

5. PUMPING OG PUMPER

Jon Steinar Gudmundsson © 2010

- 5.1 Pumping i olje- og gassproduksjon
- 5.2 Typer pumper
- 5.3 Pumpearbeid og –effekt
- 5.4 Pumpekarakteristikk
- 5.5 Kavitasjon og tilløpshøyde
- 5.6 Skaleringslovene
- 5.7 Systemkarakteristikk og pumper
- 5.8 Parallell- og seriekobling
- 5.9 Variable rotasjonshastighet
- 5.10 Pumpekataloger
- 5.11 Andre betraktninger

Vedlegg:

- 5.1 Pumpearbeid og –effekt
- 5.2 Teoretisk løftehøyde i roterende kanaler
- 5.3 Skaleringslover for sentrifugalpumper og kompressorer

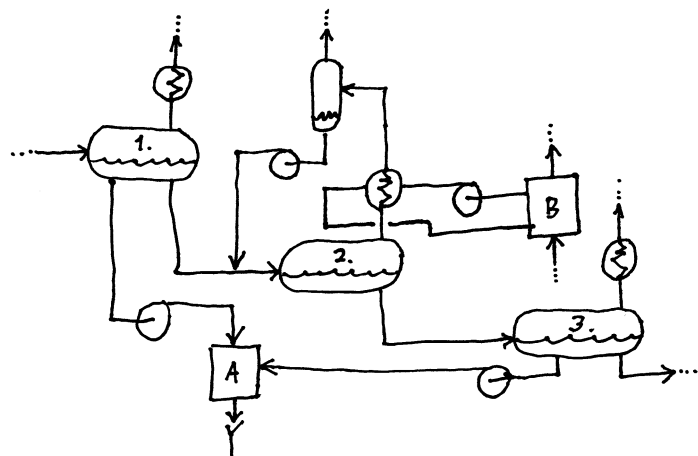
Pumper er den tredje mest brukte innretningen i prosessering av olje og gass, etter rør/rørledninger og ventiler. Store pumper trekker mye strøm og må derfor tilpasses godt til behovet for pumping. Effektbehovet er typisk størst for vanninjeksjon og deretter for oljeeksport og kjølevann (evt. brannvann). Små pumper i selve prosessen trekker ubetydelig med strøm. Livsløpsanalyse av pumper viser at største delen av kostnadene er driftskostnader, hovedsakelig strøm. Men store pumper er tunge og bidrar dermed betydelig summer til tomtekostnadene på plattformer og flytere. Vi er ganske opptatt av å velge riktige pumper etter behov for løftehøyde og volumrate men også for god regularitet og prosesskontroll.

5.1 Pumping i olje- og gassproduksjon

På en plattform eller flyter finner vi pumper med forskjellige oppgaver. I hovedprosessen brukes noen sentrifugale pumper for å pumpe olje, kondensat og produsert vann. Vi ønsker egentlig ikke pumper i hovedprosessen på grunn av mulig emulsjonsdannelse. Effekten til pumpene kan være fra 20 til 200 kW. Små mengder kondensat og kondensert vann strømmer hydrostatisk eller pumpes fra væskeutskillere tilbake i prosessen. Pumper brukes også i kjøle- og varmekretser. Stabilisert olje strømmer hydrostatisk til lagertank uten pumping. Separert produsert vann pumpes til videre behandling før utslipp til sjøen eller injeksjon.

En skisse som illustrerer plasseringen av små pumper i en separasjonsprosess er vist i figur 5.1. Olje, gass og vann går til en trefaseseparator (1. trinn). Gassen går ut toppen til en kjøler og videre i prosessen. Oljen går til en tofaseseparator (2. trinn) og videre til en trefaseseparator (3. trinn). Alle tre separatorene har kjøling av gassen. Vi velger å vise kun for 2. trinns separatorene en dråpefjerner (eng. scrubber) hvor gassen går ut på toppen. Væske samles opp i bunnet av dråpefjerner og pumpes tilbake i prosessen. Vann fra 1. trinns separatorene pumpes til vannbehandling A. Det samme

gjelder vann fra 3. trinns separatoren. Kjølevæske (f.eks. vann-glykolblanding) pumpes i kjølekrets B.



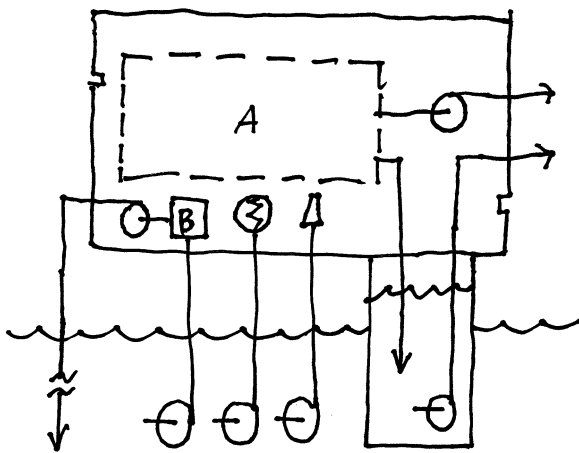
Figur 5.1 – Skisse av små pumper i en tenkt tretrinns separasjonsprosess.

Fra en hovedprosess kan olje og kondensat også pumpes direkte til en annen installasjon eller ilandføringsterminal. Effekten til pumpene som brukes er større enn pumpene i hovedprosessen; fra ett MW og oppover. Oljen og kondensatet som pumpes trenger ikke å være stabilisert når videre prosessering skjer på mottaksstedet. Ikke stabilisert olje og kondensat har lett for å avgi bobler ved inntak til store pumper som fører til kavitasjon (se nedenfor). En måte å løse problemet på er å bruke to pumper i serie; den første pumpen øker trykket nok til at kavitasjon ikke oppstår ved innløpet til hovedpumpen.

Store sentrifugale pumper brukes for å pumpe stabilisert olje fra lagertank til tankbåt (bøyelasting). Det gjelder å pumpe raskest mulig. Tankbåter anløper gjerne plattformer annen hver dag til hver uke. Typiske lagertankvolumer er million fat som skal pumpes på 8-12 timer.

Plattformer og flytere har to store hjelpesystemer med pumper: Kjølevann og brannvann. Kjølevann er sjøvann som filtreres og brukes i varmevekslere i hovedprosessen med retur til sjøen. Pumpene kan være nedsenkbare (dykket) eller tørrmontert. Det samme gjelder brannvannspumpene. Forskjellen er at kjølevann brukes kontinuerlig mens brannvann skal være umiddelbart tilgjengelig. I tillegg til filtrering må sjøvannet tilsettes kjemikalier for å forhindre korrosjon og groing (eng. fouling).

En skisse som illustrerer plassering av store pumper på en plattform eller flyter er vist i figur 5.2. Hovedprosessen er vist som A. Sjøvann for injeksjon behandles i B og pumpes til injeksjonsbrønn(er). Kjølevann og brannvann pumpes også med store pumper. Skissen viser en lagertank som alternative. Stabilisert olje strømmer fra prosessen til tanken (10-20 tanker på flytere) for så å pumpes til bøyelasting. Alternativt pumpes olje kontinuerlig til en rørledning.



