

**ELFOR – PSO F&U-programmet**

# **Optimal pumpebestyknig i forsyningssystemer**

PSO-2004\Projektnr. 336-69

Udgivelsesdato : 17. juni 2005  
Projekt : 80.3376.01  
Udarbejdet : Halldor Kristjansson



<b>INDHOLDSFORTEGNELSE</b>	<b>SIDE</b>
<b>FORORD</b>	<b>4</b>
<b>KORT RESUMÉ</b>	<b>5</b>
<b>RESUMÉ</b>	<b>6</b>
<b>1 INDLEDNING</b>	<b>9</b>
1.1 Baggrund for projektet	9
1.2 Den simple rørmodstand som pumpebelastning	9
1.3 Det simple fjernvarmenet med regelmæssig pumpebelastning	10
1.4 Det blandede fjernvarmenet med spredning i pumpebelastning	11
1.5 Driftslastning deles af parallelkoblede pumper	13
1.6 Hvad betyder varierende driftsforhold for hensigtsmæssig pumpebestykning?	14
1.7 Hvor stort kunne besparelspotentialet være?	14
1.8 Fokusering, afgrænsning og forbehold	15
1.9 Rapportens struktur	16
<b>2 EKSISTERENDE PUMPEPRODUKTER</b>	<b>17</b>
2.1 Opbygning af pumper og pumpetyper til fjernvarme	17
2.2 Generelle levetider for pumper	18
2.3 Tilbehør	18
2.4 Styrings- og reguleringsmuligheder i pumper	19
2.4.1 Trykregulering	19
2.4.2 Temperaturregulering	20
2.4.3 Samstyring af pumper	21
<b>3 LASTNYTTEGRADER FOR PUMPEENHEDER</b>	<b>22</b>
3.1 Generelt om flere typer nyttegrader	22
3.2 Model for pumpeenhed	24
3.3 Normlastnyttegrader	25
3.3.1 Normlastnyttegrader for motor og frekvensstyring afhængige af akseffekt	25
3.3.2 Normlastnyttegrader for pumpe, motor og frekvensstyring afhængig af hydraulisk belastning	26

3.4	Dellastnyttegrader	28
3.4.1	Overblik over dellastnyttegradernes størrelse	29
3.4.2	Dellastnyttegrad, centrifugalpumpe	30
3.4.3	Dellastnyttegrad, motor	33
3.4.4	Dellastnyttegrad, frekvensstyring	37
3.4.5	Dellastnyttegrad, motor, afhængig af tryk og flow	37
3.4.6	Dellastnyttegrad, pumpehed	39
<b>4</b>	<b>DRIFTSBELASTNING AF PUMPER</b>	<b>40</b>
4.1	Hydraulisk belastning af pumper	40
4.2	Driftsdata fra værkerne	43
4.2.1	Generelt om dataindsamlingen	43
4.2.2	Data fra værk nummer et	43
4.2.3	Data fra værk nummer to	45
4.2.4	Data fra værk nummer tre	45
4.3	Generel konklusion på data fra værkerne	47
<b>5</b>	<b>ÅRSVIRKNINGSGRADER AFHÆNGIG AF DRIFTSBELASTNING OG PUMPEBESTYKNING</b>	<b>49</b>
5.1	Årsvirkningsgrad og sammensat pumpebestykning	49
5.1.1	Årsvirkningsgraden er afhængig af pumpebestykningen	49
5.1.2	Styring af fjernvarmepumper	50
5.1.3	Argumenter for og imod udvidet pumpebestykning	51
5.2	Optimal pumpebestykning kræver løsning af delopgaver	52
5.3	En enkelt pumpe's årsvirkningsgrad og elforbrug afhængig af driftsbelastningen	53
5.4	Besparelser ved udvidet pumpebestykning	56
<b>6</b>	<b>ØKONOMI I ALTERNATIVE PUMPEBESTYKNINGER</b>	<b>63</b>
6.1	Investering i pumpeenheder og pumpestationer	63
6.2	Totalomkostninger over tidshorisont, pumpeenheder	64
6.3	Besparelspotentiale på landsplan - vurdering	68
<b>7</b>	<b>KONKLUSION OG ANBEFALING</b>	<b>71</b>
<b>8</b>	<b>FORKORTELSER OG KONVENTIONER</b>	<b>72</b>
<b>9</b>	<b>LITTERATUR</b>	<b>73</b>

## FORORD

Denne rapport er en projektrapport under Elforsyningernes Forskningsprogram PSO 2004 under indsatsområde 2E.

Rapporten præsenterer anbefalinger vedr. pumpebestykning i fjernvarmepumpecentraler og de dertil knyttede besparelser. Under projektet er der opbygget en model, der viser variation af nyttegrad for både motor og pumpe samlet set.

Rapporten er udarbejdet som et samarbejde i en projektgruppe bestående af en repræsentant fra et rådgivende ingeniørfirma, Carl Bro as, samt en førende pumpeproducent, Grundfos.

Undervejs har projektgruppen modtaget kommentarer og inspiration fra en følgegruppe, som hermed skal have en særlig tak for sin indsats.

Følgegruppen bestod af:

- ELFOR v/ Jørn Borup Jensen
- Dansk Fjernvarme v/ Viktor Jensen
- VEKS v/ Flemming Andersen

Rapporten er hovedsageligt sammenskrevet af Carl Bro as.

Glostrup, den 13. juni 2005,

Halldor Kristjansson

## KORT RESUMÉ

Nærværende projekt fokuserer på elbesparelser ved udvidelse af pumpebestykningen i fjernvarmepumpecentraler. Der stilles spørgsmålstejn ved, om både forsyningsikkerhed og energioekonomisk drift tilgodeses bedst i én og samme pumpe (-størrelse) i modsætning til at anvende flere forskellige "specialiserede" pumpestørrelser.

Udviklingen i retning af et øget antal varmeleverandører tilsluttet samme fjernvarmenet, en reduktion i rørdimensionerne, flere decentrale pumpestationer og tilgængeligheden af avancerede pumpesystemer og styresystemer tilskynder en nærmere undersøgelse af ovennævnte spørgsmål.

Der tages udgangspunkt i frekvensstyrede pumpesystemer, der stadigvæk har betydelige tab, der skyldes flere faktorer i varierende kombinationer fra sted til sted.

Blandt disse faktorer er, at det mest almindelige flow er langt mindre end dimensionerende flow, at rør eller pumper er overdimensionerede, at der er variation i motorvirkningsgrad og pumpevirkningsgrad, at flere varmeleverandører og/eller decentrale pumpestationer medfører en mere uregelmæssig/"skæv" belastning på hver station/pumpe, og at dette også kan være tilfældet ved parallelkobling af flere pumper, osv.

Besparelspotentialet afhænger af den eksisterende situation, der kan variere meget fra værk til værk. I grove tal kan der opnås følgende elbesparelser ved udvidet pumpebestykning:

- Typisk for mindre pumper op til 10 m<sup>3</sup>/h: 0 %
- Typisk for mellemstore pumper, 10-100 m<sup>3</sup>/h: 0-10 %
- Typisk for store pumper over 100 m<sup>3</sup>/h: 10-30 %
- Ramme ifølge stikprøver fra eksisterende værker: 0-50 %

Der er en tendens til, at økonomien for en udvidelse af bestykningen er bedre for større pumpecentraler, især større end 100 m<sup>3</sup>/h. Udvidelsen vil typisk omfatte en enkelt ny pumpelinie, der dækker op til halvdelen af flowkapaciteten, koster en fjerdedel af effektstørrelsen, men dækker en stor del af driftstimerne.

Det kræver specielle forudsætninger for, at investeringen i en ny, mindre pumpelinie kan tjene sig hjem på elbesparelser alene. Derimod vil aflastning af den store pumpe kunne medføre en udskydelse af en snart forestående renovering, hvilket forbedrer økonomien i besparelsesprojektet.

Det vurderes, at det i 10 % af pumpecentralerne vil være lønsomt at foretage en udvidelse af pumpebestykningen, og at besparelsen i disse vil være 20-40 % af det nuværende elforbrug. Tilbagebetalingstiden er i størrelsesordenen 10 år.

Økonomien i en udvidet pumpebestykning som en del af et nyanlæg kan variere meget og må vurderes i hvert tilfælde, især pga. variation i investeringsprisen.

## RESUMÉ

Nærværende projekt fokuserer på, hvilke elbesparelser der opnås ved at udvide pumpebestykningen i en given pumpecentral. Der tages udgangspunkt i fjernvarmesystemer, men samme princip gælder for vandforsyningsystemer.

For at undgå misforståelser omkring definitionen af elbesparelser ved moderne pumpe drift i dette projekt, skal følgende nævnes:

- Projektet drejer sig ikke om besparelser ved indførelse af frekvensstyring (f.eks. ved anvendelse af såkaldt flowstyring). Frekvensstyring er allerede indført de fleste steder. Projektet bruger netop frekvensstyrede pumper som reference. Projektet bruger ikke pumper med konstant rotationshastighed som reference.
- Projektet drejer sig ikke om udskiftning af en eksisterende pumpe med en ny af samme størrelse. I dette - noget enklere - tilfælde kan den gamle og den nye pumpe sammenlignes direkte, idet de er lige store og har den samme opgave at udføre. Her kan man komme langt ved at sammenligne pumpernes nyttegrader alene ved anvendelse af pumpeleverandørernes dokumentation.
- Projektet omhandler ikke energibesparelser ved placering af nye pumpestationer eller optimering af belastningsfordelingen mellem hele pumpestationer tilsluttet fjernvarmenettet. Dette tema er allerede behandlet, bl.a. i et nyligt forskningsprojekt /7/.

Der fokuseres derimod på, om både forsyningsikkerhed og energiøkonomisk drift tilgodeses bedst med én og samme pumpe (-størrelse), eller om det er en fordel at anvende flere forskellige "specialiserede" pumpe størrelser.

Udviklingen i fjernvarmebranchen går sandsynligvis mod mindre rørdimensioner og mere pumpning, eftersom marginale omkostninger vedr. ledninger og ledningstab ofte vejer tungere end marginale omkostninger vedr. pumpning med effektive pumper med avanceret styring. Projektets relevans er derfor stigende.

I de sidste årtier er udviklingen hovedsageligt sket inden for frekvensstyring af pumper via udviklingen i SRO-anlæg. Selv med frekvensstyring finder der stadig betydelige tab sted i pumpehus og motor. Dette skyldes bl.a., at pumpen sjældent kommer til at køre i det område, hvor den samlede nyttegrad på pumpeenheden, dvs. pumpe, motor og frekvensstyring, er højest.

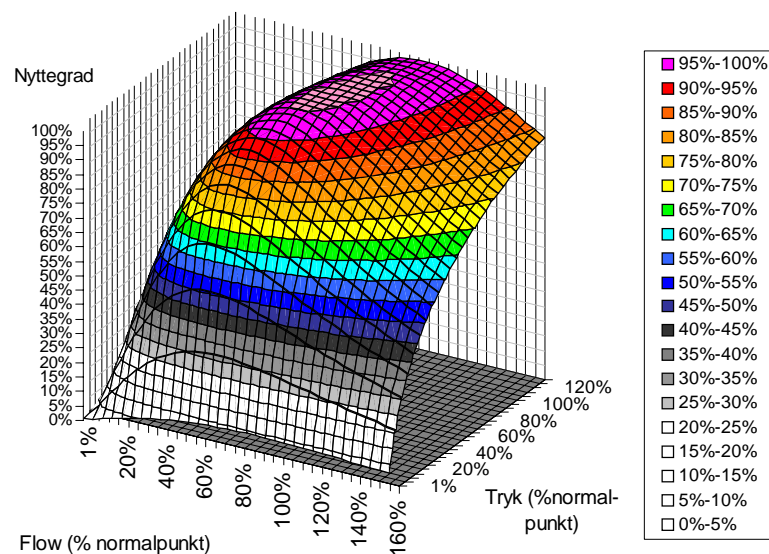
Årsvirkningsgraden bliver derfor lavere end den nyttegrad, der bedst huskes fra pumpe diagrammerne. Dette kan skyldes flere faktorer i forskellige kombinationer fra sted til sted:

- De fleste driftstimer er belastningen væsentlig mindre end den maksimale belastning i løbet af året
- Fordelingen mellem flere varmeleverandører og decentrale pumpestationer tilkoblet samme fjernvarmenet kan medføre (yderligere) variation i belastningen på den enkelte central, og dermed den enkelte pumpe

- Det aktuelle kapacitetsbehov er lavere end det forventede kapacitetsbehov ved valg af pumpe. Blandt årsagerne kan være et ønske om sikkerhed, usikkerhed i oplysningerne om belastning, at der tages højde for fremtidige udvidelser af varmforsyningen og endelig upræcis eller utilsigtet overdimensionering af rør eller pumper
- Parallelkobling af pumper kan medføre, at belastningen på den enkelte pumpe flytter sig udenfor området med den højeste nyttegrad (driftspunkterne ligger skævt)
- Den samlede nyttegrad for pumpe, motor og frekvensstyring er lavere og varierer anderledes afhængig af belastningen end nyttegraden for pumpen alene

Selv om de enkelte faktorer kan have mindre indflydelse på pumpens årsvirkningsgrad, så kan en kombination af flere faktorer medføre en større reduktion af årsvirkningsgraden.

Det er nemt at nå frem til, at pumper ikke skal overdimensioneres, men det kan vise sig knapt så nemt at undgå i praksis. Pumperne bliver ofte for store i forhold til deres belastning. Alternativet til den "teoretisk optimalt tilpassede", men samtidig i praksis ret uopnåelige pumpe, er, at tilføje en mindre og mere energioekonomisk pumpe.



På papiret er det nemt at tilpasse pumpekapaciteten til et enkelt eller få forudsatte maksimumdriftspunkter, men det er knap så nemt at tilpasse pumpeenhedens høje nyttegrad til en stor – og måske usikker – spredning af driftspunkter over året. Figuren viser den samlede nyttegrad for pumpeenheden, dvs. pumpe, motor og frekvensstyring.

Beregningen af årsvirkningsgrad kræver en model, der tager højde for variation i nyttegrad i henholdsvis pumpe, motor, og frekvensstyring, således at den samlede nyttegrad hurtigt beregnes i hvert driftspunkt. Denne model er opbygget som en central del af dette projekt.



Det vurderes, at modeller af denne karakter hidtil ikke har været tilgængelige. Litteraturen angiver kun nyttegrader for hver komponent for sig, men disse oplysninger kan ikke sammenkobles direkte. Motorvirkningsgraden er f.eks. udtrykt ved moment og omdrejningshastighed, mens pumpevirkningsgrad er udtrykt ved tryk og flow.

Modellen er brugt til at finde frem til den kombination af pumpeenheder i en pumpecentral, der medfører det mindste elforbrug over året forårsaget af, at hver pumpe kun kører ved høj nyttegrad.

De resulterende besparelser er dog også afhængige af den situation, der sammenlignes med. En analyse af pumpedata fra flere forskellige fjernvarmeforsyninger har derfor været en vigtig del af projektet.

Besparelspotentialet afhænger af den eksisterende situation, der kan variere meget fra værk til værk. I grove tal kan der opnås følgende elbesparelser ved udvidet pumpebestykning:

- Typisk for mindre pumper op til 10 m<sup>3</sup>/h: 0 %
- Typisk for mellemstore pumper, 10-100 m<sup>3</sup>/h: 0-10 %
- Typisk for store pumper over 100 m<sup>3</sup>/h: 10-30 %
- Ramme for alle størrelser ifølge vurdering af driftsdata: 0-50 %

Der kan findes besparelspotentiale for alle pumpestørrelser, afhængig af belastningsfordelingen, men økonomien for en udvidelse af bestykningen er generelt bedre for større pumpecentraler, især større end 100 m<sup>3</sup>/h. Årsagen er især, at aflastningspumpen har næsten lige så høj normpumpnyttegrad som den pumpe, den aflaster. For mindre pumper er aflastningspumpens normnyttegrad forholdsvis lavere set i forhold til den pumpe, den aflaster, og det formindsker elbesparelsen.

En passende størrelse for aflastningspumpen er under halvdelen af den store pumpe kapacitetsbehov målt i flow, eller 20-25 % målt i energieffekt. Tallene varierer dog med eksisterende pumpebestykning og driftspunkternes fordeling over året.

Det er mindre almindeligt, at investeringen i en ny mindre pumpelinje kan tjene sig hjem på elbesparelser alene. En aflastning af den store pumpe kan dog medføre en udskydelse af en snart forestående renovering, hvilket forbedrer økonomien i besparelsesprojektet.

Det vurderes, at det i 10 % af pumpecentralerne er lønsomt at foretage en udvidelse af pumpebestykningen, og at besparelsen i disse vil være 20-40 % af det nuværende elforbrug. Tilbagebetalingstiden er i størrelsesordenen 10 år. Der kan opnås betydelige elbesparelser i mange flere centraler, men økonomien i disse er tvivlsom.

Økonomien i en udvidet pumpebestykning som en del af en nyanlagt pumpecentral er mindre forudsigelig, fordi den marginale investering i en ekstra pumpelinje kan falde, således at forholdet mellem elbesparelser og investering bliver gunstigt.

## **1 INDLEDNING**

Dette kapitel indeholder en kvalitativ beskrivelse af det idégrundlag, der ligger til grund for nærværende projekt. Kapitlet afsluttes med en kvantitativ, grov vurdering af besparelspotentialet til beskrivelse af projektets relevans.

### **1.1 Baggrund for projektet**

Baggrunden for projektet er et ønske om i højere grad at få klarlagt, hvorfor frekvensstyrede fjernvarmepumper i visse tilfælde har en lavere årvirkningsgrad end forventet, og hvorvidt dette udgør et besparelspotentiale. Hidtil har der især været to barrierer for gennemførelsen af dette arbejde.

Den første barriere er, at årvirkningsgraden afhænger af, hvordan fordelingen eller variationen i nyttegrad for henholdsvis pumpe, motor og frekvensstyring spiller sammen med spredningen i belastning over året. Dette er ikke helt så enkelt at beregne, som man umiddelbart forestiller sig.

En anden barriere er, at pumpernes elforbrug er lille set i forhold til omsætningen af den mængde fjernvarme, som pumperne flytter. Elbesparelser i gennemførte projekter har derfor først og fremmest omfattet en udskiftning af de eksisterende pumper med nye, mere effektive pumper i forbindelse med reovering.

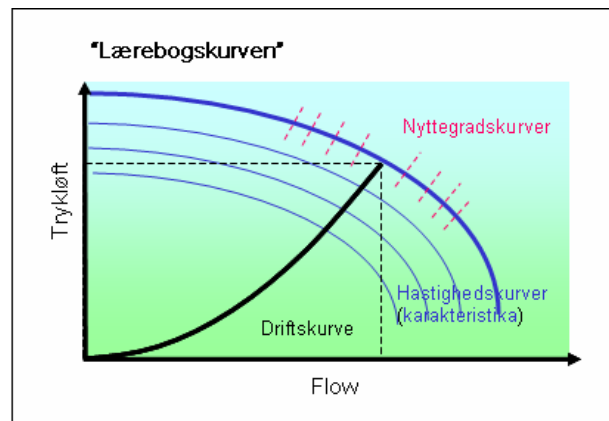
Nærværende FU-projekt søger at bryde disse barrierer.

I resten af dette kapitel opbygges problemstillingen ved en kvalitativ beskrivelse af de grundlæggende forhold, der påvirker pumpevirkningsgraden.

I de følgende kapitler beskrives derimod de kvantitative forhold. Disse inkluderer modellering af pumpe-system og driftsbelastning samt en analyse af, hvilken pumpe-sammensætning der er mest hensigtsmæssig og de dertil knyttede besparelser.

### **1.2 Den simple rørmodstand som pumpebelastning**

Når vand løber igennem et rørsystem, forårsager rørmodstanden et trykfald, der omtrent har en sammenhæng med flowet i "anden grad". Denne kurve kaldes herefter "lærebogskurven", som vises i Figur 1.



Figur 1: Pumpekaraktistika for hastighedsreguleret centrifugalpumpe samt teoretisk modstandskurve for fast rørmodstand, hvor sammenhæng mellem tryk og flow er en ren andengradskurve; "lærebogskurven". Teoretisk set kan pumpens størrelse vælges således, at nyttegraden bliver høj.

Fysikkens love medfører, at flowet følger rotationshastigheden, mens trykløft i centrifugalpumper helst følger rotationshastigheden i anden grad. Derfor vil pumpens trykløft helst følge flowet i anden grad.

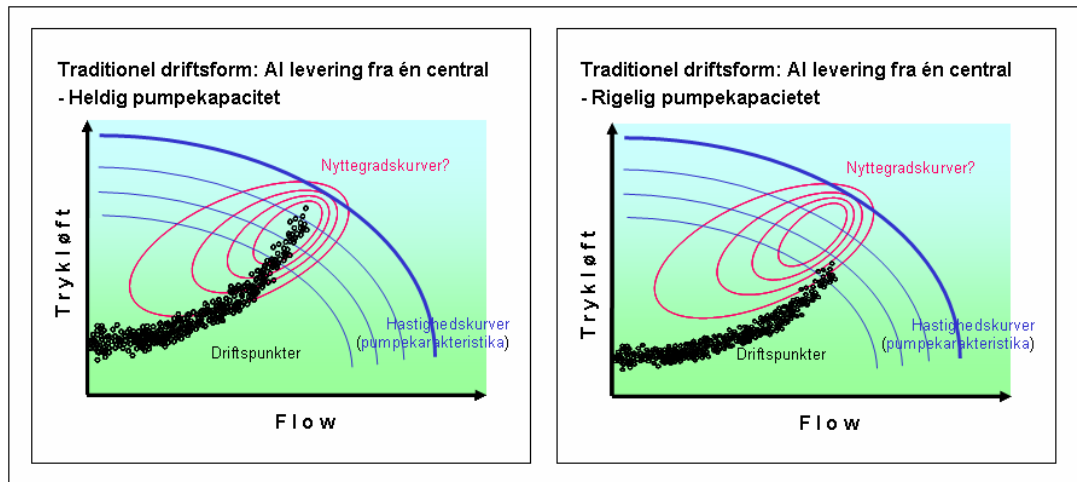
Dette forhold betyder, at en centrifugalpumpe holder en høj nyttegrad ved en ren rørmodstand, hvis forudsætningerne holder: Det nødvendige trykløft følger flowet i anden grad, og pumpekapaciteten er korrekt i forhold til modstandskurven.

Den høje nyttegrad som andengradssammenhæng er dog kun knyttet til selve pumpen, men ikke motor og frekvensstyring og derfor ikke pumpeenhedens elforbrug.

Samtidig er trykmodstanden aldrig en ren rørmodstand.

### 1.3 Det simple fjernvarmenet med regelmæssig pumpebelastning

Især før i tiden var det almindeligt, at fjernvarmeforsyningen bestod af mindre net med en enkelt varmeleverandør. Sammenhængen mellem det tryk og det flow, som varmeleverandørens pumpestation oplever, ligner "lærebogskurven". Det faste minimumstrykløft er ofte mellem  $\frac{1}{2}$  og 1 bar. Derudover er der en spredning på sammenhængen mellem tryk og flow, der skyldes naturlige reguleringsudsving, skiftende placering af kritiske forbrugere i nettet, m.m. Se Figur 2.



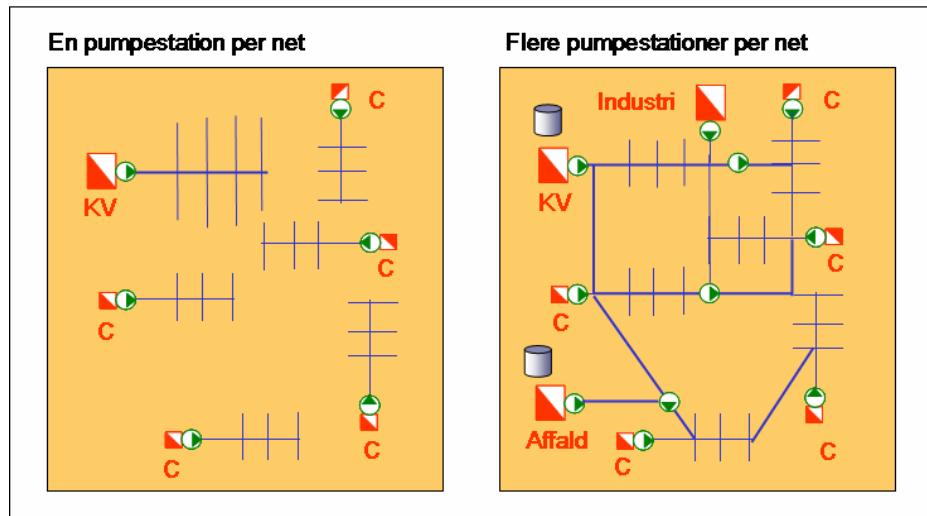
Figur 2: To eksempler på pumpe drift i et lille fjernvarmenet med kun én varmelieferandør. Nyttegradsskurver skal inkludere pumpe, motor og frekvensstyring.

En væsentlig del af belastningen på pumpen over året ligger i den nedre ende, eftersom pumpen dimensioneres til maksimumflow, der kun sjældent forekommer. Hvad årvirkningsgraden bliver, kommer an på, hvor heldigt pumpekapaciteten - målt i hhv. trykløft og flow - er valgt, og hvordan nyttegraden for pumpe, motor og frekvensstyring fordeler sig i forhold til driftspunkternes fordeling. Virkningsgraden er lavere end hvad lærebogskurven med alene pumpe nyttegraden evt. måtte indikere.

Denne fordeling af driftspunkter gælder stadigvæk i mange fjernvarmenet, især i mindre byer.

#### 1.4 Det blandede fjernvarmenet med spredning i pumpebelastning

Ovenstående billede er dog ikke fyldestgørende. Udviklingen i de mellemstore og større byer har igennem de sidste årtier medført større sammenhængende fjernvarmenet, hvor flere varmelieferandører er tilkøbet, se Figur 3.



