sikrer dette, kan store energitab undgås.

Hvis strømmingen af fri luft er kendt, kan den minimale indvendige diameter af en hovedledning med en gennemstrømningshastighed mindre end 6 m/s beregnes ved hjælp af nedenstående formel:

$$D = \sqrt{\frac{212 \cdot Q}{(P + 1)}}$$

hvor:

D er den indvendige diameter i mm

Q er strømmen af fri luft i L/s

P er trykket i bar

212 er en konstant

Eksempel 5 – Beregning af indvendig diameter D

I en hovedledning skal der transporteres en luftmængde på 166 L/s ved et overtryk på 7 bar. Den indvendige diameter af hovedledningen kan beregnes til:

$$D = \sqrt{\frac{212 \cdot 166 \text{ L/s}}{(7 + 1) \text{ bar}}} = 66 \text{ mm}$$

For at undgå unødvendige tryktab i hovedledningen, bør der monteres rørbøjninger og ikke vinkler.

Gennemstrømningshastigheden i forbrugsledningerne (forgreninger der fører til forbrugsstederne, inkl. tilhørende rørnedeføringer) bør være under 15 m/s. Ved at vælge en rørdiameter der sikrer dette, kan store energitab undgås.

Hvis strømningen af fri luft er kendt, kan den minimale indvendige diameter af en forbrugsledning med en gennemstrømningshastighed mindre end 15 m/s beregnes ved hjælp af nedenstående formel:

$$D = \sqrt{\frac{85 \cdot Q}{(P + 1)}}$$

hvor:

D er den indvendige diameter i mm

Q er strømmen af fri luft i L/s

P er trykket i bar

85 er en konstant

Eksempel 6 – Trykmålinger i systemet hos RPC Superfos

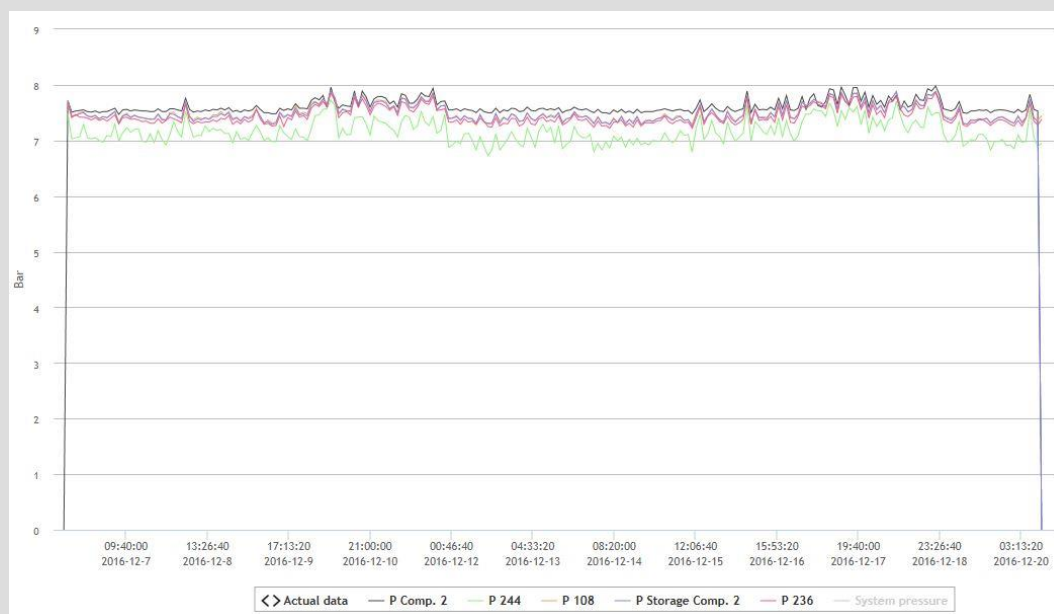
I figur 5.23 ses et eksempel på trykmålinger hos RPC Superfos efter kompressoren (P Comp. 2), på trykluftbeholderen (P Storage Comp. 2) og i systemet (P 244, P 108 og P 236).

På figuren ses, at kompressoren leverer et tryk mellem 7,6 og 8 bar.

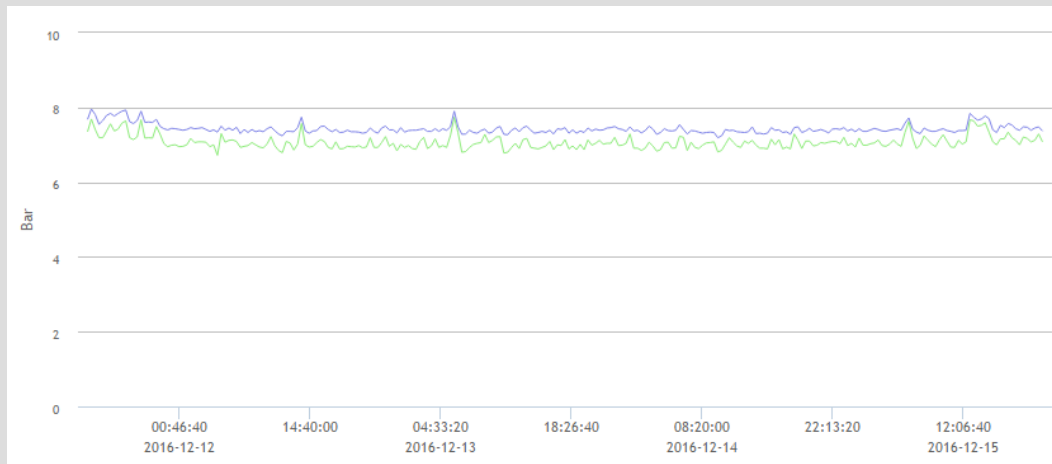
Der ses et tryktab mellem kompressoren og trykluftbeholderen på ca. 0,1 bar, hvilket er meget fint.

Der ses endvidere tryktab på mellem 0,1 og 0,2 bar fra trykluftbeholderen til maskinerne 108 og 236, hvilket vurderes at være rimeligt. På strengen til maskine 236 er indbygget en adsorptionstørrer og tryktabet over denne er relativt lille.

I figur 5.24 ses, at der fra trykluftbeholderen til maskine 244 er et tryktab på mellem 0,3 og 0,4 bar, hvilket skyldes, at der på denne streng også er indbygget en adsorptionstørrer. Tryktabet burde ikke være højere end 0,15 bar.



Figur 5.23 Trykmålinger hos RPC Superfos efter kompressor, på trykluftbeholder og i systemet



Figur 5.24 Trykmålinger hos RPC Superfos mellem på trykluftbeholder (blå kurve) og maskine 244 (grøn kurve)

De relative små tryktab i rørsystemet skyldes, at der er valgt trykluftledninger med tilstrækkelige store dimensioner (2" – 4" ringledning).

Kompressoren leverer, som tidligere nævnt, et tryk mellem 7,6 og 8 bar.

Ved en gennemgang af virksomhedens procesudstyr anslås det, at kompressorens leverede tryk bør kunne sænkes mellem 0,5 og 1 bar. Der er ikke umiddelbart udstyr der har brug for 7,5 bar.

Før en eventuel tryksænkning skal der dog kigges nærmere på den førnævnte adsorptionstørrer og årsagen til det relativt store tryktab over denne.

Eksempel 7 – Trykmåling i systemet hos Stibo Graphic

I figur 5.25 ses et eksempel på trykmålinger hos Stibo Graphic efter trykluftbeholderen (Pres. 1) og i systemet (Pres. 2, Pres. 3, Pres. 4 og Pres. 5).

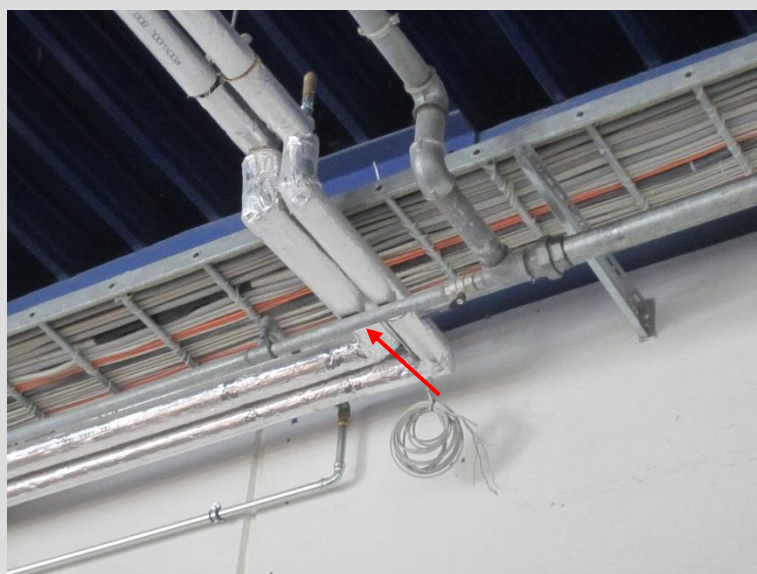
Der ses tryktab på mellem 0,1 og 0,2 bar fra trykluftbeholderen til Pres. 2, Pres. 4 og Pres. 5. Dette vurderes at være rimeligt.

Mellem trykluftbeholderen og Pres. 3 ser det noget anderledes ud. Her er trykfaldet mellem 1,0 og 1,5 bar, hvilket er alt for højt.



Figur 5.25 Trykmålinger hos Stibo.

Tryktabet skyldes, at der er valgt en for lille rørdimension til det maksimale flow der kan forekomme. En del af rørstrækningen ses i figur 5.26 og 5.27.



Figur 5.26 Rørstrækning med for lille dimension (rød pil).



Figur 5.27 Rørstrækninger med for små dimensioner (røde pile).

Trykket blev målt på en lynkobling med en afspærringsventil (se figur 5.28) og som det ses i figur 5.25 afbrydes denne ventil på visse tidspunkter, hvilket medfører at trykket falder til nul.



Figur 5.28 Måling af tryk på lynkobling.

Det er ikke umiddelbart muligt at vurdere de energimæssige konsekvenser af tryktabet, men målingen viser, at nogle af maskinerne på visse tidspunkter forsynes et lavere tryk og det giver tilsyneladende ikke anledning til problemer. Dette kunne indikere, at trykket i rørsystemet er højere end nødvendigt.

Kompressorerne leverer tryk mellem 8,2 og 8,4 bar.

Trykket ved forbrugsstederne ligger på ca. 8 bar.

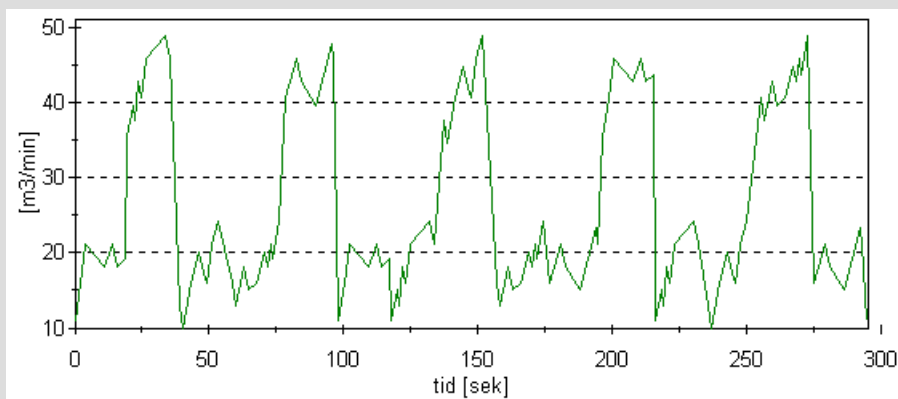
Ved en gennemgang af virksomhedens procesudstyr anslås det, at kompressorens leverede tryk bør kunne sænkes mellem 1,0 og 1,5 bar. Der er ikke umiddelbart udstyr der har brug for 8 bar.

Tryksækning bør ske ved at sænke trykket med ca. 0,5 bar i trin. Hvis sænkningen på 0,5 bar ikke resulterer i problemer med procesudstyret, kan trykket sænkes 0,5 bar mere og så fremdeles.

Eksempel 8 – Decentral beholder

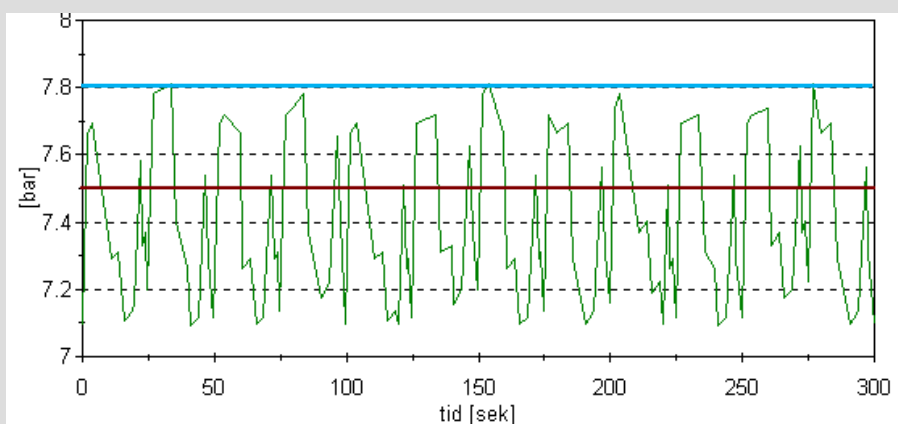
Problemer med for høje tryktab i rørsystemet som følge af store, pludselige forbrugsvariationer afhjælpes ofte ved at køre trykluftanlægget ved et højt trykniveau, for at overvinde det ekstra tryktab. En måde at undgå dette på er at benytte decentrale trykluftbeholdere.

I figur 5.29 ses en luftforbrugskurve for et trykluftanlæg.



Figur 5.29 Luftforbrugskurve for trykluftanlæg.

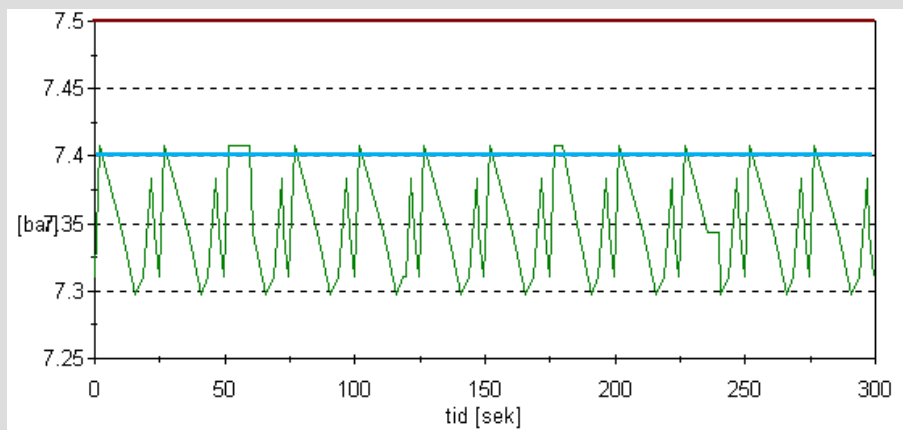
Som det ses i figur 5.29 er luftforbruget meget varierende, hvilket giver anledning til nedenstående trykcurve.



Figur 5.30 Trykcurve for anlægget med luftforbruget i figur 5.28. Den røde streg er trykniveauet som anlægget er indstillet til at køre efter og den grønne kurve er kravet til det aktuelle trykniveau på den centrale beholder.

I figur 5.30 ses det, at kravet til trykniveau i nogle perioder overskrider trykket som kompressoren leverer. Det betyder, at forbrugerne ikke har deres påkrævede tryk tilgængelig og dermed ikke kan yde det forventede arbejde.

Som nævnt tidligere kan dette problem løses ved at hæve kompressortrykket med et større energiforbrug til følge eller der kan installeres decentrale luftbeholdere. I dette tilfælde skal kompressortrykket hæves til 7,8 bar (lyseblå kurve).



Figur 5.31. Trykkurve svarende til figur 5.30, men med decentrale luftbeholdere

Sammenlignes figur 5.30 og 5.31 ses det, at det maksimale krav til trykket er reduceret fra 7,8 bar til 7,4 bar, hvilket betyder at trykniveauet som kompressoren skal levere luft ved kan sænkes fra 7,8 bar til 7,4 bar.

Set i forhold til trykluftanlægget i figur 5.30 kan der herved opnås en energibesparelse på ca. 3 % ved at sænke kompressortrykket med 0,4 bar.

5.5.11 Lækagetab fra rørsystem

Lækagetab fra et rørsystem medfører, at trykluftkompressoren skal levere den nødvendige luftmængde plus den ekstra luftmængde, der går tabt ved lækagen.

Som angivet i kapitel 5.6.3 "Kompressorens belastning" er kompressorens belastning proportional med luftmængden eller kapaciteten v_1 . Det betyder derfor, at kompressorens belastning til at levere trykluft til lækagerne er proportional med den producerede trykluftmængde, der går til lækager.

Lækagetabet kan bestemmes på forskellige måder, som beskrives nedenfor.

Hvis trykket i rørsystemet og hularealet af lækagen kendes kan nedenstående tabel 5.1 anvendes til at bestemme lækagen og den nødvendige kompressorbelastning til at levere trykluft til lækagen. For at beregne effektoptaget til kompressoren, er det nødvendigt at kende kompressorens virkningsgrad.

Huldiameter [mm]	Tryk 4 bar		Tryk 6 bar		Tryk 8 bar		Tryk 10 bar	
	Flow [L/s]	Effekt [kW]	Flow [L/s]	Effekt [kW]	Flow [L/s]	Effekt [kW]	Flow [L/s]	Effekt [kW]
1	0,7	0,2	1	0,3	1,3	0,5	1,6	0,7
5	18	4,6	26	8	33	13	40	17
10	73	18	103	33	132	50	161	69

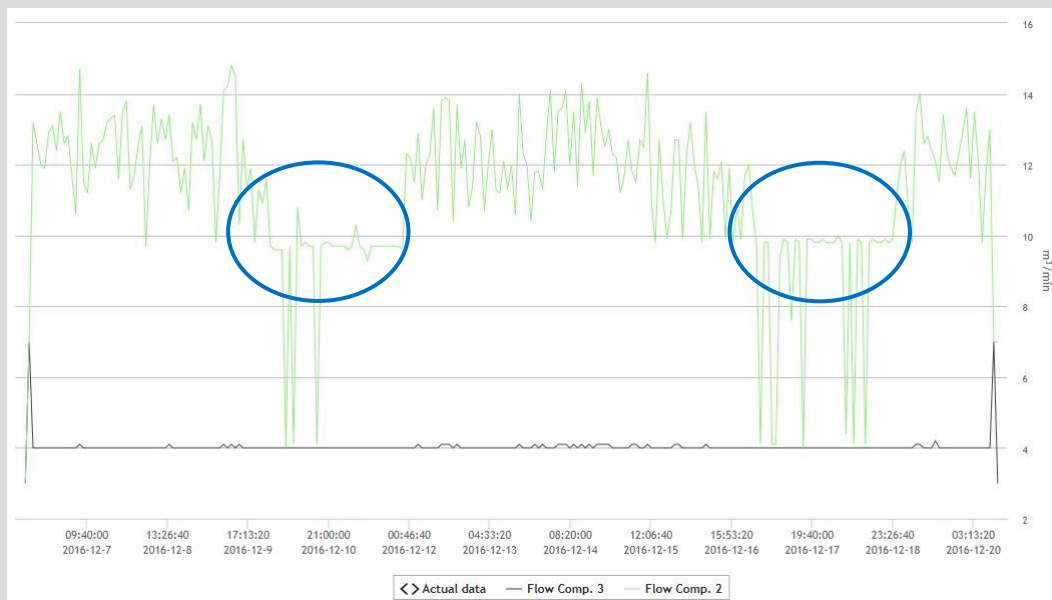
Tabel 5.1 Bestemmelse af lækage og den nødvendige kompressorbelastning til at levere trykluft til lækagen som funktion af huldiameter og tryk (overtryk).

Af tabel 5.1 ses det, at der ikke skal ret mange eller ret store huller til, før lækageeffekten begynder at få en væsentlig betydning. Til gengæld er det muligt at registrere huller med en diameter ned til 0,5 mm med det blotte øre, hvis der er stille i baggrunden. Det skal i den forbindelse nævnes, at der især opstår lækager ved slangesamlinger, tilslutninger, defekt trykluftcylindre og lynkoblinger.

For at vurdere lækagetabet fra rørsystemet mere nøjagtigt er det nødvendigt at foretage en belastningsregistrering (effektmåling) eller flowmåling (hvis en flowmåler er installeret) på kompressoren på et tidspunkt, hvor der ikke forbruges trykluft. Det er typisk om natten eller i weekenden.

Eksempel 9 – Vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling

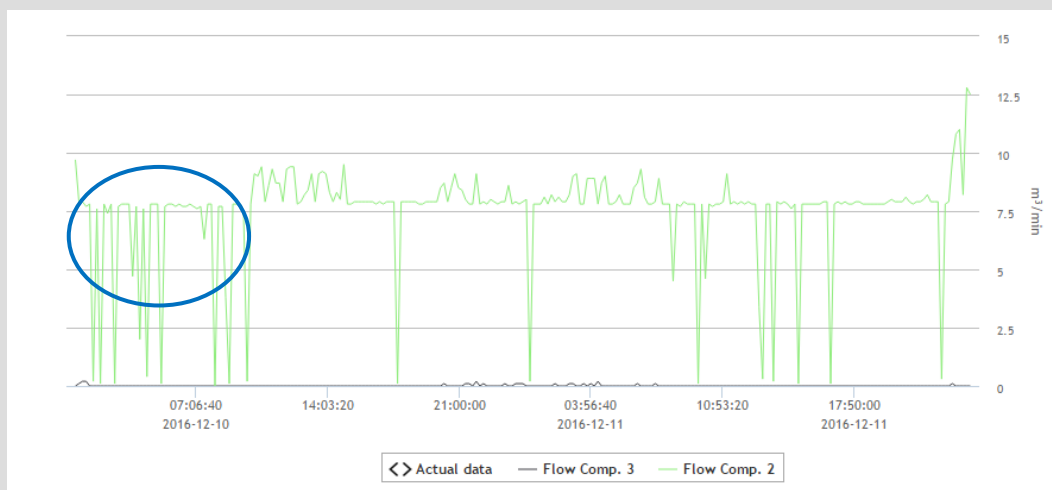
Nedenfor ses et eksempel på vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling i trykluftsystemet. Flowmålinger er foretaget i en periode på 14 dage og indeholder to weekender. Disse weekender er markeret med blå i figur 5.32.



Figur 5.32 Flowmåling hos RPC Superfos – 14 dage.

Fra fredag kl. 15.00 til lørdag kl. 8.00 (markeret med blå i figur 5.33) er der ikke nogen produktion, men nogle få maskiner (figur 5.35), to stk. granulatfiltre (figur 5.36) samt to koldregerede adsorptionstørrere der er i drift.

Trykluftforbruget ligger, som det ses, et sted mellem 6 og 6,5 m³/min, hvilket svarer til ca. 25 – 30 % af trykluftforbruget.



Figur 5.33 Flowmåling hos RPC Superfos – weekend nr. 1.

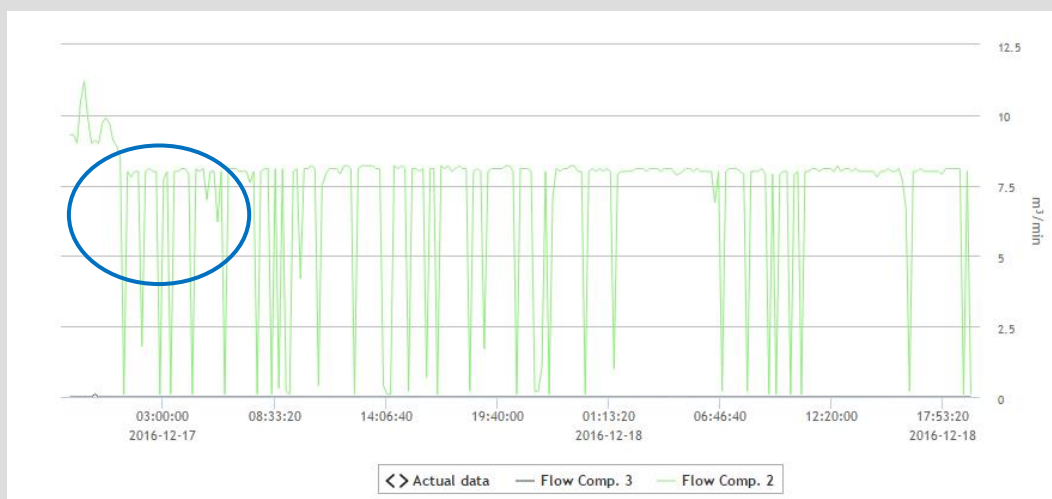
I følge et datablad for filtrene har de hver et trykluftforbrug på 19,2 l/min, dvs. i alt 38,4 l/min. Flowet til filtrene udgør derfor en lille del af det samlede trykluftflow.

De resterende maskiner har ligeledes et meget lille trykluftflow.

De to adsorptionstørrere har en samlet kapacitet på 22 m³/min. Til regenerering anvendes ca. 15 % af kapaciteten, svarende til ca. 3 m³/min.

Lækagetabet vurderes derfor at udgøre mellem 3 og 3,5 m³/min.

I figur 5.34 ses nogenlunde det samme billede fra fredag kl. 15.00 til lørdag kl. 8.00, hvilket kun bekræfter ovennævnte konklusion om lækagetabet.



Figur 5.34 Flowmåling hos RPC Superfos – weekend nr. 2.



Figur 5.35 Maskine

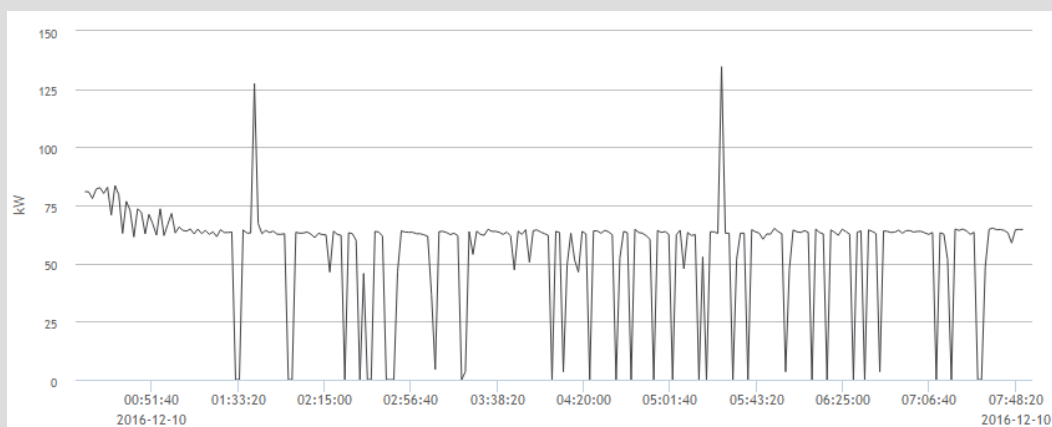


Figur 5.36 Granulatfilter

I figur 5.37 ses effektoptaget for kompressoren når den leverer trykluft til granulatfiltre, adsorptionstørrere samt til dækning af lækager. Effektoptaget udgør som det ses ca. 45 kW. Kompressoren leverer ca. 6,5 m³/min, hvilket medfører et specifikt elforbrug på 0,115 kWh/m³.

Lækagetabet udgør ca. 3,5 m³/min som kan omregnes til et årligt forbrug på 1.839.600 m³.

Det årlige elforbrug til dækning af lækager udgør derfor ca. 211.600 kWh.



Figur 5.37 Effektoptag for kompressor, når den leverer trykluft til granulatfiltre, adsorptionstørrere samt til dækning af lækager.

Som nævnt ovenfor benyttes to koldregenererede adsorptionstørrere, der tilsammen forbruger ca. 3 m³/min til regenerering. Regenereringen af begge adsorptionstørrere er tidsstyret. Dette behandles nærmere med et eksempel i afsnit 5.6.9.

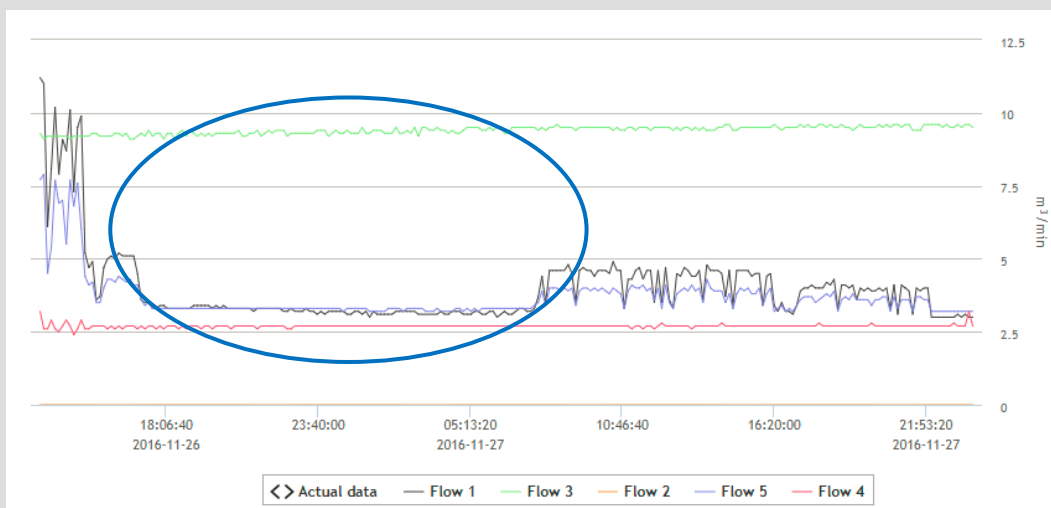
Eksempel 10 – Vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling i trykluftsystemet

Nedenfor ses et andet eksempel på vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling i trykluftsystemet. Flowmålinger er foretaget i en periode på 14 dage og indeholder to weekender. Disse weekender er markeret med blå i figur 5.38.