Figur 5.2 – Skisse av store pumper på en tenkt produksjonsplattform eller -flyter.

I enkelte tilfeller kan et felles kjølevanns- og brannvannssystem brukes eller vurderes brukt for å spare på kostnader og vekt; her må vi avveie mellom fordeler og ulemper. Også, kjølevann kan forsynes fra injeksjonsvannsystemet. Behovet for kjølevann er relativt lite sammenlignet med det som injiseres.

En interessant problemstilling i brannvannssystemer er trykkstøt (vannhammer) bl.a. grunnet bruken av enveisventiler (eng. check valve). Tanker for utjevning (damping) av trykk brukes for å minimalisere raske trykktransienter. Oppstart og stenging av pumper gir trykktransienter som gjerne minimaliseres ved gradvis økende eller avtagende pumping, f.eks. 30 sekunder.

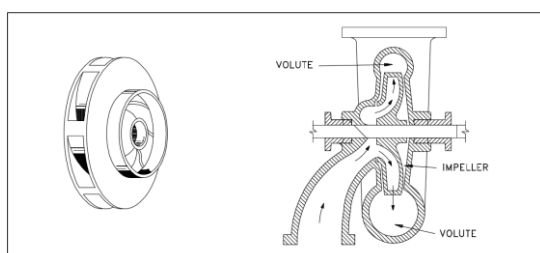
Injeksjon av behandlet sjøvann er praktisert på nesten alle produksjonsinstallasjoner til havs. Sjøvann injiseres under den oljeførende formasjonen for å opprettholde reservoartrykket for å opprettholde oljeproduksjonen. Det injiseres typisk 20-50 % større volum sjøvann enn stabilisert olje som produseres. Det må også kompenseres for produsert vann. Vi noterer oss at stabilisert olje har mindre volum enn olje ved reservoarbetingelser fordi gassen bobler ut fra oljen. Formasjonsvolumfaktor til olje, B_o , ligger typisk i området 1,2 til 1,4 som tilsvarer da 20 og 40 %. Det kreves høyt trykk og høy rate som ligger i øvre kanten av hva sentrifugale pumper kan levere. Effekten til injeksjonspumper ligger gjerne fra 5 til 10 MW. Store pumper drives gjerne med motor med variabel hastighet, eller direkte med en gassturbin.

I undervannsproduksjon av olje og gass brukes frostvæske for å hindre dannelse av hydrat. Problemet oppstår fordi undervannsrørledninger kjøles ned fra brønnhode til plattform, flyter eller ilandføringsterminal. Den mest brukte frostvæsken er MEG (monoetylglykol) som har høy viskositet, flere ganger høyere enn viskositeten til vann. I alle tilfeller brukes en blanding av MEG (60-80 %) og vann. Høyt viskositet fører til høyt trykktap i rørledningene som brukes for injeksjon av MEG (friksjonsfaktor proporsjonal med viskositet i 0,25 potens, i følge Blasius' ligning). Høyt viskositet fører også til dårlig virkningsgrad i sentrifugale pumper. Derfor bruker vi stempelpumper ved injeksjon av frostvæske. Pumping av frostvæsker er ikke vist i figurene for små og store pumper.

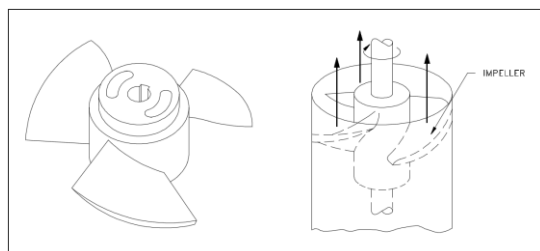
Ovenfor har vi fokusert på pumping til havs på plattformer og flytere. På ilandføringsterminaler har vi behov for pumping av samme slag, bortsett fra vanninjeksjon.

5.2 Typer pumper

To typer pumper brukes i produksjon av olje og gass: Sentrifugalpumper og stempelpumper. Sentrifugale pumper er mest bruk så vi skal se på disse først. Sentrifugale pumper tilhører familien dynamisk pumper. I denne familien har pumpene radial strømning, angulær strømning og aksial strømning. Sentrifugale pumper har radial strømning. Vi bruker ordet angulær (halvaksial) strømning for det som ofte kalles blandet strømning (eng. mixed flow). Klassifisering etter strømning baseres på utformingen av løpehjulet som vist i figurer 5.3 og 5.4 (angulært strømning pumpe vises ikke).



Figur 5.3 – Radial strømning pumpe (Department of Energy 1993).



Figur 5.4 – Aksial strømning pumpe (Department of Energy 1993).

Gitt omtrentlig samme diameter og rotasjonshastighet kan vi resonere at aksiale pumper yter høye rater og moderat trykkøkning. Radiale (sentrifugale) pumper yter lavere rater men signifikant trykkøkning. Angulære pumper har ytelse som ligger i mellom aksiale og radiale pumper. De samme betraktningene gjelder også kompressorer.

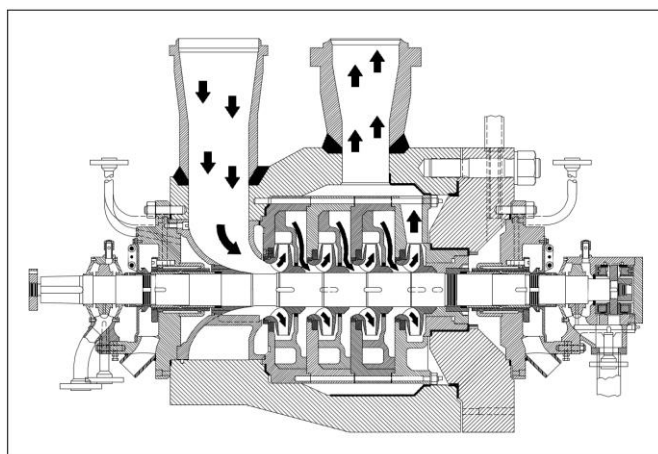
Sentrifugale pumper har et roterende løpehjul hvor væske kommer inn ved indre radius og går ut ved ytre radius. Løpehjulet har flere skovler, typisk 4-6, som øker hastigheten til væsken i henhold til Eulers ligning (vedlegg 5.2 *Teoretisk løftehøyde i roterende kanaler*). Væsken ved høy hastighet går videre til en utstrømningskanal, såkalt spiralhus (eng. volute). Utstrømningskanalen er utformet slik at strømningsarealet øker gradvis for å konvertere kinetisk energi til potensiell energi (dvs. trykk), slik vi kjenner fra Bernoullis ligning (vedlegg 2.1 *Strømningsligninger*). Riktig utforming av spiralhuset skal bl.a. forsikre at mekaniske krefter fordeles jevnt på pumpeakselen.