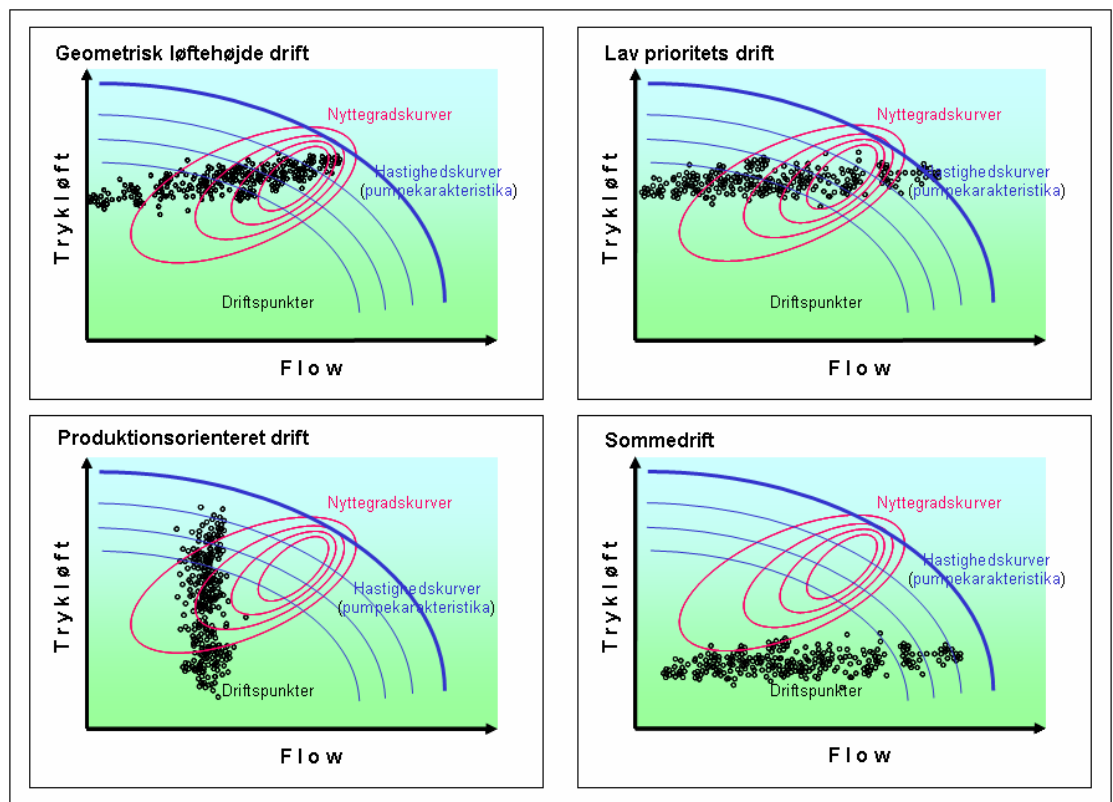
Figur 3: Udnyttelse af miljøvenlig varmeproduktion i integrerede fjernvarmenet har medført kompleksitet i fjernvarmepumpningen.

Den primære årsag har været ønsket om at udnytte en økonomisk og miljømæssig fordelagtig varmeproduktion mest muligt, hvilket kræver større sammenhængende net. Denne form for varmeproduktion er især overskudsvarme fra affaldsforbrænding og industriproduktion, biobrændsel samt kraftvarme. Mange af disse enheder lever i mere eller mindre grad deres "eget liv". Herved forstås, at der først tages hensyn til de produktionsmæssige forhold, sekundært til fjernvarmesiden. Disse varmeleverandører er typisk indbyrdes prioriterede, afhængig af den miljømæssige og økonomiske omkostning ved varmeproduktionen.

Ovenstående forhold bevirker, at variation i leveringen af varme fra den enkelte varmeleverandør ikke nødvendigvis sker i takt med variationen i fjernvarmeforbruget. Hvis flowet er mest afhængigt af varmeproduktionen, mens trykfaldet især er afhængigt af varmeforbruget, oplever varmeleverandørens pumpestation nu en belastningssituation, hvor tryk og flow ikke nødvendigvis entydigt følger hinanden. Forudsætningerne for "lærebogskurven" fraviges yderligere. Et par eksempler på principielle driftsformer er vist i Figur 4.

Herudover findes der naturligvis andre driftsformer; der findes ikke to pumper med samme belastning.

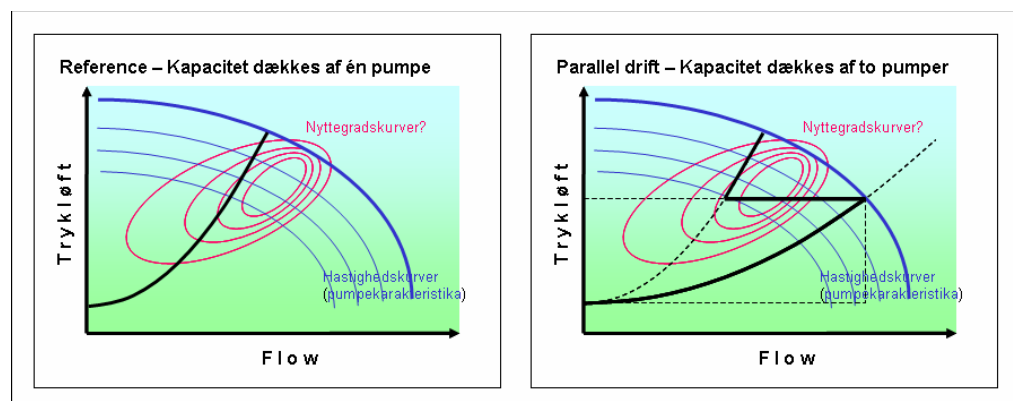
F.eks. vil en øget anvendelse af decentrale pumper medvirke til, at belastningen på hver enkelt pumpe bliver mere uregelmæssig.



Figur 4: I de blandede fjernvarmenet med flere varmeleverandører kan der forekomme driftssituationer, der er ret forskellige fra den "traditionelle" driftssituation. Årsvirkningsgraden er resultatet af fordelingen af driftspunkter i forhold til virkningsgrad i henholdsvis pumpe, motor og frekvensstyring.

### 1.5 Driftslastning deles af parallelkoblede pumper

Et andet forhold, der påvirker årsvirkningsgraden, er, hvis pumperne er dimensioneret således, at pumpestationens kapacitetskrav kun tilgodeses ved at køre to (eller flere) pumper i parallel.



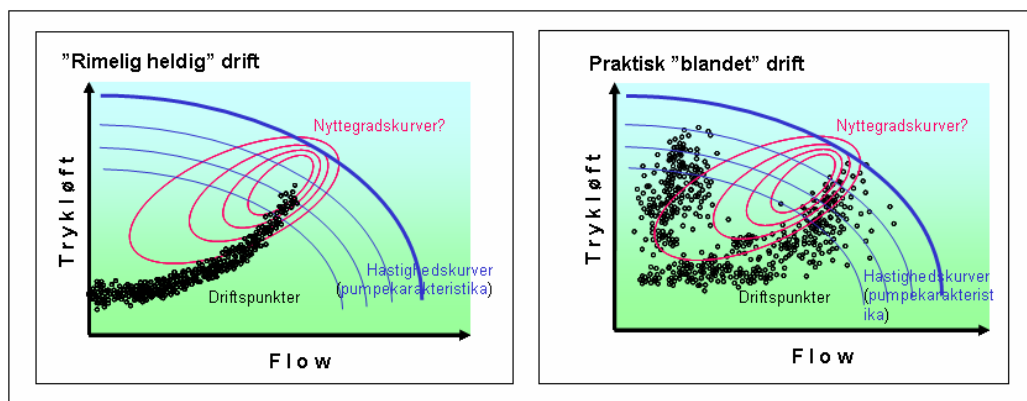
Figur 5: Hvis kapaciteten deles af to pumper i parallel, kan årsvirkningsgraden reduceres i forhold til at dække kapaciteten med en enkelt pumpe.

Det fremgår af belastningskurvens placering og hældning i forhold til pumpekaraktistika, at hvis den ene pumpe skal forøge flowet af betydning, når den anden pumpe er udreguleret, må driftsbelastningen ikke ligge for langt til venstre i forhold til pumpekurven.

Dette medfører igen, at når der køres med kun den ene pumpe, som er tilfældet de fleste driftstimer, ligger driftspunkterne langt ovre mod højre i forhold til pumpekaraktistika. Det kan betyde, at driftspunkternes placering falder uden for området med høj nyttegrad.

## 1.6 Hvad betyder varierende driftsforhold for hensigtsmæssig pumpebestykning?

I praksis kører fjernvarmepumperne en sammenblanding af flere af ovenstående driftsformer (se Figur 6). Nogle belastes med en ret så regelmæssig fordeling af driftspunkter, andre belastes med en meget sammensat fordeling af driftspunkter. Herudover er dimensionering og fordeling af kapaciteter foregået med varierende held. Hvad betyder det for årsvirkningsgraden i hvert tilfælde?



Figur 6: Mange situationer kan forekomme i det blandede fjernvarmesystem; nogle pumper oplever en rimelig heldig fordeling af driftspunkter, andre pumper en mindre heldig.

Et almindeligt tiltag for at opnå elbesparelser er en udskiftning af pumperne med frekvensstyrede pumper med højere effektivitet. Dette projekt fokuserer på den yderligere forbedring af effektiviteten, der vil kunne opnås gennem en optimering af pumpebestykningen, således at hver pumpe kører mest muligt, hvor nyttegraden er høj. En korrekt belastningsfordeling mellem pumperne, der således minimerer elforbruget, stiller nye krav til styresystemet.

Der kan i et vist omfang drages paralleller til vandforsyningsnet. Her varierer forbruget endnu mere end i fjernvarmenet, og potentialet for besparelser er således større.

## 1.7 Hvor stort kunne besparelspotentialet være?

For at give en fornemmelse af betydningen af de besparelser, der beskrives i dette projekt, gives der en grov vurdering af de landsdækkende energital, der er grundlaget for det samlede besparelspotentiale i elforbruget fra fjernvarmepumper.

Elforbruget i fjernvarmebranchen er i størrelsesordenen 1-1½ % af den transporterede fjernvarme på ca. 120 PJ (430 TWh) for Danmark. Hvis fjernvarmepumperne udgør en stor del af elforbruget, forbruger de ca. 1.200 TJ (330 GWh<sub>el</sub>).

Hvis det er muligt at opnå besparelser i en tredjedel af pumpestationerne (målt i elforbrug dvs. ca. 400 TJ eller 110 GWh<sub>el</sub>), og besparelsen i hver station ville beløbe sig til 10 % af pumpeelforbruget, ville besparelserne på landsplan blive ca. 40 TJ eller 10.000 MWh<sub>el</sub>.

Med en selskabsøkonomisk elpris på 500 kr./MWh<sub>el</sub> ville det selskabsøkonomiske besparelspotentiale være 5 mio. kr./år, hvilket svarer til ca. 75 mio. kr. i nuværdi over 20 år.

Den sparede CO<sub>2</sub>-emission ville blive 8.000 ton CO<sub>2</sub> det første år gradvist faldende til godt 4.000 ton CO<sub>2</sub>/år (ud fra 0,8 ton CO<sub>2</sub>/MWh<sub>el</sub> de første par år faldende til 0,4 ton CO<sub>2</sub>/MWh<sub>el</sub> på sigt ifølge Energistyrelsens brændselsforudsætninger).

Herudover har besparelspotentialet tendens til at stige grundet udviklingen i fjernvarmesystemerne i retning af mere pumpning gennem knappe rør. Denne udvikling skyldes faldende varmedensitet, stigende varmepriser, bedre pumpeteknologi og -styring samt stigning i priser på rør- og jordarbejde, herunder miljøomkostninger. Denne udvikling vil i givet fald medføre en stigning i pumpearbejdet i forhold til transporteret varme til forbrugeren. Hermed stiger også besparelspotentialet i pumpning.

## 1.8 Fokusering, afgrænsning og forbehold

For at undgå misforståelser omkring definitionen på elbesparelser ved moderne pumpe drift i dette projekt, skal følgende nævnes:

- Projektet drejer sig ikke om besparelser ved indførelse af frekvensstyring (f.eks. ved anvendelse af såkaldt flowstyring). Frekvensstyring er allerede indført de fleste steder. Projektet bruger netop frekvensstyrede pumper som reference. Projektet bruger ikke pumper med konstant rotationshastighed som reference.
- Projektet drejer sig ikke om udskiftning af en eksisterende pumpe med en ny af samme størrelse. I dette - noget enklere - tilfælde kan den gamle og den nye pumpe sammenlignes direkte, idet de er lige store og har den samme opgave at udføre. Her kan man komme langt ved at sammenligne pumpernes nyttegrader alene ved anvendelse af pumpeleverandørernes dokumentation.
- Projektet omhandler ikke energibesparelser ved placering af nye pumpestationer eller optimering af belastningsfordelingen mellem hele pumpestationer tilsluttet fjernvarmenettet. Det tema er allerede omhandlet bl.a. i et nyligt forskningsprojekt /7/.

Projektet fokuserer derimod på, hvilke besparelser der kan opnås ved at tilpasse eller udvide bestykningen afhængig af driftssituationen.



Det skal bemærkes, at data og grafer i de følgende kapitler ikke, medmindre andet angives, er en præcis beskrivelse af en bestemt pumpe. Der findes ikke to ens pumper eller motorer. Hver pumpe har sine "personlige" karakteristika; kurveform, placering af driftspunkt med højeste nyttegrad, reduktion i nyttegrad ved atypisk belastning, osv. Herudover er det forskelligt, hvor godt komponenterne passer sammen indbyrdes, f.eks. hvor godt motorstørrelsen passer til pumpen. Der er dog mange sammenfaldende forhold, og i af beregningsforudsætningerne bruges gennemsnitsdata.

Dette projekt fortaber sig ikke i den enkelte pumpe detaljerede data, men søger derimod at give et overblik over helheden. Med helheden forstås dels et samarbejde mellem flere pumper, dels de resultater man generelt kan forvente (gennemsnit).

Det samme gælder for pumpernes driftsbelastning, som varierer fra sted til sted. I analyserne bruges generelt repræsentative driftsbelastningsfordelinger (hvor andet ikke angives).

Pumpebestykningen varierer også fra værk til værk. Nogle værker har tænkt på pumpebesparelser, mens andre værker har været mere optaget af andre forhold. Besparelspotentialer er således afhængigt af de eksisterende forhold.

Tallene er derfor forskellige fra det ene tilfælde til det næste, men princippet består.

Formålet er, at resultaterne i dette projekt bruges til at vurdere, i hvilke situationer der generelt kan forventes tilstrækkelige besparelser, deres omfang og økonomi. Herudover vurderes besparelspotentialer på landsplan. Når konkrete projektmuligheder gennemgås, kan der være behov for justeringer ud fra mere præcise data over aktuelt pumpeudstyr og driftsdata.

## 1.9 Rapportens struktur

Resten af rapporten er opdelt i fem hovedemner, hvert med sit kapitel:

- Principiel opbygning af pumper – generel oversigt, kommerciel synsvinkel
- Pumpelastnyttegrader – systematisk tilgang og modelopbygning
- Pumpedriftsbelastning – systematisk tilgang og modelopbygning
- Pumpeårvirkningsgrader – resultatet af de to ovenstående modeller
- Pumpeøkonomi – hvor er der lønsomt at udvide pumpebestykningen?

Herefter afsluttes med en kort konklusion.

Det anbefales at læse kapitlet forkortelser og konventioner, der indeholder vigtige sondringer mellem næsten identiske termer. Der findes ligeledes en litteraturliste bag i rapporten.

## 2 EKSISTERENDE PUMPEPRODUKTER

Dette kapitel giver en kort oversigt over relevante pumper på markedet med udgangspunkt i Grundfos-pumper.

### 2.1 Opbygning af pumper og pumpetyper til fjernvarme

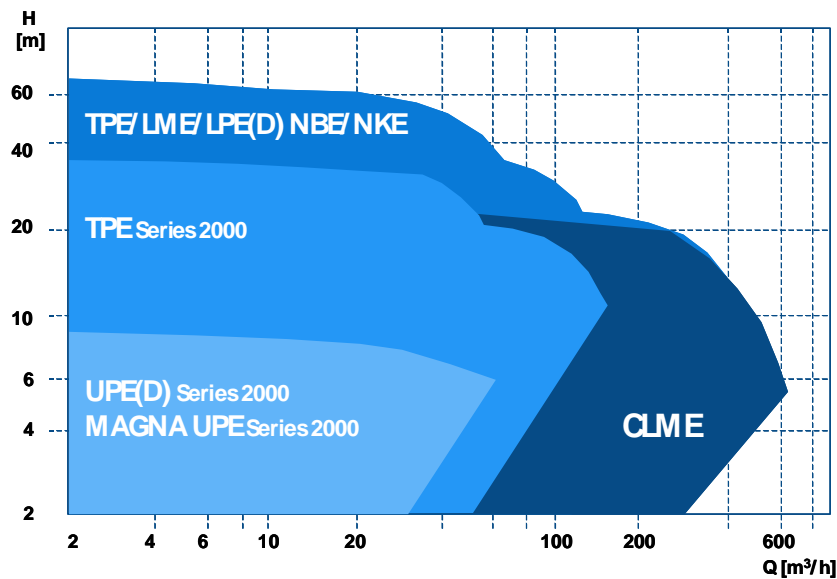
Pumper til fjernvarme er typisk ettrinscentrifugalpumper. De kan opdeles i *vådløbere* og *tørløbere*. I en vådløberpumpe er pumpe og motor integreret, og rotoren roterer i pumpemediet. En tørløber har pumpeakslen ført ud gennem pumpehuset og er drevet ved hjælp af en ekstern motor. Begge typer er vist nedenfor.

Robustheden er typisk større for vådløbere, idet de ikke har nogen akseltætning. Virkningsgraden vil dog typisk være lidt højere for tørløberpumper.



Figur 7: Cirkulationspumper til fjernvarmeanlæg.

I flowområdet 0-60 m<sup>3</sup>/h kan der anvendes både vådløbere og tørløbere. I flowområdet over 60 m<sup>3</sup>/h anvendes kun tørløbere. Dette er illustreret i Figur 8.



Figur 8: Cirkulationspumper til fjernvarmeanlæg.

Medietemperaturområdet er afhængigt af pumpetyper. Tørløbere (elektroniske og ikke-elektroniske) har det bredeste temperaturområde, typisk fra  $-25\text{ °C}$  til  $+140\text{ °C}$ . De uregulerede vådløbere har et lidt smallere medietemperaturområde;  $-25\text{ °C}$  til  $+110\text{ °C}$ . Det smalleste temperaturområde har de elektronisk regulerede vådløbere, hvor temperaturområdet er  $+2\text{ °C}$  til  $+95\text{ °C}$ , hvilket kan være en begrænsning i forbindelse med anvendelsen i fjernvarmenet.

## 2.2 Generelle levetider for pumper

En pumpelevetid er meget afhængig af vandkvaliteten i systemet; jo dårligere vandkvalitet, jo lavere levetid. For vådløberpumper, som er vedligeholdelsesfri, regnes der normalt med en levetid på minimum 10 år. For tørløberpumper regnes der med en levetid på minimum 20 år under forudsætning af, at pumpen bliver regelmæssigt vedligeholdt.

Regelmæssig vedligehold omfatter:

- Visuel inspektion for evt. utætheder og mislyde
- Smøring af motorlejer (hvis motoren er forsynet med smørenipler)
- Udskiftning af motorlejer (6-7-års-interval)
- Udskiftning af akseltætning (6-7-års-interval)
- Hvis pumpen er forsynet med slidringe, bør disse udskiftes, hvis de viser tydelige tegn på slidtage

## 2.3 Tilbehør

Pumpeleverancen afhænger af udbudsmaterialet. Leverancen kan omfatte:

- Pumpe med motor med indbygget frekvensregulering
- Pumpe med motor

- Frekvensomformer
- Pumperegulator
- Komplet styretavle for paralleldrift af pumpeenhed
- Tryktransmittere
- Trykafbrydere (manglende statisk tryk)
- Fundament til større pumper (typisk for pumper > 7,5 kW)
- Kompensatorer til større pumper (typisk for pumper > 7,5 kW)
- Modflanger/pakninger
- Isoleringsskaller (kun pumper op til 100 mm)

Det nødvendige reguleringsudstyr til en enkelt omdrejningsreguleret pumpe omfatter:

#### *Pre-setting*

- I vådløberpumper < 2,2 kW
- Tørløberpumper < 7,5 kW
- Pumpen er udstyret med alt nødvendigt udstyr til trykdifferensregulering
- Konstanttryk eller proportionaltryk

#### *Free-setting*

For tørløberpumper < 22 kW med integreret frekvensomformer er der kun behov for en signalgiver, typisk en trykdifferenstransmitter 4-20 mA. Reguleringssoftware er integreret i pumpestyringen og kan ud over differensstrykregulering håndtere:

- Trykregulering
- Flowregulering
- Temperaturregulering
- Konstant kurve (0-10 v signal)
- For tørløberpumper > 22kW er der ud over en frekvensomformer behov for en pumperegulator og en transmitter

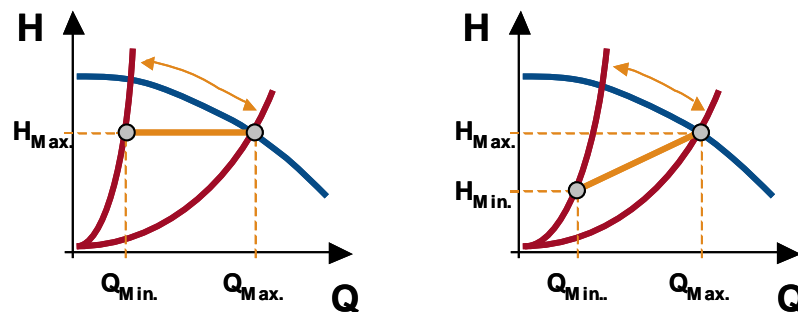
## **2.4 Styrings- og reguleringsmuligheder i pumper**

Alle pumper til fjernvarme kan hastighedsreguleres, og i effektområdet 0-7,5 kW findes de som integrerede løsninger, hvor pumpe, motor og frekvensomformer er integreret.

Pumperne indeholder regulatorer til forskellige styrings- og reguleringsmuligheder (trykstyring, temperaturstyring, etc.).

### **2.4.1 Trykregulering**

Trykstyringen kan enten være *konstant trykregulering* eller *proportional trykregulering*. Begge reguleringer er vist i Figur 9.



Figur 9: Konstant og proportional trykregulering.

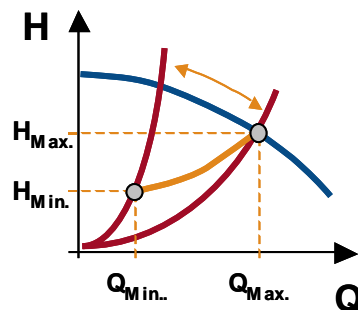
Den konstante trykregulering holder et konstant tryk over pumperne uafhængigt af flowet. Den proportionale trykregulering øger trykket over pumpen ved øget flow. Sidstnævnte kompenserer for tryktabet mellem pumpe og et andet sted i systemet, hvor trykket ønskes konstant.

Ved pumper i effektområdet 0-7,5 kW er trykreguleringen baseret på et estimeret differenstryk, hvilket betyder, at en ekstern sensor ikke er nødvendig.

De større pumper har også mulighed for at regulere tryk/differenstryk et andet sted i systemet ved hjælp af en ekstern sensor.

#### 2.4.2 Temperaturregulering

I systemer, hvor anlægskarakteristikken ikke er en god indikator for belastningsgraden, kan pumperne styres ud fra temperaturen eller anvendes direkte til temperaturregulering. Et eksempel herpå er énstrengsanlæg, hvor pumpens omdrejningstal kan reguleres således, at der opnås en ønsket differensstemperatur mellem frem- og returløb. Den resulterende pumpereguleringskurve vil i et Q-H diagram typisk se ud som vist i denne figur:



Figur 10: Temperaturregulering.

De større pumper har en indbygget regulator til temperaturregulering, der giver mulighed for regulering af temperaturen andre steder i systemet ved hjælp af en ekstern temperatursensor.

Vådløberpumper i flowområdet 0-100 m<sup>3</sup>/h kan ved hjælp af en indbygget temperatursensor foretage en sætpunktsforskydning af trykreguleringen (*temperaturføring*) samt automatisk natsænkning.

#### 2.4.3 Samstyring af pumper

Pumperne i fjernvarmenettet er seriekoblet, hvilket betyder, at trykfaldet i systemet skal fordeles mellem de forskellige pumper. Dette kræver en strategi for samstyringen af pumperne. Strategien for samstyringen af pumperne er afhængig af den konkrete installation, men der findes dog en række typiske metoder/retningslinier for, hvorledes pumperne kan styres. Generelt skal pumperne tage hensyn til følgende forhold i prioriteret rækkefølge:

- Absoluttrykket overalt i nettet skal være større end 1 [bar]
- Absoluttrykket overalt i nettet må ikke overskride 6 [bar]
- Der skal sikres et fornuftigt differenstryk på minimum 0,5 [bar] alle steder i nettet

Reguleringen af pumperne realiseres typisk i Danmark ved hjælp af en af følgende metoder:

##### *Synkrondrift*

Ved synkrondrift udvælges et kritisk sted i nettet. Centralpumpen, som i dette tilfælde er *masterpumpe*, regulerer dette tryk. Ved stigende last indkobles en eller flere slavepumpe(r). Slavepumperne kører synkront med masterpumpen eller eventuelt med et procenttillæg. Denne strategi er robust over for pendlinger i systemet, men tager ikke hensyn til belastningsvariationer mellem de forskellige grene af nettet.

##### *Fordelt differenstrykregulering*

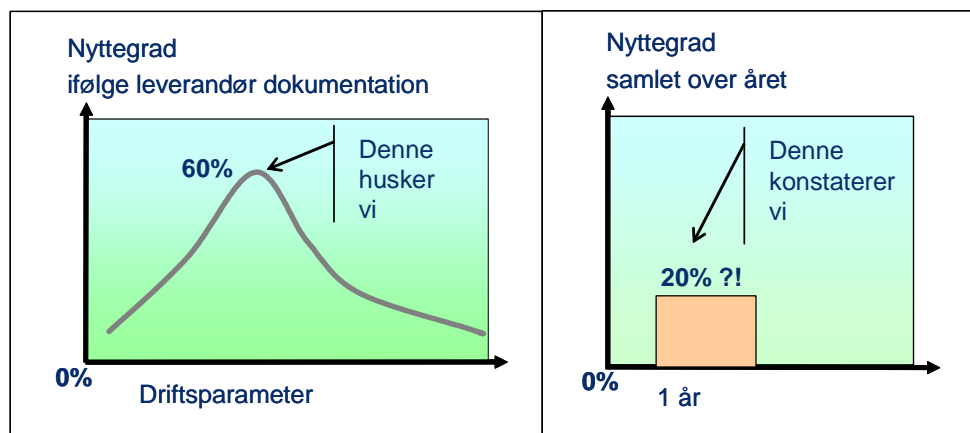
Ved fordelt differenstrykregulering reguleres differenstrykket i nettet mellem frem- og returløb umiddelbart før en pumpe ved hjælp af den foregående pumpe. De forskellige pumper sikrer hermed, at kravene til det korrekte differenstryk i nettet er opfyldt mellem den pågældende pumpe trykside og den næste pumpe sugeside. Denne styringsstrategi tager mere hensyn til belastningsvariationerne mellem forskellige dele af nettet, men er mindre robust over for pendlinger.

### 3 LASTNYTTEGRADER FOR PUMPEENHEDER

Hvor sidste kapitel gav en oversigt over pumperne på markedet i dag, fokuserer kapitel 3 systematisk på energitab og nyttegrader samt den modellering, der er nødvendig for at kunne overskue disse forhold i lyset af konkrete tal.

#### 3.1 Generelt om flere typer nyttegrader

Det har undret nogen, at deres forventninger om nyttegrader ikke er blevet honoreret, når elforbruget måles. Det skyldes dog ofte, at øjet har tendens til at huske de gode tal, hvor pumpen kører under optimale betingelser, mens virkeligheden er mere kompleks. Dette illustreres i Figur 11:



Figur 11: Hvis forventningerne om en god nyttegrad ikke indfries, behøver årsagen ikke at være, at selve pumpen er dårlig, men snarere, at flere forskellige typer nyttegrader sammenblandes samt at pumpen måske ikke passer optimalt til belastningen.