Figur 5.38 Flowmåling hos Stibo Graphic – 21 dage.

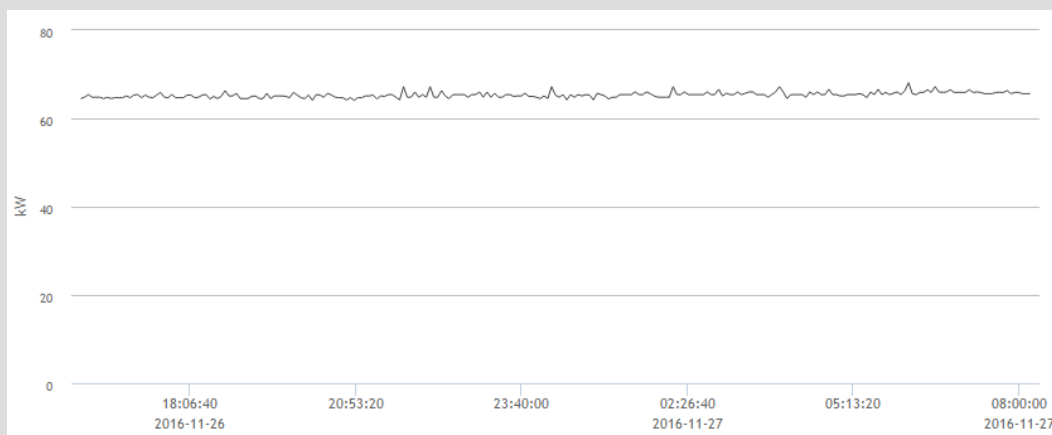
Fra lørdag kl. 18.00 til søndag kl. 7.00 (markeret med blå i figur 5.39) er der ikke nogen produktion. Trykluftforbruget ligger, som det ses, et sted mellem 12,0 og 12,5 m³/min. Den ene kompressor (GA 55 FF) kører fuldt belastet og yder ca. 9,4 m³/min mens den anden kompressor (GA 75 P VSD) kører lavt belastet og yder ca. 2,7 m³/min. Den tredje kompressor (GA 75 FF) er afbrudt.



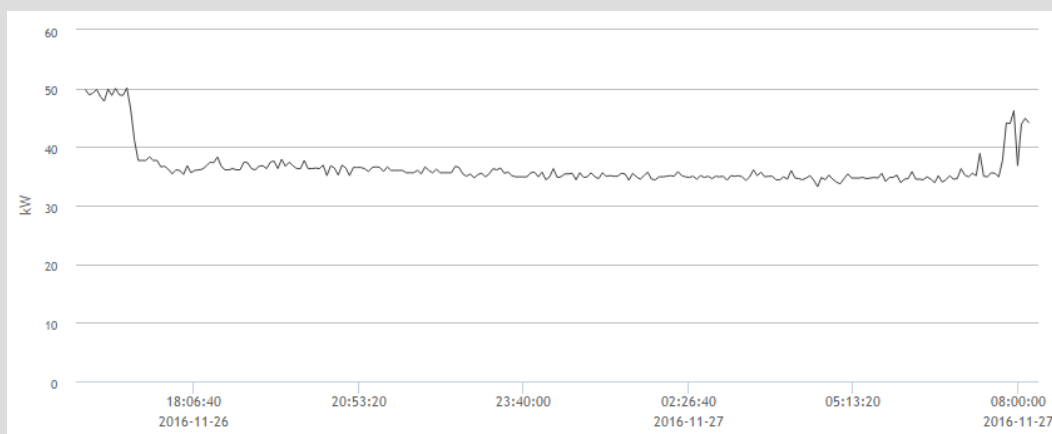
Figur 5.39 Flowmåling hos Stibo Graphic – weekend nr. 2.

På baggrund af flowmålingen kan det konstateres, at ca. 30 - 35% af forbruget af trykluft under drift alene betjener lækagetabene, – dette bør kunne reduceres til 10 - 20%.

I figur 5.40 og 5.41 ses effektoptag for kompressorerne (2 og 3), når de leverer trykluft til dækning af lækager. Effektoptaget udgør som det ses i alt ca. 90 kW. Det årlige elforbrug til dækning af lækager udgør derfor ca. 850.000 kWh.



Figur 5.40 Effektoptag for kompressor 2, når den leverer trykluft til lækager.

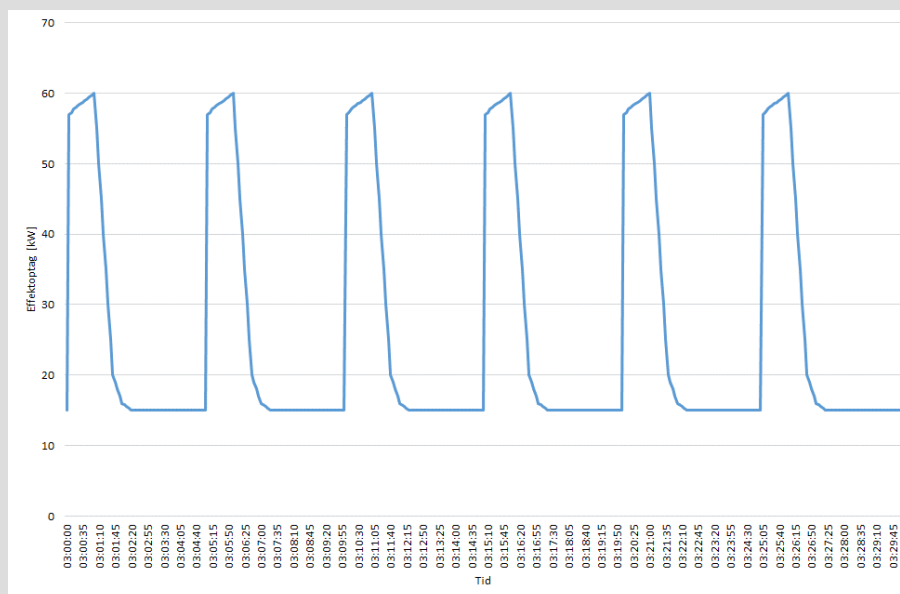


Figur 5.41 Effektoptag for kompressor 3, når den leverer trykluft til lækager.

Oftentimes there are no flowmeters installed in the compressed air system and the leakage loss must therefore be determined in another way. The method goes out in measuring the power consumption of the compressor with a low time resolution (ca. 1 second) in a period where there is no need for compressed air. In example 11 see how the leakage loss can be determined by use of the method.

Eksempel 11 – Vurdering af lækagetab fra trykluftinstallation

In figure 5.42 see a load recording made on a compressed air compressor during the night. The measurement period is 30 minutes.



Figur 5.42. Belastningsregistrering på en trykluftkompressor foretaget om natten.

The compressor produces compressed air in ca. one minute six times in the measurement period. Here the load increases from 15 kW and ends at 60 kW. The compressor is correspondingly unloaded in ca. four minutes six times in the measurement period, where the load again falls to 15 kW. The leakage loss can be calculated as:

$$Lækagetab = \left(\frac{6 \text{ minutter}}{30 \text{ minutter}} \right) \cdot 100 \% = 20 \%$$

The average load when the compressor produces compressed air is ca. 58,5 kW. From this average load the unloaded effect must be subtracted, i.e. 15 kW. That is, the real load for production of compressed air for leakage is 43,5 kW. In 20% of the running time the compressor will thus produce compressed air for leakage with a load of 43,5 kW.

At a running time of 4.000 hours per year the electricity consumption for production of compressed air for leakage will thus amount to ca. 35.000 kWh/year.

Typisk anvendes ultralydsmålere til lækagesporing og forebyggende vedligehold af trykluftssystemer. Ultralyd er specielt egnet til at opdage lækager i skjulte rørinstallationer. Måleudstyret omformer ultralyden til et resultat, der er hørbart for mennesker. Det muliggør nøjagtig detektion af lækager i selv meget indviklede rørkonstruktioner, og under drift af produktionsanlæg og andet der afgiver støj.



Figur 5.43. Ultralydmåler til lækagesporing

5.6 Tekniske løsninger i kompressorcentralen

I trykluftanlæg benyttes hovedsageligt to typer kompressorer, nemlig stempelkompressorer og skruekompressorer. Der findes endvidere lamelkompressorer, men de er ikke så udbredte og derfor behandles de ikke nærmere i dette afsnit.

5.6.1 Stempelkompressor

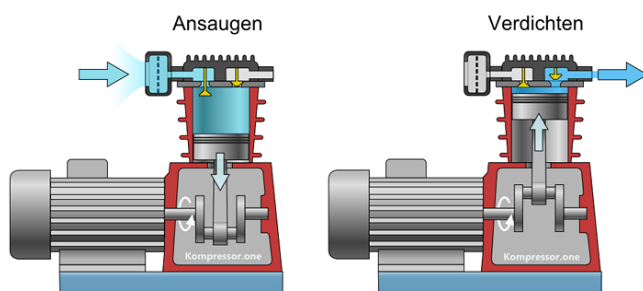
Stempelkompressoren var tidligere den mest udbredte kompressor, men på grund af høje vedligeholdelsesomkostninger og for ringe luftkvalitet er det ikke længere tilfældet. Stempelkompressoren benyttes dog stadig på mange virksomheder, hvor trykluftforbruget er begrænset. Typisk benyttes den om natten og i weekender, hvor behovet for trykluft er reduceret.

Energimæssigt har stempelkompressoren den fordel at elforbruget ved dellastkørsel er lavt sammenlignet med skruekompressoren.



Figur 5.44 Stempelkompressor

I figur 5.45 ses stempelkompressorens virkemåde under et kompressionsforløb. Forløbet kan opdeles i to cyklusser, hvor der i den ene cyklus indtages luft mens der i den anden komprimeres.



Figur 5.45 Stempelkompressorens virkemåde under et kompressionsforløb

5.6.2 Skruekompressor

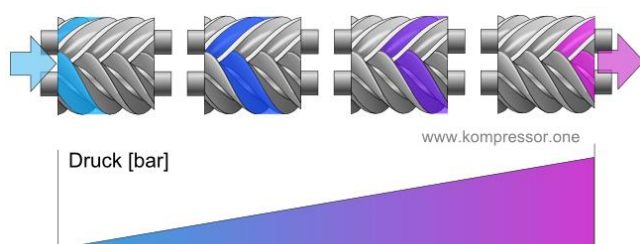
Skruekompressoren er langt den mest udbredte kompressortype i virksomhederne. Skruekompressorer kan enten være oliesmurte eller oliefrie. Valget af kompressortype afhænger af, hvad tryklufften skal anvendes til.

Den oliefri kompressor anvendes på virksomheder, hvor der er krav til høj kvalitet, rene produkter og processer til fremstilling og hvor forurening skal undgås. Det er eksempelvis medicinske og farmaceutiske virksomheder samt virksomheder med fødevarerproduktion. Energimæssigt har den oliefri skruekompressor den fordel, at effektoptaget ved aflast er lavere end for den oliesmurte skruekompressor. Det skyldes, at den oliesmurte skruekompressor opretholder olieflowet ved dellast. Den oliefri skruekompressor er dog betydeligt dyrere end den oliesmurte.



Figur 5.46 Skruekompressorer

I figur 5.47 ses skruekompressorens virkemåde under et kompressionsforløb. I vestre side af figuren suges luft ind i skruen. Når skruen drejer rundt griber skruuelementerne ind i hinanden og lukker for en større og større del af det oprindelige volumen luften havde til rådighed. Under denne formindskelse af volumenet komprimeres luften. Når luften har nået skruens designtryk passer det med at skruen er drejet, således at tryklufften kan komme ud af kompressorudløbet.



Figur 5.47 Skruekompressorens virkemåde under et kompressionsforløb

5.6.3 Kompressorens belastning

Uanset om der er tale om en stempelkompressor eller en skruekompressor så gælder der, at belastningen P_k (den effekt der skal tilføres for at komprimere luften samt tryktab i rør og komponenter) fra trykluftkompressoren kan skrives ved hjælp af nedenstående udtryk:

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

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 $\chi/(\chi-1)$ [dimensionsløs]
 χ er adiabateksponenten, som er 1,4 for luft
 η_k er kompressorens virkningsgrad

p_1 er bestemt ved følgende udtryk:

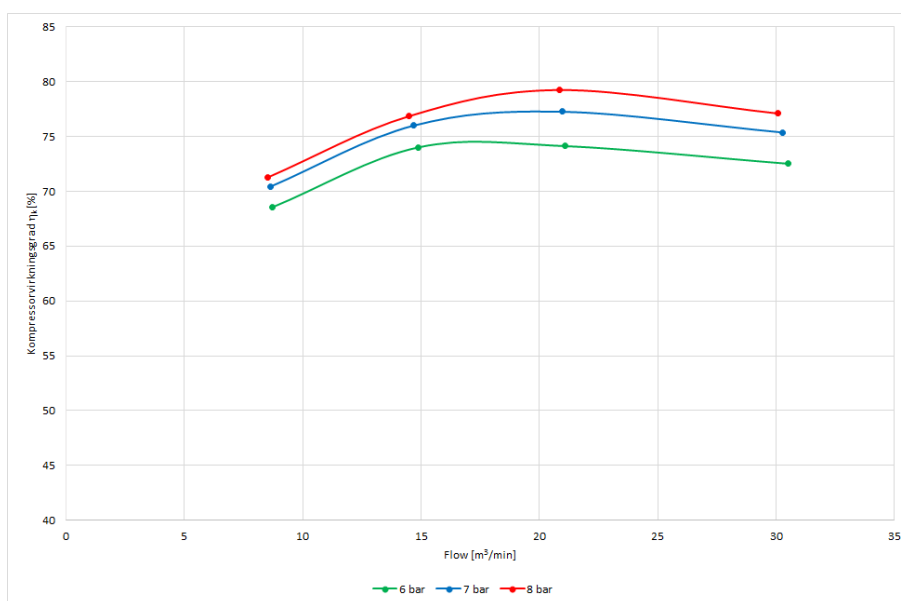
$$p_1 = \frac{v_{1n}}{v_1} \cdot p_{1n}$$

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. I figur 5.48 ses virkningsgrader for en skruekompressor som funktion af flowet ved forskellige tryk. Som det ses afhænger virkningsgraden både af flowet og trykket.



Figur 5.48 Virkningsgrader for en skruekompressor som funktion af flowet ved forskellige tryk.

Eksempel 12 – Beregning af belastningen P_k for en trykluftkompressor

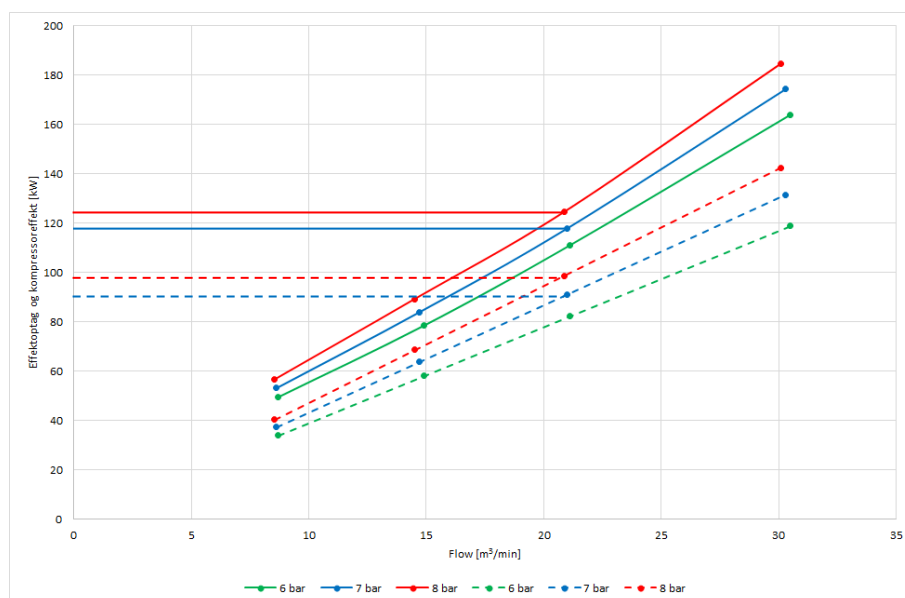
I et datablad for en trykluftkompressor er aflæst, at den kan levere en luftmængde på $0,166 \text{ m}^3/\text{s}$ ved tryk på 8 bar.

Kompressorleverandøren har oplyst at virkningsgraden ved dette driftspunkt er 79 % (0,79). Konstanten k kan beregnes til $(1,4/(1,4-1))$ 3,5.

Belastningen P_k kan herefter beregnes:

$$P_k = \frac{100.000 \text{ Pa} \cdot 0,166 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 3,5 \cdot \left[\left(\frac{800.000 \text{ Pa}}{100.000 \text{ Pa}} \right)^{\frac{1}{3,5}} - 1 \right]}{0,79} = 59.677 \text{ W}$$

Produktionstrykket har stor betydning for elforbruget til kompressoren. I figur 5.49 ses effektoptaget og kompressoreffekten ved forskellige produktionstryk som funktion af flowet.



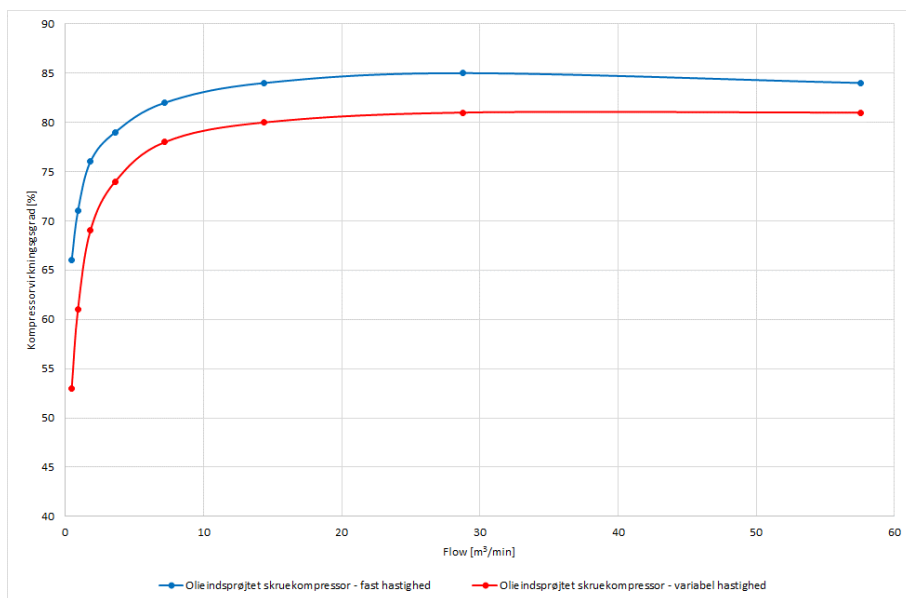
Figur 5.49 Effektoptag (fuldt optrukket linje) og kompressoreffekt (stiplet linje) ved forskellige produktionstryk som funktion af flowet.

Ved et flow på $21 \text{ m}^3/\text{min}$ er effektoptaget ved 7 bar ca. 118 kW, mens det ved 8 bar er ca. 125 kW. Det svarer til et effektoptag der er ca. 6% højere. Ved et flow på $21 \text{ m}^3/\text{min}$ er kompressoreffekten ved 7 bar ca. 91 kW mens det ved 8 bar er 98,7 kW. Det svarer til en kompressoreffekt der er ca. 8,5 % højere.

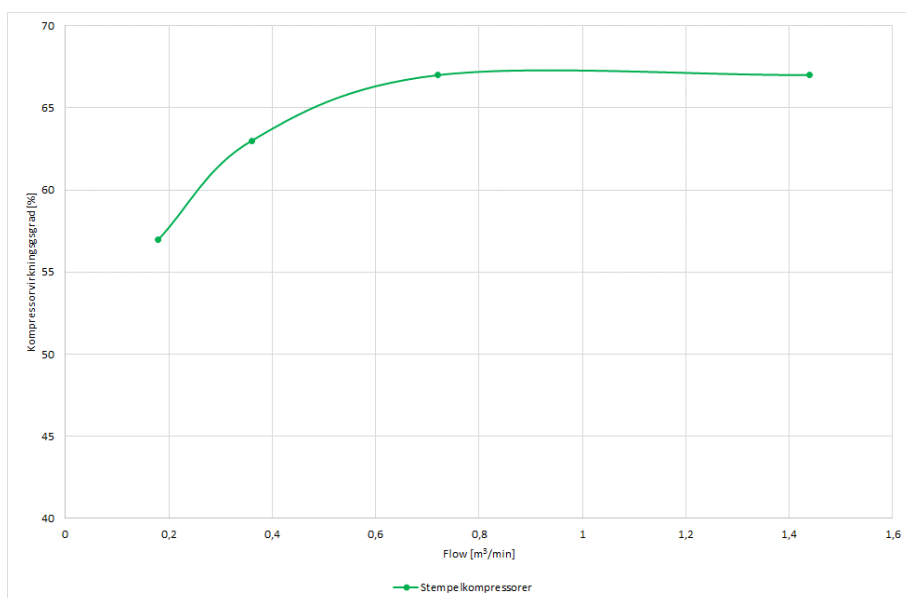
Forskellen på de 2,5% skyldes kompressorvirkningsgraden, som er ca. 2% højere ved det højere tryk. Når besparelsen ved at sænke trykket skal beregnes, er det derfor nødvendigt at kende effektoptagene ved de pågældende tryk. Et godt nøgletal er dog, at effektoptaget reduceres 6-8% pr. bar.

I forbindelse med Ecodesign Preparatory Study on Electric motor systems/Compressors, er der foretaget undersøgelser af bedst tilgængelige teknologi (BAT) på markedet.

I figur 5.50 og 5.51 ses bedste virkningsgrader som funktion af flowet for olieindsprøjtede skruekompressorer med fast og variabel hastighed samt bedste virkningsgrader som funktion af flowet for stempelkompressorer.



Figur 5.50. Bedste virkningsgrader for olieindsprøjtede skruekompressorer



Figur 5.51. Bedste virkningsgrader for stempelkompressorer

Der er ligeledes gennemført Ecodesign Preparatory Study on Low pressure & Oil-free Compressor Packages. Her er der også foretaget undersøgelser af bedst tilgængelige teknologi (BAT) på markedet.

5.6.4 Motorer

Motorerne leveres sammen med trykluftkompressorerne som samlede enheder. Der benyttes tre typer motorer, som beskrives nedenfor.

Asynkronmotorer

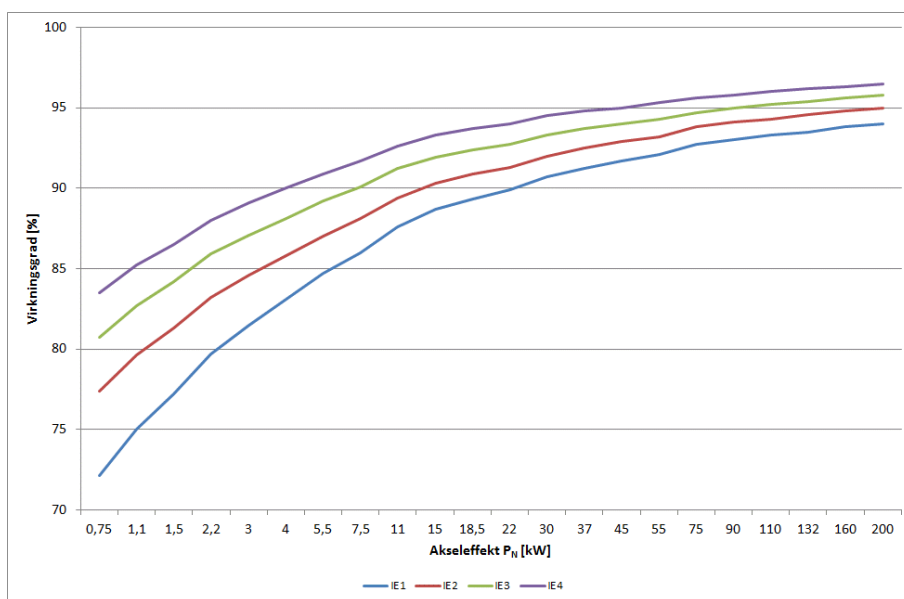
I 2008 blev der med vedtagelsen af den internationale standard IEC 60034-30:2008 indført nye effektivitetsklasser IE1, IE2 og IE3. Se tabel 5.2.

I IEC 60034-31-1:2012 "Technical specification" defineres effektivitetsklassen IE4 "Super premium efficiency", gældende for asynkron- og synkronmotorer.

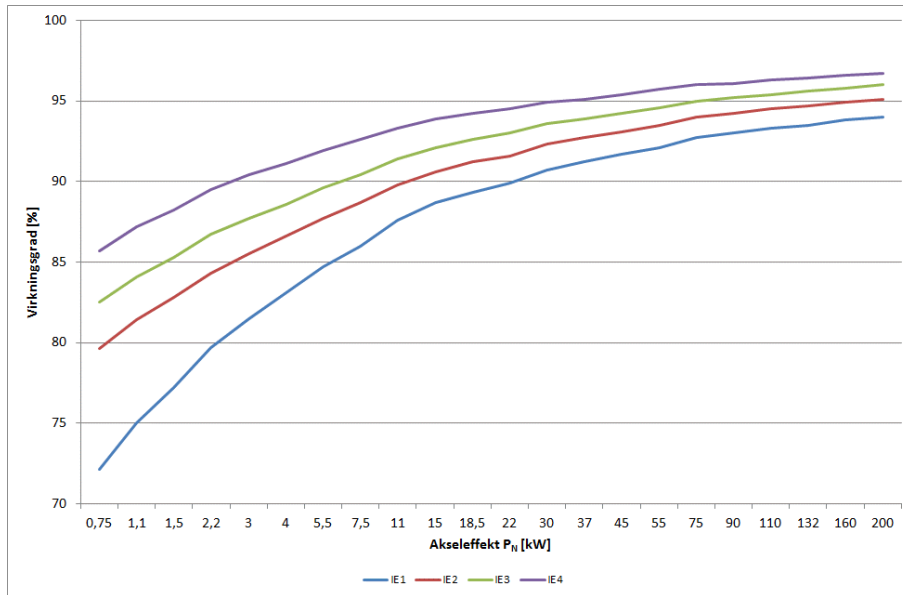
Klasse	Beskrivelse af motorens effektivitet	Betegnelse
1	Super premium efficiency	IE4
2	Premium efficiency	IE3
3	High efficiency	IE2
4	Standard efficiency	IE1

Tabel 5.2. Inddeling af motorer i effektivitetsklasser

Figur 5.52 og 5.53 viser, at der ved projektering af motordrevne maskinsystemer altid bør vælges IE3 eller IE4 motorer.



Figur 5.52. Virkningsgrader for 2-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010



Figur 5.53. Virkningsgrader for 4-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010

I juni 2011 blev der i EU indført krav om miljøvenligt design (ECO-design) af elmotorer. ECO-design er krav om produktudformning, der tilgodeser eksempelvis energieffektivitet. Kravene gælder almindelige trefasede elmotorer med én hastighed i størrelsen 0,75 kW til 500 kW. Kravene gælder også, hvis motoren er indbygget i et produkt, så længe det er muligt uden større besvær at måle motorens energieffektivitet særskilt.

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

Effektiviteten eller virkningsgraden for en elmotor afhænger udover størrelsen P_m også af belastningsgraden. Belastningsgraden for elmotoren defineres således:

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

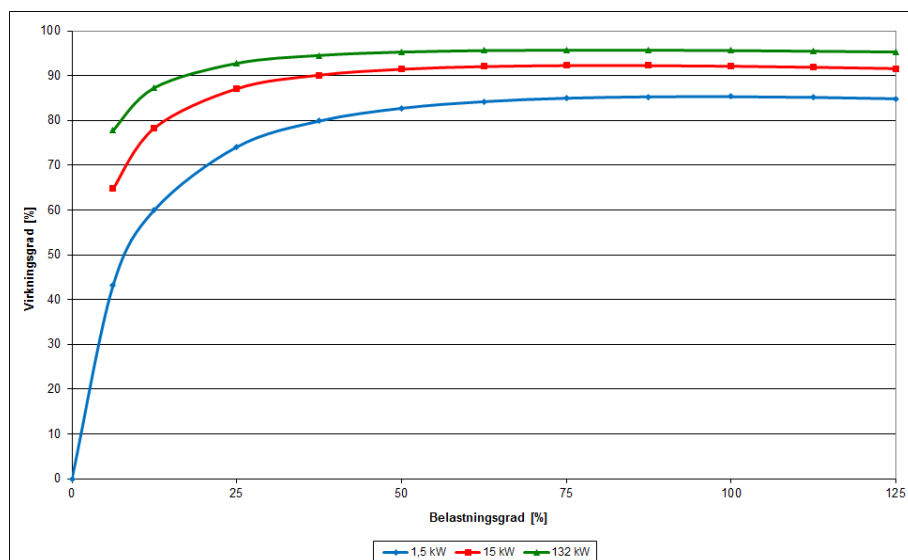
hvor:

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

I figur 5.54 ses virkningsgrader for tre 4-polede IE3 asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden. For alle tre motorer ses, at virkningsgraden er nogenlunde konstant ved belastningsgrader mellem 75 % og 125 %.

Når belastningsgraden går fra 50 % til 25 %, sker der betydelige reduktioner i virkningsgraderne for de tre motorer. Den største reduktion ses for den lille motor.