Ordet volute brukes for snegler i fransk og kan tolkes som sneglehus. Opprinnelsen er de runde dekorasjonene på toppen av kolonner i antikkens greske byggverk?

Pumpene vist i figurer 5.3 og 5.4 viser ett løpehjul og ett innløp. Det finnes utallige varianter av dynamiske pumper. Løpehjulene kan være åpne, delvis åpne og lukket (innesluttet). Sentrifugale pumpen i figur 5.3 har et lukket løpehjul. Løpehjulene i sentrifugale pumper kan ha et eller to innløp (fra begge sider) og utløpskanalen kan være enkel eller dobbel.

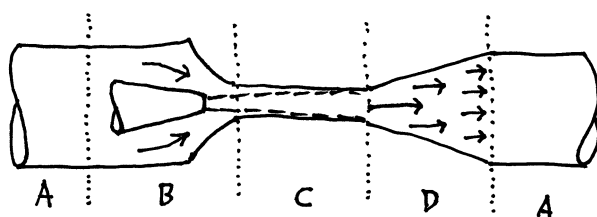
For å oppnå trykk og rater utover det som en sentrifugal pumpe med ett løpehjul kan yte, bruker vi pumper med flere trinn. En slik sentrifugal pumpe er vist i figur 5.5. Pumpen har tre trinn hvor trykket øker suksessivt etter første trinn, etter andre trinn og til slutt etter tredje trinn. Figuren viser også at konstruksjonen til en sentrifugal pumpe kan bestå av mange mekaniske elementer selv om pumpen betraktes i olje- og gassindustrien som av enkel konstruksjon. Viktige detaljer inkluderer akseltetninger, lager og smøring.

Sentrifugale pumper med smale klareringer (f.eks. mellom roterende løpehjul og statiske elementer) vil gi bedre ytelse (volumrate og løftehøyde) enn pumper med vide klareringer. Men smale klareringer krever større mekanisk presisjon i konstruksjons- og produksjonsprosessen og kan være mer utsatt for effekten av urenheter i væsken som skal pumpes.



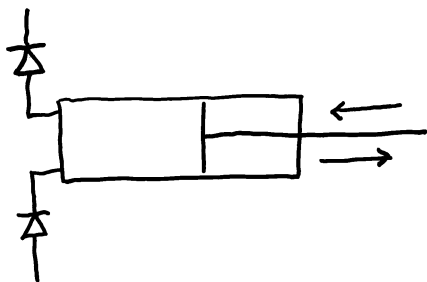
Figur 5.5 – Sentrifugal pumpe med tre trinn (Department of Energy 1993).

Strålepumpe (eng. jet jump) er en dynamisk pumpe som kan brukes for både væsker og gasser (og tofase). En strøm (drivefluid) ved høyt trykk sprøytes i gjennom en dyse og trekkere med seg en annen strøm ved lavere trykk. Strømmene blandes ved høy hastighet slik at bevegelsesmomentene bevares for så å ekspandere i en diffusor og dermed øke trykket. Skisse av en strålepumpe er vist i figur 5.6.



Figur 5.6 – Skisse av en strålepumpe hvor A er rør, B er dyse, C er blander og D er diffusor.

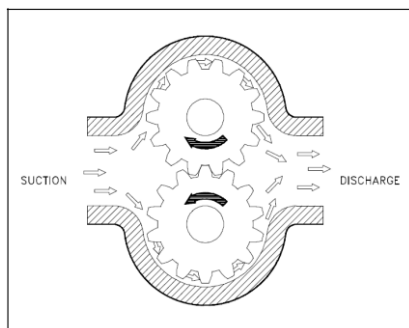
Nå skal vi se på stempelpumper. Stempelpumper tilhører familien volumetriske pumper som også kalles fortrengerpumper (eng. positive displacement). I denne familien finner vi stempelpumper og roterende pumper. Stempelpumper har frem- og tilbakegående stempel samt enveisventiler som åpner og lukker for innløp og utløp. Skisse av en stempelpumpe er vist i figur 5.7. Stempelet suger inn væske til et kammer og fortrenger så væsken ut ved høyt trykk. Det finnes flere typer stempelpumper; f.eks. dobbelt virkende med innløp og utløp på begge sider av stempelet. Og pumpene kan ha flere trinn.



Figur 5.7 – Skisse av en stempelpumpe.

En spesial type fortrengerpumpe (volumetrisk Pumpe) er membranpumpen (eng. diaphragm pump). Et stempel presser på hydraulisk olje som igjen presser på en membran. Membranen har frem- og tilbakegående bevegelse som i en vanlig stempelpumpe. Enveisventiler står for innløp og utløp. Membranpumper brukes gjerne for korrosive kjemikalier fordi pumpevolumet er adskilt fra stempelet.

Roterende volumetriske pumper tar inn volum væske som fanges av tannhjul eller skruer. Skisse av en enkel tannhjulpumpe er vist i figur 5.8. De roterende elementene kan utformes på mange måter. Skruerpumper kan ha en lang spiralformet skruer som roterer for å fortrenge væske fra innløp til utløp. En kjent volumetrisk Pumpe er monopumpen (eksenterskruerpumpe) hvor en spiralformet skruer roterer mot en også spiralformet omslutning. Roterende pumper brukes gjerne for vanskelige fluider eller hvor eksakte rate er viktig.



Figur 5.8 – Enkel tannhjulpumpe (Department of Energy 1993).

Tofase blandinger representerer vanskelige fluider å pumpe. Olje-vann blandinger har gjerne høyere viskositet enn viskositeten til de individuelle komponentene. Dette gjelder spesielt ved volumfraksjoner som markerer overgangen mellom vann-

kontinuerlig emulsjon og olje-kontinuerlig emulsjon. Tofase gass-olje (med eller uten vann) blandinger er en spesiell utfordring i pumping. Roterende volumetriske pumper brukes til dette formålet. Pumpeleverandører og oljeindustrien har nedlagt betydelig innsats for å utvikle tofase pumper.

5.3 Pumpearbeid og –effekt

Sentrifugale pumper er strømningsmaskiner som utfører arbeid på væsker. Vi bruker den mekaniske strømningsligningen for å uttrykke arbeidet (vedlegg 5.1 *Pumpearbeid og –effekt*). Ved å se bort fra høydeforskjellen mellom innløpet og utløpet, ved å se bort fra veggfriksjonen i pumpen og ved å se bort fra akselerasjonen mellom innløps- og utløpsrør (selve rørene), kan vi skrive

$$\frac{dp}{\rho} = -dw$$

hvor w [J/kg] står for mekanisk arbeid per masse, dvs. spesifikk arbeid. Begrepene energi og arbeid har samme enhet. Minustegnet står for tilført arbeid, men vi bruker det ikke videre fordi det er inneforstått at det gjelder pumper. Masserate er gitt ved

$$m = \rho q$$

Vi integrerer og noterer at arbeid ganget med masserate gir effekt

$$wm = (p_2 - p_1)q$$

$$P = q\Delta p$$

Effekten P [W] er den ideelle effekten. Vi noterer at volumetrisk rate har enhet [m^3/s] og trykk har enhet [Pa].