Årsagerne til variationen i nyttegrad kan deles op i tre hovedkategorier.

Den første og måske mest indlysende årsag er forskellen i komponenternes kvalitet. Her kan pris og ydelse for komponenter af samme størrelse sammenlignes direkte. Dette er en klassisk problemstilling, den behandles derfor ikke i nærværende projekt. Her tages derimod udgangspunkt i et gennemsnit af almindelige komponenter på markedet.

Den næste årsag er forskellen i komponenternes størrelse. Jo større komponenten er, jo bedre er nyttegraden. Dette forhold inddrages i nærværende projekt, idet det er relevant for elforbruget for en sammensat pumpebestykning.

Den sidste årsag er variationen i komponenternes belastning. Komponentens nyttegrad ændrer sig, når belastningen f.eks. formindskes. Det medfører, at to pumpe-systemer af nøjagtig samme fabrikat kan have meget forskellige årsvirkningsgrader, kun fordi de belastes forskelligt. Nærværende projekt fokuserer især på dette forhold.

For at skelne klart mellem de to sidste årsager anvendes udtrykket normpunkt eller normlastnyttegrad. Ved ordet "normpunkt" eller "normlast" forstås det flow og trykløft, der bedst udnytter pumpens kapacitet. Normpunktet ligger på pumpekarakteristika ved maksimal rotationshastighed, hvor både tryk og flow har en rimelig størrelse, nærmere angivet ca. halvdelen af maksimalt flow og ca. tre fjerdedele af maksimalt trykløft.

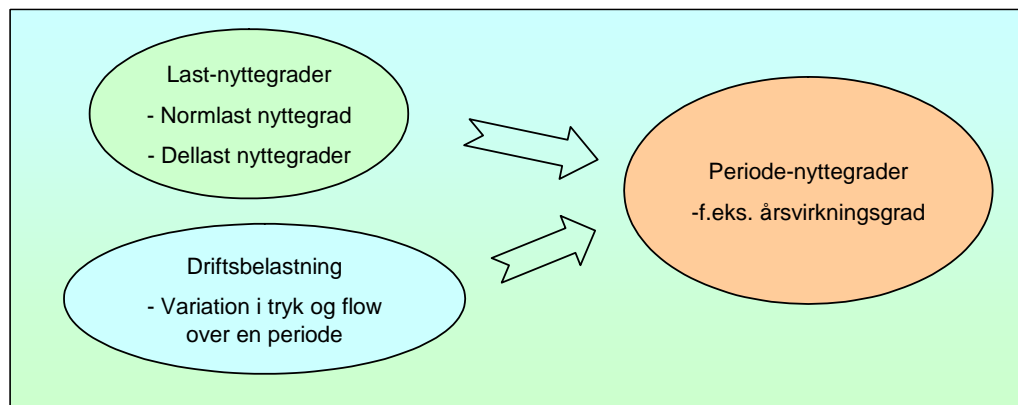
Definitionen af nyttegraderne bliver efterfølgende:

Lastnyttegrad: Momentan nyttegrad i et givet driftspunkt (tryk/flow); øjebliksværdi. Lastnyttegraden er kun afhængig af pumpeudstyret, men derimod ikke afhængig af, hvordan driftsbelastningen fordeler sig over en tidsperiode.

Periodenyttegrad, -virkningsgrad: Nyttegrad som resultatet af en samling forskellige driftspunkter over en periode, f.eks. årsnyttegrad, årsvirkningsgrad.

Normlastnyttegrad: Lastnyttegrad i pumpens "bedste driftspunkt", omtrent sammenfaldende med punktet for bedste virkningsgrad. Punktet ligger typisk på pumpekarakteristikakurven for 100 % hastighed, ved i størrelsesordenen det halve af maksimalt flow ved lille tryk.

Nyttegradernes sammenhæng fremgår af Figur 12:



Figur 12: Bemærk forskellen på normlastnyttegrad (maksimal nyttegrad), dellastnyttegrad og årsvirkningsgrad. Den sidste er afhængig af driftsbelastningen, og det er den, der tæller for elforbruget.

Herudover bruges følgende udtryk:

Absolut dellastnyttegrad: Pumpens lastnyttegrad i et driftspunkt uden for normlast-driftspunktet.

Relativ dellastnyttegrad: Absolut dellastnyttegrad set i forhold til normlastnyttegrad.

Sammenhængen er som sagt:

$$\text{Dellastnyttegrad} = \text{Normlastnyttegrad} * \text{Relativ dellastnyttegrad}$$



Lastnyttegraderne omhandles i dette kapitel; først normlastnyttegrader, herefter del-lastnyttegrader. Periodenyttegraderne udtrykt som årsvirkningsgrader behandles derimod i et senere kapitel efter en gennemgang af typiske driftsbelastninger.

### 3.2 Model for pumpeenhed

De energitab, der forekommer i forbindelse med drift af en pumpeenhed (bestående af pumpe, motor og frekvensstyring), kan opdeles i fire hovedgrupper:

- Elektriske tab i frekvensstyring
- Elektriske tab i motor
- Mekaniske tab i lejer og lign.
- Hydrauliske tab i pumpehus

De mekaniske tab er relativt små og uden betydning mht. optimering af pumpebestykningen, som jo er emnet for nærværende projekt. Mekaniske tab fordeles ud på de andre poster. De er således ikke ekskluderet, men det er ikke relevant at udskille dem her.

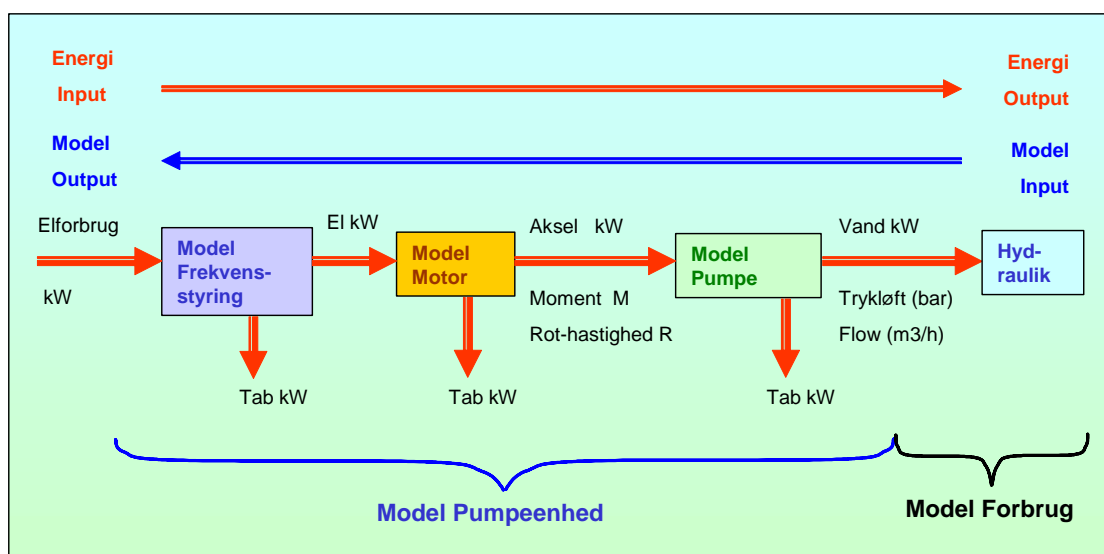
Nyttegraden for pumpeenheden er herefter som følger:

$$\text{Nytte(Pumpeenhed)} = \text{Nytte(Pumpe)} * \text{Nytte(Motor)} * \text{Nytte(Frekvensstyring)}$$

(Nyttegrad for motor og frekvensstyring bliver sammensmeltet på et senere tidspunkt).

For at beregne elforbrug, tab og nyttegrader i forskellige belastningssituationer er der opbygget en model for de forskellige dele af en pumpeenhed. Dette er i øvrigt den centrale del i dette projekt.

Opbygningen af pumpeenhedsmodellen vises i Figur 13:



Figur 13: Model for pumpeenhed. Input er hydrauliske data som tryk og flow, output er nyttegrader, akseleffekt og elforbrug.

Ovenstående model medfører, at elforbrug, tab og nyttegrad for hele pumpeenheden under ét kan beregnes i alle driftspunkter, dvs. med hydrauliske data som input.

En omfattende litteratursøgning som en del af forberedelserne til nærværende projekt har ikke kunnet finde frem til offentliggjorte arbejder vedr. en samlet model for en pumpeenhed. Der eksisterer derimod mange modeller for hver del for sig, dvs. henholdsvis pumpe, motor og frekvensstyring. Disse har dog forskellige parametre såsom input, tryk, flow, moment, rotationshastighed, effekt, frekvens, etc. og kan ikke umiddelbart sammenkædes. Det, der mangler, er, at sammenstykke disse delmodeller til en samlet model for en pumpeenhed.

Det er mindre relevant mht. normnyttegrader, idet det kun er et enkelt punkt for hver pumpeenhed. Derimod er det ved beregning af dellastnyttegrader og den deraf afledte årsvirkningsgrad (tillige) ud fra variation i belastningen over året nødvendigt at råde over en samlet model for pumpeenheden.

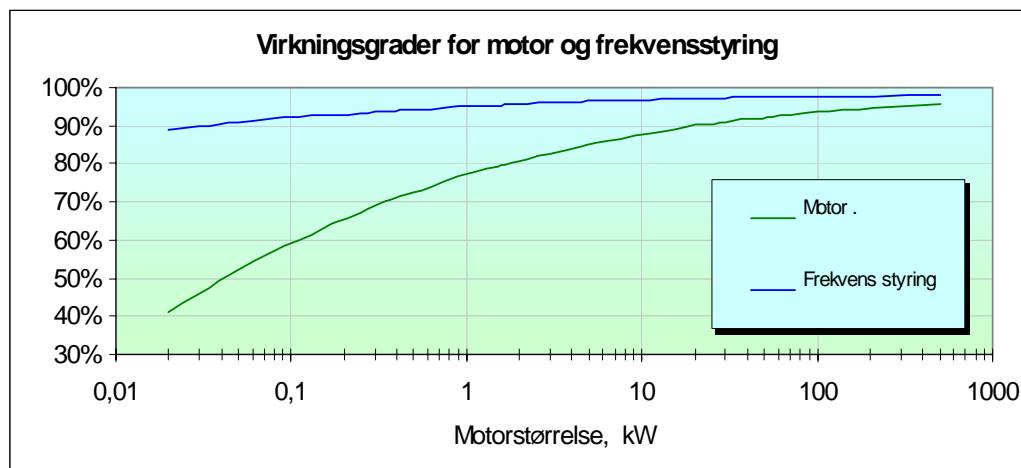
Det bemærkes, at virkningsgraderne for de forskellige dele ikke er uafhængige. F.eks. er motorens dellastvirkningsgrad afhængig af pumpens dellastvirkningsgrad, fordi motorens virkningsgrad er afhængig af pumpens belastningsaksel.

Inputtet i modellen starter således til højre i figuren og ender til venstre.

### 3.3 Normlastnyttegrader

#### 3.3.1 Normlastnyttegrader for motor og frekvensstyring afhængige af akseeffekt

Typiske nyttegrader for henholdsvis motor og frekvensstyring som funktion af motor-kapacitet (kW) fremgår af Figur 14:



Figur 14: Normlastvirkningsgrader for henholdsvis motor og frekvensstyring.

Det fremgår, at virkningsgraden er relativt lav for de små motorer, men vokser i takt med motorens størrelse. For motorstørrelser over 10 eller 100 kW er det dog begrænset, hvor meget nyttegraden stiger. Målt i absolutte tal har forbedringen dog stadigvæk stor betydning grundet motorernes størrelse.

Hvilke motorstørrelser er så relevante, når der skal pumpes tryk og flow? I nedenstående tabel findes en oversigt over relevante motorstørrelser og tilhørende pumpe størrelser for fjernvarmebranchen:

Eksempler, alle tal er afrundede	Flow, interval min. m <sup>3</sup> /h	Flow, interval maks. m <sup>3</sup> /h	Typisk dim. maks.	Trykløft bar	Systemnytte	Pumpenytte*	Motortræk kW	Eltræk kW
Små pumper	0	0,1	DN015	1	3 %	6 %	0,050	0,100
Mindre pumper	0,1	1	DN020	2	12 %	22 %	0,250	0,450
Mellemstore pumper	1	10	DN050	3	45 %	62 %	1,3	2,0
Større pumper	10	100	DN150	4	60 %	65 %	17	20
Store pumper	100	1.000	DN400	5	65 %	70 %	200	220

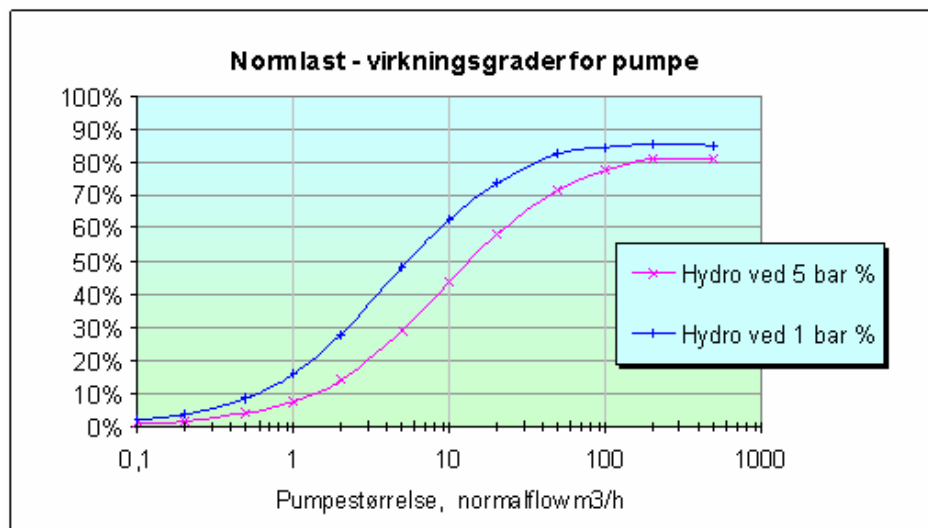
Tabel over relevante motorstørrelser med tilhørende pumpe størrelser samt normlastnyttegrader

\*) Pumpenyttegrad opgives for intervallets maksimale flow

Tabellen navngiver samtidig de forskellige pumpe størrelser, der bruges senere i rapporten.

### 3.3.2 Normlastnyttegrader for pumpe, motor og frekvensstyring afhængig af hydraulisk belastning

Pumpens normlastnyttegrad fremgår af Figur 15:



Figur 15: Normlastvirkningsgrader for pumpen, variation med hydraulisk belastning.

Det fremgår, at normlastnyttegraden er afhængig både af pumpens størrelse og trykløftkapacitet.

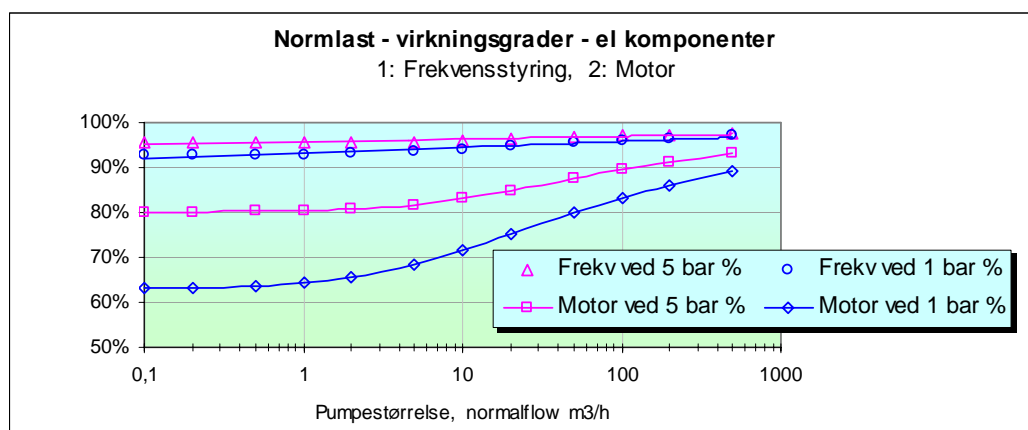
For meget store pumper er der ikke den store forskel, men under ca. 100 m<sup>3</sup>/h er der væsentligt større tab ved større trykløft. En 5 bar-pumpe har halvt så høj en nyttegrad som en 1 bar-pumpe for flow under 5 m<sup>3</sup>/h.

Det skal bemærkes, at graferne i Figur 15 er interpolationer over et kommercielt program af pumper, der ikke alle sammen passer lige godt til den angivne pumpningsopgave (tryk og flow). Små pumper, der løfter højt tryk, findes traditionelt ikke i varme-pumpeprogrammet.

Nyttegraden i området med lavt flow og højt trykløft kunne derfor være bedre, hvis der blev udviklet pumper hertil til varmtvand. Projektet fokuserer imidlertid hovedsageligt på pumper i området 10-1.000 m<sup>3</sup>/h.

De præcise tal er ikke vigtige i dette projekt. Formålet med graferne er at vise tendensen.

Når pumpens virkningsgrad er kendt, er det også muligt at plotte nyttegrader for motor og frekvensstyring over hydraulisk belastning, dvs. afhængighed af tryk og flow. Denne sammenhæng fremgår af Figur 16:



Figur 16: Normlastvirkningsgrader for motor og frekvensstyring. Disse er afhængige af pumpevirkningsgraden, der bl.a. medfører en stor forskel mellem 1 bar- og 5 bar-pumpen.

Det fremgår, at:

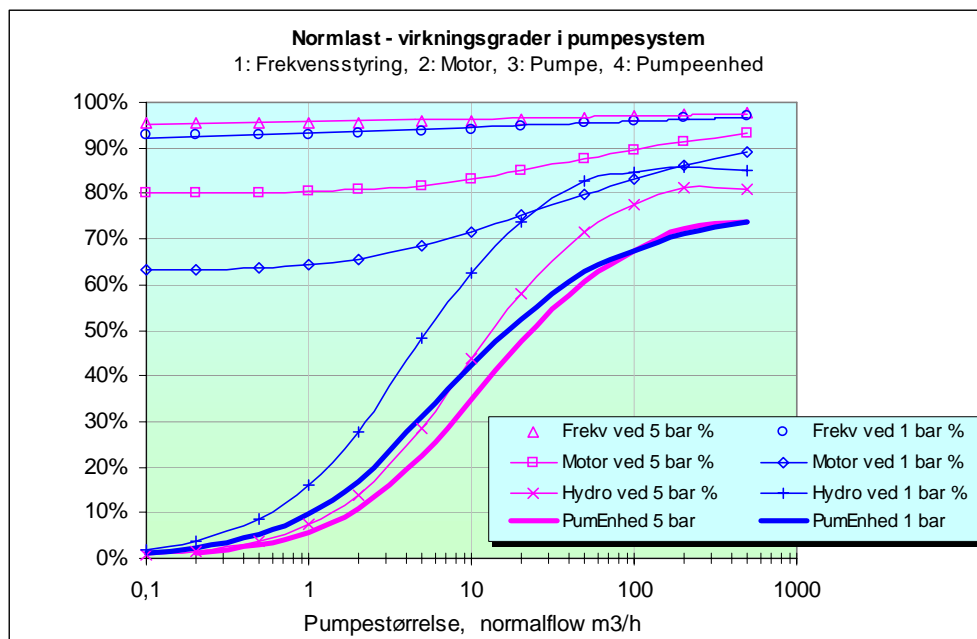
- virkningsgraden på frekvensstyring varierer fra ca. 90 % for de små pumpelinier til ca. 98 % for de store
- motorvirkningsgraden varierer fra ca. 60 % for de små pumpemotorer til 93 % for de største pumpemotorer

Den store forskel mellem kurverne for 1 bar-pumpen og 5 bar-pumpen skyldes, at motoren i nogle tilfælde er over 10 gange så stor for 5 bar-pumpen i forhold til 1 bar-pumpen. Dette skyldes forskel i trykudløst samt at 5 bar-pumpens nyttegrad kun er halvt så høj som 1 bar-pumpens.

Til sidst haves totalvirkningsgraden:

$$\text{Nytte.pumpeenhed} = \text{Nytte.pumpe} * \text{Nytte.motor} * \text{Nytte.frekvensstyring}$$

Resultatet fremgår af Figur 17:



Figur 17: Normlastvirkningsgrader for pumpeenheden er et resultat af nyttegraderne i henholdsvis pumpe, motor og frekvensstyring.

Det fremgår, at:

- elvirkningsgraden (dvs. pumpeenhedens virkningsgrad) varierer fra ca. 3 % for små pumper til ca. 70 % for de store pumper
- virkningsgraden for pumpeenheden i langt højere grad er afhængig af pumpens normflow end normtrykkløftet. Herved forstås de trykløft, der normalt bruges til fjernvarmepumper; 1-5 bar

Resultaterne bygger på data over Grundfos-pumper i år 2002 i området flow 0,2-200 m<sup>3</sup>/h og trykløft 0,1-5 bar. Det skal nævnes, at der ikke i hele området findes pumper med en kapacitet, der præcist er tilpasset grafens forudsætninger, men pumpesortimentet bliver til stadighed udvidet med nye og bedre pumper.

### 3.4 Dellastnyttegrader

Sidste afsnit beskrev nyttegraden ved pumpens normalbelastning. Når pumpens belastning reduceres fra normlast til dellast, reduceres virkningsgraden i en grad, der er afhængig dels af dellastens størrelse (i forhold til pumpestrømningen), dels pumpestrømningen.

### 3.4.1 Overblik over dellastnyttegradernes størrelse

Ovenfor blev normlastnyttegraden for fjernvarmepumpeenheder angivet relativt entydigt ud fra pumpekapaciteten. Derimod er der stor variation i, hvor meget nyttegraden reduceres ved dellast.

I nedenstående tabel gives en overordnet indikation af, hvor meget nyttegraden falder, når pumpelasten reduceres:

Relativ nyttegrad (nyttegrad ift. normnyttegrad)	100 % normflow	50 % normflow	25 % Normflow
Små pumper: < 0,1 kW	100 %	35 %	10 %
Mindre pumper: < 1 kW	100 %	80 %	30 %
Mellem pumper: < 10 kW	100 %	85 %	40 %
Større pumper: <100 kW	100 %	90 %	45 %
Store pumper: < 1.000 kW	100 %	95 %	50 %

Tabel: Reduktion i last reducerer pumpeenhedens nyttegrad. Tallene er afrundet for overblikkets skyld. Den forudsatte sammenhæng mellem tryk og flow er som ved fast rømodstand. Især for de mindste pumper kan tallene dække over, at der muligvis ikke findes en egnet pumpe til opgaven. Kilde: Grundfos, DESMI m.fl.

Tallene i ovenstående tabel er stærkt forenkede med det formål at tilgodese overblikket. I praksis varierer tallene en del; der er flere forskellige pumpetyper, og pumpekapaciteten passer med varierende held i forhold til angivet kapacitet. Referenceflowet, "normflowet", er således ikke en helt fast størrelse.

Det fremgår, at:

- for pumper over 1 kW eller 1 m<sup>3</sup>/h er reduktionen i nyttegrad kun 20 %, når flowet halveres. For mindre pumpe falder nyttegraden mere, men disse pumper ligger dog primært uden for projektets fokusområde
- falder flowet yderligere, begynder nyttegraden at falde voldsomt
- reduktionen i nyttegrad er afhængig af flowkapacitet

Formlen for pumpeenhedens nyttegrad er følgende:

$$\text{Nytte.pumpeenhed} = \text{Nytte.pumpe} * \text{Nytte.motor} * \text{Nytte.frekvensstyring}$$

Det kan virke mindre voldsomt, hvis nyttegraden for hver komponent for sig f.eks. falder til 80 % af fuldlastnyttegraden. Elforbrugets størrelse bestemmes dog af den samlede nyttegrad for pumpeenheden, og den bliver:

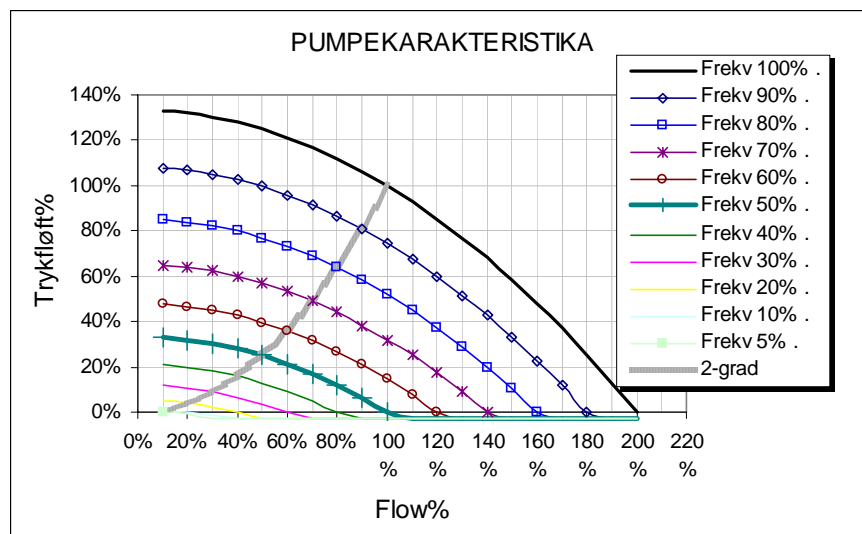
$$80\% * 80\% * 80\% = 50\%$$

Det er derfor ikke svært at forklare, at der kan forekomme et betydeligt fald i nyttegraden for pumpeenheder ved dellast, selv om nyttegradsdiagrammerne for den enkelte komponent i katalogerne ser rimelige ud.

For at komme tættere på størrelsen af effekten af de reducerede nyttegrader, må de enkelte komponenter i pumpeenheten analyseres nærmere.

### 3.4.2 Dellastnyttegrad, centrifugalpumpe

I fjernvarmebranchen anvendes som regel centrifugalpumper, især ved mellemstore og større pumper. Pumpekarakteristika som funktion af rotationshastighed angives i nedenstående tryk/flow-diagram (også kaldet PV-diagram eller pumpediagram), Figur 18:



Figur 18: Standardpumpekarakteristika for en centrifugalpumpe. Bemærk hvor 100 % trykløft og 100 % flow er defineret.