Når belastningsgraden kommer under 25 % sker der markante fald i virkningsgraderne for alle tre motorer.



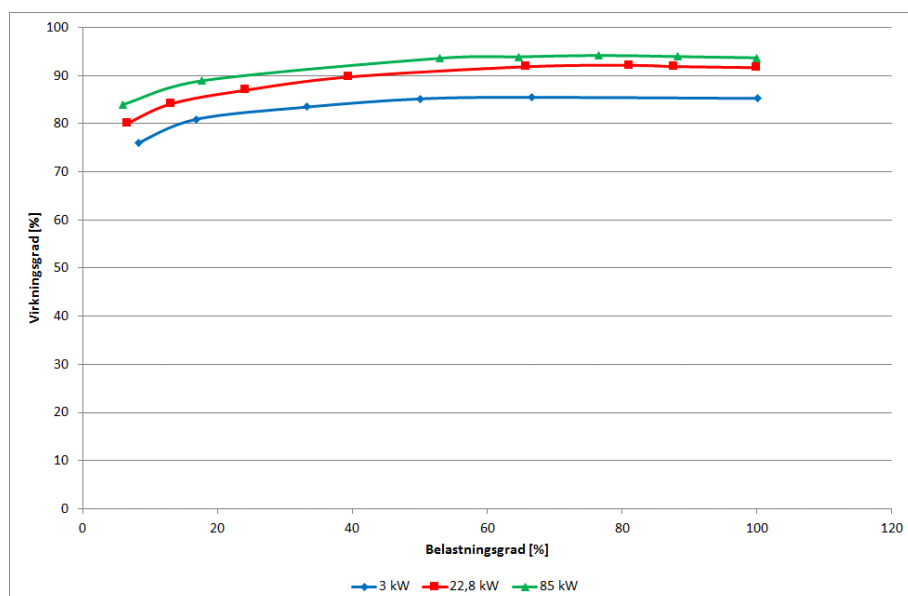
Figur 5.54. Virkningsgrad for 4-polede standard asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden (P/P_N)

Figur 5.54 viser, at motorstørrelsen bør vælges således, at belastningsgraden ligger mellem 75 % og 100 %. Herved opnås altid den højest mulige virkningsgrad.

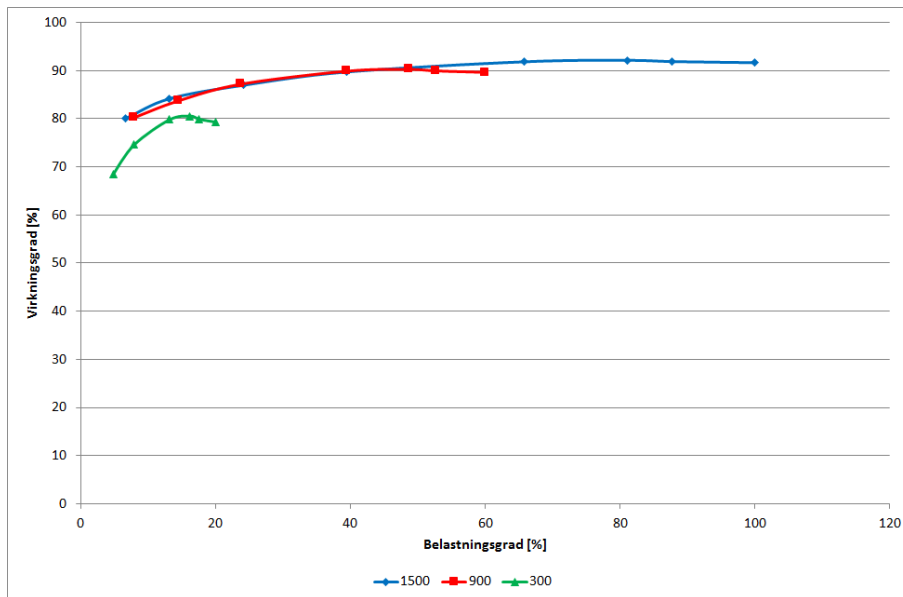
PM-motorer (Permanent magnet motorer)

I figur 5.55 ses virkningsgrader for tre 4-polede PM-motorer inkl. frekvensomformerne som funktion af belastningsgraden. For alle tre drev (motor og frekvensomformer) er virkningsgraden nogenlunde konstant ved belastningsgrader mellem 50 % og 125 %.

Selv ved belastningsgrader ned til 20 %, sker der beskedne reduktioner i virkningsgraderne for de tre drev. Belastningsgraden skal under 10 %, før der for alvor sker fald i virkningsgraderne.



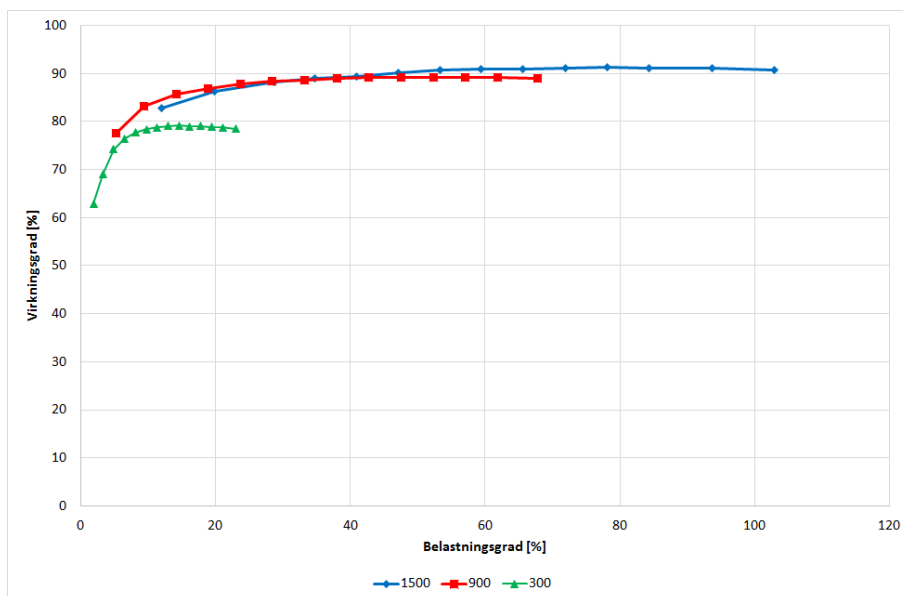
Figur 5.55. Virkningsgrad for 4-polede PM-motorer inkl. frekvensomformere som funktion af belastningsgraden (P/P_N)



Figur 5.56. Virkningsgrad for 22,8 kW PM-motorer inkl. frekvensomformere ved tre forskellige hastigheder som funktion af belastningsgraden (P/P_N)

Synkron reluktansmotorer

I figur 5.57 ses virkningsgrader for en 15 kW 4-polet synkron reluktansmotor inkl. frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningstal som funktion af belastningsgraden. Ved alle tre hastigheder er virkningsgraden nogenlunde konstant i store dele af belastningsgradsområderne.



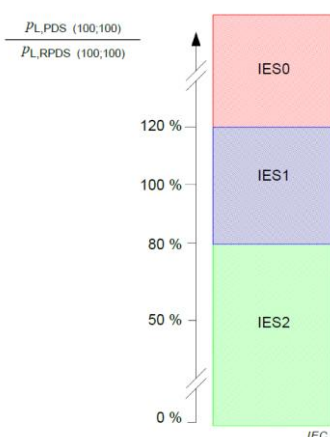
Figur 5.57. Virkningsgrad for en 15 kW synkron reluktansmotor inkl. frekvensomformere ved tre forskellige hastigheder som funktion af belastningsgraden (P/P_N)

Både permanent magnet motorer og synkron reluktans motorer forsynes fra frekvensomformere, da de ikke kan nettilsluttes. Der er ikke indført energikrav for disse typer motorer, som på engelsk ofte betegnes converter motors eller "VSD-Motors" (VSD = Variable Speed Drive).

I den internationale standard IEC 61800-9-2 "Eco-design for power drive systems, motor starters, power electronics and their drive applications – Energy efficiency indicators for power drive systems and motor starters", ses effektivitetsklasser for power drive systems. Permanent magnet motorer og synkron reluktans motorer som forsynes fra frekvensomformere er netop power drive systems.

Power drive systems kan klassificeres som enten et IES0-, IES1- eller IES2-system, hvor IES2-systemet er det mest effektive. IES-værdien beregnes som systemets tab (motor + frekvensomformer) divideret med tabet for et reference system ved 100 % moment og 100 % omdrejningstal.

I figur 5.58 ses IES-klassificeringen.



Figur 5.58. IES-klassificering

5.6.5 Specifikt elforbrug til kompressor

De fleste kompressorleverandører kan oplyse det specifikke elforbrug til kompressoren. Det specifikke elforbrug angiver elforbruget til kompressoren i kWh pr. produceret m^3 trykluft.

Hovedparten af virksomhedernes kompressorer har specifikke elforbrug på mellem 0,11 og 0,13 kWh/ m^3 . Nyere kompressorer, med blandt andet energieffektive IE4 motorer, har specifikke elforbrug på mellem 0,095 og 0,11 kWh/ m^3 . Når der skal investeres i en ny trykluftkompressor er det meget vigtigt at undersøge dens specifikke elforbrug og vælge en med så lavt forbrug som muligt.

Det er dog samtidig vigtigt, at der vælges en energieffektive regulering af trykluftproduktionen. De mest energieffektive reguleringsformer er start/stop og kontinuert regulering af ydelsen ved omdrejningstalregulering af motoren. Elforbruget til kompressoren er typisk 15 – 25 % lavere ved anvendelse af disse reguleringsform sammenlignet med belastet-aflastet drift. De energimæssige forhold vedr. regulering af kompressorer behandles mere detaljeret i kapitel 5.7.

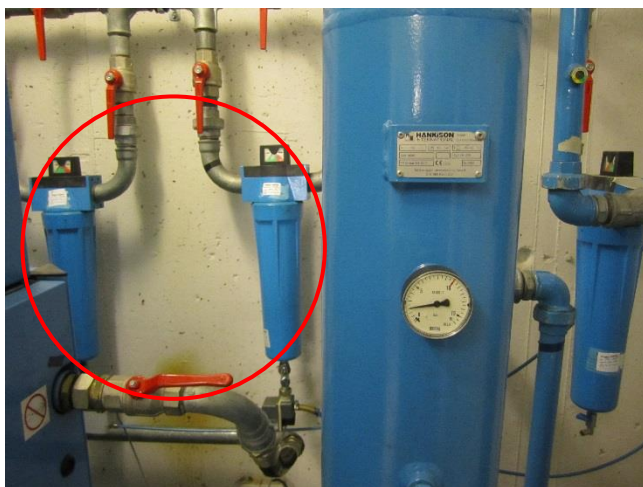
5.6.6 Filtre/udskillere

Når trykluft forlader kompressoren indeholder den vanddamp, partikler og olie, som skal filtreres væk eller udskilles.

Vanddampen kan ikke filtreres væk eller udskilles, men fjernes i kompressorens efterkøler samt yderligere med en køletørrer og/eller adsorptionstørrer efter behov. Disse tørreknologier beskrives nærmere i kapitel 5.6.7 og 5.6.8.

Partikler stammer normalt fra urenheder i den atmosfæriske luft indsuget af kompressoren, korrosionspartikler og rust fra trykluftinstallationen, kulstofpartikler fra afbrændt kompressorolie eller fra kulstof stempelringe anvendt i nogle typer smørefrie kompressorer samt metalspåner og støv fra opbygning og montage af selve trykluftinstallationen. Partiklernes størrelser varierer og hvilket filter, der skal anvendes afhænger af hvor ren trykluft, der ønskes. Typisk anvendes et standardfilter, der kan fjerne de partikler, der ikke ønskes i standard pneumatisk udstyr til industrielt brug (pneumatiske værktøjer og procesinstrumenter). Hvis der kræves endnu bedre filteret trykluft anvendes typisk et finfilter. Begge typer filtre fjerner også vand fra trykluft, som tidligere nævnt ikke vanddamp.

Olie i trykluftinstallationen stammer fra kompressoren samt fra olietåge i den indsugete luft, og de fleste standard- og finfiltre kan fjerne så meget olie fra trykluft, at den har en kvalitet der er tilstrækkelig god til pneumatisk værktøjer og cylindre. I den farmaceutiske industri og levnedsmiddelindustrien er der dog ofte krav om, at trykluft overhovedet ikke må indeholde olie. I disse tilfælde skal der anvendes et olieudskillende filter, hvor trykluft passerer gennem et adsorberende lag af aktivt kul.



Figur 5.59 Filtre

Tryktabet over et rent standardfilter bør maksimalt være 0,1 bar mens det over et tilsmudset standardfilter maksimalt bør være 0,5 bar.

Tryktabet over et rent finfilter bør maksimalt være 0,1 bar mens det over et tilsmudset finfilter maksimalt bør være 0,7 bar.

På filtrene er monteret serviceindikatorer, der via et rødt signal indikerer når tryktabet er blevet for stort og filterelementet bør udskiftes.

5.6.7 Køletørrer

I trykluftsystemer er det ofte nødvendigt at tørre luften til en temperatur der er et stykke under trykdugpunktet for at begrænse problemer med kondens i rørsystemet, og for at beskytte tryk-systemers komponenter mod vand.

Den mest almindelige type tørrer er køletørreren. Princippet i køletørreren er, at den varme trykluft fra kompressoren ledes ind i køletørreren via tilgangsstudsene og videre til en luft/luft veksler, hvor temperaturen sænkes ved veksling med afgangsluften fra tørreren. Trykluften fortsætter herefter til en luft/kølemiddel veksler, hvor temperaturen sænkes til 2-3°C ved brug af et køleanlæg. Ved nedkølingen fortættes vanddampene til vand, som ledes til en olie-/vandseparator. Den ca. 3°C varme trykluft genopvarmes herefter via luft/luft veksleren af tilgangsluften.

Tørringen af trykluften forhindrer således, at der afgives fugt i rørsystemet og komponenterne ved omgivelsestemperaturer højere end 3°C.

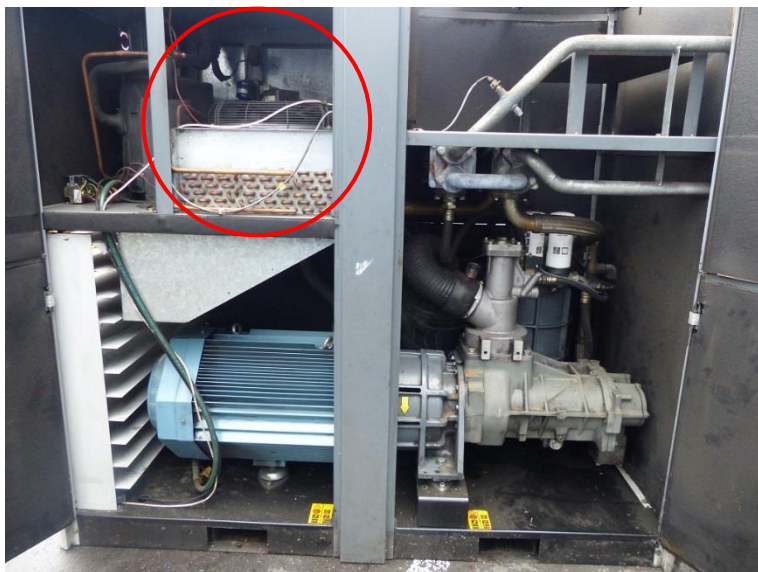


Figur 5.60. Ekstern køletørrer

Det er vigtigt, at være opmærksom på køletørrerens elforbrug. Elforbruget til en køletørrer udgør ca. 5 - 10% af det samlede elforbrug til trykluftinstallationen. Elforbruget til tørring af trykluft er ca. 2 - 4 Wh/m³ ved et tryk på 7 bar. Elforbruget afhænger af trykket og leverandøren af køletørreren kan oplyse elforbruget mere præcist.

Nye køletørrere er, på grund af den teknologiske udvikling, mere effektive end ældre. Nye tørrere kan være med termisk masse, som er en form for indbygget kuldager. Denne type tørrer kan derfor køre on/off og elforbruget til tørreren reduceres derfor i takt med trykluftforbruget. Elforbruget til tørring af trykluft med denne type tørrer er ca. 1 - 2 Wh/m³ ved et tryk på 7 bar.

Det er endvidere vigtigt at være opmærksom på tryktabet over køletørreren. Tryktabet over køletørreren bør maksimalt være 0,15 bar. Ved regelmæssigt at servicere køletørreren sikres det, at blandt andet filteret ikke tilstopper.



Figur 5.61. Integreret køletørrer

5.6.8 Adsorptionstørrer

Hvis der er behov for meget tør trykluft er det nødvendigt at anvende en adsorptionstørrer, der kan sænke trykluftens trykdugpunkt til f.eks. -40°C . Først hvis omgivelsestemperaturen kommer under dette vil der kunne ske kondensering af vanddamp. Adsorptionstørrere anvendes primært, hvis der er udendørs placerede rørstrækninger eller komponenter, der skal beskyttes mod isdannelse.



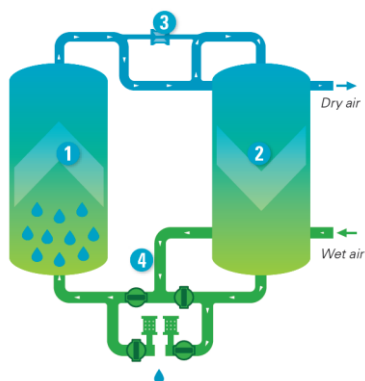
Figur 5.62 Adsorptionstørrer

Adsorptionstørring anvendes indenfor mange brancher, men teknikken er især udbredt på virksomheder, hvor en kontinuerlig og driftssikker produktion er påkrævet. Tryklufften tørres i adsorptionstørreren ved hjælp af et fugtabsorberende medie, der regenereres, når mætningen er nået.

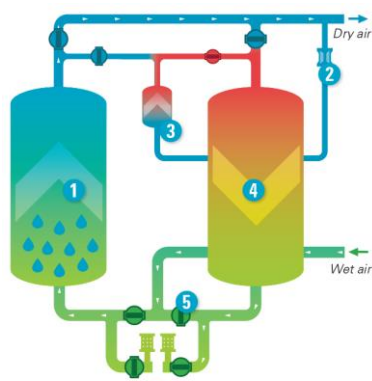
Regenereringen af det fugtabsorberende medie kan ske ved to forskellige metoder, som er kold regenerering eller varm regenerering. Ved kold regenerering sendes ca. 17% af den producerede og tørrede trykluft ind i det fugtabsorberende medie.

Ved varm regenerering varmes regenereringsluften op med elvarmelegemer og på grund af det, skal der kun anvendes ca. 7% den producerede og tørrede trykluft.

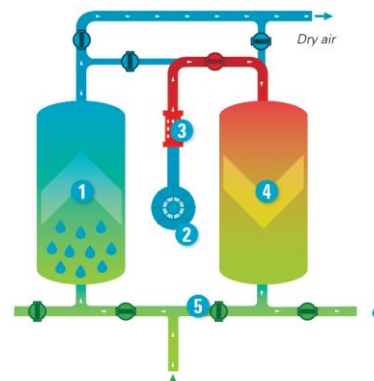
Varm regenerering kan også ske med opvarmet ventilationsluft, som blæses ind i det fugtabsorberende medie. Varm regenerering er den mest energieffektive metode.



Figur 5.63. Adsorptionstørrer med kold regenerering



Figur 5.64. Adsorptionstørrer med varm regenerering med elvarmelegeme



Figur 5.65. Adsorptionstørrer med varm regenerering med opvarmet ventilationsluft

Elforbruget til tørring af trykluft med koldgenerering udgør ca. 2 - 4 Wh/m³ ved et tryk på 7 bar plus elforbruget til produktion af ca. 17% trykluft. Elforbruget afhænger af trykket og leverandøren af adsorptionstørreren kan oplyse elforbruget mere præcist.

Desuden bør det undersøges om adsorptionstørreren er styret efter behovet (fugtigheden i det fugtabsorberende medie) eller er tidsstyret. Tørreren bør være behovsstyret og bør om muligt udrustes med styring hertil, hvis den ikke er monteret.

Det er endvidere vigtigt at være opmærksom på tryktabet over adsorptionstørreren. Tryktabet over adsorptionstørreren bør maksimalt være 0,15 bar.

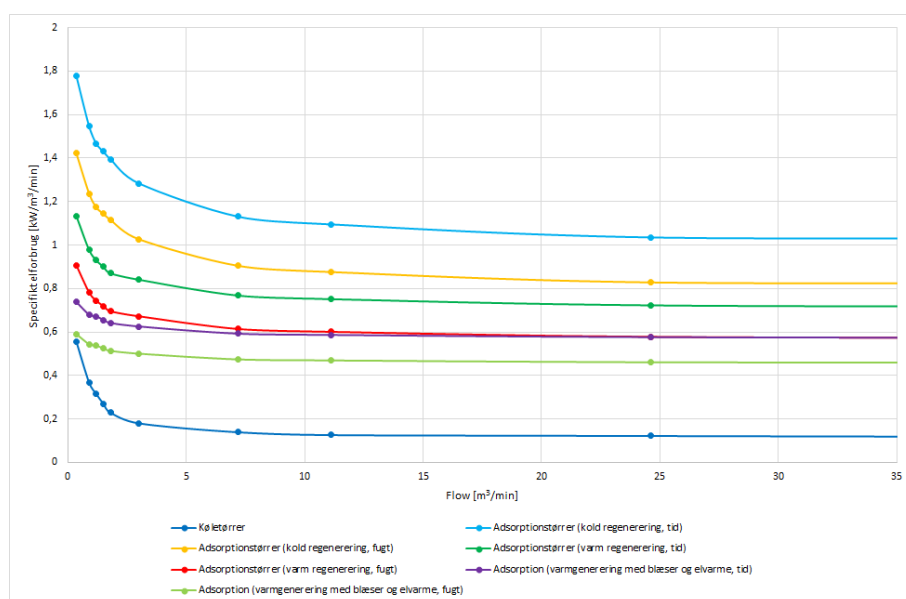
5.6.9 Sammenligning af tørrere

Af ovenstående gennemgang ses det, at deres funktionsprincip er vidt forskellige. Dette giver sig også til kende på den måde tørreprocessen får tilført energi.

Ved køletørreren tilføres energien direkte til køletørreren, hvorimod adsorptionstørreren får tilført energien gennem kompressoranlægget med regenereringsluften.

En varm regenererende adsorptionstørrer får dog kun tilført en mindre del af sin energi med tryklufften. Den resterende del af energien tilføres gennem varmelegemet.

Køletørreren er den mest energiøkonomiske, men har dog den ulempe, at den ikke kan tørre luften lige så meget som adsorptionstørreren. Det specifikke effektforbrug for de forskellige tørretyper ses i figur 5.66.



Figur 5.66 Specifikke effektforbrug for de forskellige tørretyper.

Køletørreren i figur 5.66 er en traditionel køletørrer med varmeveksler og kølesystem. Der findes endvidere køletørrere med termisk masse. Den termiske masse virker som et lager for kulde i de situationer, hvor gennemstrømningen er mindre end den nominelle gennemstrømning. Når den termiske masse ikke kan "lagre" mere kulde slukkes køletørreren, og tryklufften tørres vha. kulden i den termiske masse. Det specifikke elforbrug til en køletørrer med termisk masse ligger mellem 0,08 og 0,09 kW/m³/min.

I figur 5.66 ses endvidere, at en adsorptionstørrer med blæser og elvarme der er fugtstyret, giver det mindste effektforbrug og at en kold regenerering, der er tidsstyret giver det største effektforbrug. Forholdet mellem de to effektforbrug er omkring 2,5 ved lastsituationerne der er brugt i figur 5.66.

Ovenstående viser med al tydelighed, at trykluft aldrig bør tørres mere end nødvendigt. Det viser endvidere, at køletørreren har et langt lavere specifikt energiforbrug end adsorptionstørreren, hvilket betyder at køletørreren bør foretrækkes i alle situationer, hvor den er i stand til at tørre luften tilstrækkeligt.

Eksempel 13 – Adsorptionstørrere

I eksempel 9 blev det nævnt, at der benyttes to koldregenererede adsorptionstørrere hos RPC Superfos. Regenereringen af begge adsorptionstørrere er tidsstyret.

Den ene adsorptionstørrer, som forsyner maskinerne 231 – 236, har en kapacitet på $11,7 \text{ m}^3/\text{min}$. Den anden, som forsyner maskinerne 240 – 244, har en kapacitet på $10,3 \text{ m}^3/\text{min}$. Den samlede kapacitet er således $22 \text{ m}^3/\text{min}$.

Det maksimale trykluftforbrug på virksomheden blev målt til ca. $15 \text{ m}^3/\text{min}$ og det skønnes at de 11 maskiner forbruger ca. halvdelen af dette forbrug svarende til $7,5 \text{ m}^3/\text{min}$. Adsorptionstørrernes kapacitet er således tre gange større end nødvendigt.

Til regenerering anvendes ca. 15 % af kapaciteten, svarende til ca. $3 \text{ m}^3/\text{min}$.

Kompressorens specifikke elforbrug er beregnet til $0,115 \text{ kWh}/\text{m}^3$.

Trykluftforbruget til regenerering udgør, som før nævnte, ca. $3 \text{ m}^3/\text{min}$, som kan omregnes til et årligt forbrug på $1.576.800 \text{ m}^3$.

Det årlige elforbrug til regenerering udgør derfor ca. 181.300 kWh .

Som nævnt før er de to tørreres kapacitet tre gange større end nødvendigt. Det burde overvejes at udskifte dem begge med en enkelt adsorptionstørrer med varmregenerering med blæser og elvarme. Adsorptionstørreren skal være fugtstyret og have en kapacitet på $10 \text{ m}^3/\text{min}$.

Ifølge figur 5.62 vil det specifikke elforbrug for tørreren være ca. $0,47 \text{ kW}/\text{m}^3/\text{min}$. Med en kapacitet på $10 \text{ m}^3/\text{min}$ kan det omregnes til $4,7 \text{ kW}$. Det årlige elforbrug vil udgøre ca. 41.200 kWh .

Den årlige elbesparelse vil således udgøre 140.100 kWh . Det svarer til en økonomisk besparelse på 112.100 kr .

Investeringen vil skønsmæssigt andrage $150.000 - 200.000 \text{ kr}$.

5.6.10 Trykluftbeholder

Formålet med en trykluftbeholder er blandt andet at optage de pulsationer, der fremkommer fra kompressorens afgangsrør, når den starter med et relativt højt modtryk (typisk 7 – 8 bar men nogen gange højere). Beholderens opgave er endvidere at udjævne trykluftflowet til forbrugsledningerne og kompressorens styring samt at tjene som reservoir for kortvarige forbrug, der overstiger kompressorens ydelse.

Trykluftbeholderens nødvendige volumen fastlægges på baggrund af kompressorens ydelse og trykluftens forbrugsmønster. Som tommelfingerregel bør beholderen have et volumen, der er 6 til 10 gange større end den af kompressoren ind sugede luftmængde målt i m^3/s .



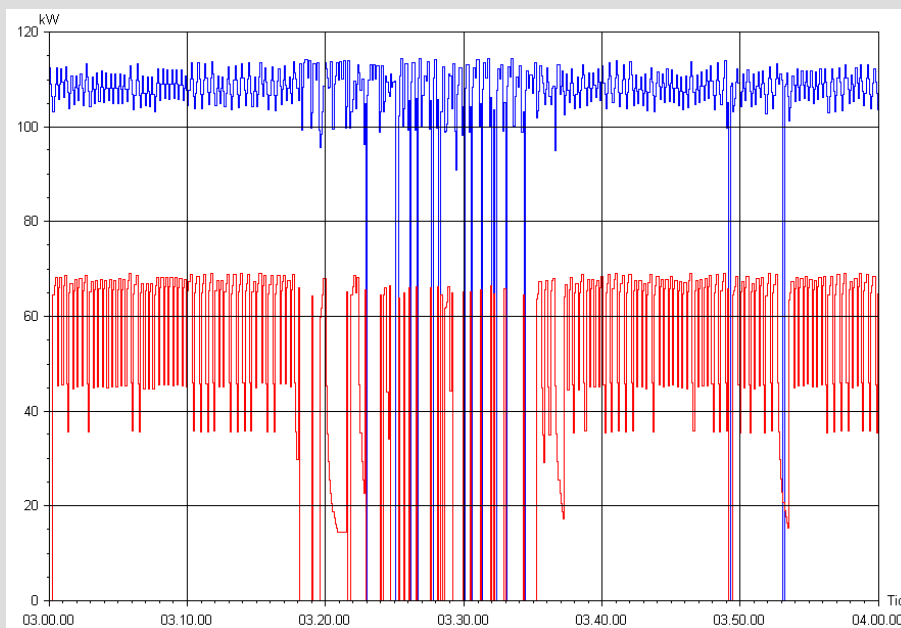
Figur 5.67 Tryklufttank

For kompressorer der kører belastet-aflastet drift har beholdervolumenet stor betydning for antallet af kompressorens aflastperioder. Hvis der er valgt et for lille volumen, vil det gennemsnitlige effektoptag for kompressoren blive højere end hvis den får mulighed for at aflaste korrekt (ren aflastdrift). Et for lille volumen betyder således, at den ikke får mulighed for at aflaste i tilstrækkelig lang tid. Det betyder at antallet af aflastperioder bliver højere end nødvendigt.

Eksempel 14 - Beholdervolumen

I et trykluftanlæg benyttes to kompressorer med en samlet massestrøm på 0,358 kg/s eller 0,297 m³/s og et trykkrav på 7 bar. Benyttes ovenstående håndregel for beholdervolumenet, bør beholderen derfor have et volumen på 1,7 m³ - 3,0 m³.