Ligningen for pumpeeffekt ovenfor kan også brukes for det motsatte: Effekten til vannkraftsverk. Vannraten og høydeforskjellen fra magasin til utløp avgjør den ideelle effekten. I tillegg må vi tilføye virkningsgraden til vantturbinen og generatoren.

Reelle sentrifugale pumper har en virkningsgrad mellom 65 og 80 % og vi skriver

$$0,65 < \eta_h < 0,80$$

hvor indeksen h står for hydraulisk. Vi velger å kalle virkningsgraden hydraulisk fordi den gjelder overføring av mekanisk energi til hydraulisk energi som uttrykkes ved Eulers ligning (løftehøyde og hastighet eller volumetrisk rate). Virkningsgraden til en sentrifugal pumpe måles mot dreiemomentet (eng. torque) levert av en motor. På engelsk brukes begrepet Brake Horse Power om effekten fra motor til pumpe. En elektrisk motor har gjerne en virkningsgrad mellom 80 og 90 % og vi skriver

$$0,80 < \eta_m < 0,90$$

hvor indeksen m står for motor. Den totale virkningsgraden til en pumpe samt motor kan dermed skrives

$$\eta_t = \eta_h \eta_m = 0,8 \cdot 0,9 = 0,72$$

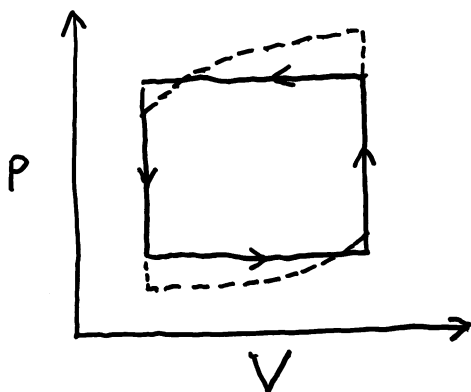
antatt henholdsvis virkningsgrad på 80 % og 90 %. Ideelle effekten til en elektrisk motor gis ved $P_m = IV$ hvor I er strømamper og V er spenning i volt. Nedenfor diskuterer vi bruken av variabelt driv av pumper. Store pumper kan drives direkte med en gassturbin eller dieselmotor, hver med egen virkningsgrad. For effekten til reelle pumper bruker vi pumpeligningen

$$P = q \Delta p \frac{1}{\eta_t}$$

Store pumper (både dynamiske og volumetriske) har bedre hydraulisk virkningsgrad enn mindre pumper. Virkningsgraden påvirkes av flere faktorer, bl.a. veggfriksjon og forskjellige interne resirkuleringer. For en strømningskanal avhenger veggfriksjonen diameteren (tenker oss kanal av enhetslengde) men volumraten avhenger diameteren i andre potens. Ved økende diameter øker derfor volumraten mer enn veggfriksjonen; derfor bedre virkningsgrad med størrelse. Videre kan vi resonere at store pumper har mindre intern resirkulering fordi klareringer er relativt smalere.

Stempelpumper er fortrengermaskiner som utfører arbeid på væsker. Arbeid W [J] gis ved produktet til trykk p [Pa] og volum V [m³], vist som areal i figur 5.9. Hele linjen i figuren viser en ideell pumpe mens stiplede linjen viser en reell pumpe. Med henvisning til figur 5.7 (skisse av stempelpumpe) kan vi følge syklusen i en stempelpumpe.

La oss starte nederst til venstre. Innstrømningsventilen er åpen og stempelet er neste helt fremme. Utstrømningsventilen er stengt. Stempelet begynner bevegelse bort fra ventilene for å suge inn væske. Væske strømmer inn med volum lik slagvolumet. Når stempelet oppnår fullt slagvolum og begynner bevegelse mot ventilene, stenger innløpsventilen. Dermed er pumpen helt stengt; ingen åpen ventil. Stempelet presser på væsken og trykket øker. Når trykket har øket til et bestemt innstilt trykk, åpner utstrømsventilen og stempelet leverer væske ved tilnærmet konstant trykk. Stempelet trekkes tilbake og utstrømsventilen stenger og trykket senkes til innstrømstrykket. Og syklusen fortsetter.



Figur 5.9 – Trykk-volum diagram for stempelpumpe.

Ideelle pumpearbeidet kan uttrykkes

$$W = \Delta p \Delta V$$

Fordi volum kan konverteres til volumrate kan vi også konvertere energi til effekt slik at, igjen

$$P = q \Delta p$$

Effekten til en stempelpumpe kan derfor uttrykkes med samme ligning som vi bruker for en sentrifugalpumpe. Vi må tilføye virkningsgraden for reelle pumper.

Volumraten er proporsjonal med stempelslaget (lengde) og frekvens. Effekten til andre fortrengerpumper beregnes også ved bruk av samme ligning. Volumraten til de forskjellige pumpene er proporsjonal med størrelse og frekvens eller rotasjonshastighet.

Stiplede linjen i figur 5.9 skisserer trykk-volum syklusen for en reellpumpe. Arealet til en reellpumpe er større enn arealet til en ideellpumpe. Forskjellen skyldes både akselerasjon og friksjon. Når stempelet begynner bevegelsen bort fra ventilene (nederst til venstre i figur 5.9) må den akselerere fra null hastighet til vanlig stempelhastighet. Det samme gjelder når stempelet begynner bevegelse i andre ende av slagvolumet. Friksjon oppstår både mellom fluid og vegg og mellom stempel og vegg.

Virkningsgraden til små fortrengerpumper (f.eks. stempelpumper) er rapportert mellom 40 og 50 % mens virkningsgraden til store pumper er rapportert mellom 70 og 90 % (McCabe o.a. 1993). Størrelsen på små og store pumper var ikke spesifisert. Virkningsgraden rapportert er den mekaniske virkningsgraden. Antageligvis betyr det produktet av de hydrauliske og mekaniske virkningsgradene, men ikke den elektriske. Vi må være forsiktige når vi omhandler virkningsgrader.

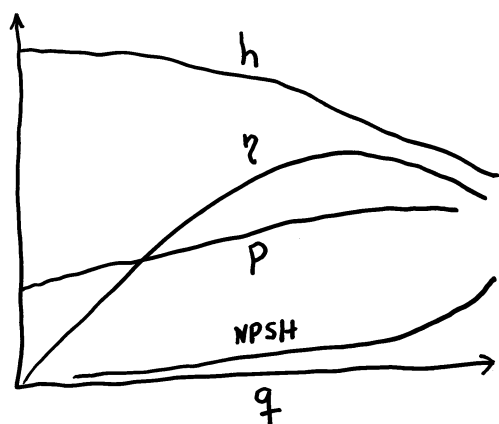
Reelle stempelpumper har bedre virkningsgrad enn reelle sentrifugalpumper.