Bemærk at alle pumpekarakteristika angives i relative værdier, der bl.a. har den fordel, at det er nemmere at sammenligne store og små pumper. Referencepunktet, dvs. 100 % flow/100 % trykløft er defineret således, at trykløft ved nul flow er 133 %, og flow ved nul trykløft er 200 %. Referencepunktet ligger på karakteristika for 100 % rotationshastighed. For 100 % rotationshastighed er karakteristika en parabel af formelen:

$$\text{Trykløft}(V) = 4/3 - 1/3 \cdot V^2 = 4/3 \cdot (1 - 1/4 \cdot V^2) = 4/3 \cdot (1 - (V/2)^2)$$

Hvor V er flow ift. referenceflow. For rotationshastigheder mindre end 1 bliver karakteristika:

$$\text{Trykløft}(V) = r^2 \cdot 4/3 - 1/3 \cdot V^2 = 4/3 \cdot (r^2 - 1/4 \cdot V^2) = 4/3 \cdot (r^2 - (V/2)^2)$$

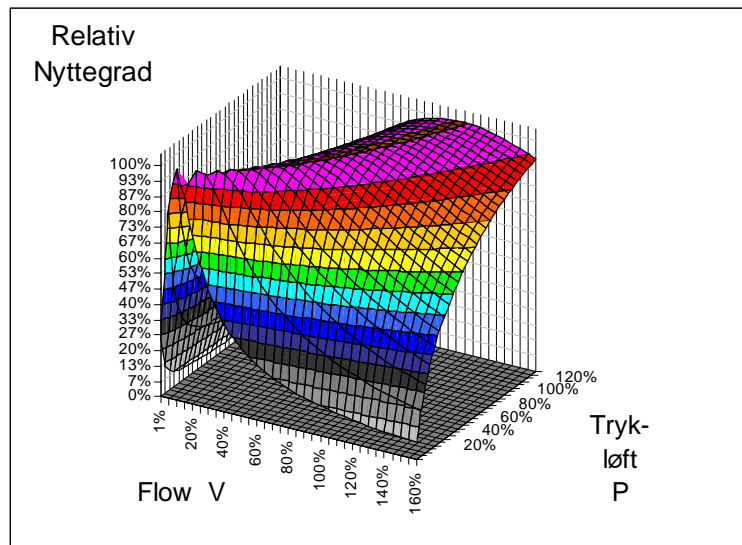
Ovenstående formler for relativt flow, tryk og rotationshastighed kan udledes ud fra lignende formler i de fleste pumpehåndbøger.

Formlerne gælder rene centrifugalpumper. I praksis vil variation i design og nyttegrad fra den ene Pumpe til den næste spille ind, så de enkelte pumpekarakteristika vil afvige i nogen grad fra formlens. Denne modellering vurderes dog til at være fuldt tilstrækkelig mht. de analyser, der foretages som en del af nærværende projekt.

For centrifugalpumper medfører fysikkens love, at flowet helst følger det "rumfang", som pumpekovlene omslutter, dvs. flowet følger gerne rotationshastigheden i første potens. Trykløftet følger derimod helst "kasteeffekten" væk fra midten af pumpehjulet, dvs. trykløftet følger helst anden potens af rotationshastigheden.

Ovenstående betyder, at pumpens trykløft er mest tilbøjeligt til at følge flowet i anden grad. Hvis centrifugalpumpens nyttegrad tegnes i et tryk/flow-diagram, vil bjergkammen for bedste nyttegrad ligge således, at trykløftet følger flowet i anden grad, se Figur 19.

Formindskes pumpebelastningen, således at forholdet mellem tryk og flow følger denne "andengrads-højderyg", falder nyttegraden kun langsomt, men dog en del. Dette fald er hovedsagelig afhængigt af rotationshastigheden og sker ifølge ændring i såkaldt nyttegradskomponent L.

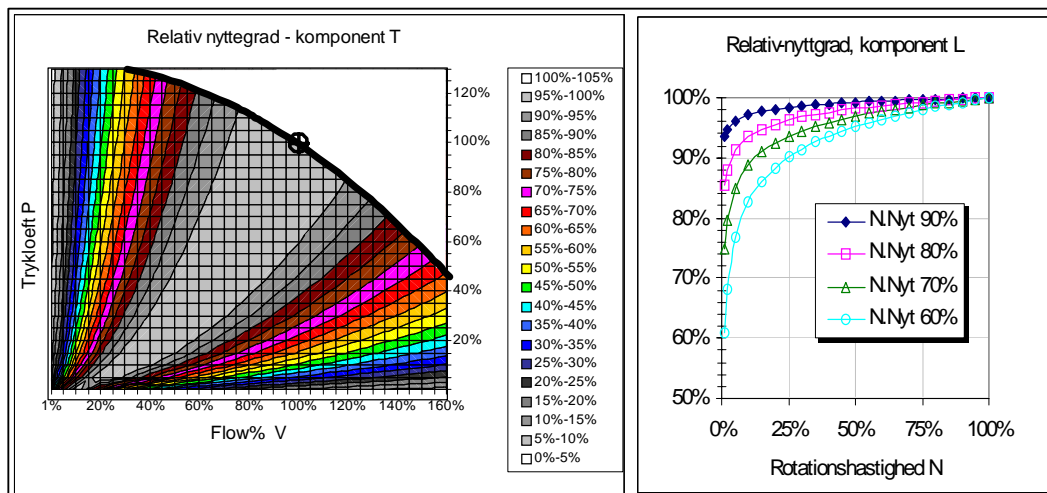


Figur 19: Nyttegrad for centrifugalpumper følger gerne en bøjet "bjergkam" (nyttegradskomponent T).

Hvis derimod tryk og flow ændrer sig på tværs af "højderyggen", f.eks. ved at trykløft falder, mens flowet stiger, så falder nyttegraden relativt hurtigt. Dette sker ifølge ændring i nyttegradskomponent T.

De to nyttegradskomponenter, komponent T og komponent L, fremgår af Figur 20.





Figur 20: De to nyttegradskomponenter for centrifugalpumpen, T og L, "på tværs" og "på langs".

Nyttegraden for centrifugalpumpen (N) modelleres som produktet af de to nyttegradskomponenter:

$$N.pumpe (P, V) = N.L(R(P, V)) * N.T(a(P, V^2))$$

hvor R er rotationshastighed afhængig af tryk og flow:

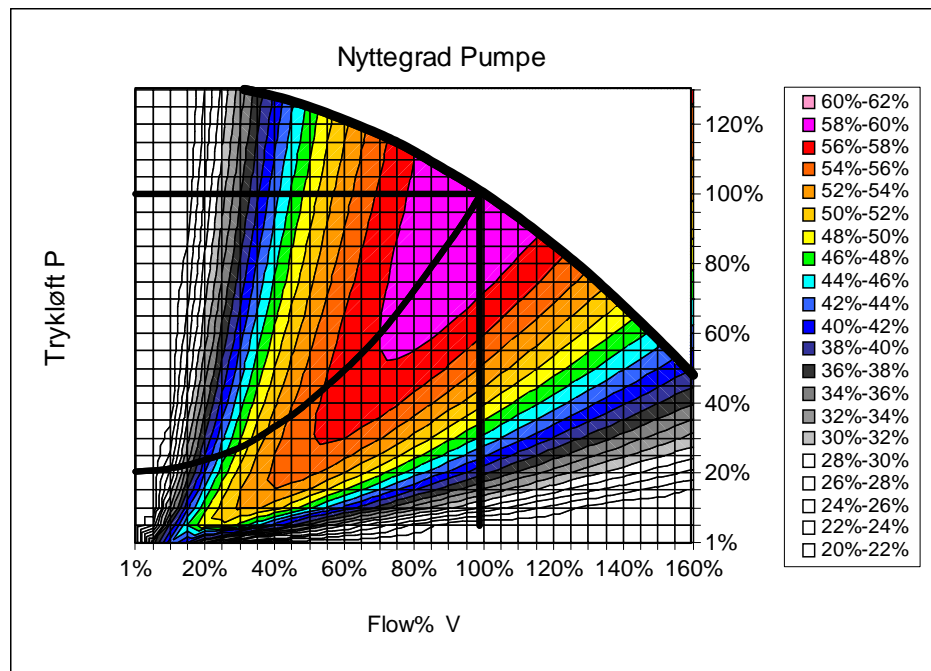
$$R = (\frac{3}{4} * P + \frac{1}{4} * V^2)^{\frac{1}{2}}$$

mens f er andengradsfunktion afhængig af tryk og flow:

$$f = a * V^2$$

Med hensyn til de kvantitative dele af modellen er værdierne af parametrene i modellen et resultat af regression af data over nyttegrader for et stort antal almindelige fjernvarmepumper.

Den resulterende fordeling i dellastnyttegrad fremgår af Figur 21 (et eksempel):



Figur 21: Nyttegrad for centrifugalpumpen (dvs. motor og frekvensstyring er ikke inkluderet).

Det fremgår, at nyttegraden er meget afhængig af, hvor belastningen ligger udtrykt ved kombinationen af tryk og flow.

### 3.4.3 Dellastnyttegrad, motor

Frekvensstyrede motorer er som regel VT, "variable torque", således at momentkurven stiger ved stigende frekvens.

Motorens elforbrug fås ifølge formlen:

$$\text{Motor-el} = \text{Akseleffekt} / \text{Nyttegrad.motor}$$

$$\text{Akseleffekt} = \text{Moment} * \text{Rotationshastighed}$$

$$\text{Nyttegrad motor} = \text{funktion (moment, rotationshastighed)}$$

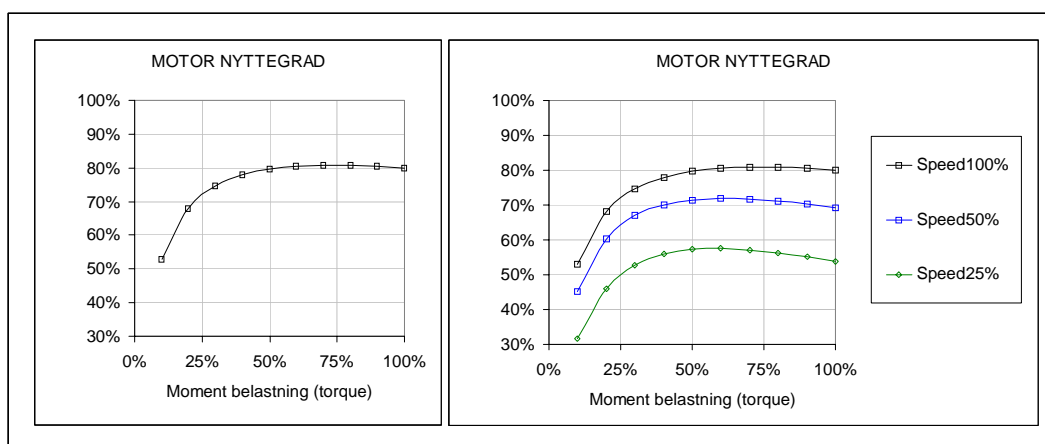
Tabene i motoren består af:

- Statortab
  - Strømvarmetab i statorvikling
  - Jerntab i statorblik
  - Lastafhængige tillægstab
- Rotortab
  - Strømvarmetab i rotorvikling
  - Lastafhængige tillægstab

- Rotationstab
- Akseltabseffekt
- Mekanisk effekt

Tabene er mest afhængige af parametrene strøm og rotationshastighed. Hvis effekten i pumpen stiger med rotationshastigheden i tredje potens - som det ofte er tilfældet med hydraulisk belastning - mens tabene stiger med rotationshastigheden i en lavere potens, må det forventes, at nyttegraden er dårligere ved lavere rotationshastigheder.

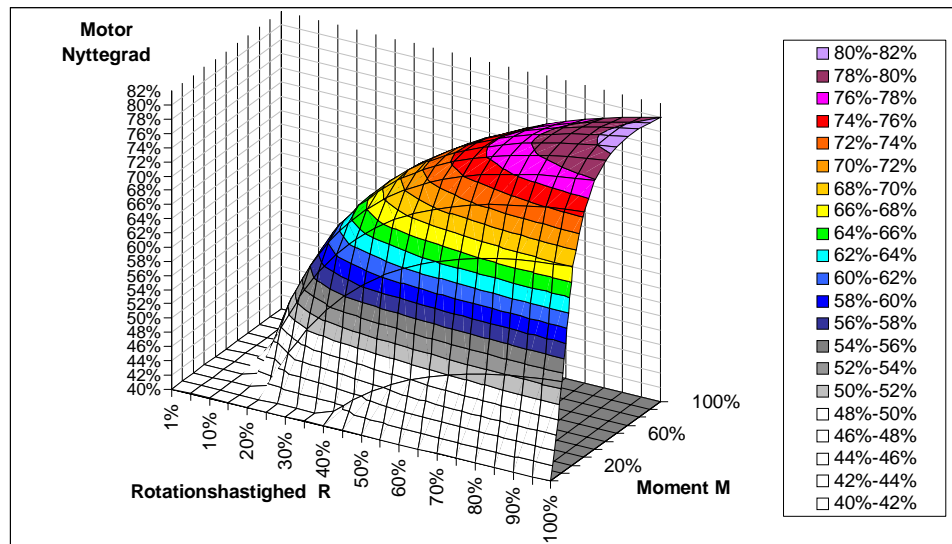
Tab for motor uden og med frekvensstyring vises i nedenstående Figur 22:



Figur 22: Til venstre: Virkningsgrad for en motor uden frekvensstyring, hvor høj virkningsgrad beholdes ned til halv belastning. Til højre: Frekvensstyret motor - generelt falder nyttegraden med faldende rotationshastighed.

Det fremgår, at for en motor uden frekvensstyring holder nyttegraden sig høj, selvom belastningen reduceres til under halvdelen af maksimalbelastningen. For en motor med frekvensstyring falder nyttegraden, når rotationshastigheden sættes ned. Besparelserne forbundet med frekvensstyring bygger altså på, at motoren skal yde mindre, og at dette vejer tungere end øget tab i motor og frekvensstyring set i forhold til ydelsen.

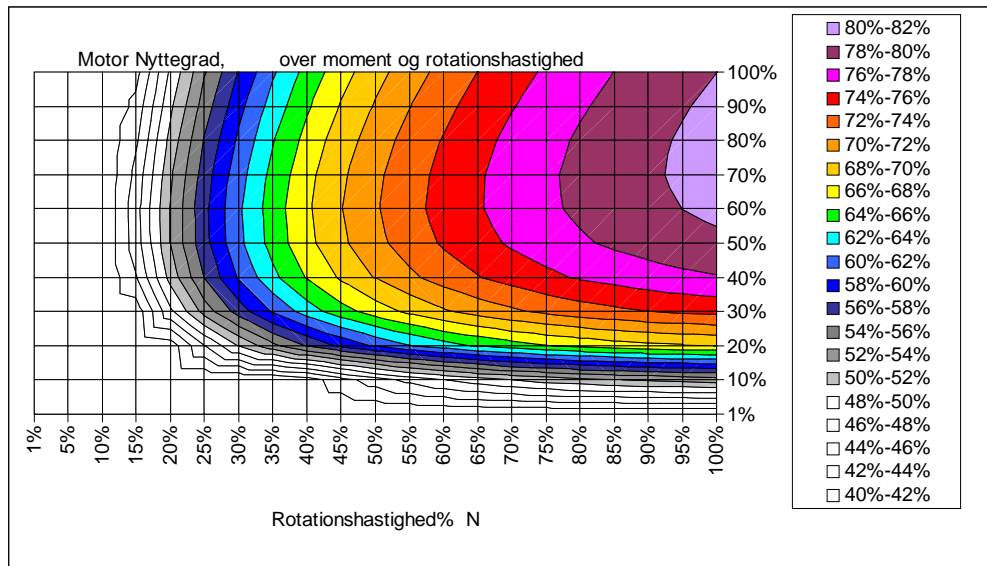
Det generelle billede for motornyttegraden ved alle kombinationer af momenter og rotationshastigheder må vises i en 3D-graf, se Figur 23.



Figur 23: Virkningsgrad for en motor afhængig af moment og rotationshastighed.

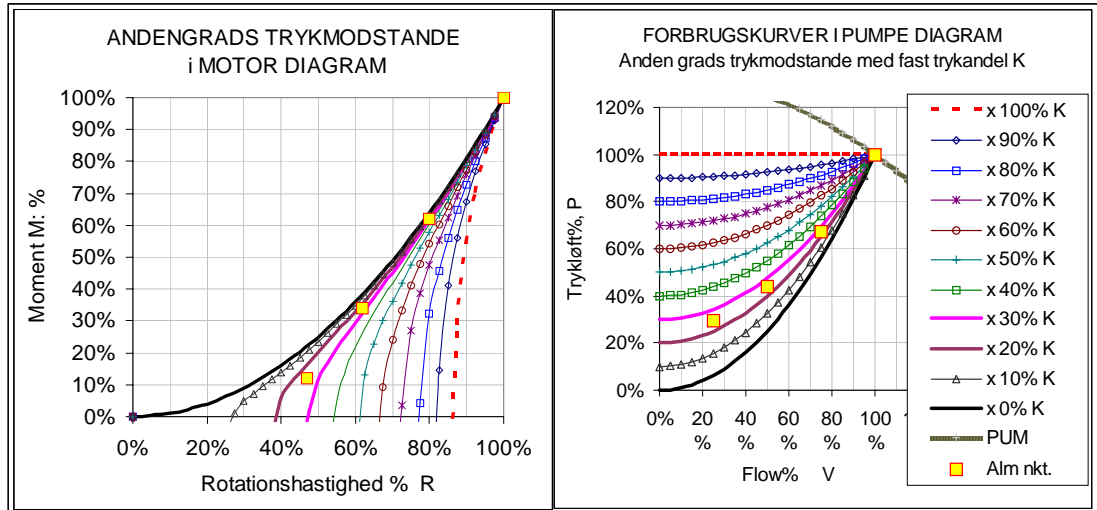
Bemærk, at snittet i den nærmeste ende (100 % hastighed) i grafen er den samme kurve som i kurvegrafen for en motor uden hastighedsregulering.

Motortabet ved dellast er afhængig af, hvordan lasten reduceres. Hvor meget falder momentet i forhold til rotationshastigheden? Før nærmere fastlæggelse af, hvilket område for nyttegrader der er relevant ved fjernvarmepumpning, vises motornyttegraden som niveauplot i en regulær graf for moment og rotationshastighed, hvor skællærne kan aflæses direkte, Figur 24.



Figur 24: Motorvirkningsgrad, nu som niveauplot over rotationshastighed og moment (y-aksen).

Det område, der er relevant for fjernvarmepumper, vises i Figur 25:



Figur 25: Når forbrugskurverne i pumpediagrammet th. projekteres over i motordiagrammet tv., fremgår det, hvilket område i motordiagrammet der er mest relevant for fjernvarmepumpning. Punkterne angiver værdier for almindelig sammenhæng mellem tryk og flow.

Kurverne i motordiagrammet (rotationshastighed og moment) er de samme kurver, som er vist i pumpediagrammet ved siden af. Ofte er det faste trykløft omkring 20 %, måske op til 30 %, af det maksimale samlede trykløft. Området beskrives af de to linier omkring de fire punkter i begge grafer.

Det bemærkes, at det kun er de to nederste punkter (firkanter), der repræsenterer almindelige driftspunkter. Det øverste punkt forekommer aldrig, det næstøverste sjældent.

Når dette område sammenholdes med motornyttegraden angivet i motordiagrammet, kan det konkluderes, at motorvirkningsgraden holder sig meget pænt ned til halvt moment/halv rotationshastighed, dvs. en fjerdedel af akseeffekten. Herefter begynder den at falde hurtigere. Forringelsen i nyttegrad er afhængig af motorstørrelsen. For større motorer er forringelsen mindre, idet dellasten skal formindskes yderligere før forringelsen opnår et betydeligt niveau.

#### 3.4.4 Dellastnyttegrad, frekvensstyring

Frekvensstyringen står for i størrelsesordenen nogle få procent af tabet.

I det efterfølgende tages tab i motor og frekvensstyring under et (når andet ikke er angivet).

#### 3.4.5 Dellastnyttegrad, motor, afhængig af tryk og flow

For at kunne overskue dellastnyttegraden for pumpeenheten er det nødvendigt at beskrive motornyttegraden som funktion af tryk og flow.

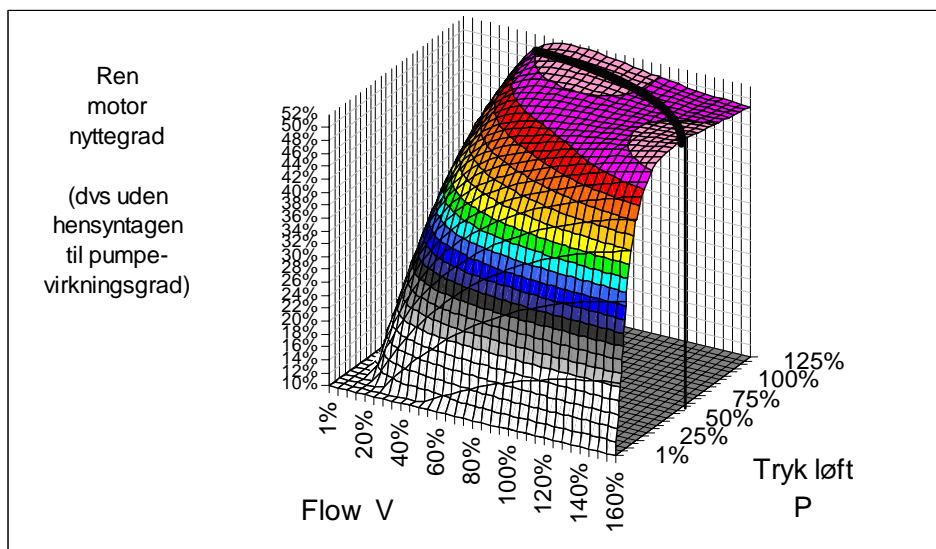
Dette gøres ifølge sammenhængen:

$$\text{Moment} * \text{Rotationshastighed} = \text{Akseeffekt} = \text{Tryk} * \text{Flow} / \text{Pumpevirkningsgrad}$$

Herefter haves:

$$\text{Motornyttegrad} = g(M,R) = f(P,V)$$

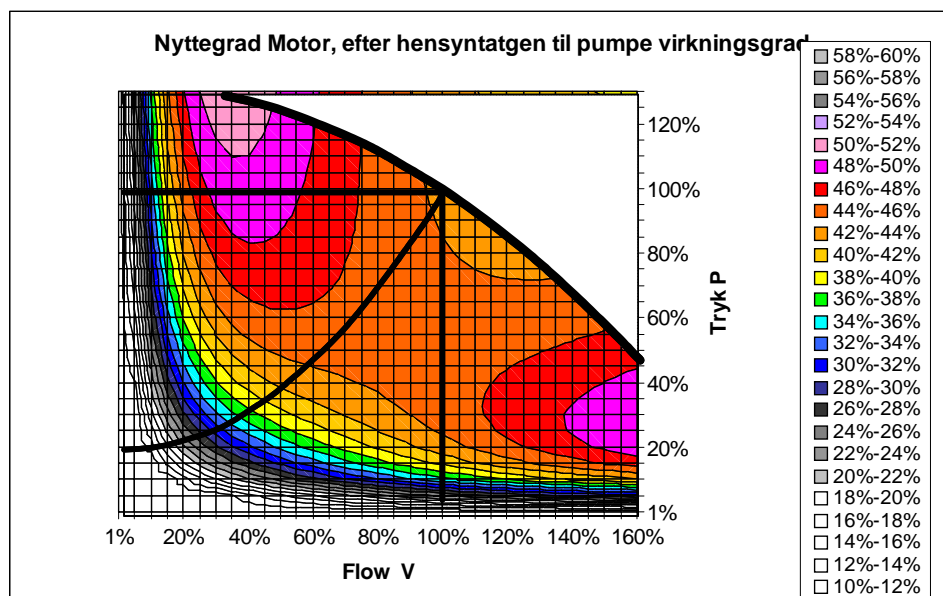
Det bemærkes, at motorvirkningsgraden er afhængig af variationen i pumpevirkningsgraden. Motorvirkningsgraden uden indvirkning af pumpevirkningsgrad vises i Figur 26.



Figur 26: Motorvirkningsgrad gjort afhængig af tryk og flow, "ren", dvs. uden hensyntagen til variationen i pumpevirkningsgrad. Pumpekarakteristika vises også.

Det flade område foroven i figuren skyldes, at motorvirkningsgraden ved en række bestemte forhold mellem moment og rotationshastighed stiger en anelse i første omgang, når belastningen formindskes. Det ses, at motorvirkningsgraden er høj indtil en vis afstand fra kurven for maksimal rotationshastighed. Herefter går det stejlt nedad.

Efter hensyntagen til pumpevirkningsgrad ser billedet ud som i Figur 27.

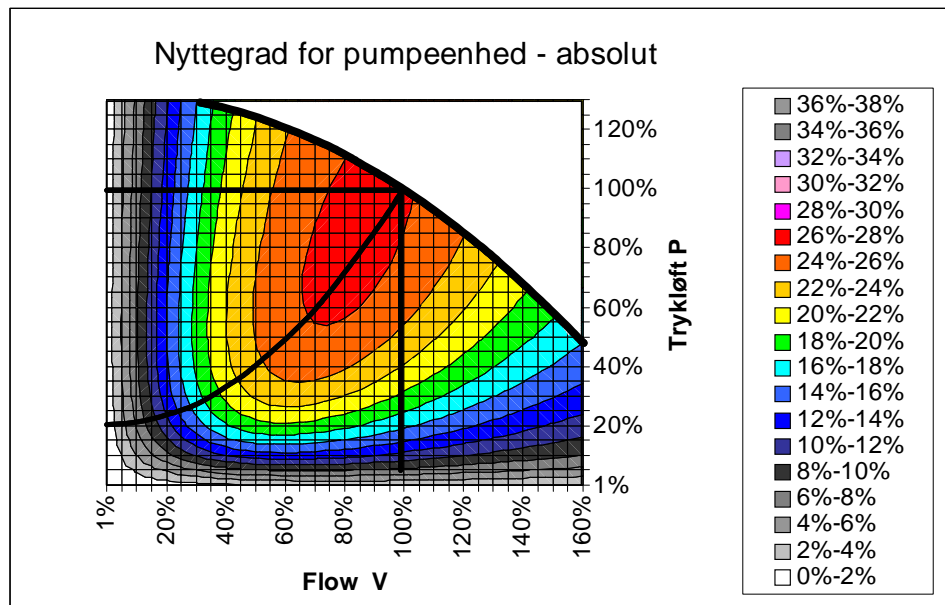


Figur 27: Motorvirkningsgrad i PV-diagram efter hensyntagen til pumpevirkningsgrad (eksempel).

Selv om figuren kun viser motorvirkningsgraden, er den samtidig et resultat for, hvordan pumpevirkningsgraden påvirker motorvirkningsgraden.

### 3.4.6 Dellastnyttegrad, pumpeenhed

Herefter multipliceres pumpevirkningsgraden med motorvirkningsgraden i alle punkterne i pumpediagrammet. Resultatet vises i Figur 28.



Figur 28: Nyttegraden for en pumpeenhed er et resultat af, hvordan nyttegraderne for henholdsvis pumpe, motor og frekvensstyring påvirker hinanden (et eksempel).

Der fremgår af grafen, at nyttegraden holder sig pænt på det relativt store område i nærheden af normlastpunktet (P 100 %/V 100 %). Det skyldes det forhold, at nyttegraderne for henholdsvis motor og pumpe ikke falder stejlt i de samme områder. Uden for området går det derimod stejlt nedad.

En reduktion i virkningsgraden for motor og frekvensstyring kan veje tungere end en reduktion i pumpevirkningsgraden i de tilfælde, hvor trykløftet skyldes faste trykmodstande (andengradssammenhæng). Det giver en relativt begrænset reduktion i selve pumpe nyttegraden ned til 25 % - 50 % flow.

Det endelige resultat mht. årsvirkningsgrad kommer an på driftsbelastningens sammensætning og dens størrelse i forhold til pumpekapaciteten.