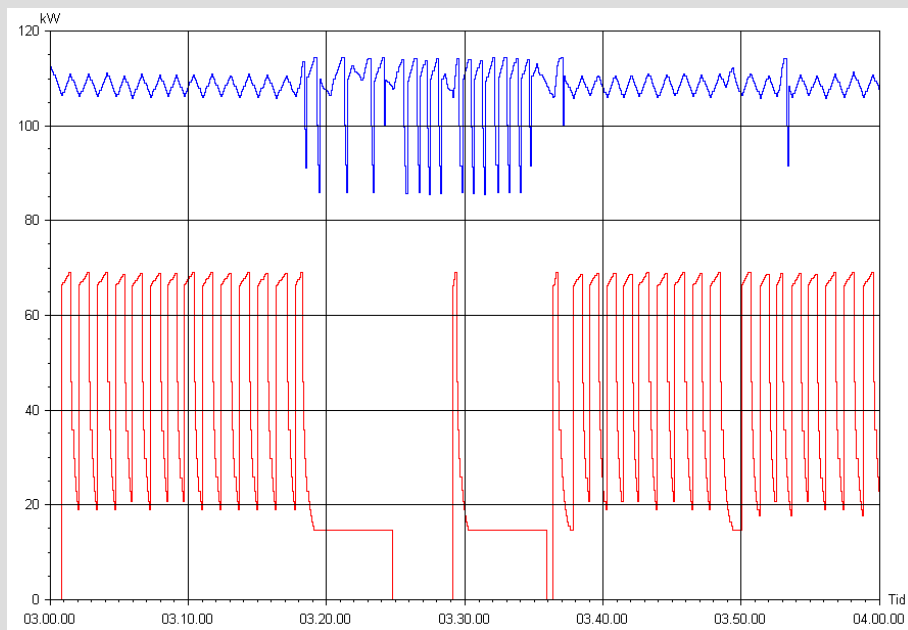
Ved et beholdervolumen på 1 m³ fremkommer effektkurverne, der er vist i figur 5.68. Det ses, at begge kompressorer aflaster meget ofte, hvilket er uhensigtsmæssigt. Det gennemsnitlige effektoptag for situationen i figur 5.68 er 152 kW.



Figur 5.68. Beholdervolumen på 1 m³

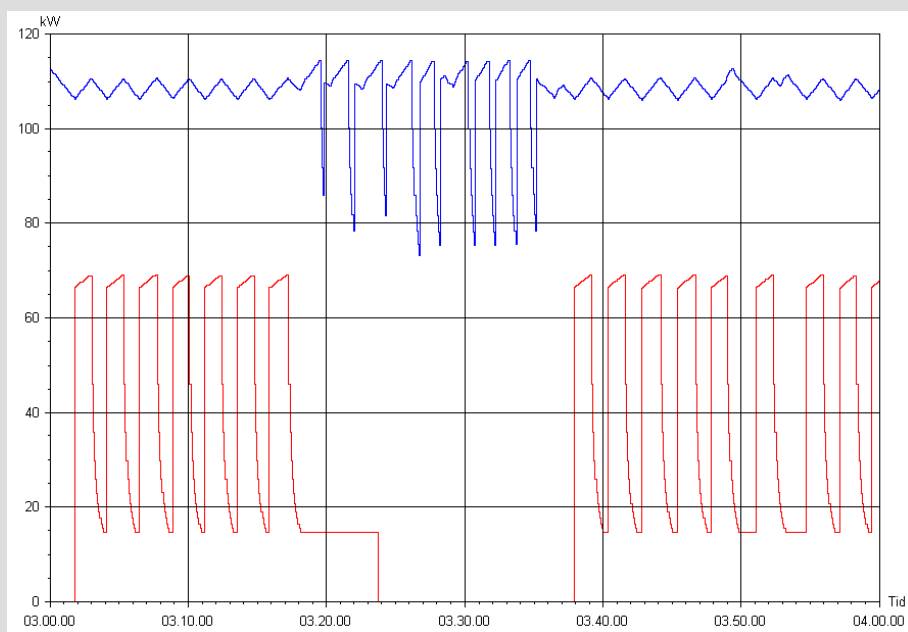
Effektkurverne for et beholdervolumen på 5 m³ er vist i figur 5.69. Som det ses på figuren, ser effektkurverne noget mere fornuftige ud i denne situation. Yderligere ses det, at den lille kompressor får lejlighed til at stoppe to gange, hvilket har positiv indvirkning på det gennemsnitlige effektoptag.

Det gennemsnitlige effektoptag i denne situation er kommet ned på 146 kW.



Figur 5.69. Beholdervolumen på 5 m³.

Effektkurverne for et beholdervolumen på 10 m³ er optegnet i figur 5.70.



Figur 5.70. Beholdervolumen på 10 m³.

Figur 5.70 viser at effektkurverne ved et beholdervolumen på 10 m³ springer mindre end ved et beholdervolumen på 5 m³. Samtidig har den lille kompressor fået en forholdsvis lang stopperiode, i tidsrummet med lavt luftforbrug. At den lille kompressor stopper i forholdsvis lang tid i stedet for at køre aflast, har meget at sige for det gennemsnitlige effektoptag. Det gennemsnitlige effektoptag for situationen, der er vist i figur 5.70 er 138 kW.

Som det ses har beholdervolumenet stor betydning for et kompressor anlægs energieffektivitet. Sammenholdes situationen med et beholdervolumen på 5 m³ og 10 m³ med beholdervolumenet på 1 m³ fremkommer der energibesparelser. Ved et beholdervolumen på 5 m³ kan der opnås en besparelse på 4 %, hvor der ved et beholdervolumen på 10 m³ kan opnås en besparelse på 9 %. De væsentligste grunde til besparelserne er at den lille kompressor for lejlighed til at stoppe. Endvidere har antallet af aflast betydning for energiforbruget, idet selve aflastningen har et større gennemsnitlig energiforbrug end aflastdriften.

Hvis det antages, at anlæggets driftstid er 6.000 timer pr. år, bliver den årlige elbesparelse ved at benytte en 5 m³ beholder 36.000 kWh pr. år.

Det svarer til en økonomisk besparelse på ca. 29.000 kr.

Investeringen vil skønsmæssigt andrage 55.000 kr.

Den årlige elbesparelse ved at benytte en 10 m³ beholder vil være 84.000 kWh pr. år.

Det svarer til en økonomisk besparelse på ca. 67.000 kr.

Investeringen vil skønsmæssigt andrage 100.000 kr.

Af ovenstående ses, at der kan spares energi ved at have et beholdervolumen inkl. luftdistributionsnet der er større end hvad håndreglen foreslår.

Økonomien ved at vælge en større beholder er ligeledes fornuftig.

5.6.11 Tryktab i rørsystem og efterbehandling

Det er vigtigt at få et overblik over tryktabene i rørsystem og efterbehandling i kompressorcentralen. Ofte kan en uhensigtsmæssig opbygning af rørsystemet og tilstoppede filtre i efterbehandlingsudstyret resultere i relativt høje tryktab. I figur 5.71 ses et eksempel på en uhensigtsmæssig opbygning af rørsystemet i en kompressorcentral.

Eksempel 15 – Uhensigtsmæssig opbygning af rørsystemet i en kompressorcentral

I figur 5.71 ses et eksempel på en uhensigtsmæssig opbygning af rørsystemet i en kompressorcentral, idet tryklufften sendes ned til filteret gennem to T-stykker og to bøjninger fremfor at filteret havde været monteret i det lige rørstykke, hvor der pt. er placeret en afspærringsventil.



Figur 5.71. Rørsystem i kompressorcentral.



Figur 5.72. Tryk ved kompressorens afgang.



Figur 5.73. Tryk i beholder.

Ved første øjekast virkede den nuværende kompressorinstallation at være velkørende og en eventuel energibesparelse virkede ikke åbenlys. Der var ikke på noget tidspunkt i målingen, at der blev observeret pendling eller andre "unormale" skift mellem kompressorerne.

Trykket i hele måleperioden lå mellem 7,9 og 8,2 bar, hvilket bestemt også var acceptabelt med tre kompressorer i drift.

Et besøg i kompressorstationen viste dog, at der var mulighed for forbedringer.

Som det ses på figur 5.71, er der anvendt vinkler og ikke bløde bøjninger og filtre en monteret som "bypass" med yderligere trykfald til følge.

På kompressoren fremgår det at trykket er 8,4 bar (figur 5.72), mens trykket i beholderen er 8,0 bar (figur 5.73).

Et trykfald på 0,4 bar over køletørrer, filter og den korte rørføring er i overkanten, og det burde være under 0,25 bar.

Med den nuværende kompressorinstallation er det den frekvensregulerede kompressor, der har en masterstyringsfunktion og som styrer de to andre kompressorer ved last / aflast.

Det tryk, som den samlede kompressorstation arbejder efter, er det tryk som måles lokalt ved den frekvensregulerede kompressor før efterbehandling (køletørrer og filtre) og tryktab i rørføring.

Ulempen er at "systemtrykket" måles før trykfaldet over køletørrer og filtre m.m., og at det derfor konstant er nødvendigt at kompensere for tryktabet over tilsmudsede køletørrer og trykluftfiltre, hvilket for filtrets vedkommende kan være på op til ca. 0,5 bar.

Kompressorerne vil således altid skulle levere tryk der er højere end nødvendigt og et tryk der er stigende ved øget tilsmudsning af køletørrer og filtre.

Hvis styringen i stedet for måler trykket efter efterbehandlingen sikres det, at der til stadighed er det nødvendige tryk der er behov for i produktionen, således at kompressorerne ikke kører med højre tryk end højst nødvendigt.

5.7 Styring og regulering

Styring af trykluftkompressorer kan opdeles i to kategorier:

1. Styring af den enkelte kompressor
2. Styring af flere parallelt koblede kompressorer

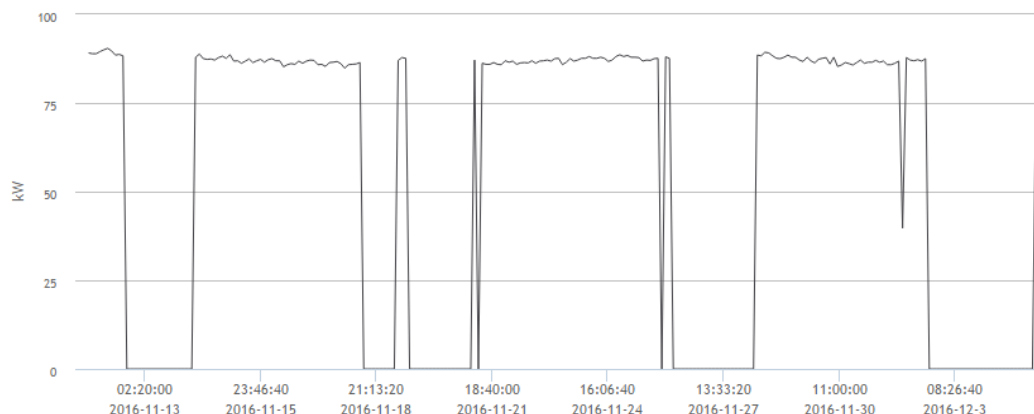
Styring af den enkelte kompressor

Styring af den enkelte kompressor kan opdeles i tre kategorier:

- Start/stop
- Belastet/aflastet drift
- Omdrejningstalregulering

Start/stop

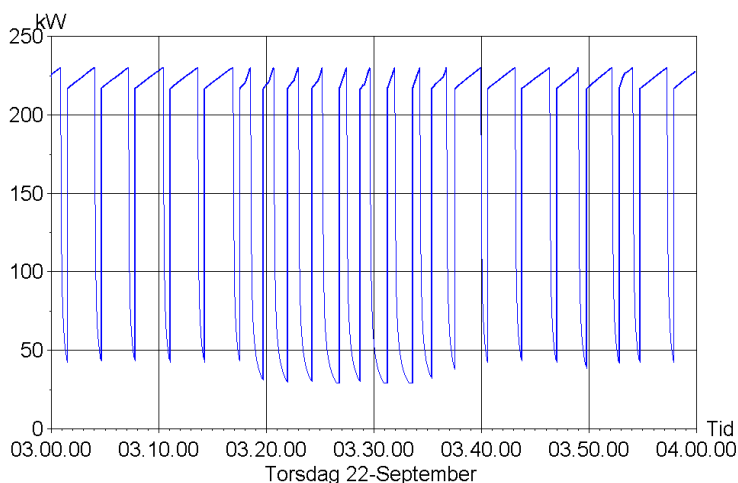
Ved denne styringsform starter kompressoren, når trykket bliver lavere end en fastsat minimumsværdi og stopper igen, når det indstillede sluttryk er nået. Effektoptaget for kompressoren er således nul, når luftproduktionen er stoppet. Et eksempel på dette ses i figur 5.74.



Figur 5.74. Skruekompressor i start/stop-drift.

Belastet/aflastet drift

Denne styringsform svarer stort set til start/stop-styringen. Forskellen mellem de to styringsformer er, at kompressoren ikke stopper, selvom der ikke komprimeres luft. Når der ikke komprimeres luft kører kompressoren aflastet. I aflastsituationen kører kompressoren væsentligt anderledes end under lastet drift. Under aflastet drift er indsugningsspjældet lukket, og tryklufften føres via en afblæsningsventil fra højtrykssiden til lavtrykssiden. Kompressoren komprimerer således den samme luft fra vakuum til atmosfæretryk. Effektoptaget er ca. 20-30% af effektoptaget ved fuldlast. Et eksempel på dette ses i figur 5.75.



Figur 5.75. Skruekompressor i aflastet/belastet drift.

Når det ønskede (indstillede) udkoblingstryk p_{maks} er nået, vil kompressoren stoppe med at levere luft, men motoren fortsætter med at køre i aflastet tilstand i en forindstillet tid.

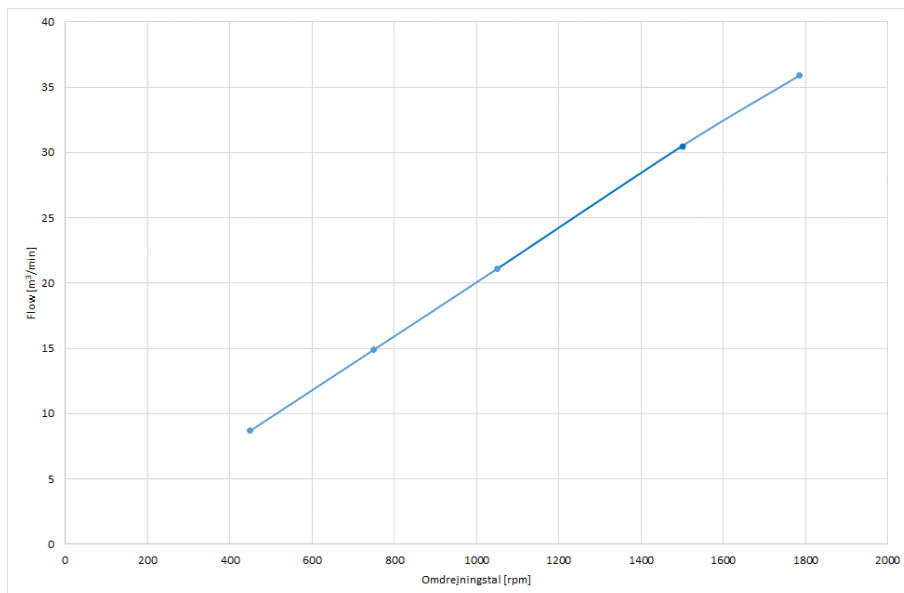
Hvis indkoblingstrykket er faldet til den indstillede værdi p_{min} før den forudindstillede aflast tid, vil kompressoren koble ind for at levere luft og motoren blive fuldt belastet.

Hvis trykket ikke er faldet til p_{min} efter den forudindstillede aflast tid stopper motoren og starter kun igen, når trykket falder under p_{min} . Kompressoren afbrydes helt efter en vis tid i aflastet tilstand, men denne tid er ofte så lang (f.eks. 15 minutter) at kompressoren ikke standser.

Det kan betyde, at kompressoren i nogle tilfælde kører en meget stor del af tiden i aflastet tilstand, - f.eks. ved drift om natten og i weekender hvor forbruget kan være lavt.

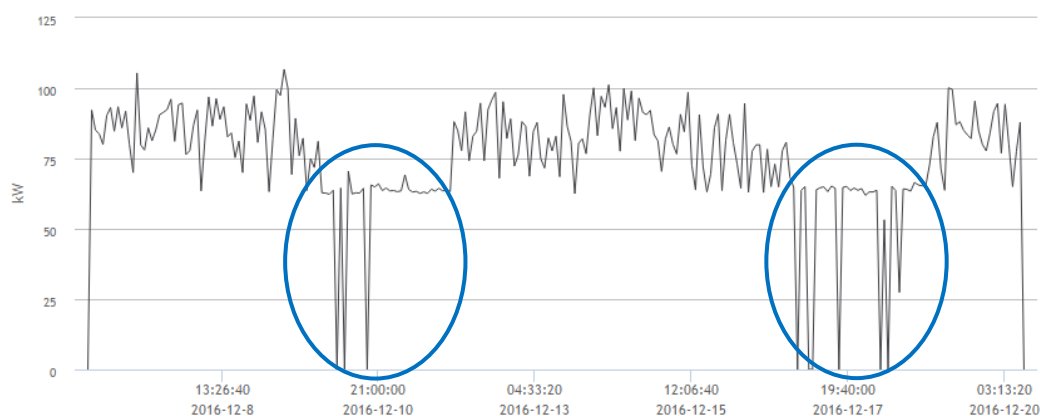
Omdrejningstalregulering

Ved denne styringsform holdes trykket konstant ved at ændre kompressorens omdrejningstal. Ved ændring af kompressorens omdrejningstal ændres samtidig kompressorens leverede flow. Et eksempel på dette ses i figur 5.76. På figuren ses, at der er en lineær sammenhæng mellem omdrejningstallet og flowet.



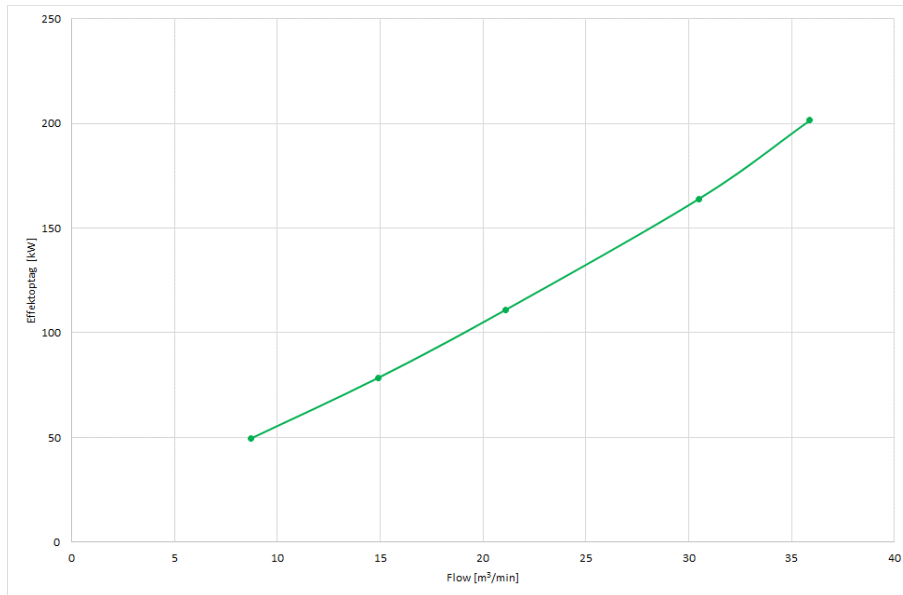
Figur 5.76. Sammenhæng mellem omdrejningstal og flow.

Omdrejningstalreguleringen foregår trinløst ned til en luftmængde på ca. 25% af den maksimale. Når luftmængden kommer under de 25%, kører kompressoren start/stop-drift. Et eksempel på dette ses i figur 5.77.



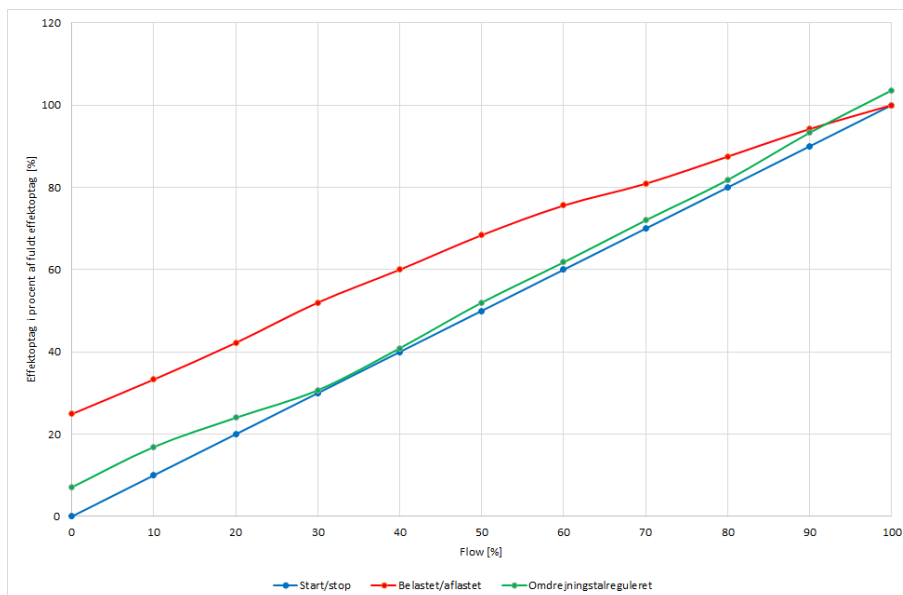
Figur 5.77. Omdrejningsregulerbar skruekompressor.

I figur 5.78 ses sammenhængen mellem flowet og effektoptaget fra nettet. Som det ses afhænger effektoptaget af flowet i anden potens.



Figur 5.78. Sammenhæng mellem flow og effektoptag.

I figur 5.79 ses en sammenligning mellem de tre reguleringsformer. Det ses tydeligt, at start/stop og omdrejningstalregulering er den mest energieffektive reguleringsformer. Ved flow under 30% af nominelt flow ses det, at start/stop er noget mere effektiv end omdrejningstalregulering.



Figur 5.79. Sammenligning mellem de tre reguleringsformer (leveret tryk 7 bar).

Styring af flere parallelt koblede kompressorer

Der findes grundlæggende tre hovedtyper af kompressorstyringer til flere parallelt koblede kompressorer:

- Kaskadestyring
- Intelligent styring
- Kontinuert styring

Kaskadestyring

Kaskadestyringen virker ved, at kompressorerne i et kompressor anlæg kobler ind og ud ved ganske bestemte tryk, som ligger i en kaskade efter hinanden. På grund af kaskadevirkningen kan der være stor forskel mellem det laveste og det højeste indkoblingstryk. Ind- og udkoblingen af kompressorerne kan enten foregå som en halv- eller helautomatisk styring. Ved den halvautomatiske styring aflaster de udkoblede kompressorer kun, hvor de udkoblede kompressorer stopper helt ved den helautomatiske drift.

Intelligent styring

Den intelligente styring sørger for, at kompressorerne i et kompressor anlæg kobler ind og ud på de energioekonomisk mest optimale tidspunkter. Ved en intelligent styring kan alle kompressorer komprimere op mod det samme tryk, hvilket betyder at der kun er nødvendigt med 0,5 bar i trykforskel for at styringen kan fungere.

Kontinuert styring

Den kontinuerlige styring regulerer kompressorernes leverede luftmængde ved at regulere omdrejningstallet på kompressorerne.

Der findes endvidere kombinationer af de tre ovennævnte styringer. Hos Stibo Graphic A/S benyttes en kaskadestyring, hvor to af kompressorerne kører start-stop (fixed speed), mens den tredje kompressor er omdrejningstalreguleret.

Kompressorstyringens betydning

I figur 5.79 eksempel 16 ses et eksempel på en u hensigtsmæssig styring af et kompressor anlæg.

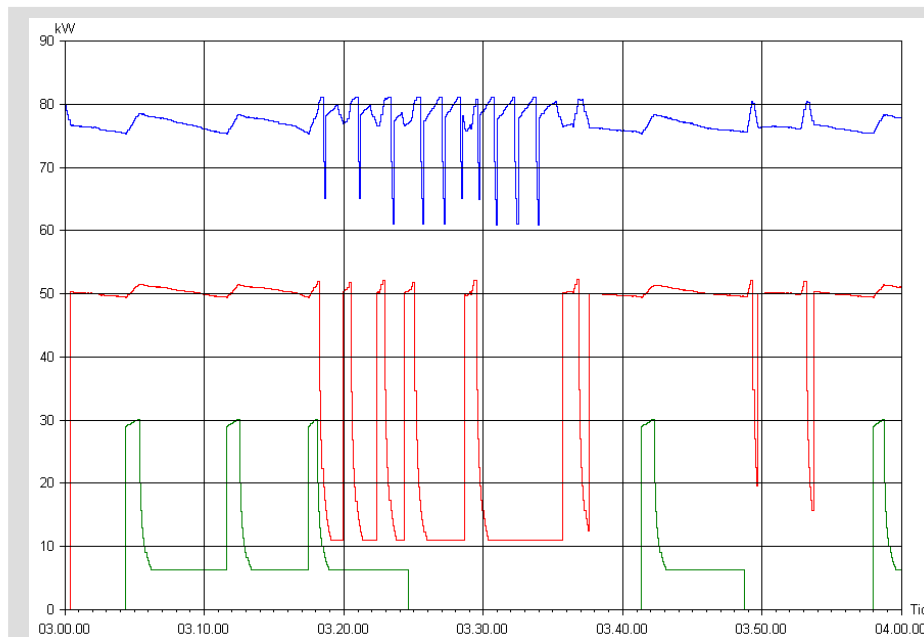
Eksempel 16 – U hensigtsmæssig styring af kompressor anlæg

Kompressor anlægget består af tre forskellige kompressorer.

Den store kompressor kører ganske fornuftigt, idet den stort set kun kører fuldlast.

Styringen af de to mindre kompressorer er u hensigtsmæssig, da begge disse på nogle tidspunkter aflaster samtidig.

Samtidig aflast er spild af energi, da én af kompressorerne kunne være standset helt. Problemet kan løses ved at benytte en intelligent styring. Ind- og udkoblingen af kompressorer med en intelligent styring følger ofte beholdertrykkets ændringshastighed. Det betyder, at en lille kompressor indkobles, hvis beholdertrykket ændres langsomt og omvendt for en stor kompressor. Med dette princip forekommer der færre aflastninger i kompressorcentralen, hvilket er med til at nedsætte det gennemsnitlige effektforbrug.



Figur 5.80. Effektoptag for tre kompressorer i et trykluftsystem.

Benyttes der kaskadestyring er det i nogle tilfælde nødvendigt at komprimere tryklufften helt op til 1,5 bar over forbrugerkravet i forhold til en intelligent styring, hvor trykintervallet kun behøver at være 0,5 bar. Det lavere tryk ved en intelligent styring betyder effektivt, at kurverne i figur 5.80 parallelforskydes nedad. Betydningen af et ekstra tryk på 1 bar, som en kaskadestyring kan medføre, er et merforbrug på 7 – 8%, hvilket er det omtrentlige potentiale ved etablering af en intelligent styring. Yderligere bliver der ofte færre aflastninger ved en intelligent styring, hvilket gør at energibesparelsespotentialer bliver større.

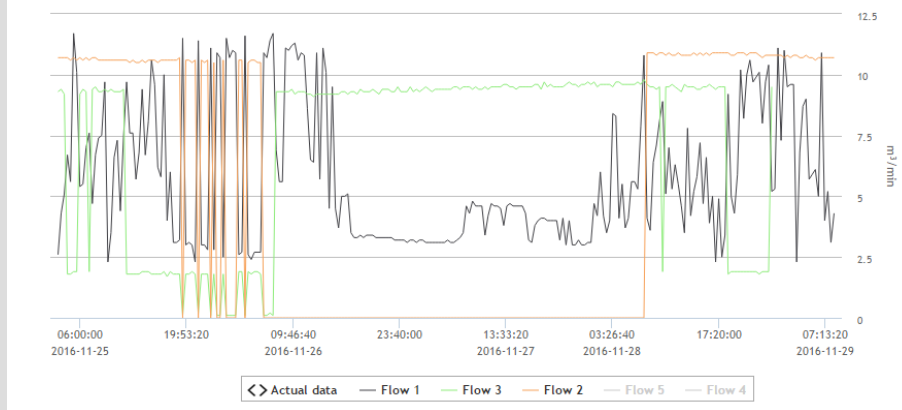
I forbindelse med installering af en intelligent styring kan det være en fordel også at installere en kontinuert styring på en eller flere af kompressorerne. Grunden hertil er, at kompressorerne ikke længere behøver at aflaste og dermed ikke bruger energi uden reelt at levere noget arbejde.