5.4 Pumpekarakteristikk

Pumper representerer godt utviklet teknologi med lang tradisjon. Utforming av pumpenes komponenter og virkemåter er kjente. Det finnes pumper til aller slags formål og situasjoner. Vi er mest interessert i de strømnings tekniske egenskapene til pumper for å løse oppgaver i olje- og gassproduksjon. Egenskapene inkluderer pumpeeffekt og trykk, effekt og virkningsgrad samt nødvendig innløpsstrykk (tilløpshøyde). Vi finner egenskapene i kurver som kalles pumpekarakteristikk.

Produsenter av pumper lager kurver med karakteristikk(ene) til egne pumper. Vi bruker kurvene ved valg av pumpe til et gitt formål. Skjematisk representasjon av karakteristikkene til en sentrifugalpumpe er vist i figur 5.10. Karakteristikkene vises mot volumetriske rate. Øverste linje er løftehøyde h , neste linje er virkningsgrad η , deretter pumpeeffekt P og så nødvendig innløpsstrykk NPSH (Net Positive Suction Head).

Løftehøyden avtar med økende rate. Virkningsgraden har et maksimum slik at den avtar for både lavere og høyere rater. Pumpeeffekten øker med volumetrisk rate som forventet. Nødvendig NPSH er relativt liten sammenlignet med løftehøyden men øker med økende volumrate.



Figur 5.10 – Skjematisk representasjon av karakteristikkene til en sentrifugal pumpe.

Eulers ligning for roterende kanaler (vedlegg 5.2 *Teoretisk løftehøyde i roterende kanaler*) uttrykker den teoretiske løftehøyden til en sentrifugalpumpe som

$$h_t = \frac{u_2 r_2 \omega}{g} = \frac{u_2 U_2}{g}$$

hvor den tangentielle fluidhastigheten u_2 og løpehjulshastigheten U_2 er ved løpehjulets ytre diameter, her merket med underskrift 2. Ligningen gjelder også sentrifugale kompressorer og turbiner (eks. vannkraftverk).

I reelle pumper er fluidhastigheten litt mindre enn løpehjulshastigheten. Det flere skovler en sentrifugalpumpe har, det mindre glipp (eng. slip) mellom hastighetene. I en pumpe med 4-6 skovler er glippkoeffisienten omtrent 0,8 slik at fluidhastigheten er 80 % av løpehjulshastigheten (Tuzon 2000). Forenklet kan vi skrive

$$h_t = \frac{0,8(r_2 \omega_2)^2}{g}$$

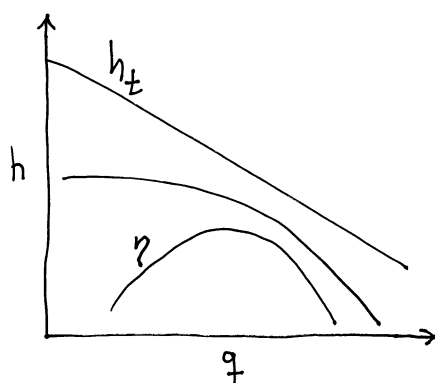
Den teoretiske løftehøyden kan også uttrykkes ved kun løpehjulshastigheten (dvs. uten den tangentielle fluidhastigheten) samt den volumetriske strømningsraten

$$h_t = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{q}{2\pi r b} \tan \theta \right)$$

Utledningen finnes i vedlegg 5.2 *Teoretisk løftehøyde i roterende kanaler*. Vi merker oss at den maksimum teoretiske løftehøyden gjelder for uendelige mange løpehjulsskovler. Den er proporsjonal med hastigheten til løpehjulet i andre; dette også i samsvar med skaleringslovene (se vedlegg 5.3 *Skaleringslover for sentrifugalpumper og kompressorer*). Den teoretiske løftehøyden og den reelle

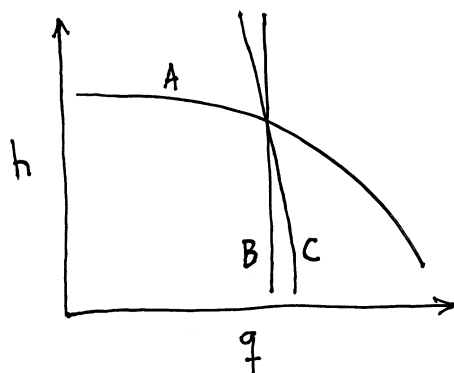
løftehøyden samt virkningsgraden for en sentrifugalpumpe er vist skjematisk i figur 5.11. Figuren gjelder for en bestemt Pumpe med konstant turtall.

Den teoretiske løftehøyden avtar lineært med volumrate i figur 5.11. Den reelle løftehøyden har den vanlige konkav ned fasonen. Virkningsgraden har et maksimum ved beste driftspunkt (eng. Best Efficiency Point). Tapene er minimum ved betingelser pumpe er utformet for. Ved betingelser utenfor optimal utforming er trykktapene større. Friksjonstapene er større ved høye rater enn ved optimal rate; trykktap grunne intern resirkulering er høyere ved lave rater. Gapet mellom den ideelle kurven øverst og den reelle kurven i figur 5.11 er derfor størst ved lave rater og ved høye rater.



5.11 – Karakteriske kurver for en ideell sentrifugalpumpe, h_t , og en reell Pumpe. Også vist er virkningsgraden, η .

Så langt har vi sett på karakteristiske kurvene til sentrifugalpumper. Stempelpumper og andre fortrenningspumper har også karakteristiske kurver, men enklere. Skisser av løftehøyde mot volumrate for sentrifugal-, stempel- og skruerpumpe er vist i figur 5.12. Så langt har vi ikke nevnt vakuumpumpe fordi den egentlig er en kompressor. Vannringspumpe (eng. water ring pump) er en vanlig vakuumpumpe.



Figur 5.12 – Karakteristiske kurver for (A) sentrifugalpumpe, (B) stempelpumpe og (C) skruerpumpe (eller tannhjulspumpe).

5.5 Kavitasjon og tilløpshøyde

Pumper suger inn væsken ved innløpet og presser ut væsken ved utløpet. Men, hvis sugetrykket (innløpstrykket) faller under metningstrykket til væsken dannes det gassbobler. Fra innløpet til utløpet øker så trykket slik at gassboblene kollapser brått i

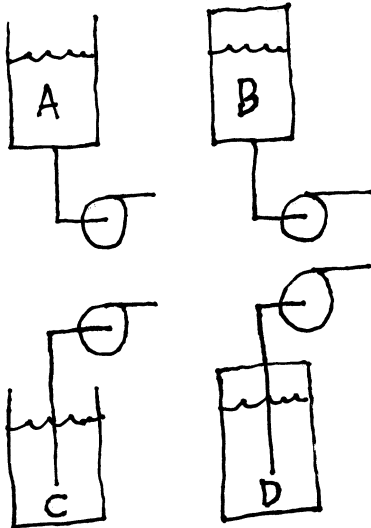
pumpen. Når det skjer kalles det kavitasjon. Kavitasjon i pumper er et stort problem fordi kollapsen av bobler gir store lokale trykksmeller som tærer på ståloverflater, ikke ulikt korrosjon. Kavitasjon vil også redusere pumpens ytelse (reduert virkningsgrad). Vi kan høre når kavitasjon oppstår i pumper; det høres gjerne som om sand eller små steiner går i gjennom pumpen.