Driftsbelastningen behandles i næste kapitel.



## 4 DRIFTSBELASTNING AF PUMPER

Hvor sidste kapitel beskrev sammenhængen mellem nyttegrader og hydraulisk belastning, handler dette kapitel derimod om relevant hydraulisk belastning, som er essentiel for beregningen af pumpernes årsvirkningsgrader i næste kapitel.

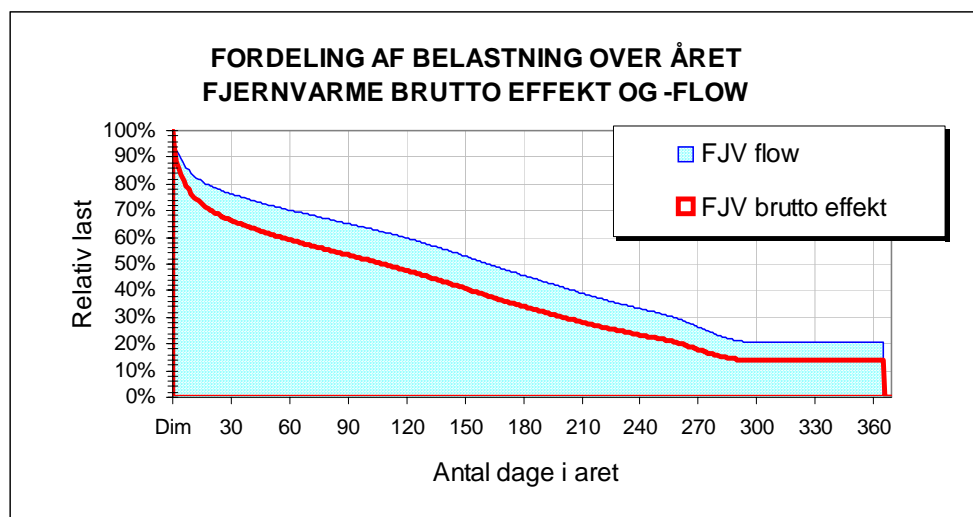
### 4.1 Hydraulisk belastning af pumper

Fjernvarmepumpernes belastning over året er afhængig af, hvordan fjernvarmeforbruget af værk fordeler sig over året.

Fjernvarmebelastningen af værk består af tre hovedkomponenter; rumopvarmning, brugsvandopvarmning og ledningstab. Formen af dens varighedskurve er hovedsageligt afhængig af:

- Rumopvarmningen, som er afhængig af vejr, temperatur og vindforhold
- Antallet af forbrugere; jo større antal, jo mere jævn er belastningen. Belastningen er betydelig mere spids om morgenen i de små byer end i de større
- Typen af forbrugere; erhverv, boliger, etc.
- Det relative ledningstab, der stiger med stigende udstrækning af nettet og også er afhængigt af rørtyper

Typiske varighedskurver for fjernvarmeforbrug af værk er vist i Figur 29:

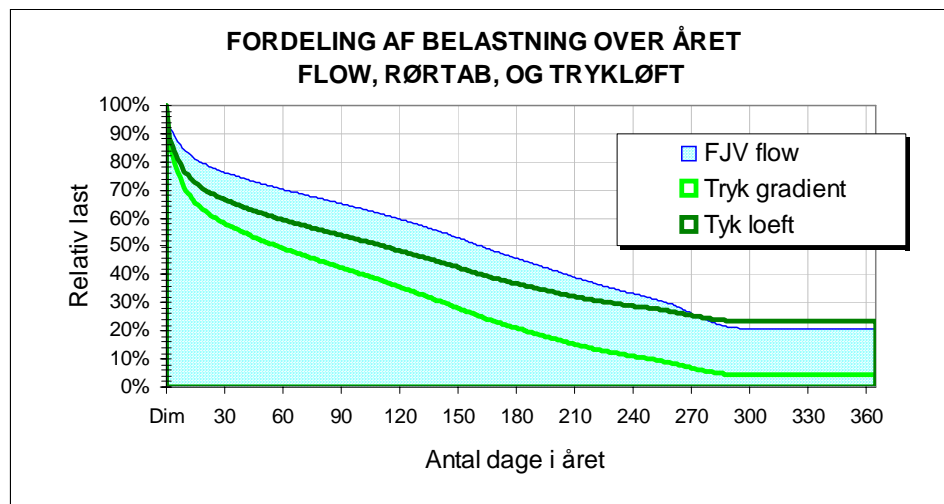


Figur 29: Varighedskurve for henholdsvis fjernvarmelast (rød i forgrunden) og fjernvarmeflow, begge af værk. Forskellen på de to kurver skyldes variation i temperaturdifferens mellem frem- og returløb.

Varighedskurven bygger på det danske – vejrmæssige - normalår, typisk sammensætning af forbrugere, rumopvarmning, brugsvandsbehov og ledningstab (fjernvarme brutto, dvs. af værk med ca. 3.400 fuldlasttimer svarende til en varighedsfaktor på 40 %).

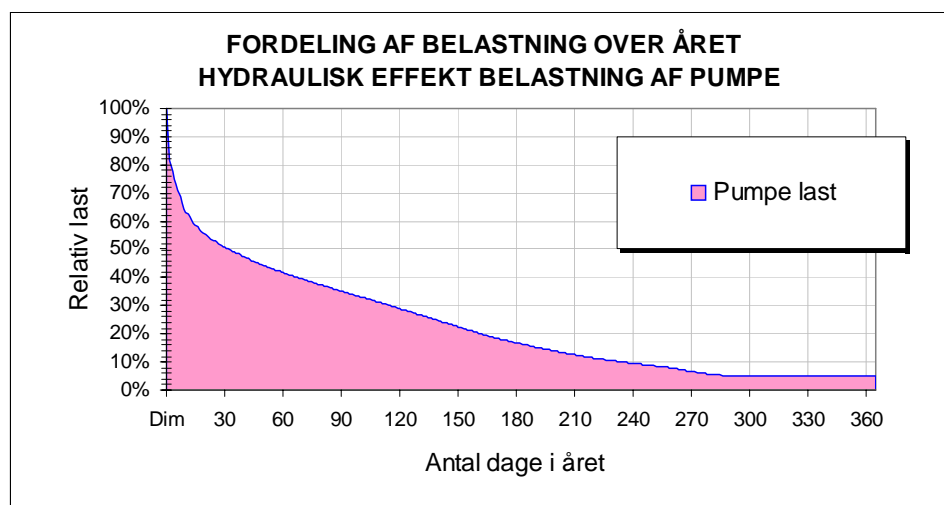
Varighedskurven for flow afhænger af, hvordan fjernvarmetemperaturerne varierer over året. Den angivne flowvarighedskurve gælder for en typisk variation i fjernvarmetemperaturer (kold vinterdag 90/45 ° C, sommer 70/40 ° C) og resulterer i en varighedsfaktor på knap 50 %.

Varigheden i trykløft er afhængig af varigheden i flowet, det minimale "holdetrykløft" samt geometriske forhold. Ved den enkleste sammenhæng mellem disse faktorer er variationen i trykløft som vist i Figur 30:



Figur 30: Variation i flow og trykløft ved den meste enkle sammenhæng, "basisrørnet".

Pumpens hydrauliske energieffektbelastning fås som produktet af trykløft og flow og fremgår af Figur 31.



Figur 31: Varigheden for hydraulisk belastning på pumpen (målt i relativ effekt) som resultat af varighedskurverne i ovenstående figurer.

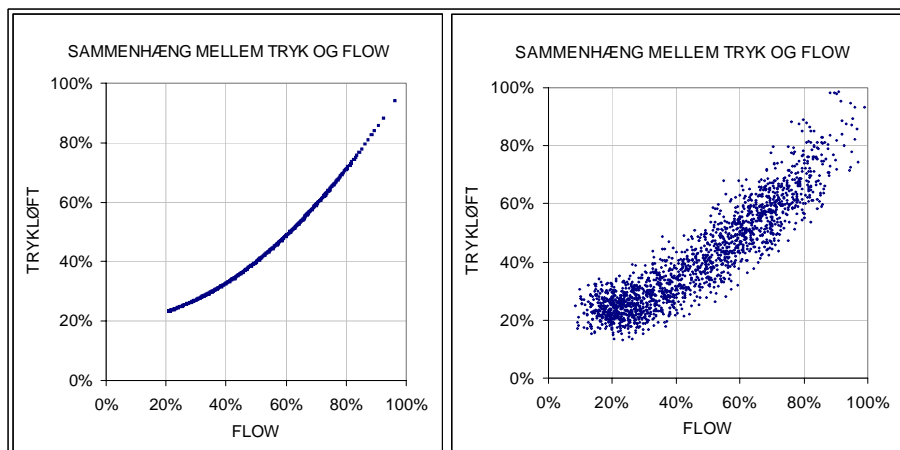
Dette resulterer i en varighedsfaktor for pumpearbejdet på 18 % svarende til ca. 1.600 fuldlasttimer.

Ovenstående varighedskurve kan ses som en reference. Kurven bliver nemt stejlere. Det sker f.eks. ved små lokalnet med få forbrugere, velisolerede huse og fordeling af pumpelasten på flere pumper, herunder decentrale pumper, m.m.

Varighedskurven forudsætter en entydig sammenhæng mellem trykløft og flow, men det er ikke nødvendigvis tilfældet i praksis.

Dette skyldes flere forhold; reguleringsudsving, at flere varmeproducenter er tilkoblet nettet, at der er en ikke-jævn geometrisk blanding af forbrugertyper, kuperet terræn, m.m. Selve netgeometrien har her en stor indflydelse.

Forskellen mellem teoretisk sammenhængende tryk og flow og et eksempel på et i praksis sammenhængende tryk og flow illustreres i Figur 32.



Figur 32: Teoretisk sammenhæng mellem tryk og flow til venstre. Så entydig er sammenhængen dog ikke i praksis. Det skyldes flere forskellige faktorer, et eksempel vises til højre. Hvert punkt angiver to timer, i alt et år.

Begge grafer udarbejdet på baggrund af en varighedskurve over flowet som angivet ovenfor, hvor hvert punkt står for to timer, spredt over året. Forskellen er, at trykket ikke entydigt følger flowet i grafen til højre, som det er tilfældet med grafen til venstre, hvor sammenhængen er:

$$\text{Trykløft} = \text{Fast trykløft} + K * \text{Flow}^2$$

Fordelingen til venstre bruges som input til belastningen på pumper i de analyser i næste kapitel, der omhandler pumpernes elforbrug som et resultat af belastningen.

I praksis kan belastningen blive endnu mere uregelmæssig, herved forstås længere væk fra andengradskurven. En række forskellige belastningstyper blev vist kvalitativt i indledningen af denne rapport. I de næste afsnit vises et par kvantitative eksempler, dvs. aktuelle driftsdata fra værkerne.

## 4.2 Driftsdata fra værkerne

### 4.2.1 Generelt om dataindsamlingen

Planen var at bruge data fra flere forskellige værker, måske tre stykker. Som en del af dette projekt blev der dog forhandlet med i alt seks fjernvarmeverker omkring data. Baseret på erfaring fra tidligere projekter er der traditionelt flere forskellige barrierer på vejen til den succesfulde dataanalyse.

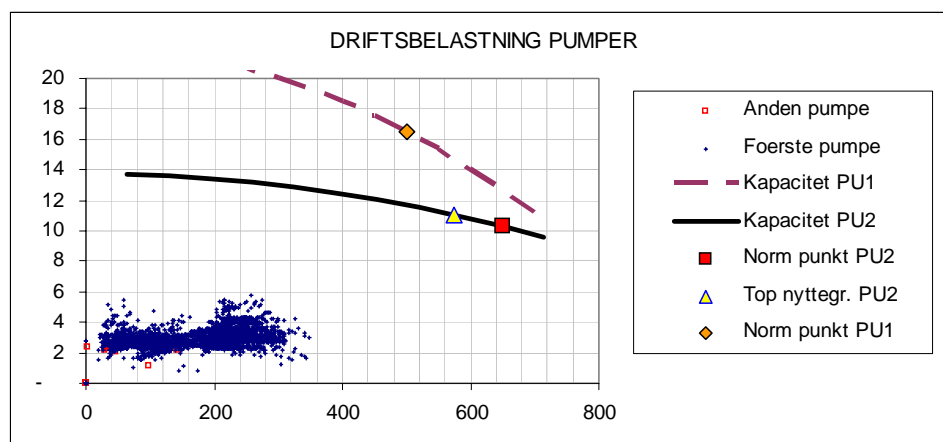
Disse barrierer er fortrolighed, modstridende kommercielle interesser, manglende arbejdsressourcer, fejl i data såsom udfald i perioder, manglende målere, og andre ikke komplette oplysninger, der medfører, at data alligevel ikke kan bruges. Dette opdages i visse tilfælde først langt inde i analysen.

Under databehandlingen er der indlagt forskellige automatiske filtre, der fanger uregelmæssigheder såsom udfald af enkelte målinger og fejlmålinger.

Data fra tre værker er færdiganalyseret under dette projekt og gengives nedenfor. Dataene er som udgangspunkt fortrolige, og navnene på værkerne oplyses ikke.

### 4.2.2 Data fra værk nummer et

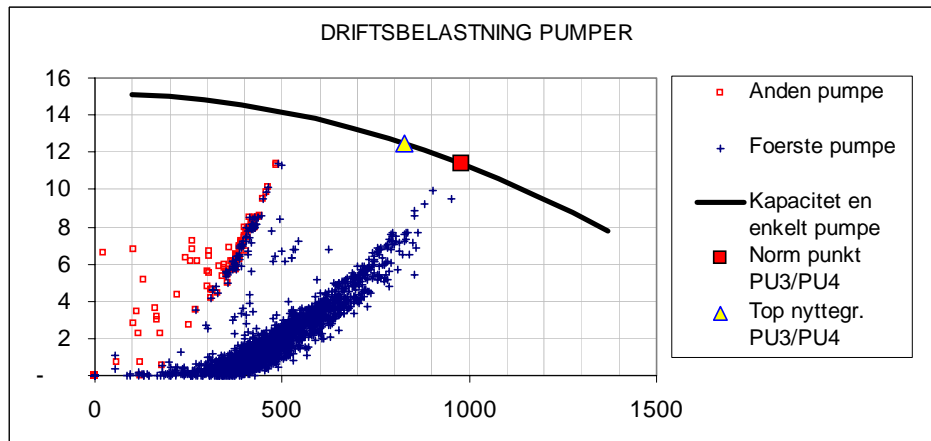
Herunder angives driftsdata for tre vilkårligt valgte pumpepar fra værk nummer 1. Driftsdata for det første pumpepar angives i Figur 33:



Figur 33: VÆRK 1A, pumperne PU01 og PU02 kører parallelt. Driftspunkterne deles op på første og anden prioritet. Skala i bar og m<sup>3</sup>/h.

Punkterne er timeværdier over et år. Det fremgår, at pumperne kører på lav delast det meste af året. De fleste driftspunkter falder inden for et område, hvor flowet er ca. 10-30 % af den mindre pumpe normflow, mens trykket er 25-30 % af den mindre pumpe normtryk. Som vist i sidste kapitel (Figur 28) er nyttegraden stærkt reduceret i dette område. Den forventes at være 20-50 % af normnyttegraden for de fleste punkters vedkommende.

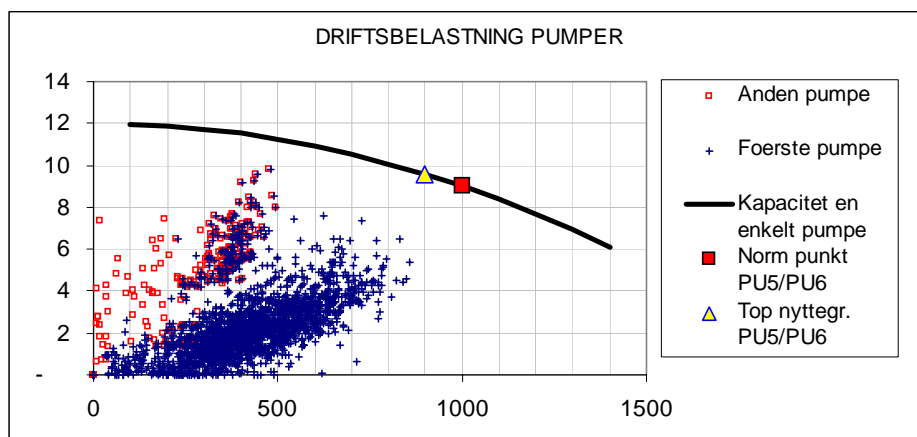
Driftsdata for det næste pumpepar angives i Figur 34.



Figur 34: VÆRK 1B, de to ens pumper er parallelkoblede. Driftspunkterne deles op på første og anden prioritet. Skala i bar og  $\text{m}^3/\text{h}$ .

Punkterne er timeværdier over et år. I dette tilfælde er sammenhængen mellem tryk og flow rimelig regelmæssig efter parabelkurven. Den største del af driftsbelastningen ligger på 30-60 % af normflow, men kun 5-20 % af normtryk. Som vist i sidste kapitel er nyttegraden væsentlig reduceret i dette område; det ligger "under" området med høj nyttegrad. Nyttegraden forventes at være 10-60 % af normnyttegraden for de fleste punkters vedkommende (de yderste punkter dækker 1-99 %).

Driftsdata for det næste pumpepar angives i Figur 35:

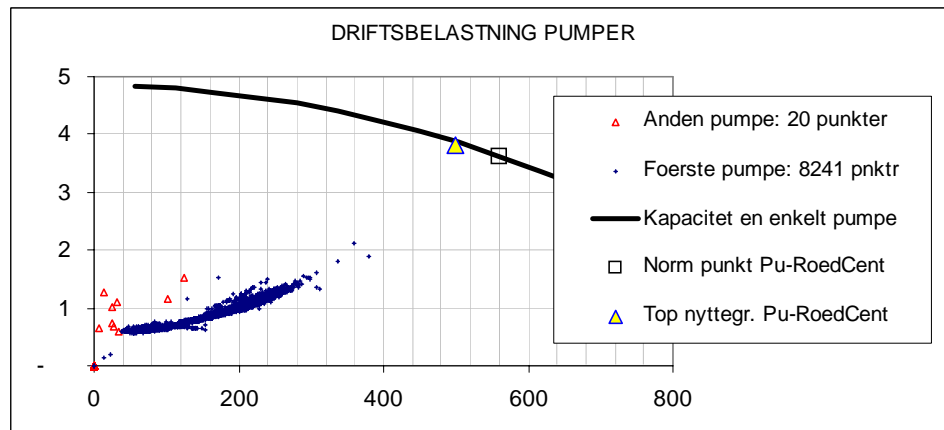


Figur 35: VÆRK 1C, de to ens pumper er parallelkoblede. Driftspunkterne deles op på første og anden prioritet. Skala i bar og  $\text{m}^3/\text{h}$ .

Punkterne er timeværdier over et år. Det fremgår, at pumpekapaciteten her ikke er så stor i forhold til hovedgruppen af driftspunkter, som i nogle af de tidligere eksempler. Den største del af driftsbelastningen ligger på 30-50 % af normflow og 10-30 % af normtrykket. Ifølge sidste kapitel er nyttegraden dog stadigvæk væsentligt reduceret i dette område; ca. 20-60 % af nyttegraden i normpunktet.

#### 4.2.3 Data fra værk nummer to

Herunder angives driftsdata for et vilkårligt valgt pumpepar fra værk nummer 2. Driftsdata for det første pumpepar angives i Figur 36:

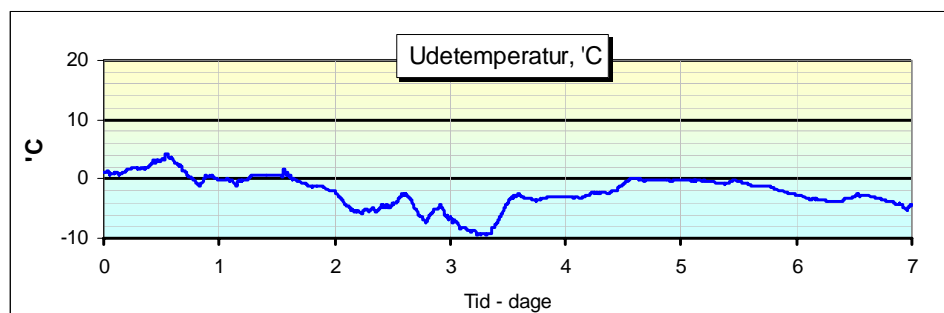


Figur 36: VÆRK 2R, de to pumper er parallelkoblede. Driftspunkterne deles op på første og anden prioritet. Skala i bar og m<sup>3</sup>/h.

Punkterne er timeværdier over et år. I dette tilfælde følger sammenhængen mellem tryk og flow nydeligt en parabelkurve, men pumpekapaciteten er derimod dobbelt så stor, som den behøver at være. Den største del af driftsbelastningen ligger på 10-40 % af normflow og 15-35 % af normtryk. Ifølge sidste kapitel er nyttegraden en del reduceret i dette område; ca. 20-70 % i forhold til normnyttegrad fra venstre mod højre i området.

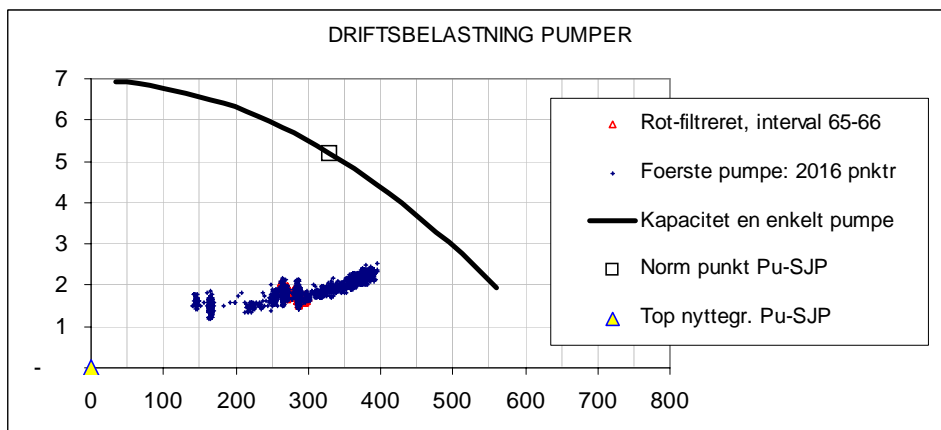
#### 4.2.4 Data fra værk nummer tre

For værk nummer 3 medtages kun driftspunkter for den koldeste periode i det pågældende år, nemlig en uge med en meget kold udetemperatur, se Figur 37:



Figur 37: VÆRK 3S+H, udetemperatur i måleperioden, en meget kold periode med frostgrader.

Det fremgår, at der generelt er frost i den pågældende uge, ned til 10 °C. Systemet er højt belastet. Driftsdata for den første pumpe angives i Figur 38.

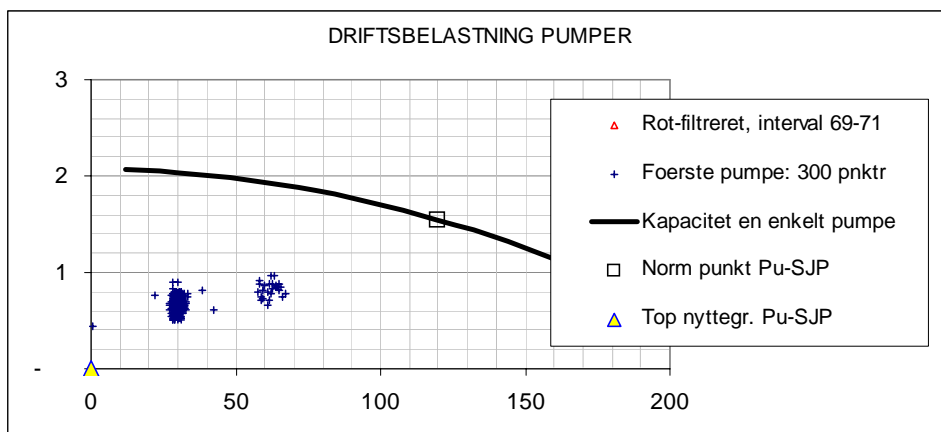


Figur 38: VÆRK 3S. Driftspunkter i årets koldeste uge, femminutsværdier. Skala i bar og m<sup>3</sup>/h.

Punkterne i figuren er driftspunkter som femminutsværdier over en uge. Driftspunkterne ligger under området med høj nyttegrad (se normpunktet i figuren og i sidste kapitel).

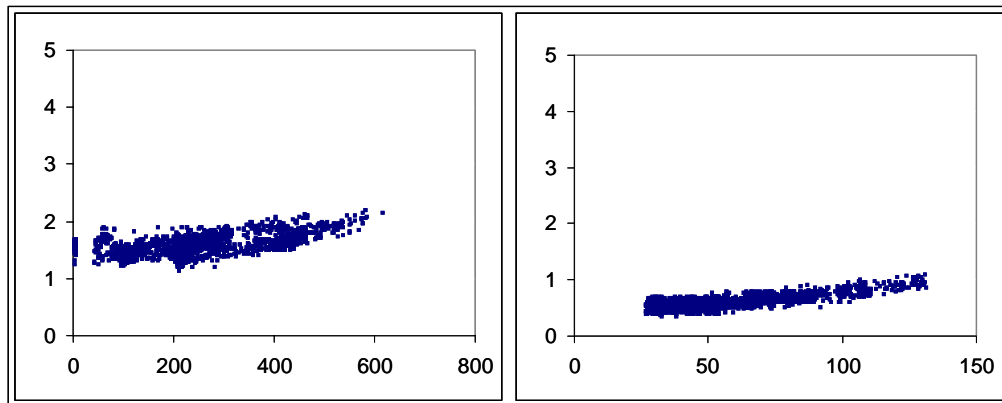
Ugen, der vises, tilhører den 5 % koldeste periode af året - se varighedskurverne i det første afsnit af dette kapitel. I resten af året kan belastningen forventes at være meget lavere. Nyttegraden vil være lavere i denne periode, måske 10-50 %.

Det tilsvarende gælder for pumpen i Figur 39, der er målt i samme periode.



Figur 39: VÆRK 3H. Driftspunkter i årets koldeste uge, femminutsværdier. Skala i bar og m<sup>3</sup>/h.

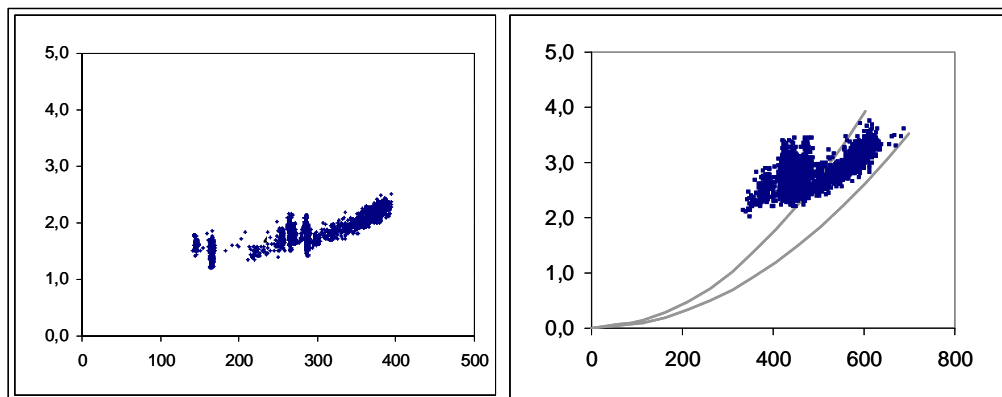
Fordelingen af driftspunkter for to andre pumpestationer fremgår af Figur 40.