Eksempel 17 – Fornuftig styring af de tre parallelkoblede skruekompressorer

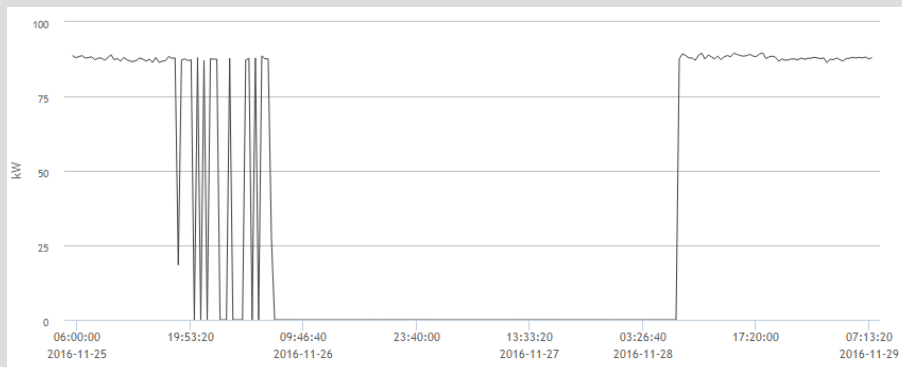
Nedenfor ses et eksempel på en fornuftig styring af de tre parallelkoblede skruekompressorer hos Stibo Graphic A/S. I figur 5.81 ses flowet fra de tre kompressorer. I figur 5.82 til 5.84 ses effektoptaget for hver kompressor. På almindelige arbejdsdage yder kompressor 1 (Flow 2) et konstant flow. Kompressor 2 (Flow 3) yder et variabelt flow og det samme gør kompressor 3 (Flow 1). Kompressor 3 er den omdrejningstalregulerbare kompressor.

I weekenden yder kompressor 2 et konstant flow mens kompressor 3 yder et variabelt flow. Kompressor 1 er, som det ses, afbrudt.

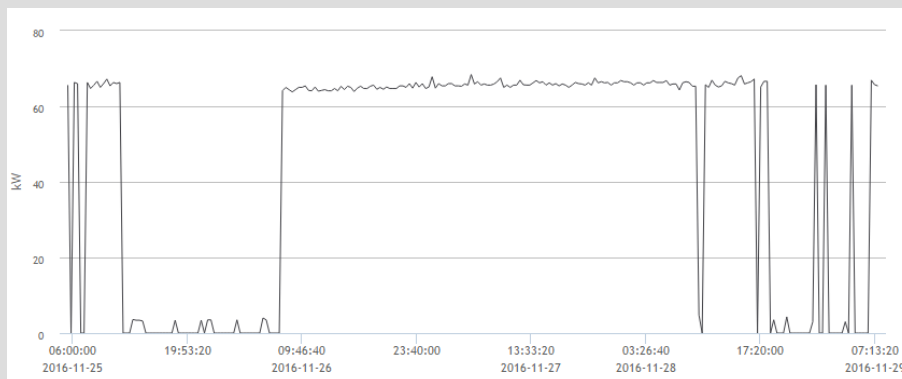
Styringen er fornuftig fordi de to kompressorer med fast omdrejningstal kun kører i belastet tilstand. De aflaster således ikke men slukker helt, når der ikke er brug for dem. Den omdrejningstalregulerbare kompressor kører som "master" i styringskonfigurationen og leverer et variabelt flow i afhængighed af behovet. Som det ses kører kompressoren i nogen perioder lavt belastet, hvilket forringer kompressorens virkningsgrad. Det er dog ved et reduceret omdrejningstal og dermed et reduceret effektoptag. Denne problematik behandles senere i afsnittet.



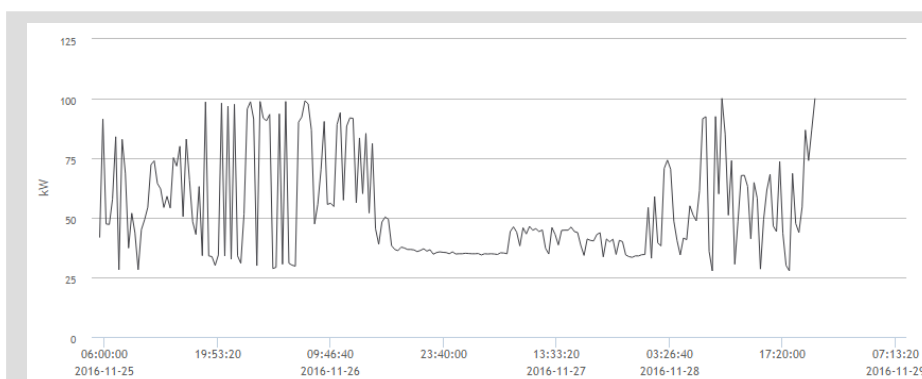
Figur 5.81. Flow fra tre kompressorer.



Figur 5.82. Effektoptag for kompressor 1.



Figur 5.83. Effektoptag for kompressor 2.



Figur 5.84. Effektoptag for kompressor 3.

En kontra flere kompressorer

Er trykluftforbruget i et trykluftssystem tilstrækkeligt stort, kan kompressorbestanden enten bestå af en stor kompressor eller flere små kompressorer. Der er energimæssige fordele og ulemper ved begge dele.

Ved et trykluftanlæg, der har et meget konstant trykluftforbrug kan det være en fordel at bruge en stor kompressor, idet den kan køre fuldlast hele tiden. Det ville også være muligt at klare trykluftforbruget med flere små kompressorer. Men da mindre kompressorenheder typisk har en lavere virkningsgrad end en stor kompressor, bliver den totale virkningsgrad lavere ved at anvende flere små kompressorer.

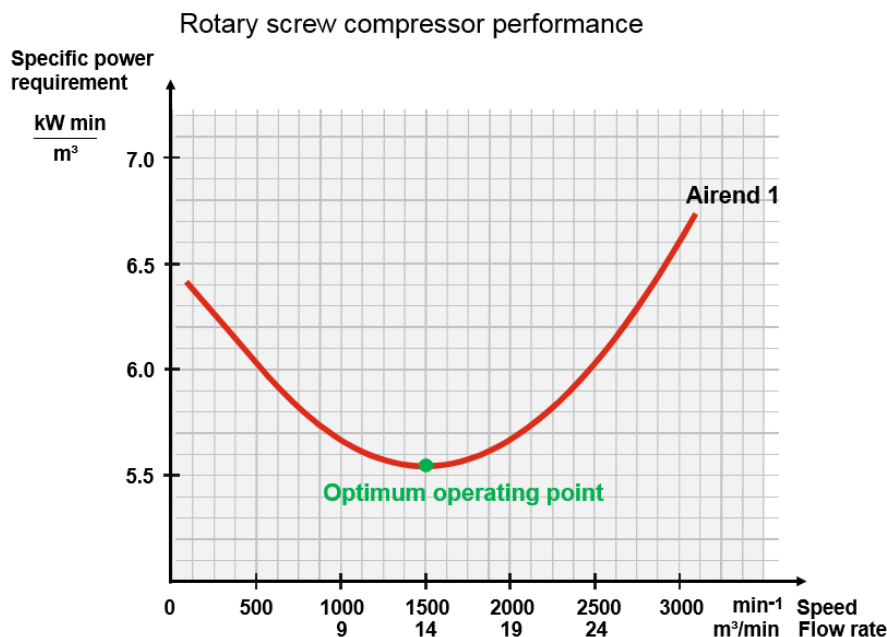
I trykluftanlæg hvor trykluftforbruget er meget varierende, er det energimæssigt en fordel at benytte flere små kompressorer. Grunden hertil er at en stor kompressor, der skal kunne klare spidsbelastningerne, er nødt til at aflaste, når belastningen ikke er så høj. Det nedsætter totalvirkningsgraden betydeligt. Benyttes der flere små kompressorer, er det kun én af kompressorerne, der behøver at aflaste, hvilket betyder at aflasteffekten bliver mindre end for én stor kompressor. Den mindre aflasteffekt for kompressor anlægget med flere kompressorer giver dette kompressor anlæg en større totalvirkningsgrad.

Mest optimale reguleringsform

Når der tages udgangspunkt i erfaringerne med regulering af ventilatorer og cirkulationspumper, kan det være overraskende at en last / aflast løsning er mere energieffektiv end en løsning med frekvensreguleret kompressorer.

Men drift af trykluftkompressorer kan ikke sammenlignes med drift af ventilatorer og cirkulationspumper.

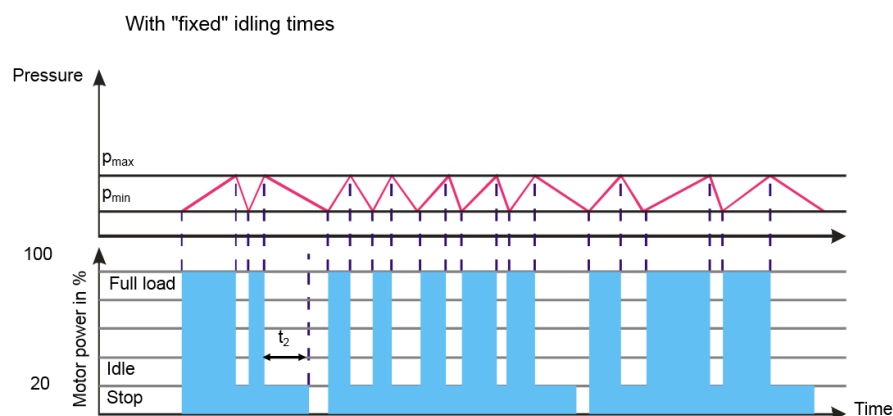
Af figur 5.84 ses, at en skruekompressor har et optimalt driftspunkt, og det er i dette punkt fabrikanten har indstillet kompressoren til arbejde og at skifte mellem last og aflast.



Figur 5.85 Sammenhæng mellem omdrejningstal og specifikt effektforbrug for skruekompressor.

Kompromiset med frekvensregulerbare kompressorer er, at man bevæger sig væk fra det optimale driftspunkt for at opnå fleksibilitet og stabilt tryk.

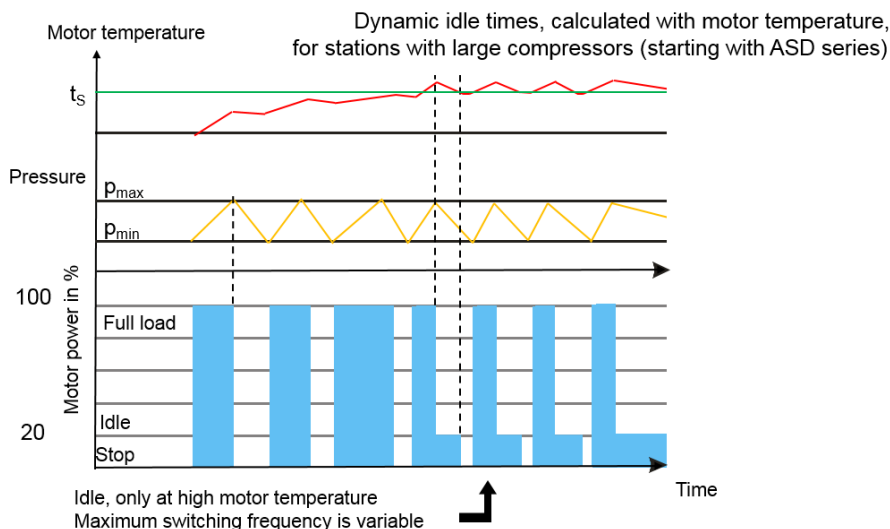
Tidligere var et yderligere argument for frekvensregulering, at kompressorer der kører last/aflast har en efterløbstid, hvor kompressoren er aflastet, og kompressor og motor kører, men hvor indsugningsventilen er lukket. Der produceres således ikke trykluft, men energioptaget er stadig ca. 20-30% af fuldlastforbruget.



Figur 5.86. Drift med aflastkørsel.

Baggrunden for aflastkørslen er motorfabrikanternes krav om et vist maksimalt antal starter pr. time. Kompressorfabrikanterne har derfor programmeret kompressorstyringerne, så antallet af starter for motorerne ikke overstiger det, som motorfabrikanterne har specificeret.

Den teknologiske udvikling har dog ført til at f.eks. fabrikanten Kaeser i dag har indbygget PT100 sensorer i motorviklingerne, så last/aflast kompressorer kan starte og stoppe et vilkårligt antal gange, så længe at motorviklingerne ikke bliver for varme.



Figur 5.87. Drift med aflastkørsel, når motortemperaturen bliver for høj.

Kombinationen af en master controller og nye effektive last/aflast kompressorer med dynamisk aflasttid gør, at denne løsning i dette tilfælde bliver den mest energieffektive.

Nedenfor ses et eksempel på dette. Eksempel er hentet fra Stibo Graphic A/S.

Eksempel 18 – Beregning af energibesparelse ved udskiftning af kompressorer

Nuværende system:

Det nuværende system består af tre stk. parallelkoblede skruekompressorer. Data for kompressorerne ses i figur 5.88. Det årlige elforbrug udgør ca. 1.400.000 kWh.

type:	FAD:	Effektforbrug (last):	Effektforbrug (tomg.):
01: GA 75 P FF API 1612898 luftkølet	12.28 m ³ /min	82.30 kW	17.00 kW
02: GA 55 FF All 483070 luftkølet	8.71 m ³ /min	64.20 kW	16.20 kW
03: GA 75 VSD (2005-2009) \ FC luftkølet	2.22 - 13.43 m ³ /min	89.50 kW	
total:	34.42 m ³ /min	236.00 kW	

Figur 5.88. Nuværende trykluftsystem.

De 3 nye løsninger er:

- 1) System 1 bestående af et stk. frekvensreguleret kompressor og to stk. last/aflast kompressorer – meget lig den nuværende løsning fra Stibo Graphic A/S.

type:	FAD:	Effektforbrug (last):	Effektforbrug (tomg.):
01: DSD 172 (400V) \ FC luftkølet	3.59 - 15.90 m ³ /min	102.05 kW	
02: CSD 105 luftkølet	10.13 m ³ /min	63.60 kW	14.80 kW
03: CSD 105 luftkølet	10.13 m ³ /min	63.60 kW	14.80 kW
total:	36.16 m ³ /min	229.25 kW	

Figur 5.89. System 1 - et stk. frekvensreguleret kompressor og to stk. last/aflast kompressorer.

2) System 2 bestående af et stk. frekvensreguleret kompressor og et stk. last/aflast kompressorer – større kompressorer for at nå samme kapacitet.

type:	FAD:	Effektforbrug (last):	Effektforbrug (tomg.):
01: DSD 238 (400V) \ FC luftkølet	5.90 - 22.00 m ³ /min	141.74 kW	
02: CSDX 140 luftkølet	13.72 m ³ /min	86.10 kW	20.80 kW
total:	35.72 m³/min	227.84 kW	

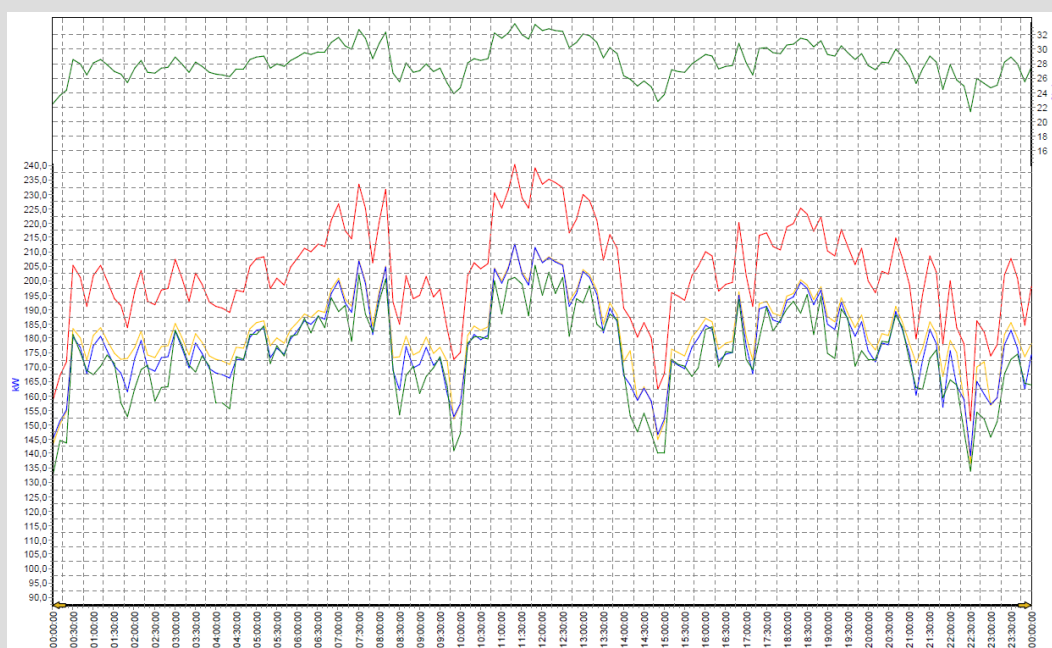
Figur 5.90. System 2 - et stk. frekvensreguleret kompressor og et stk. last/aflast kompressorer.

3) System 3 bestående af tre stk. last/aflast kompressorer; to mindre og en større.

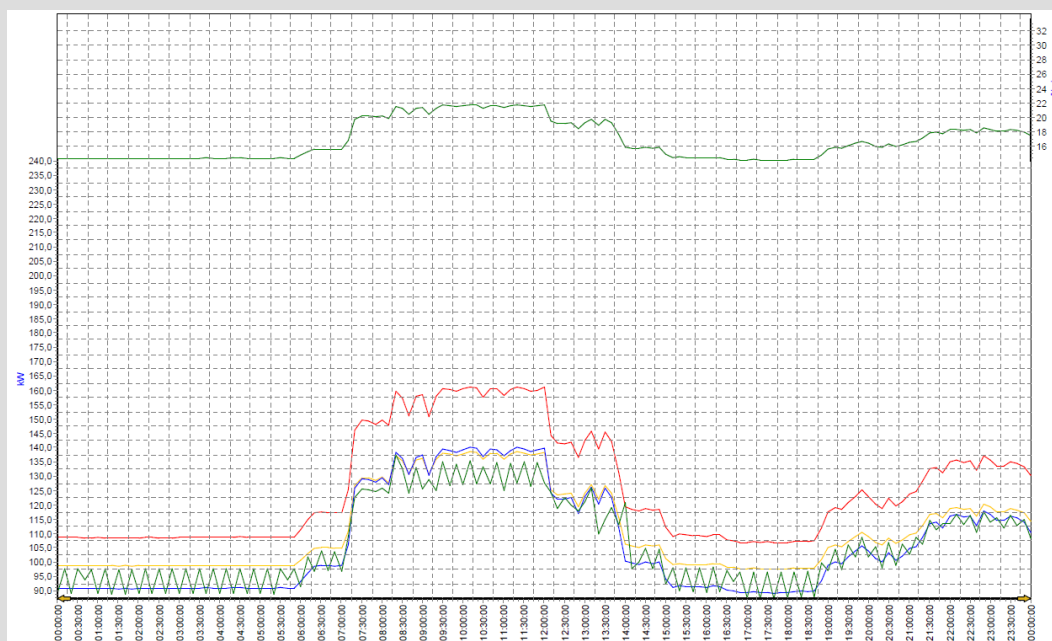
type:	FAD:	Effektforbrug (last):	Effektforbrug (tomg.):
01: CSD 106 luftkølet	10.13 m ³ /min	62.90 kW	14.70 kW
02: CSD 106 luftkølet	10.13 m ³ /min	62.90 kW	14.70 kW
03: DSD 175 luftkølet	16.86 m ³ /min	97.30 kW	21.20 kW
total:	37.12 m³/min	223.10 kW	

Figur 5.91. System 3 - tre stk. last/aflast kompressorer; to mindre og en større.

I figur 5.92 og 5.93 ses sammenligninger af effektoptag for de tre nye systemer og det nuværende system hos Stibo Graphic.

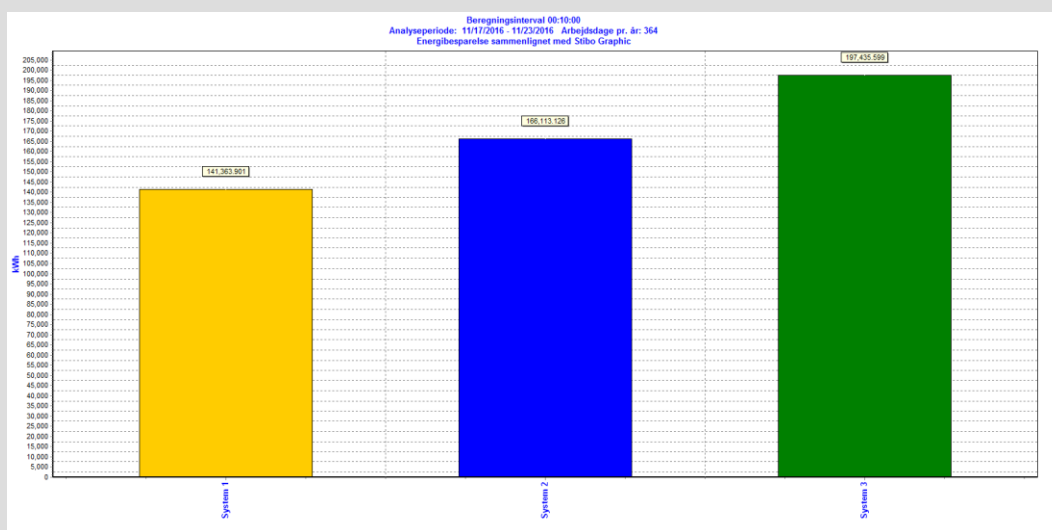


Figur 5.92. Effektoptag for de tre nye systemer og det nuværende system hos Stibo Graphic på en onsdag.



Figur 5.93. Effektoptag for de tre nye systemer og det nuværende system hos Stibo Graphic på en søndag.

Beregninger fra KESS programmet giver også energibesparelsen ved de tre forskellige løsninger:



Figur 5.94. Energibesparelsen ved de tre forskellige løsninger.

Besparelsen ligger på 141.000 kWh for system 1, 166.000 kWh for system 2 og 197.000 kWh for system 3. Den største energibesparelse på ca. 16 % opnås ved tre stk. last/aflast kompressorer.

Betegnelsen:	System 3		Kontrol måde:	splitting
Antal kompressorer:	3		Årligt luftforbrug:	
		11,244,363.37 m ³		
type:	FAD:	Effektforbrug (last):	Effektforbrug (tomg.):	
01: CSD 105 luftkølet	10.13 m ³ /min	62.90 kW	14.70 kW	
02: CSD 105 luftkølet	10.13 m ³ /min	62.90 kW	14.70 kW	
03: DSD 175 luftkølet	16.86 m ³ /min	97.30 kW	21.20 kW	
total:	37.12 m ³ /min	223.10 kW		
maks. effektforbrug	205.38 kW	Energibesparelse:	197,435.60 kWh	
energiforbrug	1,158,806.27 kWh	Besparelse i energiomk.:	197,435.60 Kr	
energiomkostninger	1,158,806.27 Kr	Total besparelse:	197,435.60 Kr	
Totale omkostn.	1,158,806.27 Kr			
Kølevand total:	0.00 m ³	specifik energi	6.19 kW/(m ³ /min)	
Kølevandsomk.:	0.00 Kr	specifikke omk.:	0.1031 Kr/m ³	

Figur 5.95. System 3 – det mest energieffektive system.



Figur 5.96. DSD 175 skruekompressor.

5.8 Varmegenvinding

Den største energibesparelse i forbindelse med et trykluftanlæg kan ofte opnås ved installation af varmegenvinding. Dette tiltag vil reducere forbruget af varme, og er således ikke direkte relateret til anvendelsen af trykluft.

Varmegenvindingen er billigst at etablere, hvis kompressorerne er anskaffet med varmegenvindingssystem, men der kan også være god økonomi i at etablere varmegenvinding, selv om kompressorerne ikke er "født" med systemet.

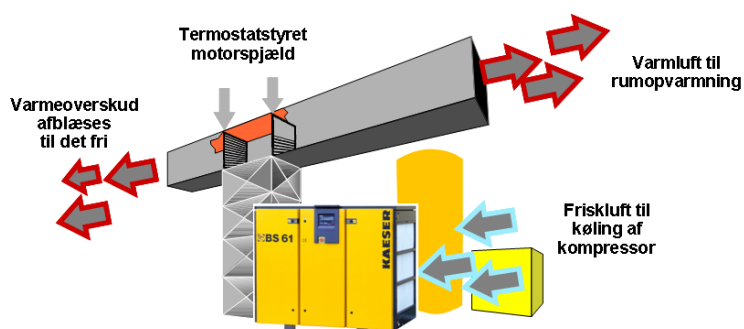
Varmegenvinding bør kun etableres, hvis der er behov for den genvundne varme. Det er derfor vigtigt at få fastlagt det forventede varmebehov over året. Varmen kan typisk afsættes i:

- Ventilationsanlæg
- Radiatoranlæg
- Varmtvandssystemet

Genvindingsanlæggene kan opdeles i to typer:

5.8.1 Luftbaseret varmegenvinding

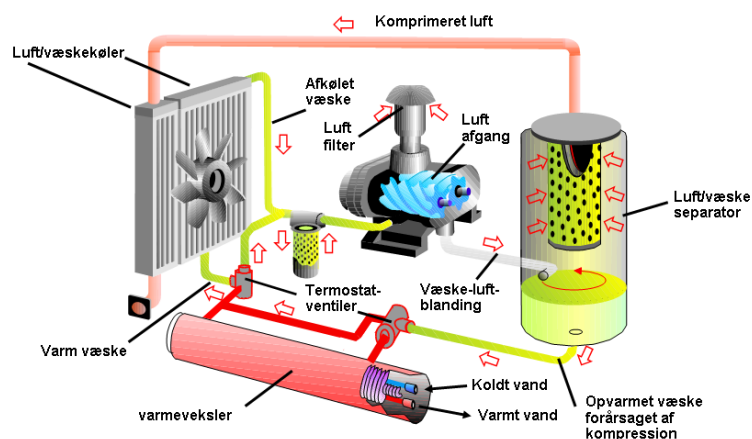
Et luftbaseret genvindingsanlæg, hvor varmen fra kompressoren overføres til brugsstedet via kanalsystem og ventilator. Genvindingspotentialer er typisk 80 – 85% af den optagne elektriske energi, se figur 5.97.



Figur 5.97. Luftbaseret varmegenvindingsanlæg.

5.8.2 Vandbaseret varmegenvinding

Et vandbaseret genvindingsanlæg, hvor varmen fra kompressoren overføres til vand via en olie-køler, som kan anvendes både til opvarmning og varmt brugsvand. Genvindingspotentialiet er typisk 60 – 70% af den optagne elektriske energi, se figur 5.98.



Figur 5.98. Vandbaseret varmegenvindingsanlæg.

Grundlæggende skal der være varmebehov på virksomheden. Det kan være i form af varme eller varmt brugsvand. Hvis kompressoren er placeret i en central vil vandbaseret genvinding normalt være at foretrække. Ved decentralt placerede kompressorer er det ofte nemmest at blæse den varme køleluft direkte ud i det lokale, hvor kompressoren er placeret.

Det er vigtigt at have overblik over varmebehovet i virksomheden. Det gælder både den totale varmemængde samt den tidsmæssige sammenhæng mellem trykluftbehov og varmebehov. Endvidere er det ofte nødvendigt at kende det årlige forbrug til opvarmning af brugsvand.

I figur 5.98 ses et eksempel på et luftbaseret varmegenvindingsanlæg. Køleluften fra kompressorerne går direkte til et ventilationsanlæg og bidrager således til opvarmning af bygningerne.



Figur 5.99. Luftbaseret varmegenvindingsanlæg.

I figur 5.100 og 5.101 ses et eksempel på et vandbaseret varmegenvindingsanlæg. Varmen fra kompressorerne går direkte til et centralvarmeanlæg og bidrager således til opvarmning af bygningerne.



Figur 5.100. Vandbaseret varmegenvindingsanlæg.

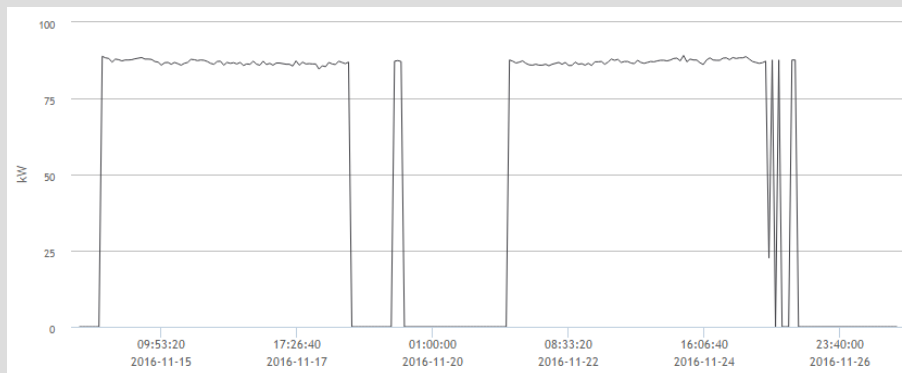


Figur 5.101. Vandbaseret varmegenvindingsanlæg.

Eksempel 19 – Etablering af varmegenvinding

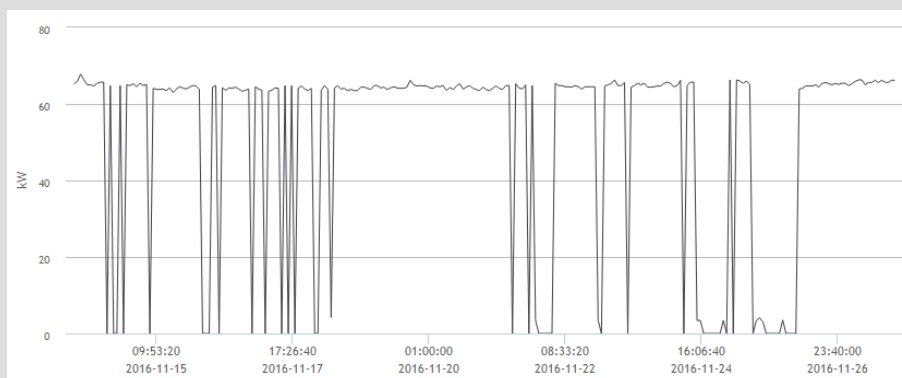
Nedenfor ses et eksempel på beregning af varmegenvindingspotentialet ved etablering af et luftbaseret varmegenvindingsanlæg. Køleluften fra tre parallelkoblede kompressorer skal gå direkte til et ventilationsanlæg og således bidrage til opvarmning af bygningerne.