For å motvirke kavitasjon i pumper må vi ha nok trykk ved innløpet; vi må ha tilstrekkelig tilløpshøyde (eng. Net Positive Suction Head), forkortet NPSH. Tilstrekkelig (eller nødvendig) tilløpshøyde er skjematisk vist i figur 5.10. Den er liten ved lave volumrater og større ved høye rater; dette fordi trykktapet grunnet veggfriksjon ved innløpet øker med rate. NPSH vist i figur 5.10 er den nødvendige tilløpshøyden eller NPSHR hvor R står for "required".

Pumpeprodusenter spesifiserer NPSHR basert på vann ved 20 [C] i Europa og 15 [C] i USA (?). Anbefalinger finnes også i litteraturen; for eksempel McCabe o.a. (1993) foreslår 2-3 [m] løftehøyde for mindre pumper og 15 [m] for store pumper. Kavitasjon oppstår sjelden ved pumping av kaldt vann eller sjøvann fordi damptrykket er relativt lavt (0,0231 [atm] ved 20 [C]). Men ved høyere temperaturer øker damptrykket til vann og ved 80 [C] er det 0,467 [atm] og tettheten 972 [kg/m³]. Dvs., relativt stor forskjell i damptrykk. For tilløpshøyde på 15 [m] for en stor pumpe som pumper vann ved 80 [C] beregnes innløpstrykket derfor i underkant av 1,4 [atm]. Men, anbefalingen gjelder sannsynligvis kaldt vann så beregnet nødvendig innløpstrykk er ikke nødvendigvis riktig.

Fordi vann har godt definert kokepunkt vil eventuell kavitasjon oppstå ganske lokalt på et bestemt sted i en pumpe. Vannkavitasjon gir ganske hard smell lokalt. Olje består av en serie hydrokarboner som koker av ved forskjellige trykk. Oljekavitasjon oppstår derfor mindre lokalt enn vannkavitasjon og gir ikke like hard smell. Olje er også mer kompressible som gir tilsynelatende mindre smell. Vi resonerer at NPSH betraktninger er mer viktig ved pumping av vann enn olje.

Nå skal vi se på tilgjengelig tilløpshøyde, kalt NPSHA hvor A står for "available". NPSHA bestemmes av trykk og utstyr oppstrøms en pumpe. Vi kan tenke oss fire typiske situasjoner som vist i figur 5.13. Pumpe A pumper fra en åpen tank ved atmosfærisk trykk. Pumpe B pumper fra en lukket trykksatt tank. Pumpe C suger fra en åpen tank og pumpe C fra en lukket trykksatt tank.



Figur 5.13 – Fire typiske pumpesituasjoner.

Innløpstrykket til en pumpe er utløpstrykket til tanken minus trykktapet grunnet friksjon fra tanken til pumpen. Vi kan uttrykke den tilgjengelige tilløpshøyden som

$$NPSHA = (h_o + h_g) - (h_s + h_f)$$

Symbolene står for overtrykk (f.eks. atmosfærisk trykk i åpen tank), hydrostatisk trykk (grunne gravitasjon), metningstrykk og trykktap grunnet friksjon. La oss skrive ligningen ved bruk av absolutt trykk

$$NPSHA = h_g + \frac{p_o - p_s - \Delta p_f}{\rho g}$$

Tank B representerer ett spesielt tilfelle i olje- og gassproduksjon, nemlig en gass-olje separator. Overtrykket i en separator er det samme som metningstrykket slik at $p_o = p_s$. Dermed forenkles ligningen til

$$NPSHA = h_g - \frac{\Delta p_f}{\rho g}$$

Kavitasjon vil derfor lett oppstå i pumper umiddelbart nedstrøms separatorer.

Vi noterer oss at trykk grunnet hydrostatisk trykk måles vertikalt fra væskeoverflaten til innløp til pumpe. Vi noterer oss videre at i tank C og D må innløpsledningen være væskefylt. Pumpene (ledning fra tank til pumpe) må derfor fylles med væske før pumping kan starte (eng. priming).

Tilgjengelig tilløpshøyde (NPSHA) må alltid være større enn nødvendig tilløpshøyde (NPSHR). For å sikre riktig operasjon er det god praksis å legge til rette for at tilgjengelig tilløpshøyde er minst 2-3 [m] større enn nødvendig tilløpshøyde. Det er ingen ulempe hvis den er ennå høyere.

En interessant situasjon oppstår i tank C. Overtrykket er atmosfærisk slik at trykket i innløpsledningen vil være lavere enn atmosfærisk trykk, grunnet hydrostatisk trykk til vannsøylen i ledningen. Vi vet at 10 [m] vannsøyle gir 1 [atm] trykk slik at pumpen kan teoretisk ikke suge opp vann mer enn 10 [m]. I praktiske situasjoner er maksimum sugehøyde til pumper 7-8 [m] vannsøyle. For å kunne løfte vann eller andre væsker plasserer vi derfor pumper på bunnen av åpne tanker; f.eks. på plattformer og flytende installasjoner.

5.6 Skaleringslovene

Bruken av dimensjonsløse tall er utstrakt i naturvitenskap og teknologi. Et godt eksempel er Reynolds-tallet i fluidmekanikk (strømningslære). Friksjonsfaktoren i rør og rørledninger med samme relative ruhet avhenger kun av Reynolds-tallet. Dermed kan vi beregne trykktap i rør og rørledninger for hvilke som helst diameter og fluid. Noe lignende gjelder pumper og andre strømningsmaskiner, f.eks. kompressorer. Skaleringslovene, også kalt affinitetslovene, brukes for å skalere sentrifugalpumper.

Pumpeprodusenter gjennomfører gjerne tester på småskala pumper for å kunne predikere ytelsen til større pumper. En viktig betingelse for slik skalering er at pumpene er geometrisk helt like og at det gjelder samme fluider ved samme betingelser, hovedsakelig temperatur men også trykk. Videre, og ikke minst viktig, at pumpene opereres ved beste oppnåelig virkningsgrad (eng. Best Efficiency Point).

Volumraten og løftehøyden til sentrifugalpumper avhenger både rotasjonshastigheten (turtall) og pumpehjulets diameter, i følge Eulers ligning for roterende kanaler. Skaleringslovene er utledet i vedlegg 5.3 *Skaleringslover for sentrifugalpumper og kompressorer* enkeltvis for rotasjonshastighet og diameter men også kombinert som vist umiddelbart nedenfor

$$q_2 = q_1 \left(\frac{N_2 d_2}{N_1 d_1} \right)$$

$$h_2 = h_1 \left(\frac{N_2 d_2}{N_1 d_1} \right)^2$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{N_2 d_2}{N_1 d_1} \right)^3$$

Skaleringslovene viser at volumraten er direkte proporsjonal med parametrene rotasjonshastighet og diameter; løftehøyden er proporsjonal med parametrene i andre potens og pumpeeffekten er proporsjonal med parametrene i tredje potens. Enkelt sagt vil doubling av rotasjonshastigheten eller diameteren doble volumraten mens løftehøyden vil firedobles og pumpeeffekten tredobles.