Figur 40: VÆRK 3XY. Fordelingen af driftspunkter i årets koldeste uge, femminutsværdier, for to forskellige pumper. Skala i bar og  $m^3/h$ . Det ses, at trykfaldet er meget begrænset i begge grafer.

Trykket varierer lidt i disse tilfælde. I grafen til højre forventes lav nyttegrad; 10-50 % i forhold til normnyttegrad.

Fordelingen af driftspunkter for yderligere to andre pumpestationer fremgår af Figur 41:



Figur 41: Værk 3AB. Fordelingen af driftspunkter i årets koldeste uge, femminutsværdier, for to forskellige pumper. Skala i bar og  $m^3/h$ .

I grafen til venstre er der kun en svag stigning i tryk med flow. I grafen til højre er spredningen i tryk større.

#### 4.3 Generel konklusion på data fra værkerne

Kort og godt kan det siges, at driftsbelastningen er meget forskellig fra pumpe til pumpe. I nogle tilfælde er situationen rimelig heldig, i andre er den mindre heldig. Generelt er situationen betydeligt mere ugunstig mht. pumpernes nyttegrad end i de "teoretiske" basisbelastninger beskrevet i det første afsnit af dette kapitel.



Det kan i hvert fald konkluderes, at mange pumper kører på lav delast det meste af året. Herudover falder mange driftspunkter uden for området med høj nyttegrad, enten grundet lavt trykløft eller i nogle tilfælde lavt flow. Fordelingen af driftspunkter kan desuden være meget uregelmæssig.

Det er indregnet, at formålet med at kortlægge driftsdata under dette projekt er at give en fornemmelse af, *hvordan* driftsbelastningen fordeler sig på de eksisterende pumper. Dette bruges til at vurdere referencesituationen ved beregning af elbesparelser.

Formålet med dette projekt er derimod ikke at komme med forklaringer og analyser på, *hvorfor* driftsbelastningen fordeler sig, som den gør. Det er bare sådan.

Der nævnes dog de typiske årsager, der kan være meget velbegrundede: Et stærkt ønske om forsyningsikkerhed medfører overdimensionering, overdimensionerede rør medfører lavt trykfald, der tages højde for fremtidige udvidelser, der er centrale pumpestationer evt. i kuperet terræn, der er mange varmeproducenter, etc., etc.

Det kræver også årvågenhed at nå frem til, at pumperne passer mindre godt til den aktuelle driftsbelastning. Umiddelbart kan alt se ud til at være i fineste orden på pumpecentralen. Pumperne er frekvensstyrede, de kører på en mellemhastighed, alt ser fint ud. Pumperne bruger ikke så meget el i forhold til den mængde varme, de flytter, så emnet er ikke så vigtigt. En afdækning af unødvendigt elforbrug ville kræve, at relevante driftsdata først gemmes i SRO-systemet og derefter analyseres. Dette har været for ressourcekrævende indtil de sidste 5-10 år med bedre SRO-systemer.

Hvis der skal investeres i en energibesparende aflastningspumpe, kan den så tjene sig hjem via besparelser? At svaret på dette spørgsmål ikke fremgår umiddelbart, er baggrunden for dette forskningsprojekt.

Alt i alt kan den ugunstige driftsbelastning have sine naturlige årsager, herunder manglende muligheder for optimering. Nu har teknologien dog nået et niveau, hvor en analyse er mulig. Med de stigende energi- og miljøomkostninger er en analyse også kommercielt mere interessant at gennemføre end nogensinde før.

Sammenholdt med pumpe nyttegraden fra sidste kapitel indikerer ovenstående driftsdata, at pumpe nyttegraden for mange driftspunkters vedkommende er ca. en tredjedel af, hvad den er i normpunktet. Det nøjagtige tal kræver dog en beregning, idet driftspunkterne skal vejes, etc.

Ud fra ovenstående driftsdata fra værkerne konstrueres nogle få typiske, repræsentative driftsbelastningsfordelinger. Disse bruges til at beregne årsvirkningsgrader, der igen bruges til at beregne elbesparelspotentialet ved udvidet pumpebestykning, som beskrives i næste kapitel.

## 5 ÅRSVIRKNINGSGRADER AFHÆNGIG AF DRIFTSBELASTNING OG PUMPEBESTYKNING

Det forrige kapitel omhandlede nyttegrader, og det sidste kapitel omhandlede driftsbelastning. I dette kapitel kombineres disse to informationer for at bestemme årsvirkningsgraden.

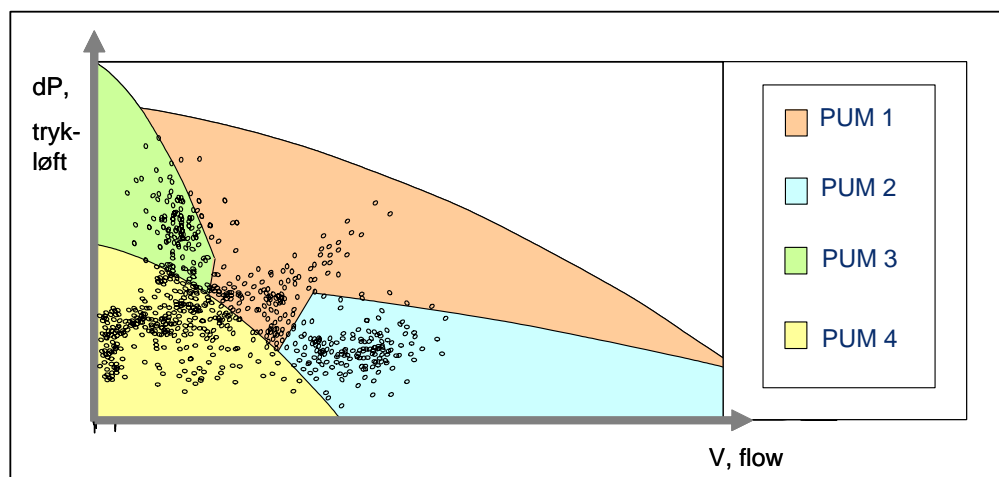
### 5.1 Årsvirkningsgrad og sammensat pumpebestykning

#### 5.1.1 Årsvirkningsgraden er afhængig af pumpebestykningen

Det er tidligere nævnt, at årsvirkningsgraden både er afhængig af pumpens nyttegrader (ved hellast og dellast) samt pumpens driftsbelastning. Pumpens driftsbelastning er igen afhængig af en kombination af pumpernes kapacitet/karakteristika samt driftsbelastningen på pumpestationen. Altså er årsvirkningsgraden afhængig af pumpebestykningen.

#### *Sammensat pumpebestykning*

Med sammensat pumpebestykning forstås parallelkoblede pumper af flere forskellige kapaciteter. Formålet med sammensat pumpebestykning er at forbedre årsvirkningsgraden for pumpecentralen. Princippet er at hver af disse "specialiserede" pumper dækker sit område i driftsbelastningen udtrykt ved tryk og flow. Den første af disse pumper er god til et højt tryk og et lille flow, den næste til et lille tryk og et højt flow etc. Styringen vælger den bedst egnede pumpe afhængig af driftsbelastningen. Hver pumpe kører kun med høj nyttegrad, ellers er den slukket. Princippet fremgår af Figur 42.



Figur 42: Princippet i optimal pumpebestykning. Farverne viser, hvilken af de fire pumper der har den bedste nyttegrad i hvert område. Den fælles styring vælger pumpe med den bedste nyttegrad for hvert driftspunkt. Driftspunkternes årsfordeling er angivet som sorte prikker.

### 5.1.2 Styring af fjernvarmepumper

Princippet i en sammensat pumpebestykning kræver, at en fælles styring for alle pumperne registrerer tryk og flow direkte eller indirekte, og ud fra det finder frem til den bedst egnede pumpe til driften. I praksis skal der tages flere parametre ind for at begrænse antallet af pumpekrift. Derfor lægges et dødbånd ind på grænserne mellem pumperne, som det allerede er tilfældet med dagens pumpestyringer.

Herudover kan der forventes, at tidselementet også inddrages i styringen, dvs. styringen er klar over, at morgenspids er på vej, samt at der evt. indtages data fra vejrprognoser. Dagens SRO-systemer er blevet så avancerede og billige, at dette nu er blevet relevant. På sigt bliver der måske indført adaptiv styring ud fra ovenstående parametre.

Det kan måske forvirre nogle af læserne, hvilken relation ovenstående beskrivelse har til de pt. cirkulerende koncepter vedr. styring af fjernvarmepumper. Heriblandt koncepter omkring elbesparelser ved anvendelse af frekvensstyring i forhold til pumper med konstant rotationshastighed, f.eks. såkaldt "flowstyring".

Det understreges, at de pumper, der forudsættes i denne rapport *kun* er frekvensstyrede pumper, *både* hvad angår en enkel (reference) og sammensat pumpebestykning. Dvs. referencepumpen allerede er styret optimalt.

Denne rapport handler derimod *ikke* om, hvor store besparelser der kan opnås ved at indføre frekvensstyrede pumper i forhold til pumper med konstant rotationshastighed. Pumper med konstant rotationshastighed anvendes stort set ikke mere som fjernvarmepumper, og besparelser gennem indførelsen af frekvensstyrede pumper er allerede gennemført.

I dag styrer fjernvarmeunitterne selv flowet ifølge forbrugerens behov. Flowet i fjernvarmenettet bestemmes således kun af forbrugerne (eller det overordnede SRO-system), men ikke af pumperne. Opgaven for pumpestyringen er derimod at yde mindst muligt tryk, således at alt forbrug bliver tilgodeset, men med mindst muligt elforbrug. Dette gøres ved stadig mere avancerede og omfattende SRO-systemer, der på én gang holder øje med tryk, flow og temperatur mange steder i ledningsnettet. Dette er nødvendigt, idet det skifter, hvilke områder i ledningsnettet eller hvilke forbrugere der er kritiske (de forbrugere, der får mindst trykdifferens i forhold til den trykdifferens, de kan klare sig med, uden at leveringen bliver knap). Herudover kan et stort flow til et område enten skyldes en enkelt forbruger med stort flow, hvilket medfører stort trykfald, eller det kan skyldes mange forbrugere i samme område, hvilket medfører mindre trykfald og derfor mindre nødvendigt trykløft fra pumpen.

Nærværende projekt tager som sagt udgangspunkt i, at der allerede findes en styring, der sikrer, at kun det mindst mulige tryk bliver ydet fra centralen. Optimeringen handler udelukkende om at minimere pumpernes elforbrug ud fra dette behov, dvs. denne driftsbelastning.

### 5.1.3 Argumenter for og imod udvidet pumpebestykning

Det, der taler for udvidet pumpebestykning, er f.eks.:

- Der opnås elbesparelser
- Fjernvarmeforbruget varierer, der er mange timer med lavt forbrug
- Det er svært at tilgodese forsyningssikkerhed og årsvirkningsgrad i samme pumpe
- Det aktuelle kapacitetsbehov er lavere end forudsat ved valg af pumpe. Blandt årsagerne kan være ønsket om sikkerhed, usikkerhed i oplysninger om belastning, bedre afkøling, faldende belastning, overdimensionering af rørledninger og/eller pumper
- Når pumpedriftsbelastning og kapacitetskrav ikke kendes nøjagtigt på forhånd, er det i praksis en svær opgave at vælge en passende pumpe. Ved sammensat bestykning, derimod, vil en af pumperne passe godt til belastningen - det vides bare ikke, hvilken af dem på forhånd
- Pumpekarakteristika og motorstørrelse kan ikke tilpasses forbruget nøjagtigt grundet interval i pumpeprogram, herunder interval i motorstørrelser på ca. 25 %
- En udvidelse af pumpebestykningen med en ekstra og mindre pumpe medfører, at den store eksisterende pumpe aflastes

Det, der taler imod udvidet pumpebestykning, er:

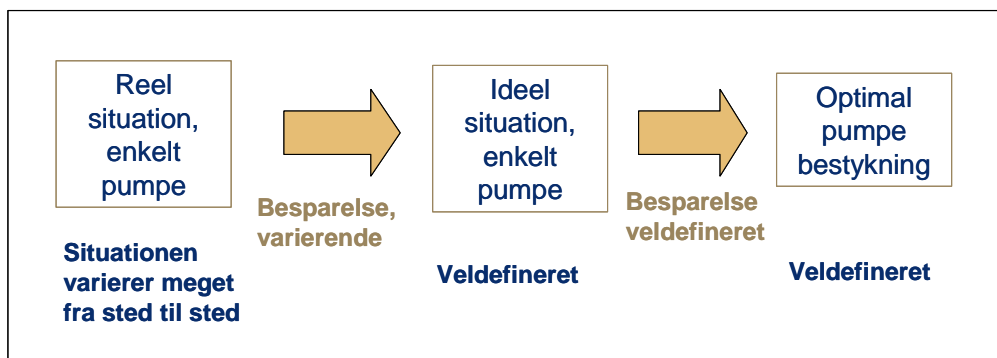
- Kravet om, at styringen er i stand til at vælge den bedste pumpe
- Den ekstra investering i en ny pumpeenhed, ventiler, eltilslutning m.m.

Ovenstående tager udgangspunkt i en reference, hvor de eksisterende pumper dækker 100 % af pumpecentralens kapacitetsbehov, men gælder også andre tilfælde. Hvis pumpebestykningen i forvejen består af flere mindre pumper (f.eks. 2 x 70 % eller 3 x 50 %), er der yderligere argumenter for og imod udvidet pumpebestykning:

- Mod: Referencen, de eksisterende pumper, er nu mindre, og driftsbelastningen er derfor større, når kun en pumpe kører
- For: Driftsbelastningen på den enkelte pumpe kommer til at ligge længere til højre i pumpe-diagrammet og derfor uden for området med højeste nyttegrad. Årsagen til dette er, at paralleldriften af pumper skal forøge kapaciteten af betydning i forhold til en pumpe-drift. Dette forstås ved at betragte ændringen i hældningen på pumpekarakteristikken sammen med ændringen i hældningen på forbrugskaraktistikken

Hvorvidt en udvidelse af pumpebestykningen kan betale sig, dvs. hvor mange pumper der skal beholdes, beror på effekten på årsvirkningsgrader, elforbrug og økonomi. Dette kræver en yderligere modellering.

Det skal nævnes, at referencen – situationen ude på værkerne i dag – varierer meget. Dette illustreres i Figur 43. Derfor arbejdes der med flere mulige referencer.



Figur 43: Besparelserne varierer meget fra værk til værk afhængig af situationen, dvs. belastning i forhold til pumpekarakteristika. Udvidet pumpebestykning sikrer netop, at der opnås store besparelser, når belastningen er varierende, usikker m.m.

## 5.2 Optimal pumpebestykning kræver løsning af delopgaver

Beregningen af årsvirkningsgrad for en pumpeenhed involverer følgende elementer fra tidligere kapitler:

- Fuldlastnyttegrad for en pumpeenhed – afhængig af pumpekapacitet udtrykt ved tryk og flow
- Dellastnyttegrad i forhold til fuldlastnyttegrad
- Driftsbelastning – fordeling af driftspunkter over året

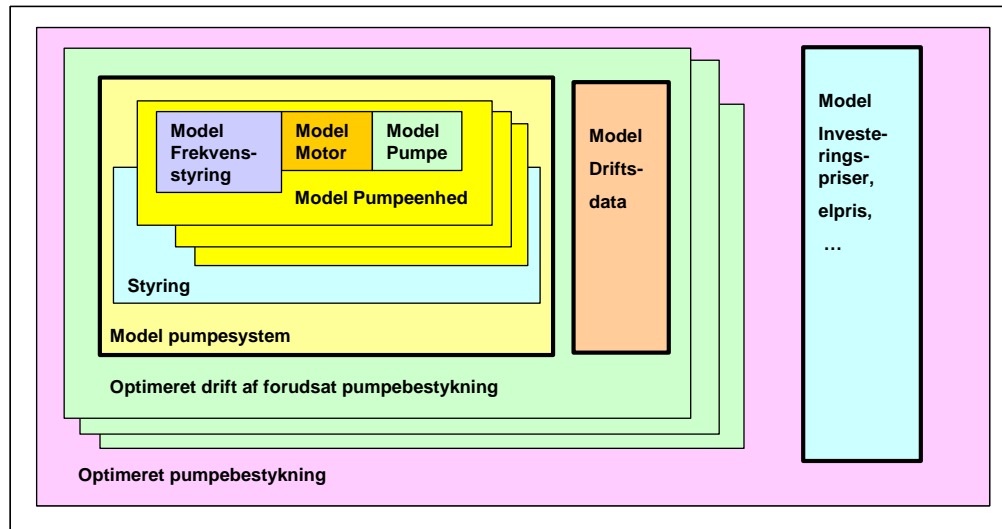
Herefter kan der eksperimenteres med, hvilken kombination af pumpekapaciteter der fordeler den varierende belastning bedst, dvs. pumpebestykningen, således at største mulige elbesparelser opnås:

- Fordeling af belastning på f.eks. to pumper af forskellig størrelse
- Elbesparelser gennem samdrift i forhold til drift med en enkelt pumpe

Skal der optimeres, er det dog totaløkonomien, der gælder. Den belyses ud fra:

- Driftsøkonomi
- Investeringsøkonomi

Princippet for optimering af pumpebestykning beskrives i Figur 44.



Figur 44: Princippet for optimering af pumpebestykning. Delmodeller integreres i større modeller for til sidst at belyse, hvilken pumpebestykning der er optimal.

Modeller for henholdsvis pumpeenhed og driftsdata er gennemgået i de to sidste kapitler.

Næste opgave er at eksperimentere med forskellige kombinationer af pumpeenheder for at se, hvordan de påvirker elforbruget.

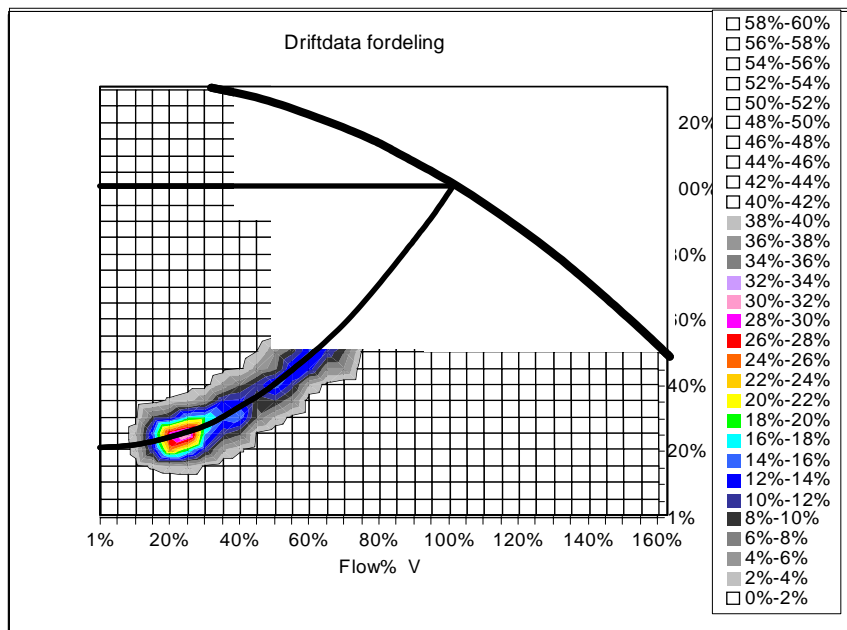
Til sidst skal økonomien belyses.

### 5.3 En enkelt pumpes årvirkningsgrad og elforbrug afhængig af driftsbelastningen

Dette afsnit omhandler kun den enkelte pumpes drift og dens afhængighed af driftsbelastningen.

Det er samtidig en øvelse i sammenhængen mellem effekt (kW), driftsbelastning (h) og energi (kWh) og derfor en god forberedelse til en analyse af resultaterne af udvidet pumpebestykning senere i denne rapport.

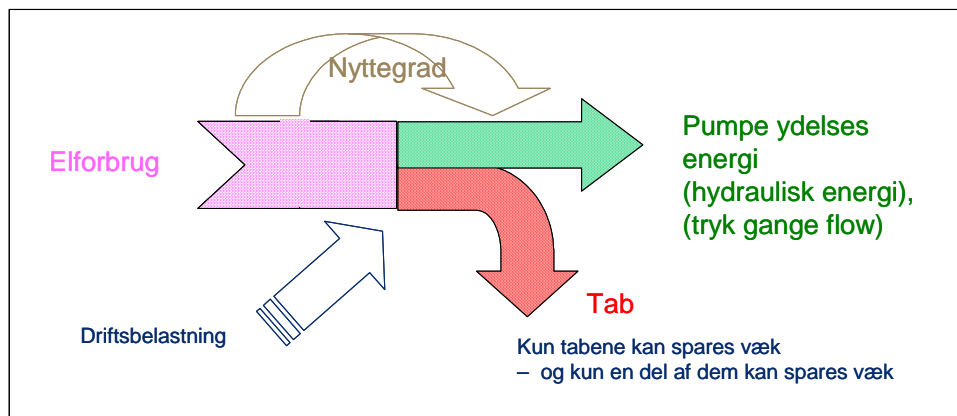
Fra sidste kapitel huskes standardvarighedskurven, der afspejler en normal drift af et mellemstort fjernvarmenet. Hvis varigheden for henholdsvis flowet og trykket fra denne varighedskurve angives i et pumpediagram, fremkommer en hyppighedsfordeling, som angivet i Figur 45.



Figur 45: Relativ fordeling af driftspunkter i pumpe-diagram ifølge den ideelle standardvarighedskurve fra sidste kapitel. Pumpekapa-citeten er ligeledes perfekt ift. dimensionerende last (100 % flow/100 % trykløft), der dog forekommer så sjældent, at den ikke fremgår af niveauplottet.

Trykkets afhængighed af flowet er sat til at variere lidt i forhold til dataene fra mange af værkerne. Denne driftspunktsfordeling bruges som en slags basisreference og er et udtryk for den mere regulære pumpe-driftsbelastning, der kan opnås. I diagrammet er pumpekapa-citeten ligeledes sat perfekt i forhold til den dimensionerende last (100 % flow/100 % trykløft), der i øvrigt forekommer så sjældent, at den ikke fremgår af niveauplottet.

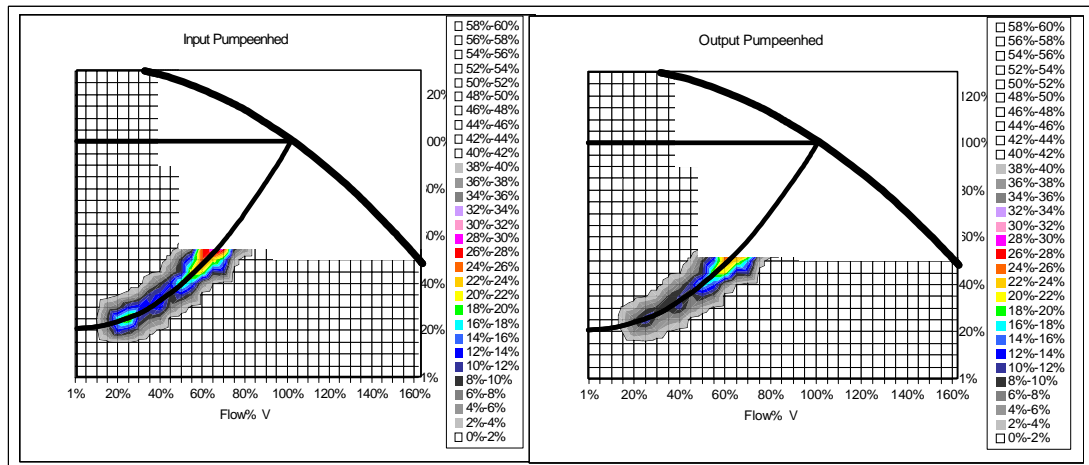
Det fremgår af grafen, at to tredjedele af driftspunkterne ligger i den nederste ende, under halvdelen af maksimalt flow og under en tredjedel af maksimalt tryk. Hvor meget betyder det for energiregnskabet? Sammenhængen mellem disse energimængder ved pumpe-drift fremgår af Figur 46:



Figur 46: Sammenhæng mellem energistrømme ved pumpe-drift.

Det skal bemærkes, at tabets størrelse sætter grænser for, hvor meget der kan spares. Hvor stort er tabet, og hvor i pumpe-diagrammet er det størst?

Hvis pumpen dimensioneres perfekt i forhold til ovenstående driftsbelastningsfordeling (Figur 45), bliver pumpeydelse og elforbrug som vist i Figur 47:

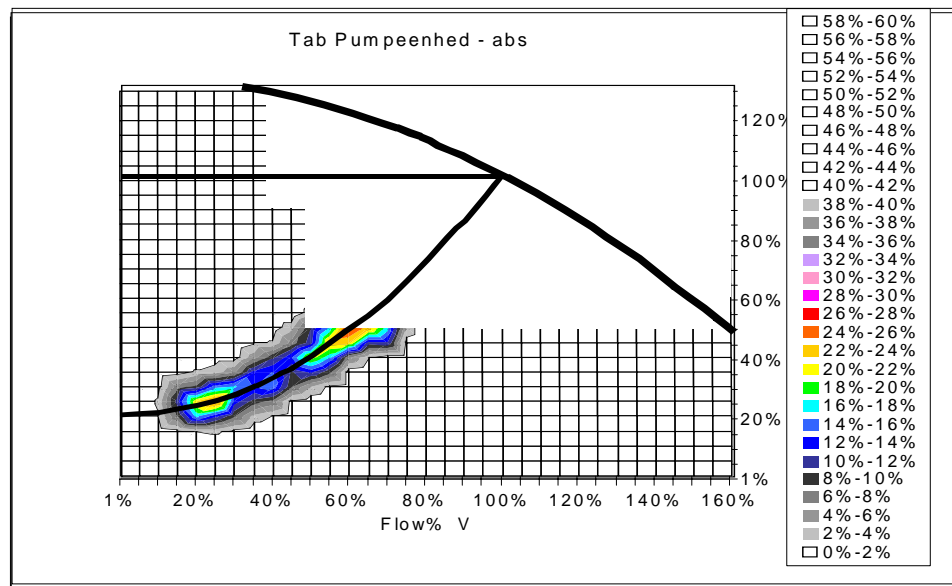


Figur 47: Fordeling af elforbrug (diagram-input tv.) og pumpeydelsesenergi (diagram-output th.) i pumpe-diagram. 100 % er normpunktet.