Nedenfor ses effektoptag fra de tre kompressorer målt i en 14-dages periode, som vurderes at være repræsentativ for anlægget.



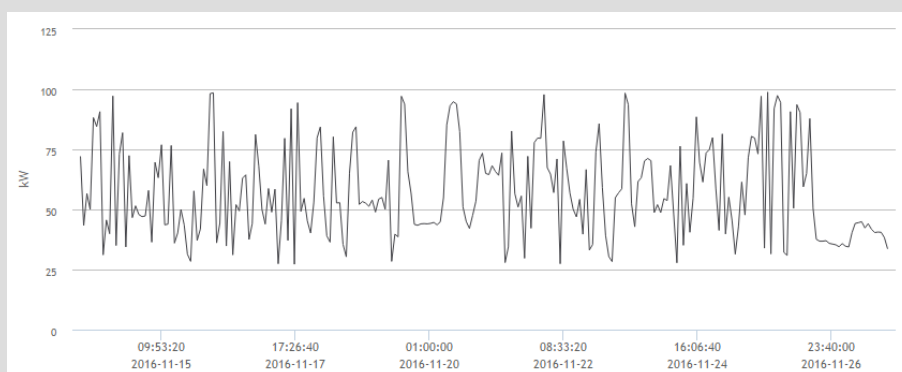
Figur 5.102. Effektoptag for kompressor 1.

Kompressor 1 kører start/stop drift og kompressoren er belastet i ca. 65% af tiden. Effektoptaget i belastet tilstand er ca. 88 kW.



Figur 5.103. Effektoptag for kompressor 2.

Kompressor 2 kører ligeledes start/stop drift og kompressoren er belastet i ca. 80 % af tiden. Effektoptaget i belastet tilstand er ca. 65 kW.



Figur 5.104. Effektoptag for kompressor 3.

Kompressor 3 er omdrejningstalreguleret. Det gennemsnitlige effektoptaget i måleperioden er ca. 65 kW.

Idet det forudsættes at genvindingspotentialet er 80% af den optagne elektriske energi, kan varmegenvindingspotentialet beregnes til:

$$0,80 \cdot ((0,65 \cdot 88 \text{ kW}) + (0,80 \cdot 65 \text{ kW}) + (65 \text{ kW})) \cdot 8.760 \text{ h/år} = 1.220.800 \text{ kWh/år}$$

Varmegenvindingspotentialet skal herefter holdes op mod behovet til opvarmning af ventilationsluften. I nogle tilfælde vil varmegenvindingspotentialet være væsentligt højere end varmebehovet, hvis der ikke er behov for f.eks. varmt vand udenfor fyringssæsonen. I denne periode må overskudsvarmen fra trykluftkompressorerne ledes ud til det fri.

5.8.3 Levetidsomkostninger

Trykluftsystemer leveres ofte i totalentreprise, hvilket giver entreprenøren gode muligheder for at påvirke energiforbruget. Det er vigtigt, at bygherren eller virksomheden, den projekterende og leverandøren gennem hele projektforsløbet holder tæt kontakt, især i de indledende faser hvor frihedsgraderne er størst.

Entreprenøren kan gøres til en medspiller i den energibevidste projektering. I udbudsmaterialet kan man kræve, at trykluftentreprenøren specificerer alternative energieffektive trykluftløsninger og disses eventuelle merinvesteringer og tilbagebetalingstider.

Under og efter indgåelse af kontrakt med entreprenøren er det vigtigt, at virksomheden eller dennes „energigransker“ løbende holder sig i tæt dialog med entreprenøren for at fastholde fokus på energieffektive løsninger under entreprisens detailprojektering og udførelse.

En bygherre eller virksomhed der overvejer at installere et trykluftsystem, har brug for at entreprenøren udarbejder et tilbud som indeholder beregninger af levetidsomkostningerne (LCC-beregning), der er forbundet med installation og drift af alternative typer af systemer.

I beregningen af levetidsomkostningerne indgår de samlede omkostninger til investering og installation samt omkostningerne til energiforbrug og vedligeholdelse i hele anlæggets levetid.

Tilbuddet med beregninger af levetidsomkostningerne for 2 - 3 alternative anlæg danner et godt beslutningsgrundlag for bygherren. Tilbuddet vil således vise hvilken løsning, der giver bygherren mest for pengene (i hele anlæggets levetid).

Tabel 6.1 kan anvendes i forbindelse med energibevidst indkøb og projektering. I tabellen kan tilbudsgiveren indtaste data vedr. anlægsudgifter. Der er endvidere mulighed for at indtaste energiomkostninger samt udgifter til drift og vedligeholdelse i hele anlæggets levetid.

Eksempel 20 – LCC-beregninger for tre trykluftssystemer

I tabel 5.3 ses et eksempel på LCC-beregninger for trykluftssystemerne fra eksempel 16.

LCC-beregning (Life Cycle Cost)	LCC = C_{ic} + C_e + C_m			
Udfyldes af tilbudsgiver	Enhed	Alternativ 1	Alternativ 2	Alternativ 3
Trykluftsystem	-	1 stk. omdrejningstalreguleret og to stk. start/stop (to ens)	1 stk. omdrejningstalreguleret og et stk. start/stop	3 stk. start/stop. Den ene er stor og de to mindre er ens
Energiinput (brændsel)	-	El	El	El
Anlægsudgifter m.m.				
Trykluftsystem	[Kr.]	784.000	726.000	642.000
Varmegenvinding	[Kr.]	89.000	75.000	89.000
Anlægspris i alt (C_{ic})	[Kr.]	873.000	801.000	731.000
Levetid og energipriser				
Anlæggets levetid	[år]	10	10	10
Energi pris	[Kr./kWh]	0,6	0,6	0,6
Elpris	[Kr./kWh]	1,00	1,00	1,00
Driftsudgifter				
Varmeforbrug/-besparelse*)	[kWh/år]	-364.500	-364.500	-364.500
Elforbrug	[kWh/år]	1.214.900	1.190.130	1.158.810
Faste afgifter	[Kr./år]	-	-	-
Energiomkostninger i alt i anlæggets levetid (C_e)	[Kr.]	8.504.000	8.256.000	7.943.000
Service- og vedligehold				
Service og vedligeholdelsesomkostninger i anlæggets levetid (C_m**))	[Kr.]	1.450.000	1.302.000	1.140.000
LCC – Life Cycle Cost				
LCC = C_{ic} + C_e + C_m	[Kr.]	9.954.000	9.558.000	9.083.000

Tabel 5.3. LCC-beregninger for tre trykluftssystemer

*) Et ekstra varmekonsum angives med en positiv værdi mens en varmebesparelse angives med en negativ værdi.

**) Service og vedligeholdelsesomkostningerne i anlæggets levetid er en fuldservicepris, som indeholder alt – også de dyre dele som skrue, motor og kølere. Kunden får aldrig en ekstra regning.

Som det ses spares der 871.000 kr. over en tiårig periode ved at vælge alternativ 3 frem for alternativ 1.

5.8.4 Optimeringspakker

Omkostningerne ved at optimere trykluftanlæg afhænger naturligt af hvad der påtænkes at skulle optimeres på det givne anlæg. Der er ikke nødvendigvis sammenhæng mellem omkostninger og energibesparelspotentialet. I mange tilfælde er det tiltag med små omkostninger der resulterer i de største besparelser, hvilket ses nedenfor.

Små omkostninger

Tiltag	Aktion
<p>Reduktion af tryk- og luftbehov</p>	<p>Afgangstrykket ændres i kompressorens styring. Før ændringen foretages der en behovsanalyse, der skal afdække om tryksænkningen er mulig.</p> <p>Luftmængden kan tilpasses ved at benytte trykreduktionsventiler, så der i den enkelte dyse eller aktuator kun bruges den nødvendige luft, samt ved kun at bruge luft, når der er behov for luften.</p> <p>Besparelspotentialet kan være relativt stort set i forhold til den nødvendige investering, men afhænger naturligvis af det aktuelt levede tryk og flow.</p> <p>Afhængig af hvilken tilbagebetalingstid der kan accepteres ligger besparelspotentialet et sted mellem 8 og 12 %.</p> <p>De 8 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 2 år mens de 12 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 10 år.</p> <p>Besparelspotentialet på 12 % kræver typisk, at trykluftten produceres på flere kompressorer med forskellige produktionstryk.</p>
<p>Reduktion af lækagetab</p>	<p>Der foretages en lækagekontrol på et tidspunkt, hvor der ikke er produktion eller aktiviteter på virksomheden. Herved er det muligt at beregne lækagetabets størrelse.</p> <p>Lækagerne skal især søges i lynkoblinger, flexslanger, trykluftpistoler og ventiler. Hvis produktionen ligger stille kan man lytte sig frem til de større lækager.</p> <p>Men det bedste resultat opnås ved brug af en ultralydsmålert, idet den kan anvendes under produktion og det er muligt at finde alle lækager i løbet af kort tid.</p> <p>Lækagetabet er i mange virksomheder relativt stort og besparelspotentialet er ligeledes stort set i forhold til den nødvendige investering. Typisk ligger lækagetabet på 25 - 30%.</p> <p>Afhængig af hvilken tilbagebetalingstid der kan accepteres ligger besparelspotentialet et sted mellem 12 og 14 %.</p>

	De 12 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 2 år mens de 14 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 4 år.
--	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Mellemstore omkostninger

Tiltag	Aktion
Substitution af trykluft	<p>Der foretages indledningsvis en behovsanalyse, der skal afdække hvor substitution af trykluft eventuelt er mulig. Substitution af apparater, udstyr og komponenter der anvender trykluft med eksempelvis eldrevne komponenter, vil kræve en ombygning af maskinen eller udstyret, hvilket kan være relativt omkostningskrævende.</p> <p>Besparelsespotentialer er meget stort og ligger typisk på 70 - 80 % for det enkelte apparat, udstyr eller komponent.</p> <p>Tilbagebetalingstiden ligger et sted mellem 2 og 10 år. Det skyldes, at substitutionen i mange tilfælde kan være et meget omfattende og omkostningskrævende tiltag. Hvis en tilbagebetalingstid på 10 år kan accepteres, er det muligt at substituere 20 % af det trykluftkrævende udstyr i industrien.</p>
Delafspærring af trykluftsystem	<p>Tryklufften ved de enkelte maskiner eller produktionsafsnit bør afspærres, så snart disse er standset. Dette gøres ved at montere magnetventiler som lukker for luften, når strømmen til maskinerne afbrydes eller ved hjælp af håndbetjente ventiler, som operatørerne betjener.</p> <p>Besparelsespotentialer kan være relativt stort, men det kræver en detaljeret undersøgelse. Flowet i til de pågældende produktionsafsnit skal kendes. Kendes flowet vil det, vha. en effektkurve for kompressoren være muligt at beregne besparelsen.</p> <p>Hvor omkostningskrævende en ændring af trykluft er, afhænger af hvor mange steder der skal monteres magnetventiler.</p> <p>Tilbagebetalingstiden ved tiltaget vurderes at ligge et sted mellem 2 og 4 år.</p>
Kompressorstyring	<p>En vurdering af kompressorstyringen er typisk relevant i centraler med flere kompressorer. Der foretages indledningsvis målinger af flow eller effektoptag på kompressorerne samt tryk, der skal afdække om styringen af kompressorerne fungerer tilfredsstillende.</p> <p>Hvor omkostningskrævende en ændring af styringen er, afhænger helt af om den eksisterende styringsudrustning kan anvendes eller der skal investeres i en ny.</p>

	Hvis det gennemsnitlige produktionstryk kan sænkes med 1 bar, kan der opnås et besparelsespotentiale på 5 - 10 %. Tilbagebetalingstiden ved tiltaget vurderes at ligge et sted mellem 2 og 4 år.
--	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Store omkostninger

Tiltag	Aktion
Udskiftning af kompressorer og motorer	<p>Udskiftning af kompressorer er det mest omkostningskrævende tiltag der kan foretages. Meget skal tale for at en udskiftning kan komme på tale. Det kan eksempelvis være at kompressoren er over 10 år gammel eller at der ofte skal serviceres/repareres.</p> <p>Besparelsespotentialet kan være relativt stort, men det kræver en detaljeret undersøgelse. Herunder målinger af effektoptag og eventuelt flow for kompressorerne.</p> <p>Der kan i mange tilfælde opnås et besparelsespotentiale på ca. 10 % ved en tilbagebetalingstid på 10 år. Besparelsespotentialet opnås ved samtidig udskiftning af kompressor og motor.</p>
Regulering	<p>Tiltaget hænger sammen med tiltaget vedr. udskiftning af kompressorer og motorer. Tiltaget omhandler ændring af reguleringsformen belastet-aflastet til start/stop eller omdrejningstalregulering, som er de mest energieffektive reguleringsformer.</p> <p>Afhængig af hvilken tilbagebetalingstid der kan accepteres ligger besparelsespotentialet et sted mellem 4 og 16 %.</p> <p>De 4 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 2 år mens de 16 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 10 år.</p>
Udskiftning af køle- og adsorptionstørrer	<p>Udskiftning af en køle- og adsorptionstørrer er et omkostningskrævende tiltag. Som ved kompressorer, er der meget der skal tale for at en udskiftning kan komme på tale. Det kan eksempelvis være at køletørreren er over 10 år gammel eller at der ofte skal serviceres/repareres.</p> <p>Besparelsespotentialet kan være relativt stort, men det kræver en detaljeret undersøgelse. Herunder beregninger af energiforbrug for det eksisterende udstyr og vurderinger/beregninger af energiforbrug for det nye.</p> <p>Specielt kan der opnås store energibesparelser ved udskiftning af kold regenererede og tidsstyrede adsorptionstørrere med varmerege-</p>

	<p>nererede med elvarme og blæsere samt fugtstyring. Her vil tilbagebetalingstiden typisk ligge et sted mellem 2 og 4 år.</p>
<p>Etablering af varmegenvinding</p>	<p>Etablering af varmegenvinding er et relativt omkostningskrævende tiltag. Det skyldes blandt andet, at afkastet fra kompressoren eller oliekoøleren (ved olieindsprøjtede kompressorer) skal kobles sammen med enten et ventilationsanlæg eller et vandbåret varmesystem.</p> <p>Besparelsespotentialer kan være stort afhængigt af om varmen kan udnyttes. Det kræver en detaljeret undersøgelse. Herunder målinger af effektoptag for kompressorerne samt vurderinger af driftstider.</p> <p>Med en passende udnyttelsesgrad (40 – 60 %) vil tilbagebetalingstiden typisk ligge et sted mellem 2 og 4 år.</p>
<p>Udskiftning/ændring af rørsystem</p>	<p>Udskiftning/ændring af rørsystemer er tiltag som meget sjældent iværksættes. Hovedledning er som oftest veldimensioneret med lave tryktab.</p> <p>Forbrugsledninger kan i nogle tilfælde være underdimensionerede og her kan det komme på tale med en ombygning.</p> <p>Besparelsespotentialer kan være relativt stort. Det kræver en detaljeret undersøgelse. Herunder målinger af tryk i rørsystemet samt effektoptag for kompressorerne.</p> <p>Afhængigt af hvilken tilbagebetalingstid der kan accepteres ligger besparelsespotentialer et sted mellem 0,5 og 1 %.</p> <p>De 0,5 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 4 år mens de 1 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 10 år.</p> <p>Som det ses skal rørsystemet virkelig være underdimensioneret, før det bør overvejes om det skal ændres.</p>

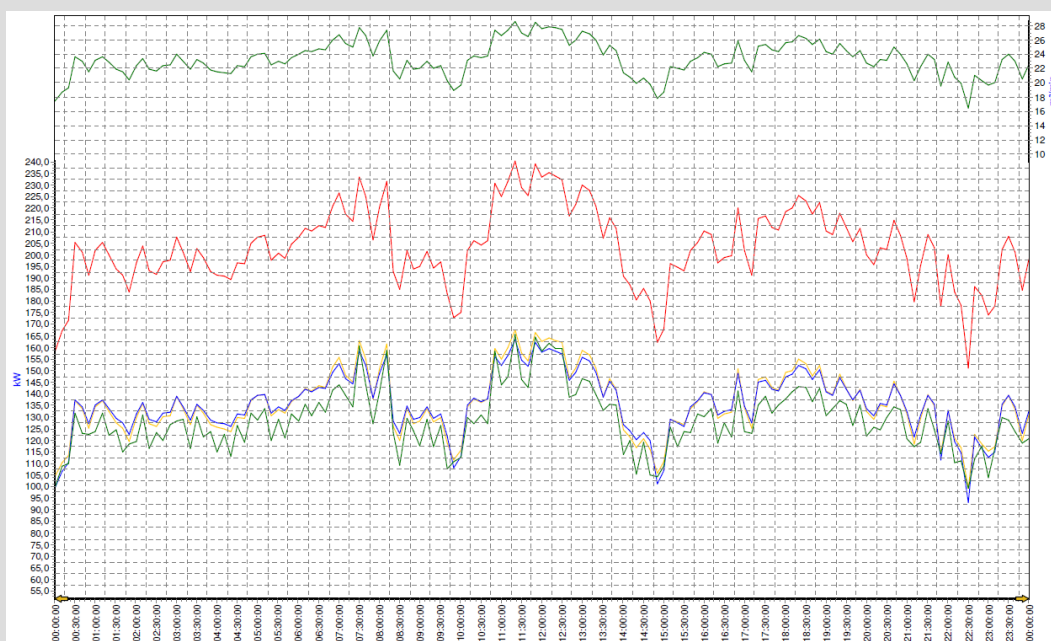
Eksempel 21 – Optimeringspakke

Hos Stibo Graphic udgør lækagetabet 30 – 35 % (10 – 11 m³/min) og bør kunne reduceres til 10 – 20 % (4 – 6 m³/min).

Endvidere bør trykket kunne reduceres med ca. 1 – 1,5 bar.

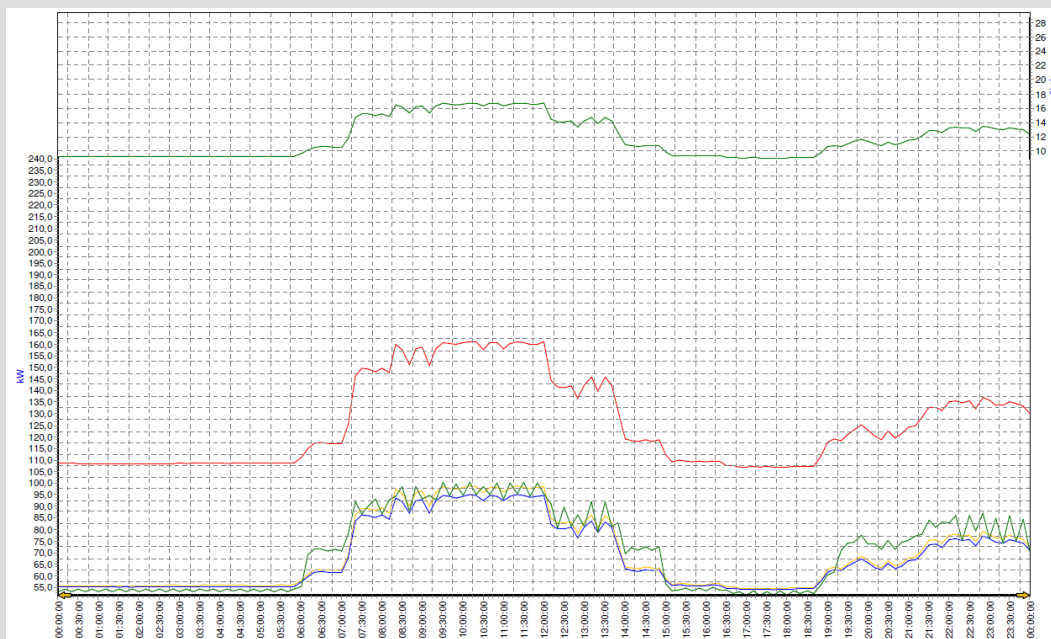
Med Kaeser Kompressorers KESS-værktøj er der fundet den bedst egnede/mest energieffektive kompressorkonstellation med disse ændringer i forudsætningerne (i forhold til din oprindelige beregning i eksempel 16).

I figur 5.105 og 5.106 ses sammenligninger af effektoptag for de tre nye systemer og det nuværende system hos Stibo Graphic.



Figur 5.105. Effektoptag for de tre nye systemer og det nuværende system hos Stibo Graphic på en onsdag

Det maksimale effektoptag for system 3 (den grønne kurve) er som det ses ca. 167 kW. Til sammenligning var det maksimale effektoptag i eksempel 16, hvor der kun blev foretaget udskiftning af kompressorerne, ca. 207 kW.



Figur 5.106. Effektoptag for de tre nye systemer og det nuværende system hos Stibo Graphic på en søndag

Det maksimale effektoptag for system 3 (den grønne kurve) er som det ses ca. 97 kW. Til sammenligning var det maksimale effektoptag i eksempel 16, hvor der kun blev foretaget udskiftning af kompressorerne, ca. 137 kW.

Besparelsen ligger på 522.500 kWh for system 3. Den svarer til en energibesparelse på ca. 39 %, som opnås ved tre stk. last/aflast kompressorer.

system caption:		System 3		control mode: simple splitting	
number of compressors:		3			
Annual air consumption:		8.782.163,37 m ³			
type:		FAD:	package power (load):	package power (idle):	
01: CSD 105 aircooled		10,17 m ³ /min	57,90 kW	14,70 kW	
02: CSD 105 aircooled		10,17 m ³ /min	57,90 kW	14,70 kW	
03: DSD 175 aircooled		17,03 m ³ /min	88,90 kW	21,20 kW	
total:		37,37 m³/min	204,70 kW		
max. power consumption:		165,47 kW		energy savings: 522.477,99 kWh	
energy consumption:		833.763,88 kWh		energy cost savings: 522.477,99 Kr.	
energy costs:		833.763,88 Kr.		total cost savings: 522.477,99 Kr.	
total costs:		833.763,88 Kr.			
cooling water total:		0,00 m ³		specific power: 5,70 kW/(m ³ /min)	
cooling water costs:		0,00 Kr.		specific costs: 0,0949 Kr./m ³	

Figur 5.107. System 3 – det mest energieffektive system

5.8.5 Optimering af trykluftsystem hos Stibo Graphic

I de foregående afsnit ses en række eksempler på mulighederne for at energieffektivisere trykluftsystemet hos Stibo Graphic.

I afsnit 5.4 ses, at der kan opnås en årlige elbesparelse på 160.000 kWh ved at anvende en højtryksblæser til adskillelse af tryksager i stedet for trykluft.

I afsnit 5.8.2 ses, at der kan opnås en årlige elbesparelse på ca. 522.500 kWh ved at:

- Reducere trykket med ca. 1 – 1,5 bar
- Reducere lækagetabet fra 30 – 35 % til 10 – 20 %
- Udskifte trykluftkompressorerne

Den samlede årlige elbesparelse vil således udgøre 682.500 kWh.

Som nævnt i afsnit 4.2 udgør det samlede årlige elforbrug til trykluft ca. 1.400.000 kWh. Det samlede årlige besparelspotentiale udgør således ca. 49 % af det samlede årlige elforbrug.

Elbesparelsen svarer til en økonomisk besparelse på ca. 550.000 kr.

Den samlede investering inkl. udbedring af lækager skønnes at udgøre ca. 1.200.000 kr.

5.8.6 Optimering af trykluftsystem hos RPC Superfos

I de foregående afsnit ses en række eksempler på mulighederne for at energieffektivisere trykluftsystemet hos RPC Superfos.

I afsnit 5.4 ses, at der kan opnås en årlige elbesparelse på 32.000 kWh ved at anvende en højtryksblæser til fremføring af kopper i stedet for trykluft.

På baggrund af informationerne i afsnit 5.5.9, 5.5.10, 5.6.9 vurderes det, at der kan opnås en årlige elbesparelse på ca. 270.100 kWh ved at:

- Reducere trykket med ca. 0,5 – 1,0 bar (25.000 kWh)
- Reducere lækagetabet fra 25 – 30 % til 10 – 20 % (105.000 kWh)
- Udskifte adsorptionstørrerne (140.100 kWh)

Den samlede årlige elbesparelse vil således udgøre 302.100 kWh.

Som nævnt i afsnit 4.3 udgør det samlede årlige elforbrug til trykluft ca. 609.000 kWh.

Det samlede årlige besparelspotentiale udgør således ca. 50 % af det samlede årlige elforbrug.

Elbesparelsen svarer til en økonomisk besparelse på ca. 242.000 kr.

Den samlede investering inkl. udbedring af lækager skønnes at udgøre ca. 400.000 kr.

6 Designvejledning for trykluftssystemer

Med udgangspunkt i både eksisterende viden og det koncept, der er udviklet for systemoptimering, er der udarbejdet en designvejledning i energibevidst design af trykluftssystemer. Vejledningen giver retningslinjer for design af kompressorer, luftbehandlingsanlæg, rørsystemer, regulering etc., så rådgivere og leverandører til branchen klædes godt på, så der fremadrettet projekteres og leveres mere energieffektive installationer.

Stort set alle de forhold der gør sig gældende ved optimering af eksisterende trykluftssystemer er også forhold der skal overvejes ved design af et nyt trykluftssystem. Det drejer sig primært om behovsanalysen og herunder fastlæggelse af trykluftbehovet (nødvendigt flow og tryk). Endvidere drejer det sig om overvejelserne over hvilket rørsystem samt hvilke komponenter, der skal indgå i trykluftsystemet og herunder hvilken styringsform, der er den mest energioptimale at benytte.

Endelig drejer det sig om, hvilket måleudstyr det kan være relevant at installere, således at der kan foretages en løbende overvågning af systemets tilstand og energieffektivitet.

Designvejledningen for trykluftssystemer adskiller sig derfor ikke væsentligt fra vejledningen i optimering af trykluftssystemer, men der er dog alligevel visse forskelle.

6.1 Design af nyt trykluftssystem

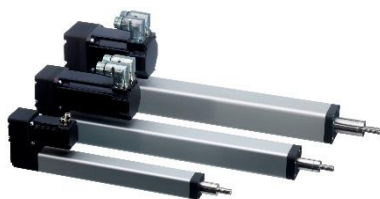
6.1.1 Behovsanalyse

Mange virksomheder vælger at få installeret trykluft til forsyning af maskiner og udstyr samt håndværktøjer for forskelligt manuelt arbejde. Det er sjældent, at der foretages energibetragtninger før indkøb af kompressor samt værktøjer. Nyttevirkningsgraden af den fremstillede trykluft er normalt på ca. 10%. Her er der ikke taget hensyn til lækage samt trykfald i rørsystemet.

Ved design af et nyt trykluftssystem er det derfor vigtigt først at foretage en grundig behovsanalyse. Behovsanalysen skal som det første afdække, om det overhovedet er nødvendigt at anvende trykluft eller om der findes alternativer. Der findes ofte alternativer til trykluft i form af direkte eldrift (f.eks. elektriske aktuatorer eller elværktøjer), men ofte er det ikke muligt helt at undgå anvendelse af trykluft.



Figur 6.1. Højtryksblæser
(sidekanalblæser)



Figur 6.2. Elektriske aktuatorer



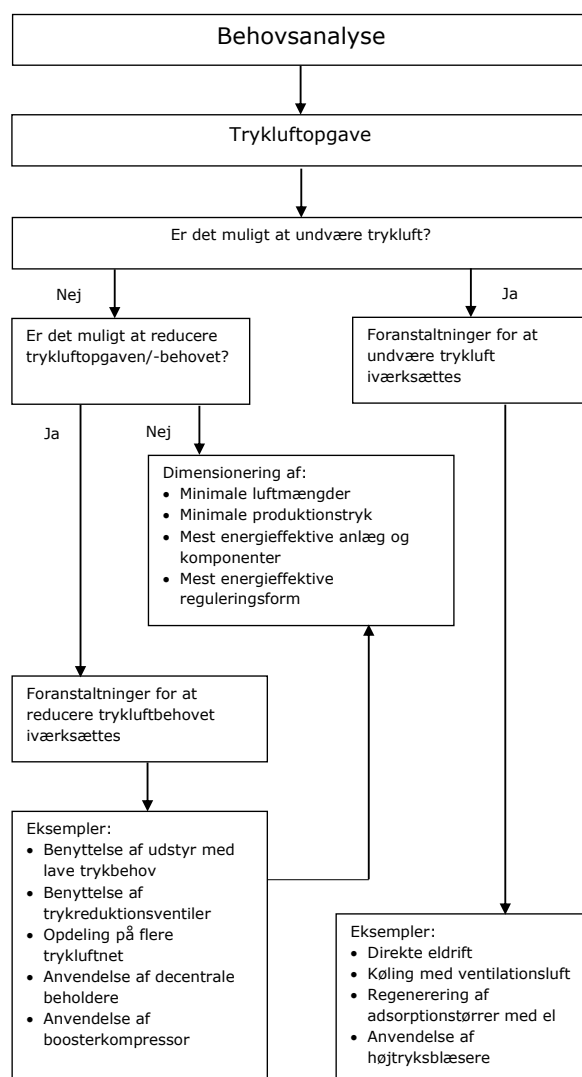
Figur 6.3. Elektrisk håndværktøj

Behovsanalysen adskiller sig således ikke væsentligt fra den der er beskrevet i afsnit 6.1. Forskellen er, at der af gode grunde ikke findes et anlæg endnu, hvorfor det ikke er muligt at foretage målinger og registreringer. Til gengæld er det nemmere at kunne påvirke krav til flow og tryk på maskiner og udstyr, der endnu ikke er installeret. Derfor handler det om at finde udstyr

med så lave behov for flow og tryk som muligt. Allerhelst bør der findes maskiner og udstyr, der ikke benytter trykluft.