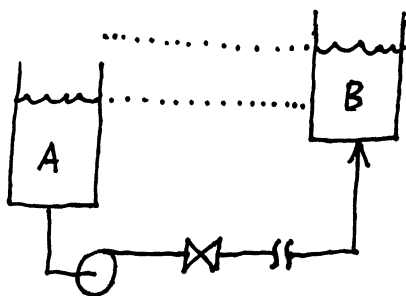
Skaleringslovene er ikke eksakte og bør derfor brukes med varsomhet. For eksempel, virkningsgraden til store pumper er bedre enn virkningsgraden til små pumper. Vi resonerer derfor at eksponenten for pumpeeffekten for reelle pumper må være litt

mindre enn 3. Erfaringer ved skaleringer av pumper ligger hos pumpeprodusentene som bruker egne eksponenter ved skalering av sentrifugalpumper.

5.7 Systemkarakteristikk og pumper

Pumper er en del av et større system hvor væsker pumpes etter behov. Systemkurven representerer behovet og kan representeres med løftehøyde mot rate. Behovet består av to deler: Trykktap grunnet friksjon i systemet og hydrostatisk trykk grunnet høydeforskjell. Med system mener vi rør eller rørledning samt komponenter (f.eks. ventiler) som medfører trykktap.

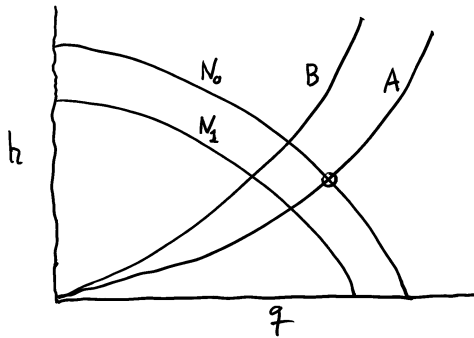
En skisse av en pumpe som pumper væske i gjennom en rør/rørledning fra åpen tank A til åpen tank B er vist i figur 5.14. Også vist er en ventil nedstrøms pumpen. Trykktapet grunnet friksjon i turbulent strømning i rør/rørledning er proporsjonalt med volumraten i følge Darcy-Weisbach ligningen. Det hydrostatiske trykket i figur 5.14 bestemmes av høydeforskjellen mellom væsknivået i de to tankene. Med henvisning til figur 5.13 (fire typiske pumpesituasjoner) må vi ta hensyn til overtrykket hvis én eller begge tankene er lukket. Vi bør notere oss at hvis en lukket tank er en olje-gass separator vil overtrykket være metningstrykket til oljen.



Figur 5.14 – Pumping fra tank A til tank B med høydeforskjell, samt ventil på rør/rørledning.

To systemkurver (A og B) for pumping er vist i figur 5.15. Også vist er to pumpekurver (N_0 og N_1). Det punktet hvor en systemkurve og en pumpekurve krysser hverandre (indikert med sirkel for system A og turtall N_0) bestemmer volumraten; det er kun i det punktet som pumpesystemet er i balanse eller stabilt. Lineær stabilitetsteori forteller oss at fordi gradientene til kurvene har motsatt fortegn er systemet stabilt.

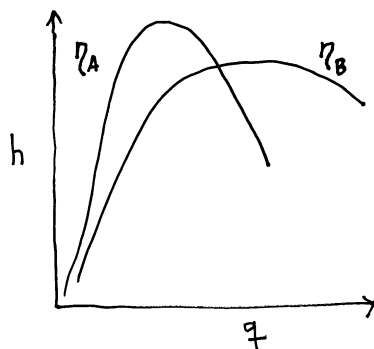
Vi kan tenke oss at den nederste systemkurven representerer en rørledning uten struping. Men hvis ventilen nedstrøms pumpen brukes for å strupe strømmingen øker trykktapet i rørledningen slik at den øverste systemkurven gjelder. Da vil systemkurven krysse pumpekurven(e) ved lavere volumrate.



Figur 5.15 – To systemkurver og to pumpekurver. (Tegne igjen, h kurvene skal ikke gå så langt ned.)

Ved bruk av variabel driv (se nedenfor) kan rotasjonshastigheten (turtallet) til en pumpe varieres. Vi kan tenke oss at den øverste pumpekurven, N_0 i figur 5.15 representerer en sentrifugalpumpe som roterer ved omtrent 1500 RPM. I reelle pumper er turtallet vanligvis litt lavere enn det ideelle turtallet; antageligvis grunnet forskjellig tap i overføringssystemet (transformator, motor, pumpe). I følge skaleringsloven for løftehøyde vil 10 % lavere turtall (1350 RPM) gir omtrent 20 % lavere løftehøyde for samme volumrate. Og, i følge skaleringsloven for volumrate vil 10 % lavere turtall gi omtrent 10 % lavere volumrate for samme løftehøyde.

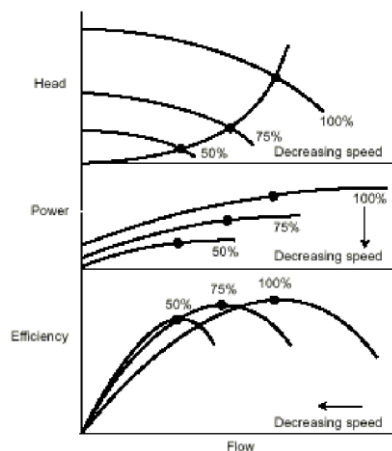
Skaleringslovene gjelder kun eller er mest riktige ved konstant virkningsgrad. Formen (fasongen) på virkningsgradskurven er derfor viktig. To kurver er vist i figur 5.16, begge er konkav ned. Virkningsgrad A er høyere enn virkningsgrad B men den faller raskere av ved både lave og høye rater. Virkningsgrad B er lavere og flatere og derfor bedre egnet i situasjoner hvor lasten forandres. Vi må vurdere fordelene og ulempene ved å bruke en pumpe med virkningsgrad A eller virkningsgrad B. I en situasjon hvor vi skal pumpe store volumer ved konstant volumrate vil pumpe A være å foretrekke. Motsatt vil pumpe B være å foretrekke i situasjoner hvor volumraten varierer, f.eks. i produksjon av olje og gass som avtar med tid.



Figur 5.16 – Virkningsgrad til to forskjellige pumper.