Pumpeydelsesenergien (hydraulisk energi, kWh %) fås ud fra hydraulisk ydelse sammenholdt med fordelingen af driftspunkter. Det fremgår, at selv om de fleste driftspunkter ligger i den nedre ende, gør pumpeydelsesenergien det ikke. Toppen af pumpeydelsesenergien ligger omkring 70 % flow og 55 % tryk. Pumpeelforbruget fås ud fra pumpeydelsesenergien kombineret med nyttegraden i hvert punkt. Det fremgår, at elforbruget ligner pumpeydelsesenergien til en vis grad, dog er en større del af elforbruget længere nede i pumpe-diagrammet grundet lavere nyttegrad dér.

Tabet er forskellen mellem elforbrug og pumpeydelse og fremgår af Figur 48.





Figur 48 Fordeling af tabsenergi i en regulær situation illustreret ved pumpeprogram.

Det fremgår af grafen, at måske to tredjedele af tabsenergien ligger halvdelen af det maksimale flow, kun en tredjedel ligger under halvdelen af maksimalt flow/maksimalt tryk.

Umiddelbart indikerer billedet, at det er begrænset, hvor store besparelser der kan hentes hjem ved f.eks. at udvide bestykningen med en lille pumpe, idet kun en tredjedel af tabene foregår i området for halvt maksimumsflow og derunder. Dette gælder imidlertid kun den ideelle situation. De reelle driftsbelastninger vil normalt have en mere uregelmæssig fordeling, og en mere skæv fordeling af pumpekapaciteterne vil normalt ikke være så perfekt tilpasset som i ovenstående tilfælde. Det gør en udvidelse af pumpebestykningen forholdsvis mere attraktiv end i den ovenstående ideelle situation.

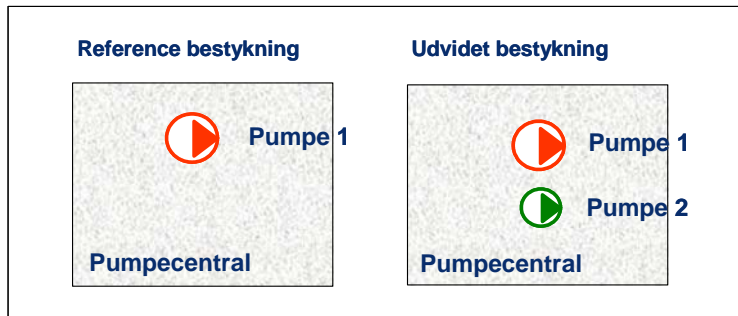
I næste afsnit angives de besparelser, der kan opnås i en række standardtilfælde.

#### 5.4 Besparelser ved udvidet pumpebestykning

Nedenfor gengives en række eksempler på opnåelige besparelser. Som reference bruges en bestykning udelukkende bestående af 100 %-pumper – en eller flere, det er ligegyldigt mht. elforbruget (100 %-pumper: pumpe kapacitet er 100 % af maksimal driftsbelastning).

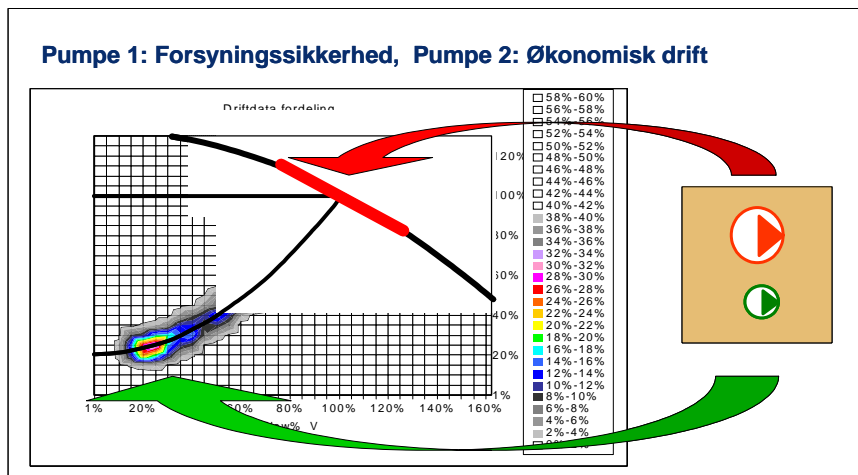
Det skal nævnes, at selvom der skrives 100 %-pumper, forekommer der såkaldte "2 x 70 %-bestykninger", der reelt bliver 2 x 100 % grundet overdimensionering.

Til sammenligning prøves med en udvidet bestykning, der tilføjes en mindre pumpe, der så skal overtage de driftspunkter, hvor den store pumpe kører langsomt og derfor med reduceret nyttegrad. De to pumpebestykninger, der sammenlignes, vises i Figur 49.



Figur 49: Eksisterende referencebestykning 1 x 100 % eller 2 x 100 % eller 3 x 100 %, styrkes med en ny mindre pumpe (grøn pumpe 2).

Den principielle arbejdsfordeling mellem de to pumper fremgår af Figur 50:

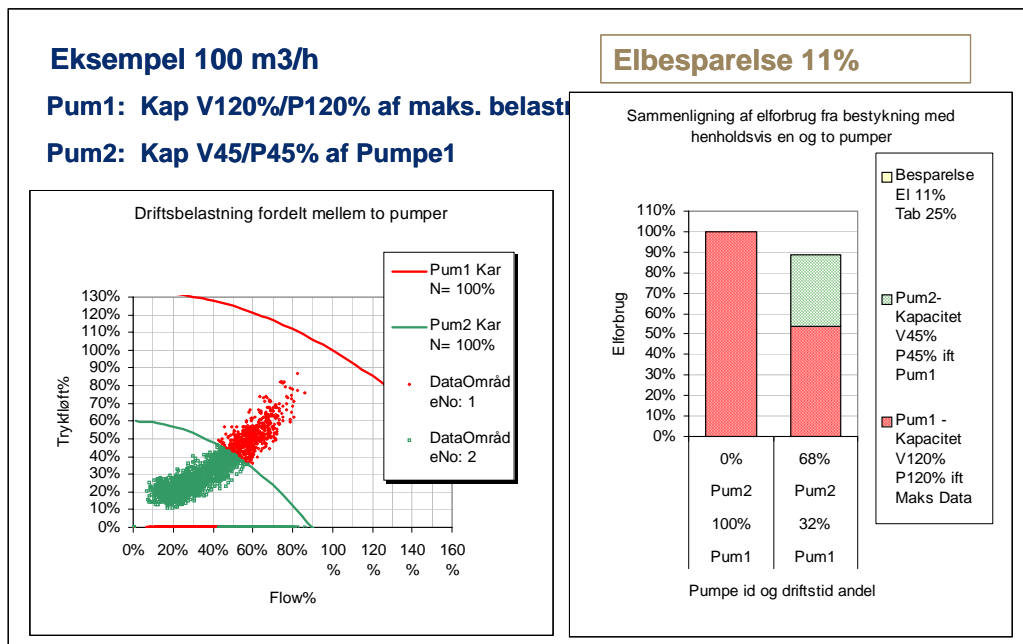


Figur 50: Pumpediagram med standardfordeling af driftspunkter.

Pumpediagrammet viser standardfordelingen af driftspunkter. En mindre (grøn) pumpe aflaster den større (røde) pumpe i de driftspunkter, hvor den store ellers ville have haft en mindre god nyttegrad. I samtlige resultater forned er kapaciteten af den lille pumpe valgt for at give størst mulige elbesparelser.

Pumpediagrammet viser en ideel situation, hvor den store pumpe er dimensioneret præcist til årets højeste driftsbelastning. I praksis dimensioneres pumperne større, mindst 20 % oveni grundet dimensionerende last, der opstår i snit hvert femte år. Herudover er der usikkerhed i belastningen, et stærkt ønske om forsyningsikkerhed og intervaller i pumpeprogrammer, der som regel resulterer i endnu større pumper. Data fra værkerne i sidste kapitel indikerede dette.

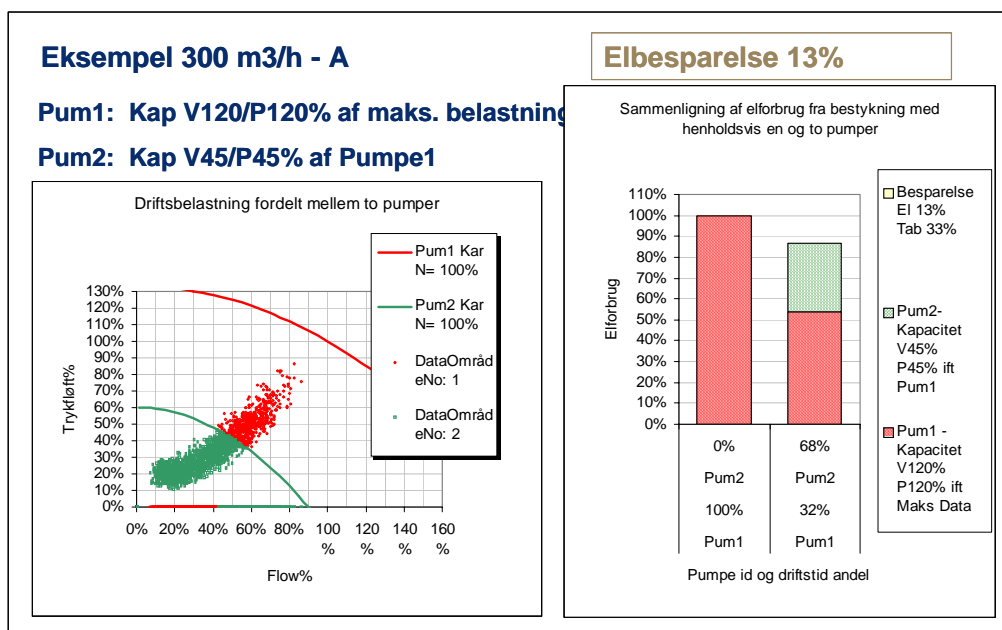
Med en meget behersket overdimensionering, kun 20 %, og et passende forhold mellem tryk og flow fås resultater som vist i Figur 51.



Figur 51: Eksempel 100-A. En mindre (grøn) pumpe aflaster den større (røde) pumpe, som det fremgår af pumpediagrammet tv. I søjlediagrammet th. en sammenligning af elforbruget ved drift med rød pumpe alene med drift med både rød og lille, grøn pumpe. Besparelsen fremgår ligeledes.

Det fremgår, at besparelsen er ca. 10 % af elforbruget med kun én pumpe i drift. I dette tilfælde er pumpen 100 m<sup>3</sup>/h, hvor normlastnyttegraden falder ret hurtigt med mindre pumpestørrelse. Hermed udhules besparelsen en del.

Med en lidt større pumpe bliver resultatet som vist i Figur 52:

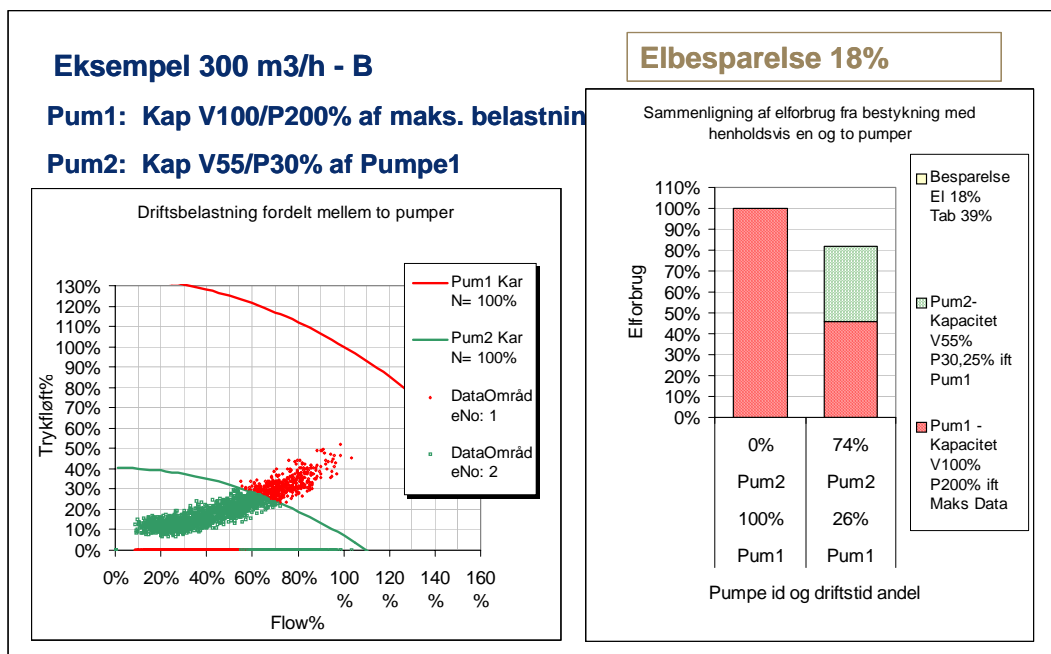


Figur 52: Eksempel 300-A. En mindre (grøn) pumpe aflaster den større (røde) pumpe, som det fremgår af pumpediagrammet tv. I søjlediagrammet th. en sammenligning af elforbruget ved drift med rød pumpe alene med drift med både rød og lille, grøn pumpe. Besparelsen fremgår ligeledes.

Nu resulterer den lille, grønne pumpe i en besparelse på mellem 10 og 15 %.

Det næste eksempel viser en almindelig situation, nemlig når ledningsnettet er veldimensioneret. Det kan skyldes, at afkølingen hos forbrugerne er forbedret, energibesparelser, at der er taget højde for fremtidige udvidelser, m.m. En sådan dimensionering medfører et lille trykfald og derfor et lille trykløft fra pumperne. Pumperne er imidlertid ofte stadigvæk dimensionerede til at løfte den højde, som nettets trykklasse tillader, f.eks. et løft fra 1 til 6 bar eller et trykløft på 5 bar. Når en 5 bar-pumpe kun skal løfte f.eks. halvt så meget som ellers, kan mange driftspunkter falde uden for området med høj nyttegrad. Dataene fra værkerne viste eksempler på dette i sidste kapitel.

En situation som denne vises i Figur 53.

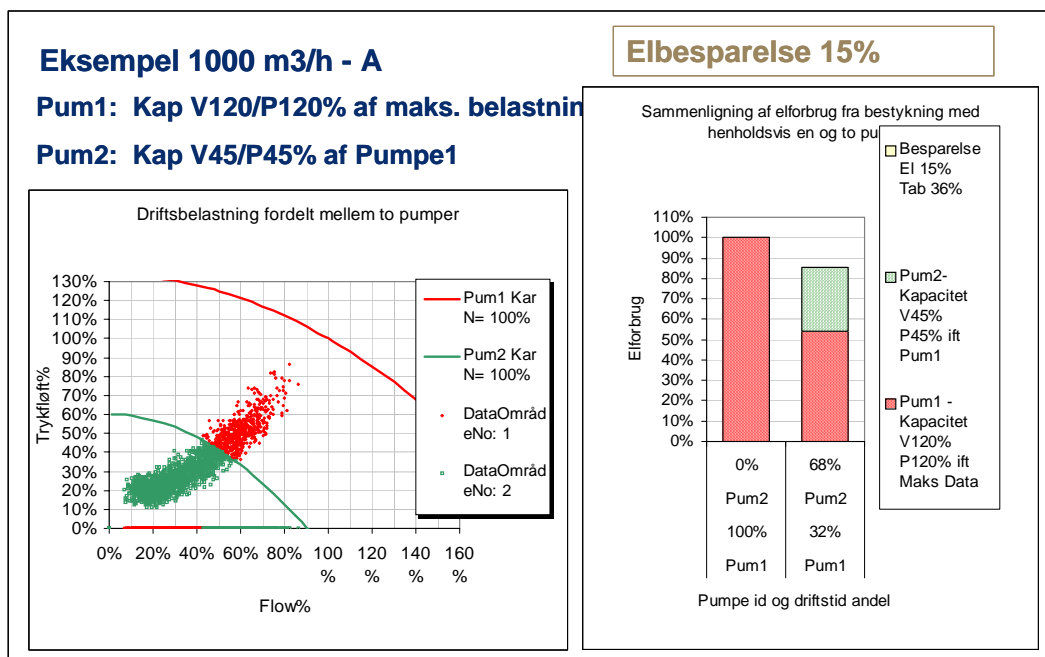


Figur 53: Eksempel 300-B. En mindre (grøn) pumpe aflaster den større (røde) pumpe, som det fremgår af pumpediagrammet tv. I søjlediagrammet th. en sammenligning af elforbruget ved drift med rød pumpe alene med drift med både rød og lille, grøn pumpe. Besparelsen fremgår ligeledes.

Dette resulterer i en besparelse på mellem 15-20 %.

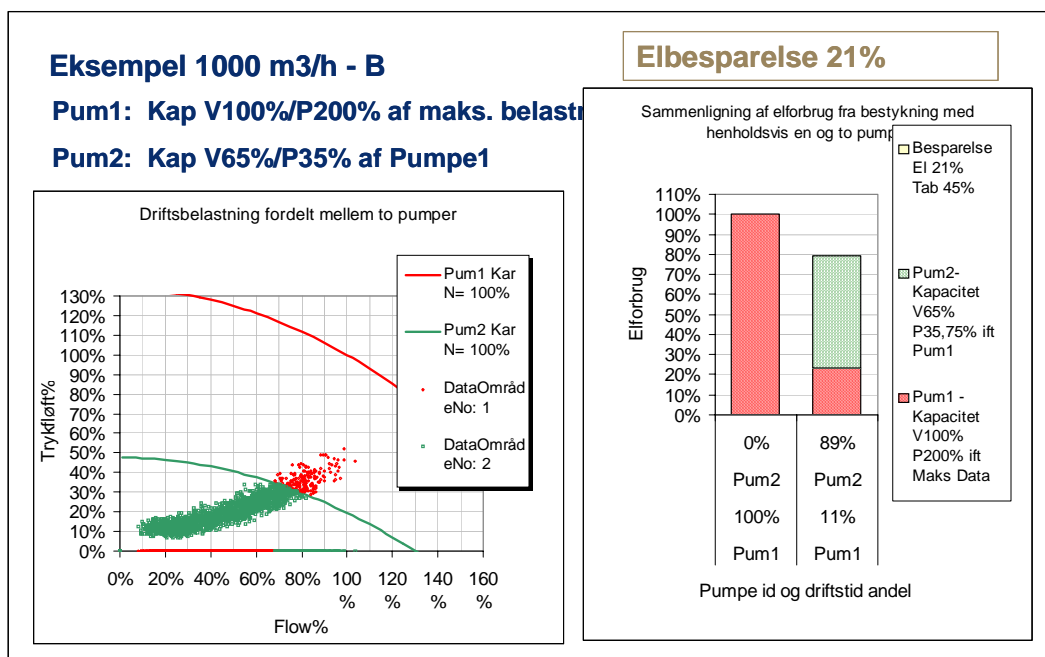
Ovenstående eksempel giver også et fingerpeg om parallelkoblede pumper med skæv belastning.

Nedenfor vises tre eksempler med en 1.000 m<sup>3</sup>/h pumpe. Hvis dimensioneringen er velvalgt, fås resultater som vist i Figur 54.



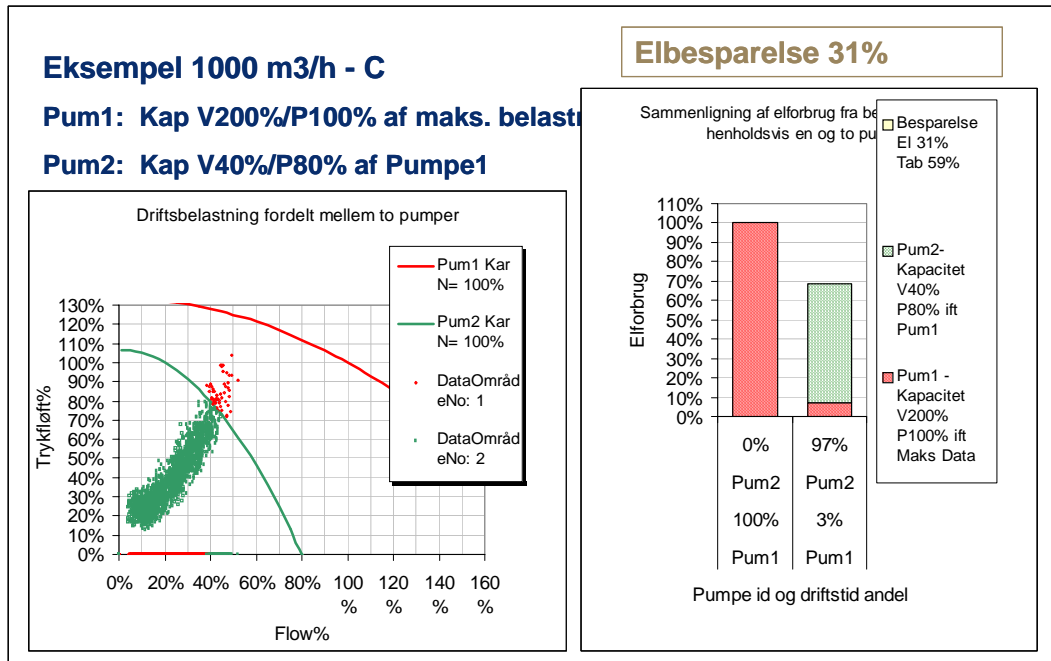
Figur 54: Eksempel 1000-A. En mindre (grøn) pumpe aflaster den større (røde) pumpe, som det fremgår af pumpediagrammet tv. I søjlediagrammet th. en sammenligning af elforbruget ved drift med rød pumpe alene med drift med både rød og lille, grøn pumpe. Besparelsen fremgår ligeledes.

Med veldimensionerede rør fås resultater som vist i Figur 55:



Figur 55: Eksempel 1000-B. En mindre (grøn) pumpe aflaster den større (røde) pumpe, som det fremgår af pumpediagrammet tv. I søjlediagrammet th. en sammenligning af elforbruget ved drift med rød pumpe alene med drift med både rød og lille, grøn pumpe. Besparelsen fremgår ligeledes.

Til sidst vises et eksempel, hvor pumpen kun flowmæssigt er overdimensioneret, Figur 56:



Figur 56: Eksempel 1000-C. En mindre (grøn) pumpe aflaster den større (røde) pumpe som fremgår af pumpediagrammet tv. I søjlediagrammet th. en sammenligning af elforbruget ved drift med rød pumpe alene med drift med både rød og lille, grøn pumpe. Besparelsen fremgår ligeledes.

I dette eksempel er besparelsen ca. 30 %.

Ovenstående resultater er opnået ved anvendelse af en optimeringsmodel, der indrager både en model for pumpeenheden og en model for driftsbelastningen og sammenstykker pumpeenhederne ifølge de opgivne kapaciteter i forhold til driftsbelastningen.

Driftsbelastningerne er valgt på grundlag af værkernes data fra sidste kapitel, men eksemplerne foroven er stadigvæk valgt lidt konservativt. Overdimensioneringen kan være større og driftsbelastningen mere uregelmæssig. Ovenstående resultater er eksempler. Besparelspotentialet varierer meget fra sted til sted. Nogle steder er driftssituationen god, andre steder kører pumperne med lavere nyttegrad.

Alt i alt opnås der besparelser på i størrelsesordenen 10 % ved 100 m<sup>3</sup>/h-pumper, stigende med størrelsen af pumpen til 20 % ved 1.000 m<sup>3</sup>/h-pumper. I nogle få tilfælde kan dette besparelspotentiale fordobles eller tredobles.

Det kræver yderligere statistiske analyser på et antal fjernvarmeværker at komme størrelsen af besparelspotentialet nærmere.

Det næste spørgsmål er, hvorvidt det tekniske besparelespotentialer kan hænge sammen økonomisk? Dette emne behandles i næste kapitel.

## 6 ØKONOMI I ALTERNATIVE PUMPEBESTYKNINGER

Det sidste kapitel beskrev de elbesparelser, der kan opnås ved at udvide pumpebestykningen med en mindre pumpe. Dette kapitel ser på totaløkonomien i en udvidet pumpebestykning.

Ved en evt. udvidelse af pumpebestykningen skal den økonomiske beregning medtage alle omkostninger, investeringer og drift.

### 6.1 Investering i pumpeenheder og pumpestationer

Investeringen består hovedsageligt af:

- Komponenter for hver pumpelinie
  - Pumpe
  - Motor
  - Frekvensstyring
  - To afspærringsventiler samt evt. kontraventil på pumpeafgrening (ved større stationer)
  - Eltilslutning; pumpe inklusive tavle og kabler
- Komponenter for hver pumpestation
  - Afspærringsventil på bypass-ledning
  - Kontraventil på bypass-ledning >DN80)
  - Instrumentering: Styring og transmittere
  - Evt. flowmåler
  - Rørarbejder
  - Elarbejder
  - Evt. særlig pumpestyring hvor direkte signal ikke modtages udefra
  - SRO-ledning ved fjernstyret, decentral station
- Byggearbejde

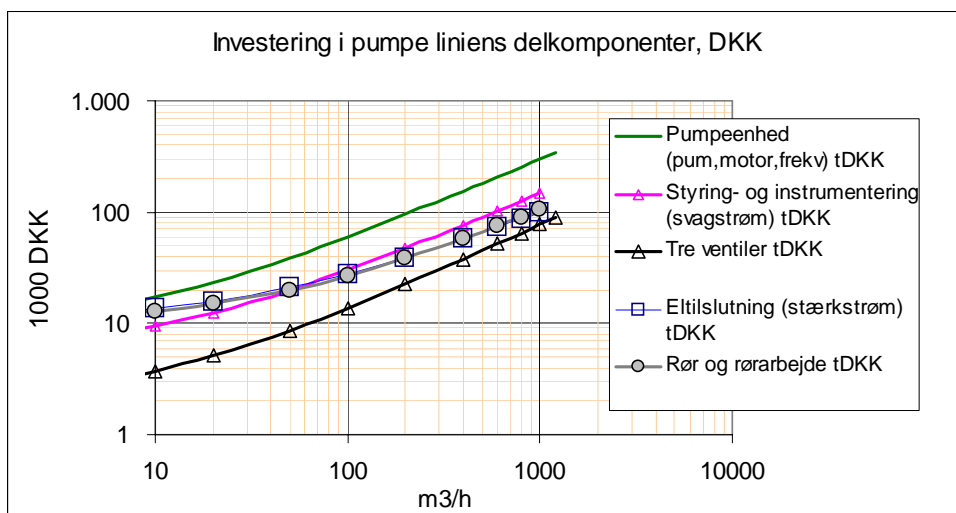
En pumpeenhed defineres som pumpe, motor og frekvensstyring.

En pumpelinie defineres som en pumpeenhed tilsluttet nødvendige komponenter, dvs. to afspærringsventiler samt eltilslutning.

Små og mellemstore pumper op til 50-100 m<sup>3</sup>/h leveres som integreret pumpe, motor og frekvensstyring.