Der bør foretages beregninger af levetidsomkostningerne (LCC) ved anvendelse af alternativerne og ved anvendelse af traditionel trykluft. Beregninger af omkostningerne til energiforbrug base-res på:

- Nødvendigt trykluftflow (se afsnit 6.1.2 "Fastlæggelse af trykluftbehovet")
- Nøgletal for kompressoreffekt inkl. tørring som funktion af flowet (i kW/m³ – oplyses af kompressorleverandøren)
- Elforbrug til alternativerne (oplyses af leverandørerne)
- Driftstider



Figur 6.4. Behovsanalyse ved design af nyt trykluftsystem

Som oftest er det ikke muligt helt at undvære trykluft. I designfasen er det dog muligt at foretage en række undersøgelser/analyser med det formål at reducere trykluftbehovet mest muligt.

I designfasen er det eksempelvis muligt at undersøge, om det er rentabelt at forsyne enkelte trykkrævende processer eller maskiner med boosterkompressorer eller forsyning fra separat net.

Igen bør der i denne fase foretages beregninger af levetidsomkostningerne (LCC) ved anvendelse af de forskellige alternativer.

En række af de forhold der blev beskrevet i kapitel 5.5 "Reduktion af trykluftbehovet" er også gældende ved design af nye trykluftsystemer.

6.1.2 Fastlæggelse af trykluftbehovet

Når det er undersøgt, om det er muligt at undvære trykluft og hvilke foranstaltninger der kan iværksættes for at reducere trykluftbehovet mest muligt, er det nødvendigt at fastlægge trykluftbehovet.

Fastlæggelse af flow

Før trykluftkompressorernes kapacitet fastlægges, er det nødvendigt at foretage en beregning af det forventede trykluftflow. Denne fastlæggelse skal ske på grundlag af data for nødvendigt tilført flow fra det tilknyttede udstyr eller de gældende proceskrav (v_{udstyr}). Det er vigtigt at denne fastlæggelse af flowet kommer så tæt på det rigtige/nødvendige som muligt, da et for lavt fastlagt flow vil resultere i et for lille kompressor anlæg, som ikke vil kunne yde det krævede tryk i systemet.

Leverandører af pneumatiske udstyr og komponenter vil kunne levere de nødvendige data. I nedenstående figurer ses eksempler på data fra forskellige leverandører.



Figur 6.5. Pneumatisk mejselhammer

Tekniske værdier	
Tekniske data	
arbejdsdruk	6.2 bar
luftforbrug	330 l/min
værktøjsholder	Sekskantet skaft 10 mm
slagantal	2900 /min
vægt	1.7 kg
Vibration	
Mejsling	7.25 m/s ²
Måledifference K	1.22 m/s ²



Figur 6.6. Dyser (luftkniive)

Blowing properties at different pressures					
SI units (kPa)	200	400	600	800	1000
Blowing force (N)	2.0	4.3	7.0	9.2	11.4
Air consumption (Nm ³ /h)	12.0	25.0	38.0	50.1	62.0
Sound level (dB(A))	72.0	79.1	83.3	86.6	88.4
US units (psi)	40	60	80	100	120
Blowing force (oz)	10.4	16.2	22.1	27.8	33.7
Air consumption (scfm)	10.8	15.4	20.0	24.6	29.2
Sound level (dB(A))	75.1	79.3	82.5	85.0	87.0



Figur 6.7. Pneumatisk aktuator

Air Consumption per Stroke – Actual Volume – Litres

Size-Series	05-40R	10-40R	15-40R	20-40R	25-40R	30-40R	33-40R	3
Anti-Clockwise	0.05	0.17	0.35	0.69	1.22	1.86	3.39	
Clockwise (D.A.only)	0.05	0.22	0.39	0.74	1.31	2.05	4.79	

To obtain Free Air Displacement (FAD) Volume, multiply actual volumes by absolut



Figur 6.8. Sprøjtepistol

Blowing properties at different pressures

SI units (kPa)	200	400	600	800	1000
Blowing force (N)	1.2	2.3	3.4	4.5	5.6
Air consumption (Nm ³ /h)	8.0	12.0	16.0	20.0	24.0
Sound level (dB(A))	72	76	79	82	84
US units (psi)	40	60	80	100	120
Blowing force (oz)	5.7	8.5	11.2	14.0	16.8
Air consumption (scfm)	5.2	6.8	8.4	10.0	11.6
Sound level (dB(A))	74	76	78	80	82

Hvis det fastlagte totale flow (v_1) er for højt, vil det medføre at trykluftkompressorerne kører lavt belastet, hvilket vil medføre et højere energiforbrug end nødvendigt. Investeringen vil endvidere blive større end nødvendigt.

For at kompressorernes samlede kapacitet ikke skal blive for høj, er det nødvendigt at vurdere/tage hensyn til samtidighedsfaktoren (sf_{udstyr}) for det tilknyttede udstyr. Samtidighedsfaktoren er forholdet mellem den tid, hvor udstyret er i brug og den samlede tid hvor det kunne være i brug.

Det endeligt valgte flow bør altid være noget højere end det beregnede, da det ofte viser sig at trykluftbehovet vil stige og at den overskydende kapacitet meget hurtigt kan udnyttes. Det skyldes blandt andet at et trykluftsystem med tiden bliver mere og mere utæt. Det er primært utætheder ved slanger, koblinger og ventiler. I nogle tilfælde kan det også være i selve rørsystemet. Det endeligt valgte flow bør være ca. 10 – 20 % højere end det beregnede grundet utætheder.

På mange virksomheder bliver det efter nogen tid ofte nødvendigt med udvidelser af produktionen, som ofte kræver trykluft til forskellige formål. For at undgå problemer ved en sådan udvidelse, er det en god ide at tillægge et ekstra flow ($v_{udvidelse}$) ved det endelige valg af flow.

Det endelige valgte flow beregnes således:

$$v_1 = (\sum(v_{udstyr} \cdot sf_{udstyr}) + v_{udvidelse}) \cdot 1,2$$

I tabel 6.1 ses hvorledes luftforbrug m.m. for maskiner og værktøjer kan registreres.

Maskine eller værktøj	Luftforbrug pr. enhed [L/s]	Antal	Maksimalt luftforbrug [L/s]	Samtidig-hedsfaktor	Gennemsnits luftforbrug [L/s]
Samlet luftforbrug					
Udvidelse					
Lækage (10 – 20 %)					
Totalt luftforbrug					

Tabel 6.1. Tabel til registrering af luftforbrug m.m. for maskiner og værktøjer.

Fastlæggelse af tryk

Mange trykluftsystemer kører med et højere tryk end nødvendigt. Ofte skyldes det manglende kendskab til det tryk, der egentlig kræves ude i produktionen, eller en ide om at højt tryk giver større forsyningsikkerhed. Trykket i systemet er nok den mest afgørende parameter med hensyn til anlæggets energieffektivitet og der bør derfor stilles krav om, at det trykluftforbrugende udstyr kan arbejde ved et rimeligt tryk, f.eks. 5 bar. Ved design af nye anlæg er det muligt at stille krav om at det tilkoblede udstyr skal kunne fungere ved et lavt anlægstryk.



Figur 6.9. Trykluftpistol



Figur 6.10. Pneumatiske håndværktøjer



Figur 6.11. Pneumatisk aktuator

I tabel 6.2 ses krav til trykluftens trykniveau for forskellige forbrugere.

Udstyr	Trykkrav [bar]
Blæseluft	0,5 - 1,0
Sendeluft (transport)	2,0 - 4,0
Rengøring (blæsepistoler)	2,0 - 3,0
Pneumatiske aktuatorer	4,0 - 6,0
Monterende værktøj	6,0 - 6,5
Bearbejdende værktøj	6,0 - 6,5
Procesmaskiner	Maskinafhængig

Tabel 6.2. Krav til trykluftens trykniveau for forskellige forbrugere.

Som det ses i tabel 6.2 kan langt det meste trykluftforbrugende udstyr kan fungere ved ca. 5 bar eller derunder. Pneumatisk værktøj (monterende og bearbejdende) er typisk designet til et tryk på 90 PSI, svarende til 6,3 bar. Det er muligt at forsyne dem med trykluft ved et lavere tryk, men det vil påvirke deres ydelse. Det betyder, at arbejdsoperationerne med værktøjerne vil tage længere tid, hvilket vil forringe produktiviteten og dermed produktionsomkostningerne.

Fastlæggelse af vandindhold og renhed

Den luft der forlader en kompressor er varm, uren og fugtig. En kompressor vil på årsbasis fylde trykluftinstallationen med betydelige mængder vand, nedbrudt kompressorolie samt urenheder i form af partikler.

Forudsætningen for at denne trykluft kan anvendes til arbejdsprocesser i industrien er, at urenhederne fjernes.

Vand

Efter komprimeringen af trykluft i kompressoren skal den afkøles, da temperaturen er ca. 80 °C. Når trykluft forlader kompressoren indeholder den vanddamp og når trykluft afkøles fortættes vanddampen til vand. Dette vand skal fjernes fra trykluftsystemet for at forebygge driftsforstyrrelser og skader på apparater og udstyr samt andre komponenter.

Umiddelbart efter kompressoren er der placeret en efterkøler, som skal sørge for at sænke trykluftens temperatur. Efterkøleren har typisk en kapacitet, så det er muligt at reducere temperaturen i afgangsluft til ca. 8°C over kølemidlets temperatur (vand eller luft). Når luften passerer efterkøleren fortættes en del af vanddampen til vand som efterfølgende fjernes i en vandudskiller.

Når alt vandet er fjernet i vandudskilleren, er trykluft mættet med vanddamp. Det tryk- og temperaturforhold trykluft er under på dette tidspunkt kaldes trykdugpunktet.

Som oftest er det nødvendigt at anvende en køletørrer for at fjerne mere vanddamp fra trykluft. Køletørrere skal sørge for at luftens trykdugpunktet bliver så lavt, at der ikke udkondenser vand i rørsystem og komponenter.

I nogle tilfælde er det ikke tilstrækkeligt at benytte en køletørrer, da kravet til tørhedsgraden af luften er højere end det den kan levere. Det kan eksempelvis være ved udendørs rørføring. I disse tilfælde benyttes typisk en adsorptionstørrer.

Kravet til tørhedsgraden af trykluft afhænger i høj grad af hvilke luftforbrugere der er tilkøbt tryklufftanlægget.

I tabel 6.3 er de mest anvendte forbrugertyper med deres krav til tørhedsgrad vist. Samtidig er der anført, hvilken tørrertype der bør anvendes ved det pågældende tørhedskrav.

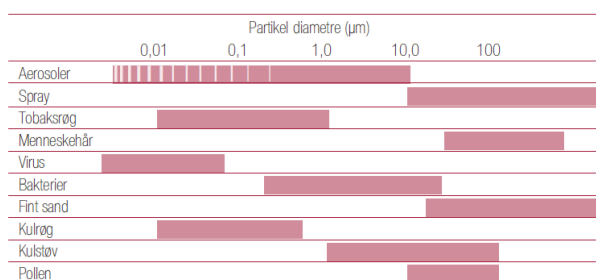
Forbrugertype	Krav til tørhedsgrad	Nødvendig tørrer
Rengøring	Ingen	Ingen
Monterende værktøj	Lav	Køletørrer
Bearbejdende maskiner	Lav	Køletørrer
Procesmaskiner	Individuelt	Køletørrer/adsorptionstørrer
Udendørs rørføring	Høj	Køletørrer/adsorptionstørrer

Tabel 6.3. Nødvendig tørrer ved forskellige tryklufftforbrugere. Udendørs rørføring er medtaget, da den kan have stor betydning for kravet til luftens tørhedsgrad

I kapitel 5.6.9 "Køletørrer" og 5.6.10 "Adsorptionstørrer" beskrives teknologierne nærmere.

Partikler

Uanset hvilken type kompressor der anvendes, vil tryklufften, foruden vand og vanddamp, indeholde faste partikler. De stammer fra forskellige forureningskilder og deres størrelse kan variere fra flere hundrede μm til mindre end $1 \mu\text{m}$, se figur 6.12.



Figur 6.12. Partikel diametre

Det er den specifikke opgave der er af gørende for, hvor ren tryklufften skal være. Det frarådes generelt at anvende et finere filter end højst nødvendigt.

I kapitel 5.6.8 "Filtre/udskillere" beskrives teknologien nærmere.

Olie

Olie i tryklufftinstallationen stammer fra kompressoren og omgivelserne. Kompressoroliens formål er at smøre kompressoren under drift. Når kompressorolien forefindes i tryklufften har den mistet sine smøreegenskaber. Gennem kompressionen af atmosfærisk luft er olien blevet udsat for høje temperaturer. Olien bliver derved oxideret og syreholdig, og er ikke længere et smøremiddel, men et aggressivt element der skal fjernes.

De fleste standardfiltre vil fjerne så meget olie (og vand), at tryklufften har en kvalitet, der er tilstrækkelig god til pneumatiske værktøjer og cylindre. Nogle processer og opgaver kræver dog minimale indhold af restolie.

En løsning kan være at anvende en oliefri kompressor. Den vil dog også producere uren luft med både olie, partikler og vand.

I kapitel 5.6.8 "Filtre/udskillere" beskrives teknologien nærmere.

DS/ISO 8573-1:2010 specificerer renhedsklasser for trykluft med hensyn til partikler, vand og olie uanset kilden af trykluft. Når en virksomhed skal have installeret et trykluftssystem, kan de stille krav til en ønsket renhedsklasse i henhold til denne standard.

Behovsvariationer

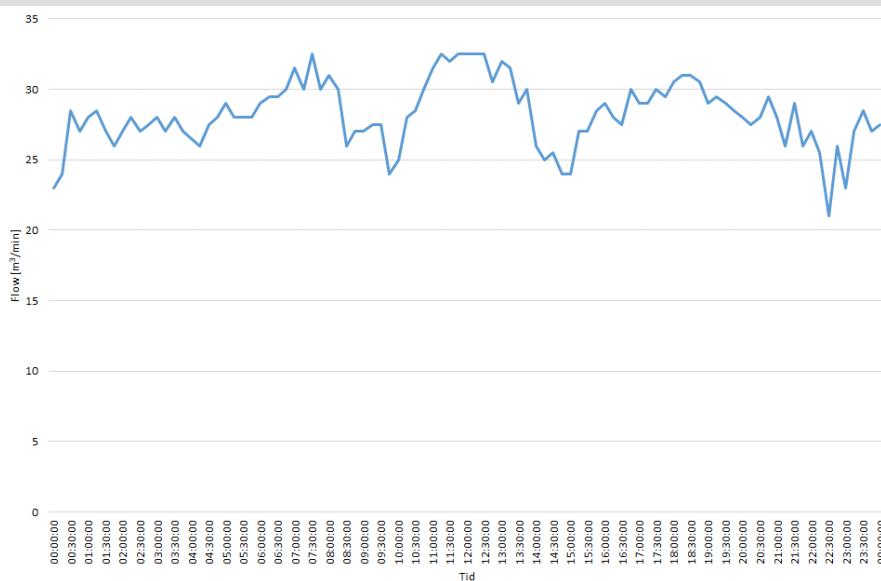
For at kunne designe det mest optimale trykluftssystem er det vigtigt at få fastlagt de forventede variationer af behovet over tid, således at trykluftsystemet og dets reguleringsform vælges ud fra disse variationer. Som oftest bør trykluftsystemets bedste virkningsgrad vælges ud fra den oftest forventede forekommende driftssituation.

Med fastlæggelsen af de forventede behovsvariationer bliver det muligt at vurdere, hvilke kompressorer trykluftsystemet, ud fra energimæssige betragtninger, bør bestykes med. Eksempelvis om det er hensigtsmæssigt at benytte en stor kompressor frem for flere mindre parallelkoblede kompressorer, eller om processen eller processerne skal betjenes af kun et centralt trykluftsystem frem for flere decentrale trykluftsystemer.

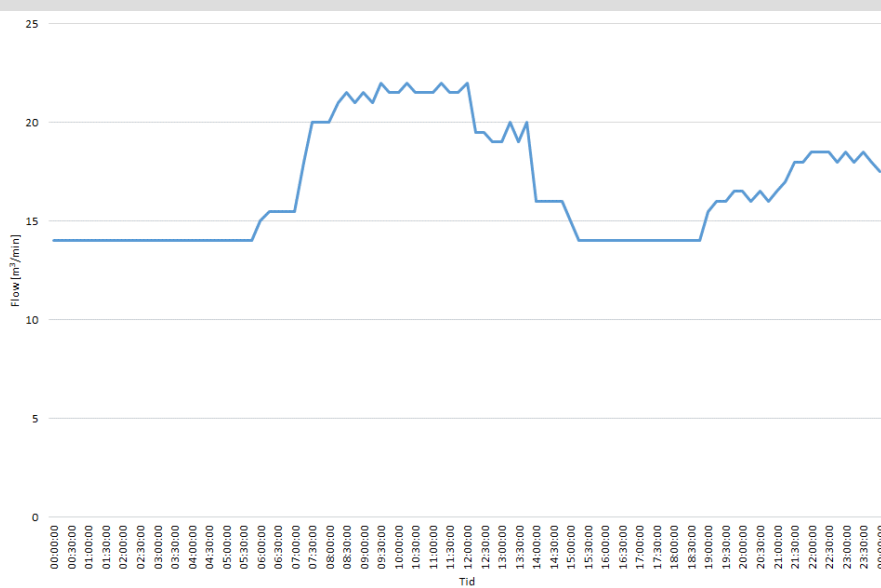
Der skal konstrueres en varighedskurve, der illustrerer sammenhængen mellem trykluftsystemets forventede nødvendige ydelse (flow) og antal driftstimer over året. Sammenhæng kan findes ved hjælp af data for de maskiner og udstyr der skal forsynes med trykluft samt forventede tidspunkter, hvor maskinerne og udstyret vil være i drift.

Eksempel 22 – Døgnprofiler og varighedskurve for trykluftanlæg

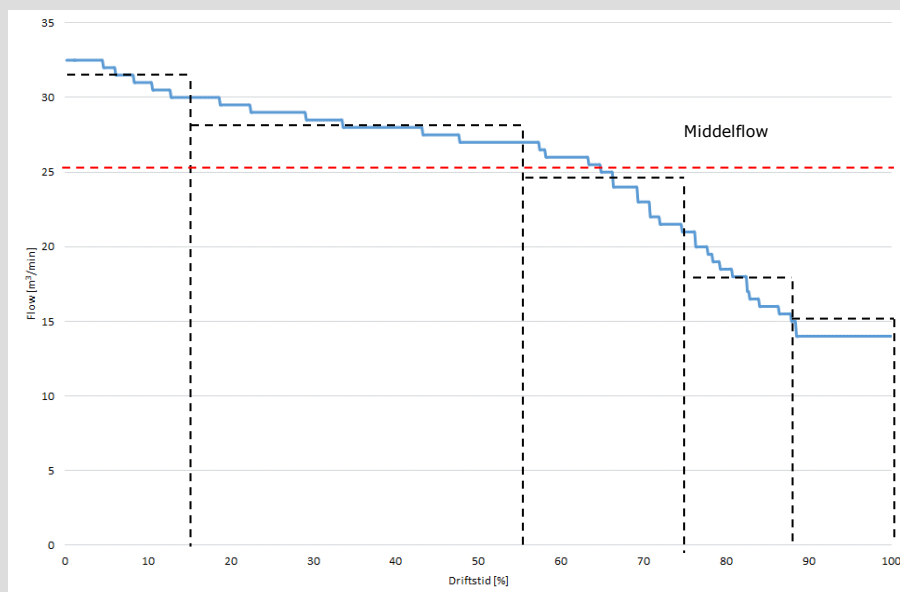
I figur 6.13, 6.14 og 6.15 ses eksempler på henholdsvis døgnprofiler (flowmålinger) og en varighedskurve for et trykluftanlæg. Trykluftanlæg er kendetegnet ved, at der er stor variation i forbruget. I dagtimerne er forbruget typisk højt, mens det typisk er lavere i nattetimerne og i weekender. Figur 6.13 og 6.14 er i dette eksempel et tegnet meget detaljerede, hvilket typisk ikke vil være tilfældet i praksis.



Figur 6.13. Flow på hverdage



Figur 6.14. Flow i weekender



Figur 6.15. Varighedskurve

Figur 6.15 viser også, at der er brug for et maksimalt flow på $32,5 \text{ m}^3/\text{min}$ i ca. 5% af driftstiden, mens der er brug for et flow på $25 \text{ m}^3/\text{min}$ (middelflow) eller mindre i ca. 35% af driftstiden. For et anlæg med disse behovsvariationer vil behovsanalysen typisk resultere i 2 - 3 forslag til, hvordan trykluftsystemet bør bestykes.

Det ene forslag kunne være etablering af et omdrejningstalreguleret trykluftsystem, dimensioneret til at yde et maksimalt flow på $32,5 \text{ m}^3/\text{min}$, men med bedste virkningsgrad ved $26 - 27 \text{ m}^3/\text{min}$, da kompressoren omtrentligt har flest driftstimer ved dette flow.

Andet forslag kunne være etablering af et trykluftsystem med to eller tre parallelkoblede kompressorer, som kører start/stop-drift.

6.1.3 Hovedrørsystem

Der findes grundlæggende to former for hovedrørsystemer:

- En enkelt rørledning fra tryklufforsyningen til forbrugsstederne
- En ringledning

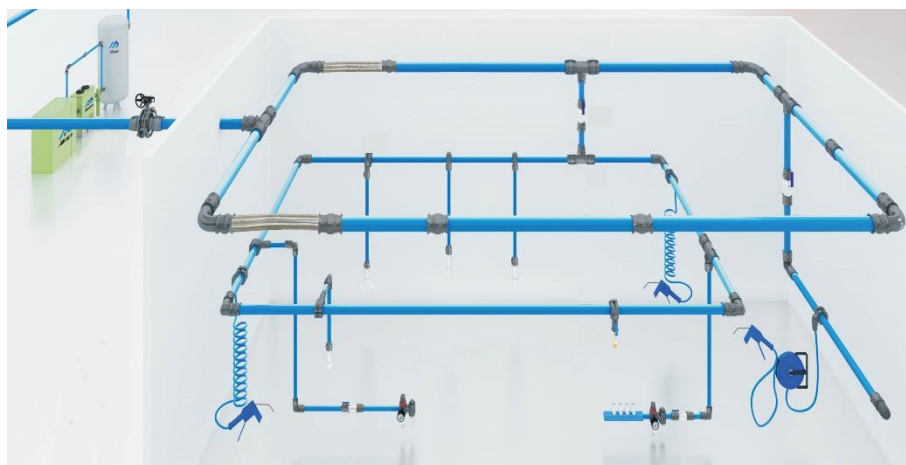
Enkelt rørledning

Ved trykluftsystemer, hvor forbrugsstederne og tryklufforsyningen ligger tæt på hinanden, vil en enkelt rørledning som oftest være tilstrækkeligt. En enkelt rørledning kan også komme på tale ved forsyning til store tryklufforbrugere.

Ringledning

Ved større rørsystemer med et stort antal aftag har en ringledning den fordel, at tryklufften kan strømme til et forbrugssted fra to retninger, når der pludselig kommer et højt forbrug. Dette er med til at reducere hastigheden i trykluffledninger og dermed tryktabet. Ved at placere afspærringsventiler rigtigt eller hensigtsmæssigt, kan en del af trykluftsystemet endvidere lukkes i forbindelse med eftersyn.

Med hensyn til rørsystemet henvises til kapitel 5.5.8 "Rørsystem". Her ses blandt andet hvilke rørdimensioner der bør vælges i trykluftssystemet, således at tryktabene bliver mindst mulige.



Figur 6.16. Ringledning

Periodevis afspærring af produktionsafsnit

Ofte er det en god ide at kunne afspærre tryklufften ved de enkelte sektioner eller maskiner, så snart disse ikke er i brug. Dette kan gøres ved, at montere magnetventiler, som lukker for luften, når strømmen til maskinerne afbrydes eller ved hjælp af håndbetjente ventiler, som operatørerne betjener. Den første metode er klart at foretrække, da operatørerne ofte glemmer at lukke de håndbetjente ventiler.



Figur 6.17. Afspærringsventiler som kan programmeres til at åbne og lukke på bestemte tidspunkter eller fjernstyres

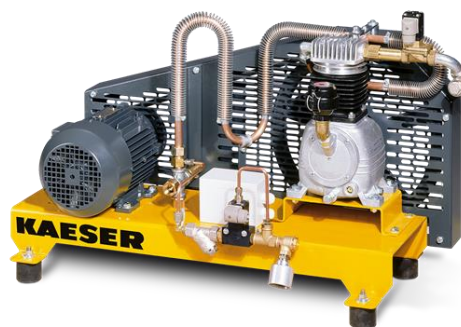
Separat trykluftssystem til trykkrævende maskiner

Hvis der er stor forskel på det lufttryk, der kræves ved de forskellige forbrug, bør det overvejes om det er hensigtsmæssigt at opdele trykluftssystemet i et højtryks- og lavtrykssystem eller i særlige tilfælde eventuel flere systemer. Specielt hvor størstedelen af forbruget kan tilknyttes det lave tryk, vil der kunne opnås en besparelse ved at etablere to trykniveauer. Hvis det kun er få maskiner der kræver et højt tryk bør det overvejes at forsyne disse med separate/lokale trykboostere eller boosterkompressorer til særligt trykkrævende maskiner.

I det centrale trykluftnet opretholdes et tryk på f.eks. 6 bar. På trykluftnettet etableres en afgre-ning til den særligt trykkrævende maskine, og via den lokale trykbooster eller boosterkompres-soren komprimeres luften herefter fra de 6 bar til f.eks. 9 bar.



Figur 6.18. Lokal trykbooster



Figur 6.19. Boosterkompressor

Lokal tryksækning

Hvis det ikke kan betale sig at etablere separate trykluftsystemer, skal det under alle omstæn-digheder sikres, at maskingrupper, der kræver et lavere tryk end forsyningstrykket fra centralen, bliver udstyret med trykreduktionsventiler.



Figur 6.20. Trykreduktionsventil på procesmaskine

Med hensyn til trykreduktionsventiler henvises til kapitel 5.5.7 "Trykreduktionsventiler".

Måleudstyr i rørsystemet

I forbindelse med design af trykluftsystemet er det en god ide placere tryksensorer (eller manometre hvis sensorer anses for at være for omkostningstungt) udvalgte steder i systemet. Tryksensorerne kan være med til at afsløre unødige trykfald over køle- og adsorptionstørrere og filtre samt i rørsystemet. Endvidere er det en god ide at indsætte flowmålere strategiske steder i systemet. Flowmålerne kan være med til at afsløre størrelsen af lækagetabet i trykluftsystemet.

Ved at placere flere flowmålere i systemet, som hos Stibo Graphic, kan det afsløres i hvilke områder af virksomheden der optræder lækage og hvor indsatsen bør koncentreres.

Hos Stibo Graphic viste målingerne at lækagetabet var spredt ud over hele virksomheden. Dette ses i eksempel 23.

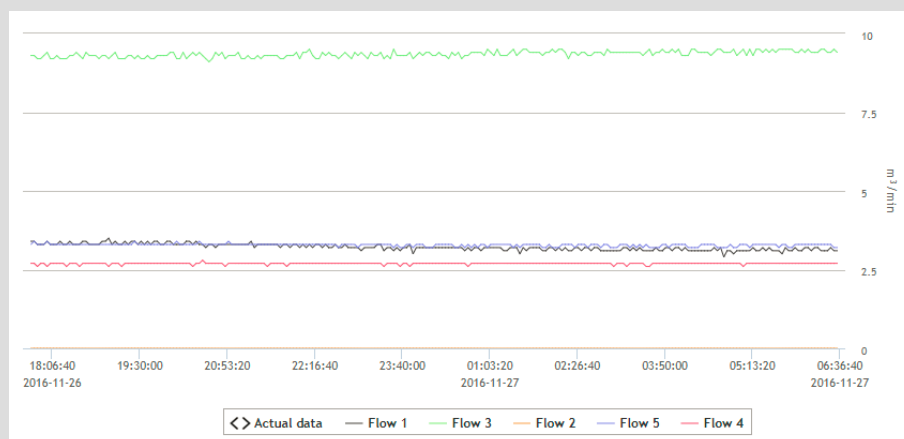
Eksempel 23 – Målinger af flow

Flowmåler 1 og 3 måler flowet efter to af kompressorerne. Flowet var i alt $12,7 \text{ m}^3/\text{min}$.

Flowmåler 4 og 5 måler flowet i hovedledning 2, som forsyner maskiner i flere af hallerne. Flowet var i alt $6,0 \text{ m}^3/\text{min}$.

Flowet i hovedledning 1, som primært forsyner rotationspresserne var derfor $6,7 \text{ m}^3/\text{min}$ ($12,7 \text{ m}^3/\text{h} - 6,0 \text{ m}^3/\text{min}$).

Lækagetabet var således fordelt ud over hele virksomheden.



Figur 6.21. Måling af flow flere steder i trykluftsystemet.

Tryksensorer kan indbygges i systemet via t-stykker mens flowmålere monteres på rørene, hvori der bores huller.

Med hensyn til måleudstyr henvises til kapitel 5.1 "Koncept".



Figur 6.22 Flowmåler



Figur 6.23 Tryksensor

Foruden tryk- og flowmålere bør der også installeres el-effektmålere på trykluftkompressorerne. I nye trykluftkompressorer er der ofte indbygget el-effektmålere og i styringsenheden sker der blandt andet en opsamling af disse data. Ved hjælp af disse data er det muligt at kontrollere anlæggets effektivitet ud fra bl.a. nøgletal ($\text{kW}/\text{m}^3/\text{min}$).