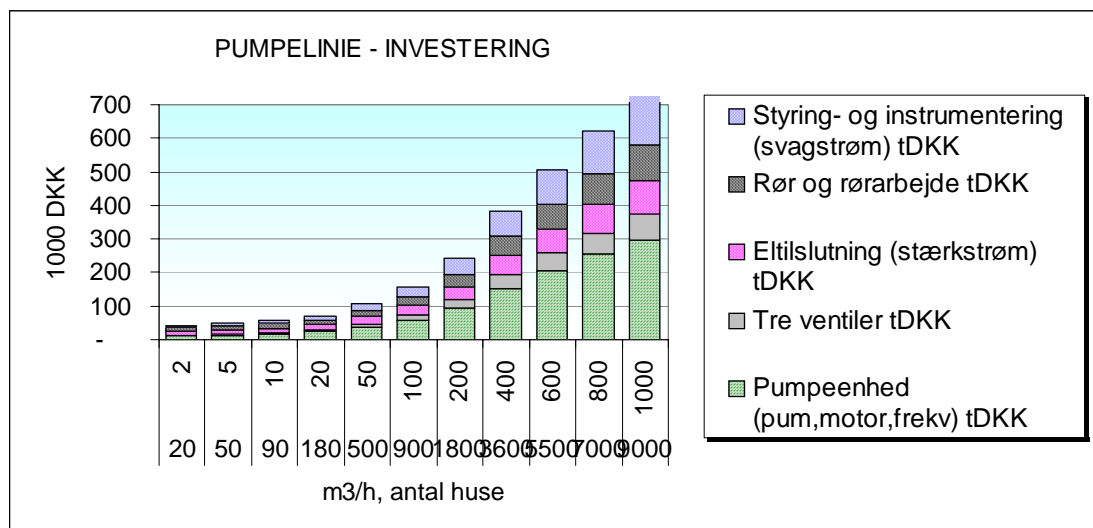
Der anvendes en prismodel, der er justeret ud fra prisstatistikker fra en række projekter, Figur 57.





Figur 57: Investeringspriser – pumpehedens delkomponenter – ifølge model

Disse priser resulterer i følgende totalpriser som vist i Figur 58:



Figur 58: Omkostninger, pumpelinie.

Det er begrænset, hvor meget investeringen yderligere falder, når størrelsen kommer ned under 10 m<sup>3</sup>/h, svarende til et forbrug fra ca. 100 lavenergihuse eller 50 almindelige huse.

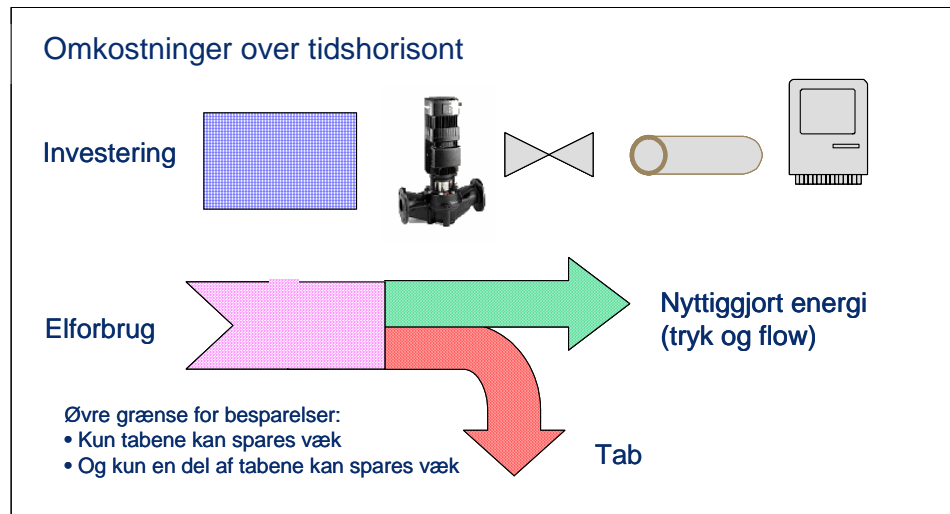
### 6.2 Totalomkostninger over tidshorisont, pumpeenheder

Driftsomkostningerne består hovedsageligt af:

- Elforbrug
- Vedligeholdelse

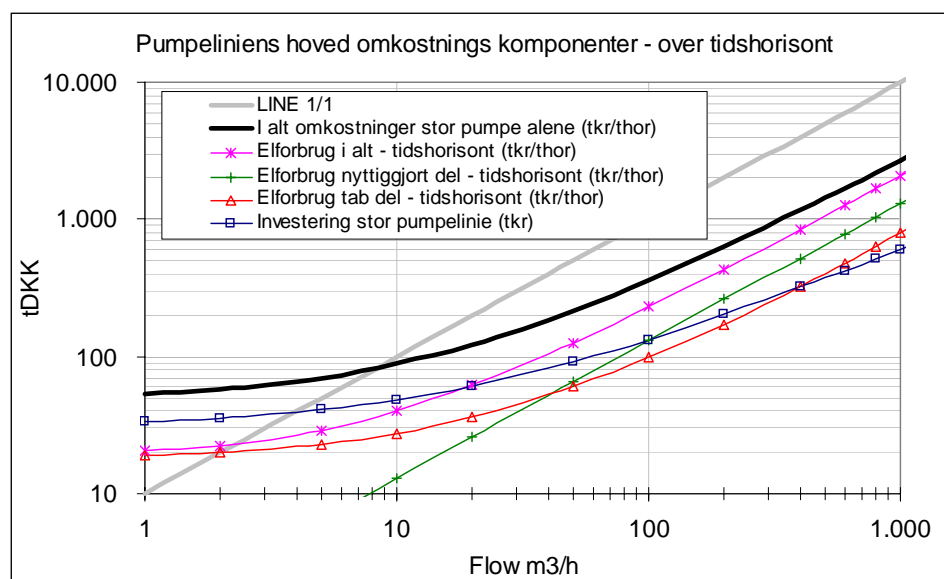
Elforbruget er langt den største post. Der ses bort fra vedligeholdelsesomkostninger.

I forhold til en given pumpeopgave (tryk og flow over tid) er en minimering af elforbruget lig med en minimering af tabet.



Figur 59: Ved besparelsesprojekter er det vigtigt at medtage alle omkostninger. De fire farver bruges i senere diagrammer vedr. omkostningskomponenter.

Pumpestørrelsen er en vigtig faktor, der påvirker den økonomiske situation for pumperne, og derfor vigtig ved vurderingen af pumpebestykningen. Pumpestørrelsen påvirker forholdet mellem omkostningskomponenterne investering, nyttiggjort energi og tabsenergi. For store pumper er investeringen set i forhold til ydelsen lavest, men tabet er også forholdsvis lavt i dette tilfælde. Omkostningskomponenternes variation med pumpestørrelsen fremgår af Figur 60:



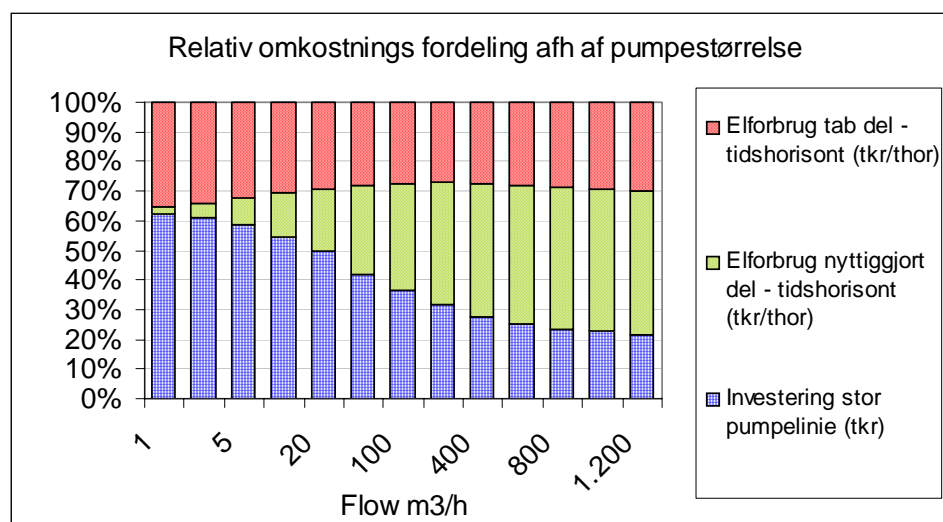
Figur 60: Forholdet mellem hovedomkostningskomponenterne forbundet med en pumpelinie varierer meget med pumpestørrelsen (de fire omkostningskomponenter har samme signatur som i sidste figur, hældningen på den grå "Linie 1/1" afspejler det faste forhold mellem flow og omkostning, dvs. faste kapacitetsomkostninger).

Elforbruget (opdelt på nyttiggjort del og tab) er beregnet over en tidshorisont på 20 år, amortiseret.

Under et evt. besparelsesprojekt udgøres omkostningssiden af investeringen, mens indtjeningssiden er elbesparelser, der igen hænger sammen med tabene, som samtidig udgør rammen for de opnåelige besparelser. Det er derfor vigtigt at følge forholdet mellem disse to omkostningskomponenter, tab og investering.

Det repeteres, at en kurves hældning lig 1 afspejler faste kapacitetsomkostninger. Det fremgår af grafen, at hvis pumpestørrelsen formindskes, bliver investeringen relativt større end tabet. Dvs. investeringen bliver større i forhold til tabet, der danner rammen for besparelspotentialet.

De tre omkostningskomponenter investering, tab, og ydelse for de eksisterende, store pumper vises direkte i forhold til hinanden i Figur 61.



Figur 61: Forholdet mellem investering og elforbrug afhængig af pumpeledningens størrelse. Billedet giver en indikation af økonomien i eventuelle besparelsesprojekter (de tre omkostningskomponenter har samme signatur som i Figur 59).

Princippet er, at investeringen i en ny, mindre pumpe skal være mindre end tabet, der danner den øvre grænse for besparelspotentialet, ellers kan et besparelsesprojekt ikke tjene sig hjem på elbesparelser alene. Det fremgår, at forholdet mellem rammen for besparelspotentialet, nemlig tabet, og investeringen i pumpeledning ser mest gunstigt ud for store pumper.

Investeringen i en ny sparepumpe vil være mindre end indikeret i figuren, fordi den kun har f.eks. 50%/50 %-kapacitet i forhold til den store, eksisterende pumpe, som beskrevet i sidste kapitel.

Figuren indikerer dog, at økonomien i et besparelsesprojekt - alt andet lige - er bedst ved drift med store pumper, og dårligst ved drift med små pumper. Det skyldes, at de små pumper er meget dyrere at anskaffe i forhold til deres ydelse.

Ovenstående figurer gælder for en konservativt estimeret driftsbelastning, men som det fremgik af forrige kapitel er driftsbelastningen i praksis i nogle tilfælde betydeligt mere skæv, og i de tilfælde bliver besparelspotentialer større.

Der undersøges to situationer mht. udvidelse af pumpebestykningen ved investering i en ny, mindre pumpelinie, "elsparelinien":

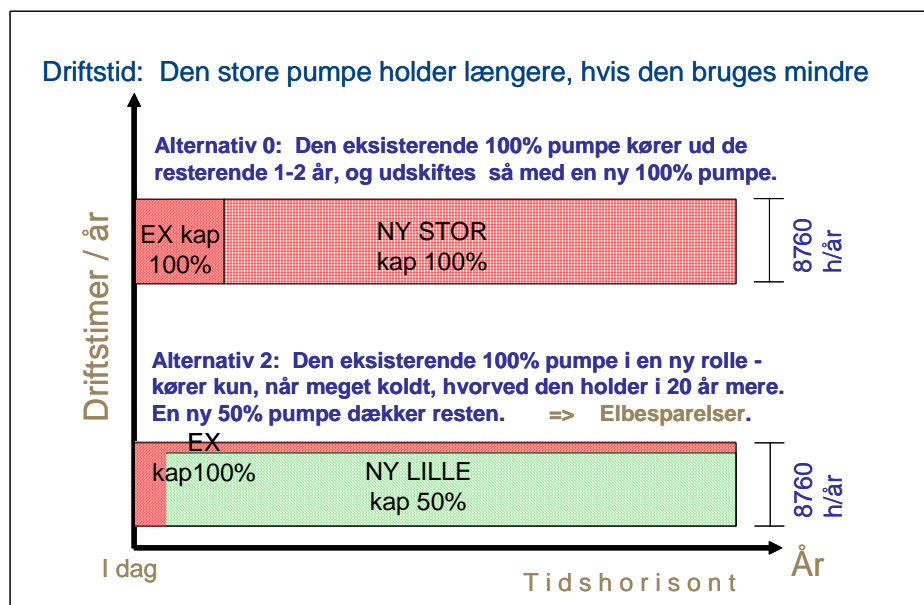
- Situation 1: Elsparelinien er en ren tilføjelse til de øvrige pumpelinjer, der er nye eller i god stand. Investeringen i sparepumpen skal stort set kun bæres af elbesparelser.
- Situation 2: Elsparelinien forsinker en ellers forestående investering i en ny, stor pumpeenhed (pga. aflastning). Investeringen i elsparelinien bæres nu både af elbesparelser og den delvist sparede investering i en stor Pumpe grundet udskydelsen.

Som ved elbesparelserne er amortisationen en væsentlig faktor, når ovenstående investering kan udskydes.

Situation 1 gælder f.eks., når elsparelinien oprettes som en del af et nyanlæg. Investeringen i elsparelinien vil koste i størrelsesordenen 30-50 % af den store pumpelinie. Den vil dog kun sjældent spare lige så stor en del af tabet. Et hurtigt blik på Figur 61 indikerer, at det næppe vil hænge sammen; det sparede eltab er mindre end investeringen. Det bemærkes dog, at ved nybyggeri er den marginale omkostning ved en ekstra elsparelinie lavere, hvilket kan få økonomien til at hænge sammen.

Hvis de eksisterende pumpelinier er forholdsvis nye, vil det kun sjældent kunne betale sig at investere i elsparelinien.

Situation 2 gælder derimod, når den store pumpe levetid kan forlænges, se Figur 62:



Figur 62: Situation 2. En investering er snart forestående, der sammenlignes to muligheder for reinvestering.

Den store pumpe skal renoveres om et par år. Dette gøres i referencealternativet, alternativ 0; der investeres i en ny pumpeenhed af samme størrelse.

I elsparealternativet, alternativ 2, investeres i en mindre dellastpumpe, mens den gamle beholdes.

Omkostninger ved alternativ 0:

- Investeringen i en stor pumpeenhed
- Elforbruget fra den eksisterende store pumpeenhed hele året i tre år
- Elforbruget fra den nye, store pumpeenhed hele året resten af perioden

Omkostninger ved alternativ 2:

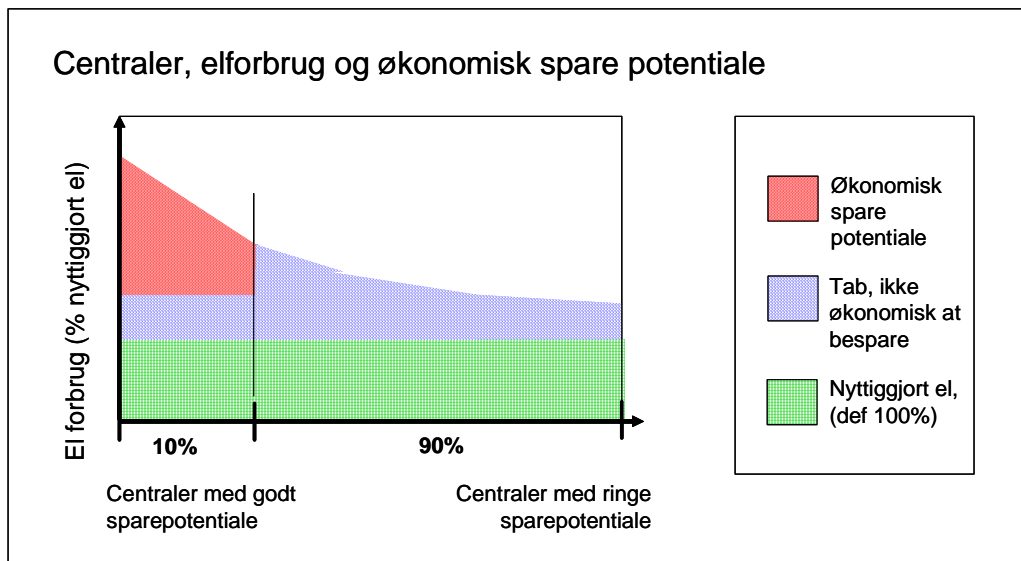
- Investeringen i en lille pumpeenhed
- Investeringen i tilslutningsmaterialer for den lille pumpeenhed (ventiler o. lign.)
- Elforbruget fra den eksisterende, store Pumpe
- Elforbruget fra den lille, ny Pumpe

Det er klart, at de økonomiske forhold hurtigt kan ændre sig fra en situation til en anden. De er afhængige af investeringspriser, elpriser, eksisterende bestykning og driftsforhold, vurdering af eksisterende pumpeers levetid, etc. Ovenstående billede giver derfor kun et fingerpeg. Hvert enkelt besparellesprojekt må gennemregnes.

### 6.3 **Besparellespotentiale på landsplan - vurdering**

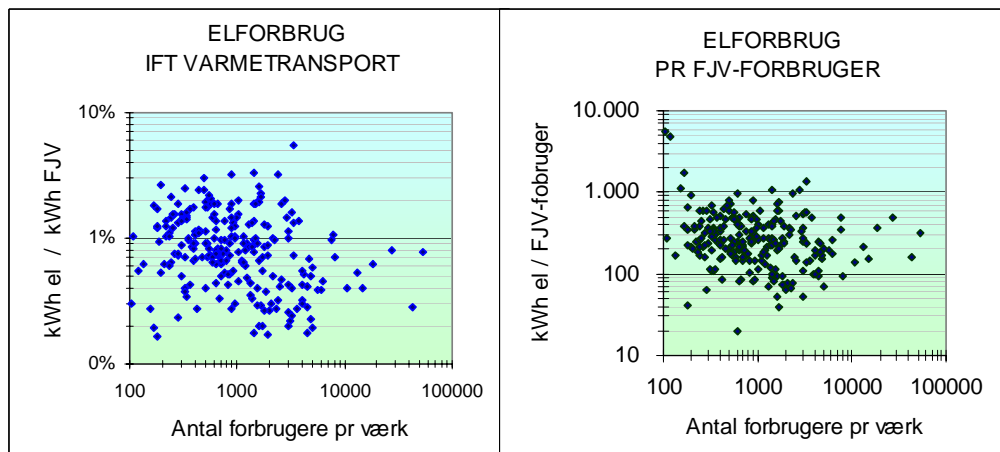
Et vigtigt element i nærværende forskningsprojekt er størrelsen af det landsdækkende besparellespotentiale for elforbruget fra fjernvarmepumper ved sammensat pumpebestykning.

Situationen varierer meget fra central til central. Nogle steder passer pumperne rimelig godt til forbruget, andre steder mindre godt. Det vurderes, at for ca. 10 % af centralerne (målt i årligt elforbrug) er der et økonomisk sparepotentiale. Dette beskrives i Figur 63.



Figur 63: Figuren viser centralerne sorteret efter tab i forhold til deres ydelse. I de centraler, hvor tabene er forholdsvis højest, er besparelsespotentialet økonomisk at gennemføre. Figuren er stærkt forenklet og tænkes at gælde for en given pumpestørrelse, der influerer både tab og investering og dermed besparelsespotentialet.

Elforbruget i fjernvarmebranchen er i størrelsesordenen kun 1 % af fjernvarmekøbet, som det fremgår af nedenstående Figur 64. Det svarer til ca. 1,3 % af fjernvarmesalget.



Figur 64: Der er stor spredning i det tekniske elforbrug fjernvarmeselskaberne imellem. Det skyldes forskel i opbygningen af de elforbrugende systemer (bl.a. om bioanlæg er inkluderet) samt forskel i opgørelsesmetoder. Kilde: Dansk Fjernvarmes driftsstatistikker 2001-02.

Det relative elforbrug varierer fjernvarmeselskaberne imellem. Fjernvarmepumperne udgør som regel den største del af elforbruget.

Det energimæssige besparelespotentialer vurderes ud fra nedenstående forudsætninger:

- De danske fjernvarmenet leverer tilsammen hvert år over 120 PJ (430 TWh) varme an net
- Fjernvarmepumpernes elforbrug er i størrelsesordenen 1 % af dette tal, eller ca. 1.200 TJ (330 GWh<sub>el</sub>)
- Det vurderes, at det er muligt at opnå besparelser i pumpestationerne svarende til 10 % af det totale elforbrug til pumper eller ca. 120 TJ (30 GWh<sub>el</sub>)
- Besparelsen vil i gennemsnit beløbe sig til 30 % af pumpeelforbruget i disse stationer; i alt ca. 40 TJ (10.000 MWh<sub>el</sub>)

Det selskabsøkonomiske besparelespotentialer vurderes ud fra den følgende forudsætning:

- Med en elpris på 500 kr./MWh<sub>el</sub> vil det økonomiske besparelespotentialer være i alt 5 mio. kr./år, hvilket svarer til ca. 70 mio. kr. i nuværdi over 20 år.

Besparelespotentialer hvad angår CO<sub>2</sub>-emissioner vurderes ud fra denne forudsætning:

- CO<sub>2</sub>-emissionen er 0,8 ton CO<sub>2</sub>/MWh<sub>el</sub> de første par år gradvist faldende til 0,4 ton CO<sub>2</sub>/MWh<sub>el</sub> på sigt (Energistyrelsens brændselsforudsætninger)

Den sparede CO<sub>2</sub>-emission bliver:

- Godt 8.000 ton CO<sub>2</sub> det første år gradvist faldende til godt 4.000 ton CO<sub>2</sub>/år

I ovenstående tal er der ikke inkluderet det yderligere besparelespotentialer som følger af en sandsynlig udvikling i fjernvarmesystemerne i retning mod mere pumpe gennem knappe rør. En sådan udvikling vil skyldes faldende varmedensitet, stigende varmepriser, bedre pumpe teknologi og -styring samt en stigning i prisen på rør- og jordarbejde, herunder miljøomkostninger. Denne udvikling vil i givet fald medføre en stigning i pumpearbejdet i forhold til transporteret varme til forbrugeren. Hermed stiger også besparelespotentialer for pumpningen.

## 7 KONKLUSION OG ANBEFALING

Der stilles spørgsmålstejn ved, om både forsyningsikkerhed og energioekonomisk drift tilgodeses bedst ved én og samme pumpe (-størrelse), eller om der opnås bedre resultater ved at anvende flere forskellige pumper, i denne rapport benævnt "udvidet pumpebestykning".

Under de driftsforhold som fjernvarmepumperne typisk har, er den samlede årsvirkningsgrad for pumpeenheten væsentlig lavere end den højeste nyttegrad, der først huskes fra pumpediagrammerne. Dette skyldes en kombination af nyttegrader for pumpe, motor og frekvensstyring under dellastdrift, uden for området med højeste nyttegrad.

For store pumper vil installationen af en mindre pumpe, der aflaster en større pumpe, medføre elbesparelser i det samlede elforbrug. Elbesparelserne ligger typisk i området 10-30 %, men kan ligge i området 5-50 %. Det skyldes stor variation i de eksisterende driftssituationer og pumpebestykning på pumpecentralerne. Nogle steder er pumperne meget overdimensionerede, andre steder er der endda installeret såkaldte "sommerpumper". Alt andet lige, så falder besparelspotentialet ved faldende pumpe størrelse.

Det vurderes at være mindre sandsynligt, at investeringen i en ny, mindre pumpelinje i eksisterende centraler kan tjene sig hjem på elbesparelser alene.

En lille sparepumpeenhet vil dog tillige aflaste den store pumpe med mange driftstimer, og hvis renoveringen af den store pumpeenhet er snart forestående, vil aflastningen medføre, at renoveringen bliver udskudt. Herved forbedres økonomien i besparelsesprojektet væsentligt.

Et andet forhold, der gør investeringen i en mindre pumpelinje mere attraktiv, er faldet i investering grundet øvrigt renoveringsarbejde. De økonomiske besparelser er derfor forbundet med en større usikkerhed end elbesparelserne.

Det vurderes, at de centraler, hvor det er lønsomt at foretage en udvidelse af pumpebestykningen, udgør 10 % af det totale elforbrug. Besparelsen i disse centraler vil ofte ligge i området 15-30 % af deres nuværende elforbrug. Tilbagebetalingstiden vil være i størrelsesordenen 10 år.

Anbefalingerne til fjernvarmeverkerne bliver herefter følgende:

- 1) Indstil SRO-systemet til at registrere pumpernes tryk, flow, rotationshastighed og gerne elforbrug
- 2) Plot timeværdier for hver pumpe tryk og flow over hele året
- 3) Sammenlign disse med karakteristika for den pågældende pumpe
- 4) Ud fra et lignende scenario i rapporten gennemføres en første vurdering af besparelspotentialet
- 5) Herefter gennemregnes økonomien i det konkrete projekt eventuelt



## 8 FORKORTELSER OG KONVENTIONER

Pumpe: Pumpe uden motor og frekvensstyring.

Pumpebestykning: Sammensætning af pumpelinier.

Pumpeenhed: Pumpe, motor og frekvensstyring.

Pumpelinie: Pumpeenhed samt de rør, ventiler og eltilslutning, der tilhører pumpeenheten. Dog ikke det udstyr, der er fælles for flere pumpeenheder.

Pumpestation: Pumpesystem tilsluttet rør og kabler samt bygning.

Pumpesystem: Pumpelinier tillagt fælles installationer, herunder samstyring og fælles komponenter.

Varighedsfaktor: Gennemsnitsværdi over en angivet periode (ofte et år) divideret med maksimumværdi i perioden.

Lastnyttegrad: Momentan nyttegrad i et givet driftspunkt. Lastnyttegraderne er kun afhængige af pumpeudstyret, ikke af, hvordan driftsbelastningen fordeler sig over en periode.

Periodenyttegrad, -virkningsgrad: Nyttegrad som resultat af en samling forskellige driftspunkter over en periode, f.eks. et år, dvs. årsnyttegrad, årsvirkningsgrad.

Normlastnyttegrad: Lastnyttegrad i pumpens "bedste driftspunkt", omtrent sammenfaldende med punktet for højeste virkningsgrad. Punktet ligger typisk på pumpekarakteristikakurven for 100 % hastighed ved det halve af maksimalt flow.

Dellastnyttegrad: Lastnyttegrad i andre driftspunkter end punktet for normnyttegrad.

Tryk bruges enkelte gange i betydningen trykløft.

PV-diagram, tryk/flow-diagram, pumpediagram: Diagram med trykløft på y-aksen, og flow på x-aksen.

## 9 LITTERATUR

1. Håndbog i Energirådgivning – Procesudstyr.
2. Håndbog i Energirådgivning – Elmotorer, motorstyringer, og transmissioner. DEFU 1999 af Jens Erik Pedersen o. a.
3. Elmotorer og transmission. DEFU ca. 1990 af civilingeniør Anders Rebsdorf.
4. Schulzer Centrifugal Pump Handbook. Elsevier Advanced Technology 1998, second edition.
5. Pumpe Ståbi, 3. udgave. Ingeniøren/bøger 2000.
6. El Ståbi, 3. udgave. Ingeniøren/bøger 2000.
7. Fjernvarmeforsyning i lavenergiområder. Energistyrelsen, EFP2001-programmet. Carl Bro as, DTU, Grundfos, Starpipe, Nykøbing Falster Kommune.
8. ABB's hjemmeside: [www.abb.com](http://www.abb.com)