For at sikre den bedst mulige udnyttelse af energien bør der jævnligt følges op på trykluftanlæggets driftsdata.

Ved måling af elforbruget med en måler, som i en kortvarig periode kan omstilles til høj loghastighed (<1 sek.), er det muligt at afsløre fejl i aflastningsventilen på oliesmurte skruekompressorer.

6.1.4 Kompressorinstallation

Ved design af kompressorinstallationen er det nødvendigt at fastlægge om det er hensigtsmæssigt at etablere en kompressorcentral eller en række separate kompressorer (decentral installation), der placeres så tæt ved forbrugsstederne som muligt.

Kompressorcentral

Som oftest er det mest hensigtsmæssigt at etablere en kompressorcentral, hvor trykluftten både bliver produceret og efterbehandlet (filtreret og tørret). Den samlede installerede kompressorkapacitet kan reduceres sammenlignet med en decentral installation, idet der kan tages hensyn til samtidighedsfaktorerne for de trykluftforbrugende udstyr (se afsnit 7.1.2).

I en kompressorcentral vil man benytte en eller flere større kompressorer, som typisk har højere virkningsgrad, når de producerer trykluft end små kompressorer. Energiomkostningerne bliver dermed lavere. Den mest energioekonomiske trykluftproduktion fås dog, når kompressorkapaciteten nøje er tilpasset luftbehovet. Store kompressorer har et højt energiforbrug pr. leveret m^3 , hvis de skal køre i delast meget af tiden.

Ved at have kompressorer og efterbehandlingsudstyr samlet i en central opnås lavere omkostninger i forbindelse med service og vedligehold.

Trykket i en kompressorcentral sættes typisk så højt, at alle forbrugsstederne forsynes med det ønskede tryk. Dette betyder, at trykket ofte er højere end nødvendigt. Hvis der er stor forskel på det tryk, der kræves ved de forskellige forbrugssteder, kan det være hensigtsmæssigt, at trykluftsystemet opdeles i et højtryks- og lavtrykssystem eller i særlige tilfælde eventuel flere systemer. Der opnås en bedre energiøkonomi, når en stor del af trykluftens produceres ved et lavere tryk og derved med et lavere energiforbrug pr. m³ luft. For at kunne vurdere energiøkonomien er det nødvendigt at kende størrelserne af luftforbrugene ved det høje og det lave tryk.

Decentral installation

Det kan være hensigtsmæssigt at etablere en decentral installation, hvis det eksempelvis kun er enkelte produktionsafsnit i en virksomhed, der på visse tidspunkter på døgnet (typisk om natten eller i weekenden) har brug for trykluft.

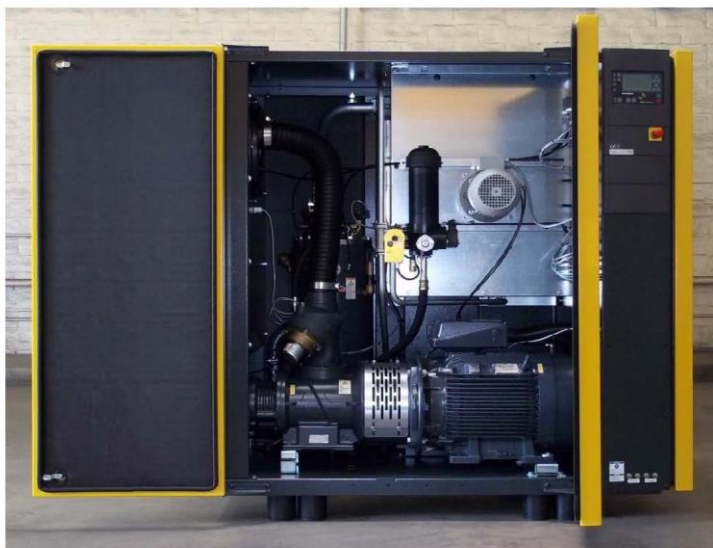
En decentral installation kan også komme på tale, hvis der er installeret særligt trykkrævende udstyr. Den decentrale kompressor kan enten være en helt selvstændig enhed, der leverer det ønskede tryk eller den kan være koblet på det centrale trykluftnet og fungere som boosterkompressor.

Valg af komponenter i kompressorcentral

Ved design af et nyt trykluftsystem, bør der som udgangspunkt vælges de mest energieffektive komponenter.

- **Kompressorer**

I de fleste industrivirksomheder bør der vælges olieindsprøjtede skruekompressorer, da de er mest energieffektive samtidig med at de har en meget lang levetid (10 – 15 år).



Figur 6.24. Skruekompressor

Hvis der er specielle krav til trykluftens renhed, kan det overvejes at vælge oliefri skruekompressorer. En kompressorleverandør bør altid tages med på råd.

Antallet af kompressorer der bør vælges samt om de bør køre med konstant hastighed (fixed speed) eller omdrejningstalregulering afhænger helt af de forventede behovsvariationer og det forventede flowprofil.

Når behovsvariationer og forventet flowprofil kendes, bør der tages kontakt til trykluftleverandører for at få forslag til forskellige kompressorkonfigurationer.

Der skal altid stilles krav til leverandørerne om at kompressorerne skal være så energieffektive som muligt. Se endvidere kapitel 5.6.3 "Kompressorens belastning". Her ses blandt andet virkningsgrader for bedst tilgængelige teknologi (BAT) på markedet.

- **Motorer**

Der skal altid stilles krav til leverandørerne om at kompressorerne er forsynede med de mest energieffektive motorer. De mest energieffektive motorer på markedet i dag er klassificeret IE4 og IE5.

Se endvidere kapitel 5.6.4 "Motorer". Her ses blandt andet virkningsgrader for bedst tilgængelige teknologi på markedet, som er permanent magnet motorer og synkron reluktans motorer.

- **Filtre (typer)**

Trykluftens ønskede renhed afgør hvilke filtre der skal anvendes i trykluftsystemet. Der skal vælges filtre der sikrer den ønskede renhed samtidig med at tryktabene over filtrene bliver så lave som muligt.

Se endvidere kapitel 5.6.8 "Filtre/udskillere". Her ses blandt andet anbefalede tryktab over standard- og finfiltre.

- **Køletørrer og adsorptionstørrer**

Trykluftens ønskede tørhedsgrad afgør hvilke tørrere der skal anvendes i trykluftsystemet. Der skal vælges tørrere der sikrer den tørhedsgrad samtidig med at tryktabene over tørrerne bliver så lave som muligt.

Som udgangspunkt bør der anvendes en køletørrer med termisk masse. Denne type tørrer tillader kølekompressoren at lukke ned i perioder med lavt flow, hvilket resulterer i et betydeligt lavere elforbrug sammenlignet med traditionelle køletørrere.

Hvis det er nødvendigt at anvende en adsorptionstørrer, bør der benyttes en varmeregenereret adsorptionstørrer med blæser og elvarmelegeme.



Figur 6.25. Adsorptionstørrer med blæser og elvarmelegeme

Se endvidere kapitel 5.6.9 "Køletørrer" og kapitel 5.6.10 "Adsorptionstørrer". Her ses blandt andet anbefalede tryktab over disse komponenter.

- **Beholdere**

Trykluftbeholderens nødvendige volumen fastlægges på baggrund af kompressorens ydelse og trykluftens forbrugsmønster.

Se endvidere kapitel 5.6.12 "Beholder". Her ses blandt andet anbefalet beholderstørrelse som funktion af kompressorens ydelse i m³/min.

Allerede i designfasen er det vigtigt at overveje, om der bør placeres decentrale beholdere passende steder i trykluftsystemet. Decentrale beholdere kan med fordel placeres i områder med maskiner med store forbrug.

Regulering

Når variationerne af luftbehovet (flowprofilet) er vurderet, skal der tages stilling til hvilke typer kompressorer der skal benyttes og hvorledes disse skal reguleres. Hvis flowet er meget varierende og på nogle tidspunkter (f.eks. om natten) er meget lavt, bør der benyttes flere kompressorer, som ind- og udkobles i afhængighed af behovet.

De mest energieffektive reguleringsformer af flere kompressor, er on-off styring (uden aflast) af kompressorerne – alle med konstant hastighed (fixed speed) eller omdrejningstalregulering af en af kompressorerne mens de andre kører grundlast (konstant hastighed). Energimæssigt er on-off styring (uden aflast) typisk en smule mere effektivt end omdrejningstalregulering. Det skyldes at dellastkørsel med reducerede virkningsgrader for kompressor og motor undgås. Det kræver dog en konstant måling af motorernes viklingstemperaturer, som påvirkes af antallet af starter.

Hvis det besluttet, at der skal benyttes en omdrejningstalregulerbar kompressor i kompressorinstallationen, er det vigtigt at der vælges en kompressor med et optimalt reguleringsområde (difference mellem maks. og min flow). Ofte vælges der en omdrejningstalregulerbar kompressor der har den samme størrelse som grundlast kompressorerne eller en der er mindre. Dette kan resultere i at en eller flere af kompressorerne kører på en ineffektiv måde, såsom vedvarende drift mellem belastning og aflastning på en kompressor med konstant hastighed, en omdrejningstalregulerbar kompressor der vedvarende kører op og ned i hastighed, eller begge forhold på samme tid.

I et anlæg der kører på denne måde, vil der opleves vedvarende og forstyrrende trykvariationer, der kan påvirke det luftforbrugende udstyr. Anlægget får typisk betegnelsen "ude af kontrol". Dette betegnes almindeligvis som et "regulerings gab".

Reguleringsområdet for den omdrejningstalregulerbare kompressor er helt afgørende for at undgå et regulerings gab. Regulerings gabet kan undgås, når en eller flere kompressorer med konstant hastighed er dimensioneret inden for den omdrejningstalregulerbar kompressors reguleringsområde.

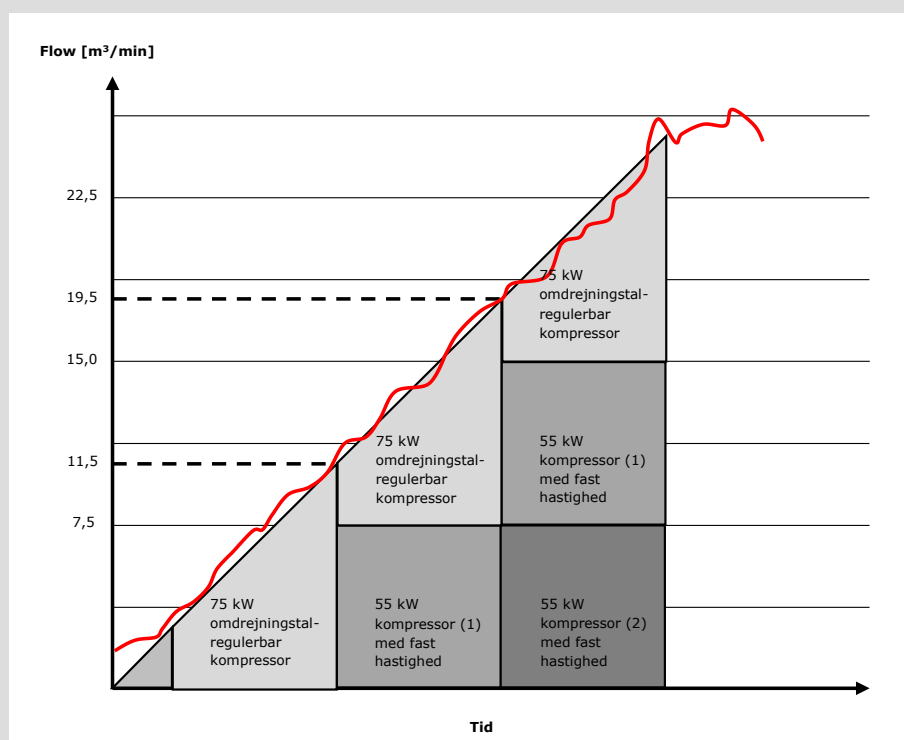
Eksempel 24 – Reguleringsområde for omdrejningstalregulerbar kompressor

I figur 6.26 ses et eksempel på et trykluftsystem bestående af et stk. 75 kW omdrejningstalregulerbar kompressor og to stk. 55 kW kompressorer med konstant hastighed.

Det maksimale flow for den omdrejningstalregulerbar kompressor er $11,5 \text{ m}^3/\text{min}$ ved 7 bar og minimums flowet er $2,5 \text{ m}^3/\text{min}$. Derfor er reguleringsområdet for kompressoren $9 \text{ m}^3/\text{min}$ ved 7 bar.

De to kompressorer med konstant hastighed leverer $7,5 \text{ m}^3/\text{min}$ ved 7 bar og derfor er de dimensioneret inden for den omdrejningstalregulerbar kompressors reguleringsområde.

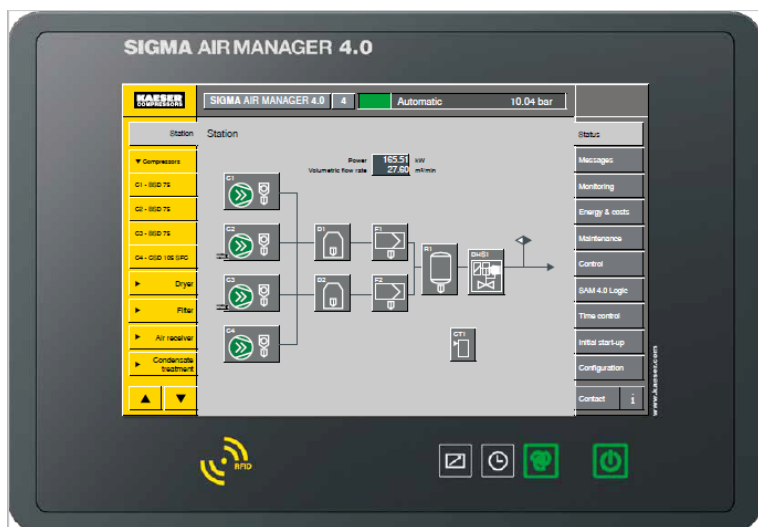
Som det ses i figur 6.26 kan kompressorsystemet levere et konstant driftstryk i hele flowområdet. Det kræver dog at kompressorerne er styret korrekt af en master controller (se næste afsnit "Styring og overvågning").



Figur 6.26. Regulering af tre kompressorer

Styring og overvågning

Moderne trykluftssystemer er ofte forsynet med en masterkontroller eller overordnet styring, der kobler kompressorerne ind og ud på de tidspunkter, der energimæssigt set er bedst.



Figur 6.27. Overordnet styring fra Kaeser Kompressorer.

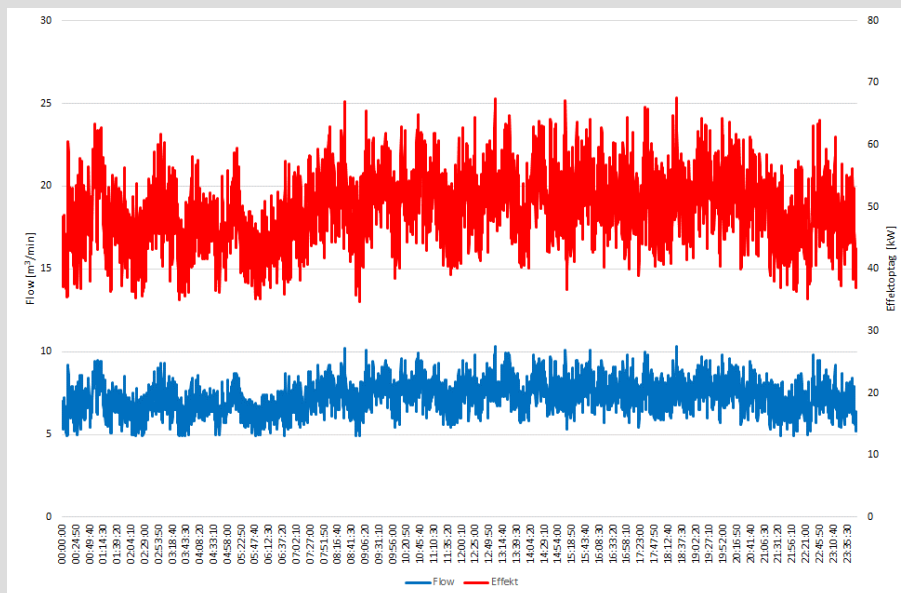
Styringen måler trykket efter efterbehandlingen og sikrer, at der til stadighed er det minimumstryk, der er behov for i produktionen, og således at kompressorerne ikke kører med højere tryk end højst nødvendigt.

I en overordnet styring foretages der endvidere en permanent (online) overvågning (dataopsamling og analyse) af komponenternes tilstand i trykluftanlægget. Dette sikrer, at det er muligt at fastsætte det ideelle tidspunkt for service på anlægget. Dette forhindrer uplanlagte driftsstop og opretholder anlæggets energieffektivitet.

Overvågning af anlæggets energieffektivitet er en af de væsentligste funktioner i den overordnede styring. Flowet og effektoptaget for kompressorerne måles/beregnes permanent og på baggrund af målingerne beregnes det specifikke effektoptag, som er et udtryk for energieffektiviteten. Et eksempel på dette ses nedenfor.

Eksempel 25 – Samhørende registrering af flow og effektoptag

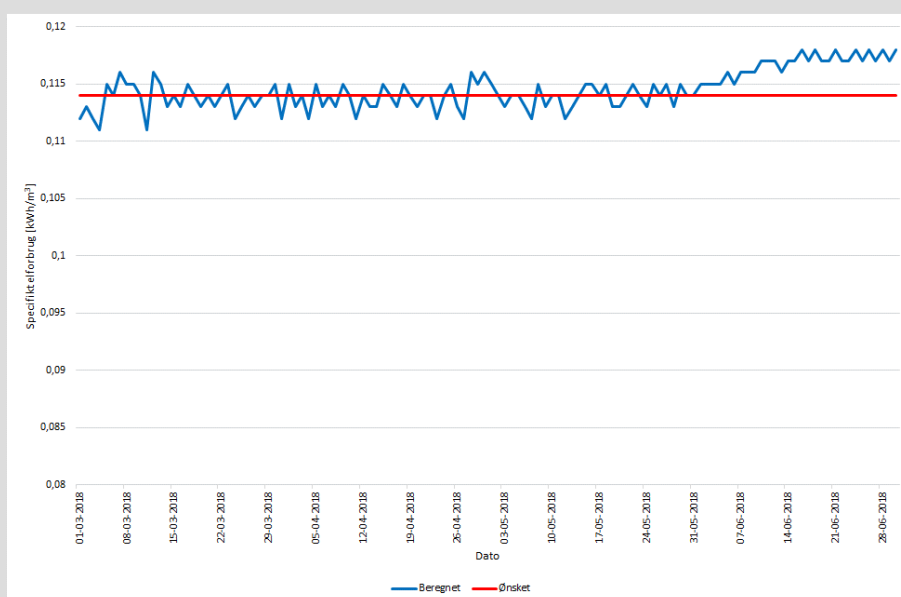
Nedenfor ses et eksempel på samhørende registrering af flow og effektoptag for en omdrejningstalregulerbar skruekompressor. På baggrund af målingerne beregnes det specifikke elforbrug (kWh/m^3) en gang i døgnet. Dette specifikke elforbrug sammenlignes med tidligere forbrug og der holdes øje med, om der sker en uheldig udvikling med stigende forbrug.



Figur 6.28. Samhørende registrering af flow og effektoptag for en trykluftkompressor

På et døgn producerede kompressoren 10.392 m^3 trykluft. Elforbruget i det pågældende døgn var 1.185 kWh . Det svarer til et specifikt elforbrug på $0,114 \text{ kWh/m}^3$.

I figur 6.29 ses et beregnet og ønsket specifikt elforbrug. I første halvdel af perioden ligger det beregnede tal både over og under det ønskede. Til slut i perioden ligger det konstant over og der skal tages aktion på det.



Figur 6.29. Specifikt elforbrug (beregnet og ønsket)

6.1.5 Varmegenvinding

60 – 80 % af kompressorernes elforbrug kan genvindes som varme. Varmen kan enten være i form af varm luft, der er op til 50 °C varm, eller det kan være varmt vand, op til 80 - 95°C. Varmen kan eksempelvis udnyttes til rumopvarmning, og det varme vand kan også udnyttes i produktionen, til forvarmning af kedelfødevand og lignende.

Varmegenvindingen er billigst at etablere, hvis kompressorerne er anskaffet med varmegenvindingssystem, men der kan også være god økonomi i at etablere varmegenvinding, selv om kompressorerne ikke er "født" med systemet.

Varmegenvinding bør kun etableres, hvis der er et varmebehov som kan dækkes med den genvundne varme. Det er derfor vigtigt at få fastlagt det forventede varmebehov pr. måned i løbet af et år. Varmebehovet bør opdeles på følgende:

- Rumvarme
- Ventilation
- Varmt brugsvand

Da der er tale om tale om opførelse af en ny bygning kendes varmekonsumet af gode grunde ikke. Der må derfor foretages en kvalificeret vurdering af det forventelige varmebehov baseret på eksempelvis en varmetabsberegning for bygningen.

Overskudsvarme til rumvarme og varmt brugsvand

Hvis overskudsvarmen fra trykluftsystemet nyttiggøres til opvarmning af vand eller til rumvarme i andre lokaler i virksomheden, skal virksomheden betale overskudsvarmeafgiften af den nyttiggjorte varme. I 2018 udgør afgiften 50,70 kr. pr. GJ varme.

Som udgangspunkt skal energiindholdet i overskudsvarmen måles. Eftersom det kan være vanskeligt at måle energiindholdet i luft, kan man i stedet opgøre det som 2 gange energiforbruget i det anlæg (f.eks. en ventilator), der transporterer den varme luft til andre lokaler.

Som et alternativ til måling kan virksomheden vælge at anvende en kvadratmetermetode til at beregne overskudsvarmeafgift af eget forbrug til rumopvarmning.

Efter metoden betales 10 kr. pr. m² opvarmet lokale pr. måned. Metoden omfatter dog ikke internt forbrug af varmt vand, der er opvarmet af overskudsvarme.

Der skal ikke betales overskudsvarmeafgift af den interne anvendelse i perioden 1. april – 30. september.

Nyttiggøres overskudsvarmen ved hjælp af en varmepumpe, skal der endvidere kun betales afgift af varmen fra varmepumpen, som ligger over 3 gange elforbruget i varmepumpen.

Afgiften på overskudsvarme er i 2018 stadig mindre end afgiften på fossile brændsler. Dette sammenholdt med, at den interne udnyttelse er fritaget for afgift i sommerhalvåret gør, at det afgiftsmæssigt i mange tilfælde stadig er rentabelt at udnytte overskudsvarmen, hvis overskudsvarmen erstatter fossile brændsler.

7 Kursus vedr. systemoptimering og brug af måleudstyr

7.1 Kursus

Der er udviklet et kursusforløb der give branchens aktører en meget grundig indføring i de udviklede koncepter for både optimering af eksisterende trykluftsystemer og design af nye systemer eller væsentlige ombygninger af eksisterende trykluftsystemer.

Som en del af kurset undervises der i, hvilke målinger der er nødvendige i forbindelse med systemoptimering, hvordan de udføres og hvorledes de skal tolkes.

Kurset blev i begyndelsen af januar annonceret til afholdelse på Teknologisk Institut i Taastrup ultimo februar 2018 og på Teknologisk Institut i Aarhus medio marts 2018.

Kurset blev annonceret af Teknologisk Institut Energi & Klima's kursusafdeling ved udsendelse af en kort reklame (teaser) direkte til ca. 7.500 modtagere (en bredere målgruppe). Endvidere skete udmeldingen i et nyhedsbrev om Teknologisk Instituts kurser.

Projektgruppen var desværre nødt til at aflyse de to trykluftkurser, da der var utilstrækkelig tilslutning.

Det er besluttet at markedsføre kurset igen på følgende to måder:

- Energisynssekretariatet har udsendt en mail direkte til energisynskonsulenter og tekniske eksperter, hvor der kort er informeret om ELFORSK projektet og at der i tilknytning til dette er udviklet et kursus, som var relevant for dem
- Der er foretaget en segmenteret mailudsendelse målrettet driftschefer, tekniske chefer og vedligeholdelseschefen i fremstillingsvirksomheder. I mailen er der et link til kursusprogrammet på Teknologisk Instituts hjemmeside, hvor der er mulighed for at tilmelde sig

Ovenstående fornyede markedsføring blev iværksat primo marts 2018.

Kurset vil blive afholdt på Teknologisk Institut i Taastrup ultimo 6. juni 2018 og på Teknologisk Institut i Aarhus 13. juni 2018, hvor vi vil supplere kursistholdet op med specielt inviterede nøglepersoner.

<https://www.teknologisk.dk/kurser/energieffektivisering-af-trykluftsystemer/k27753>

Teknologisk Institut, BKU Consult og Kaeser Kompressorer vil fremadrettet udbyde kurset til branchen med regelmæssige mellemrum.

Kursusmaterialet vil desuden blive tilgængeligt på Teknologisk Instituts hjemmeside.

8 Udkast til en "lille blå" om trykluft

Der er udarbejdet et udkast til en "lille blå" efter samme koncept som de øvrige bøger i serien. Udkastet beskriver dels den eksisterende anvendelige viden om teknik og design af trykluftsystemer, men der er særlig fokus på de i projektet udviklede koncepter for optimering og design.

Udkastet til Den lille blå om Trykluft er vedlagt som bilag til denne rapport.

9 Formidling af resultater

9.1 Artikler

Projektets resultater vil blive formidlet gennem artikler i f.eks. ELFORSK Nyt, HVAC Magasinet og Maskinmesteren samt på projektdeltagernes hjemmesider efter projektet afslutning (31. marts 2018).

Koncepterne for både optimering af eksisterende trykluftsystemer og design af nye systemer eller væsentlige ombygninger af eksisterende trykluftsystemer samt Den lille blå om Trykluft gøres tilgængelig for alle via Teknologisk Instituts hjemmeside efter projektets afslutning.

9.2 Indlæg på temadage

Efter projektets afslutning (andet halvår af 2018) afholder Teknologisk Institut en temadag, hvor koncepterne for både optimering af eksisterende trykluftsystemer og design af nye systemer eller væsentlige ombygninger af eksisterende trykluftsystemer samt Den lille blå om Trykluft bliver præsenteret.

Der inviteres bredt ud blandt drifts- og energiansvarlige i virksomheder, kompressorleverandører, energisynskonsulenter, tekniske eksperter, energirådgivere, energiselskaber og andre med behov for ny viden om energieffektivisering af trykluftsystemer.

10 Referencer

Andre hjælpeværktøjer – links – kilder

Håndbøger

- /1/ Den store blå om Systemoptimering, 1. udgave, Dansk Energi, 2015, Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut), Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut) og Jørn Borup Jensen (Dansk Energi). ISBN 978-87-91326-11-0
- /2/ Håndbog i Energirådgivning - Trykluft, DEFU, 1999, Kim Falck Grony (Energirådgivning Fyn) og Jan Christiansen (DEFU)

Rapporter, kataloger, vejledninger, pjecer og standarder

- /3/ Kortlægning af motorbestanden i jern- og metalindustrien, Teknisk rapport 397, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU)
- /4/ Kortlægning af motorbestanden i nærings- og nydelsesmiddelindustrien, Teknisk rapport 411, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU)
- /5/ 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).
- /6/ Elbesparelser ved trykluftanvendelse. Teknisk kortlægning, Teknisk rapport 367, 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 (NESAs)
- /7/ Elbesparelser ved trykluftanvendelse. Edb-model, Teknisk rapport 368, 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 (NESAs)
- /8/ 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 (NESAs)
- /9/ Energy Optimal Control of Induction Motor Drives, Aalborg Universitet – Institute of Energy Technology, 2000, Flemming Abrahamsen, ISBN: 87-89179-26-9

- /10/ 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)
- /11/ 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)
- /12/ 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)
- /13/ 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)
- /14/ Energibesparelser ved trykluft. Pjece udarbejdet for Energistyrelsen af Dansk Energi Analyse A/S. Udgivelsesår 2002
- /15/ Trykluffteknik - Grundlæggende principper og praktiske tips. Kaeser Kompressorer
- /16/ Compressed Air Manual. Atlas Copco. 8th edition. ISBN: 9789081535809
- /17/ Pocket guide. Air tools installation. Atlas Copco
- /18/ Den lille grønne om trykluft. Granzow. Udgivelsesår 2017
- /19/ Kortlægning af energiforbruget i virksomheder, januar 2015. Peter M. Petersen, Viegand & Maagøe ApS, Søren Draborg, Teknologisk Institut m.fl.
- /20/ Energibesparelser i erhvervslivet, Delrapport 2, februar 2010. Mogens Johansson, Dansk Energi Analyse A/S og Peter Maagøe Petersen, Viegand & Maagøe ApS
- /21/ Statistisk Årbog 2012, Danmarks Statistik, juni 2012. Redaktion: Ulla Agerskov og Margrethe Pihl Bisgaard. ISBN: 978-87-501-2001-8 (internet-udgave)

Syv temaartikler om energimæssige forhold ved trykluft. DEFU. 1999

- /22/ Energitjek på trykluftanlæg
- /23/ Flaskehalse i trykluffnet og energiforbrug
- /24/ Kompressorkonfiguration og energiforbrug
- /25/ Lækager og energiforbrug

/26/ Tryklufttørring og energiforbrug

/27/ Tryktab over luftbehandling og energiforbrug

/28/ Trykluftforbrugere og energiforbrug

Hjemmesider

Dansk Energi
www.danskenergi.dk

ELFORSK
www.elforsk.dk

Energistyrelsen
www.ens.dk

Teknologisk Institut
www.teknologisk.dk

Kaeser Kompressorer A/S
www.kaeser.dk/

Danmarks Statistik
www.dst.dk