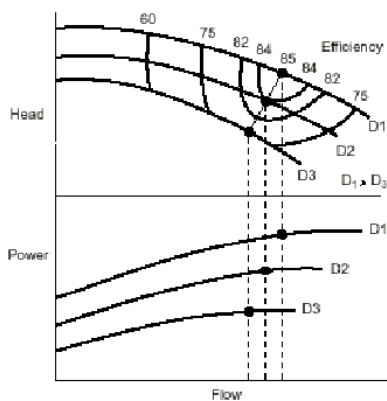
Vi kan bruke skaleringslovene for å illustrere hvordan rotasjonshastighet og diameter påvirker ytelsen til sentrifugale pumper. Virkningen av redusert rotasjonshastighet er vist skjematisk i figur 5.17. Med 100 % mener vi drift ved beste virkningsgrad og full rotasjonshastighet. Reduksjon til 75 % hastighet og videre til 50 % reduserer både løftehøyde og volumrate. Pumpeeffekten reduseres også og virkningsgradskurven blir smalere. Pumpeprodusenter leverer gjerne samme pumpe med forskjellige motorer.

Ved å bytte fra en firepolsmotor (mest vanlig motor brukt) til en topolmotor vil doble rotasjonshastigheten og dermed omtrent doble volumraten.



Figur 5.17 – Virkningen av redusert rotasjonshastighet. (Må tegnes om for å være i stil med andre skisser.)

Virkningen av redusert løpehjulsdiameter er vist skjematisk i figur 5.18. Beste virkningsgrad på 85 % vises for største diameteren. Virkningsgraden avtar ved både mindre og større volumrater. Konstant virkningsgradslinjer vises i figuren. Ved reduksjon i løpehjulsdiameter reduseres virkningsgraden, pumpeeffekten og volumraten. Pumpeprodusenter leverer gjerne samme pumpe (pumpehus, volute) med forskjellige diameter løpehjul eller løpehjul av forskjellige utforming for å imøtekomme pumpebehovet.



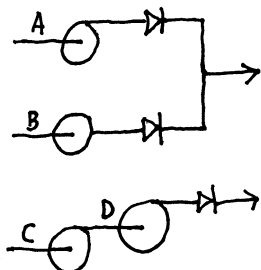
Figur 5.18 – Virkningen av redusert løpehjulsdiameter. (Må tegnes om for å være i stil med andre skisser.)

5.8 Parallell- og seriekobling

Vi kan ha situasjoner hvor én pumpe ikke kan oppfylle systemkurvens krav om rate og/eller løftehøyde. For å oppfylle krav om volumrate kan vi bruke to pumper i parallell (ved siden av hverandre). For å oppfylle krav om løftehøyde kan vi bruke to pumper i serie (etter hverandre).

En enkel skisse av pumper i parallell og serie er vist i figur 5.19. Systemkurven og løftekurven for to pumper i parallell er vist i figur 5.20. For å uttrykke den totale

pumpekurven adderer vi ratene til pumpe A og B for samme løftehøyde. Hvis kun pumpe A er i drift vil raten være q_A og hvis begge pumpene er i drift vil raten være q_A+q_B . For identiske pumper vil den totale raten ikke være dobbelt så stor som raten til én pumpe fordi systemkurven stiger kvadratisk med volumrate. Formen på pumpekurven(e) gjør at løftehøyden også øker men ikke som hovedintensjon.

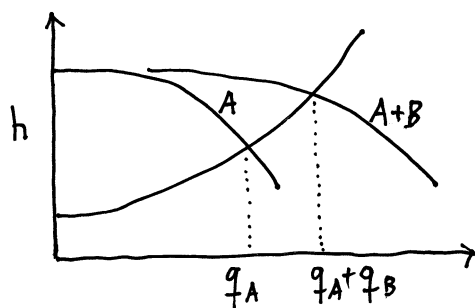


Figur 5.19 – Pumper i parallellkobling (A og B) og seriekobling (C og D).

Pumpe A og pumpe B i parallell i figur 5.19 trenger ikke å være like eller like store. Men det kan være en fordel med like og like store pumper som arbeider mot samme systemkurve. Like og like store pumper vil ha samme behov for tilløpshøyde og vil ha samme virkningsgrad i drift. Bruken av ulike pumper kan føre til ustabil fordeling av væske og dermed varierende virkningsgrad. Figur 5.19 viser enveisventiler nedstrøms hver a pumpene. Formålet med ventilene er stabil drift. Ventilene er plassert nedstrøms pumpene men ikke oppstrøms fordi ekstra trykktap oppstrøms vil redusere tilgjengelig løftehøyde NPSHA.

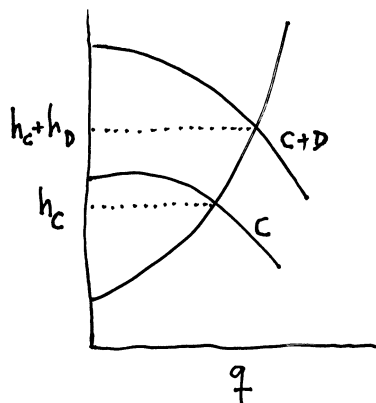
Det er vanlig å installere to eller flere pumper i parallell for å gi reserve (eng. sparing). Mens én pumpe er nok for vanlig drift installeres en reservepumpe for å kunne opprettholde pumpingen hvis den aktive pumpen havarerer eller skal vedlikeholdes. Det mer viktig pumpingen er for kontinuerlig oljeproduksjon, desto mer viktig å installere reservepumpe(r). En pumpe ut av drift skal ikke stoppe pengemaskinen, selve olje- og gassproduksjonen.

Installering av reservepumper avhenger gjerne av pumpestørrelsen. Små pumper er ikke så dyre så det installerers gjerne én ekstra pumpe, spesifisert som 2·100 %. For store pumper så installeres det gjerne 3·50 % eller 3·33 % alt etter hvor kritisk pumpingen er for prosessen. I industrien brukes tilgjengelighetsanalyse og risikoanalyse (Risk Analysis Method, RAM) for å bestemme sparing av pumper, og annet prosessutstyr.



Figur 5.20 – To sentrifugalpumper, A og B, i parallellkobling.

To pumper i serie øker løftehøyden ved samme volumrate. For å uttrykke den totale løftehøyden adderer vi løftehøydene til pumpe C og D (figur 5.19) for samme volumrate som vist i figur 5.20. Hvis kun pumpe C er i drift vil løftehøyden være h_C og hvis begge pumpene er i drift vil løftehøyden være h_C+h_D . For identiske pumper vil den totale løftehøyden ikke være dobbelt så stor som løftehøyden til én pumpe fordi systemkurven er kvadratisk. Formen på pumpekurven(e) gjør at volumraten også øker men ikke som hovedintensjon. Igjen, enveisventilen er plassert nedstrøms for ikke å redusere NPSHA. Når store volumer skal pumpes til store høyder plasserer vi gjerne en mindre pumpe først for å hindre kavitasjon i hovedpumpen.



Figur 5.21 – To sentrifugalpumper, C og D, i seriekobling.

5.9 Variabel rotasjonshastighet

Pumper drives med elektriske motorer, dieselmotorer og gassturbiner. Pumpeeffekten er proporsjonal med rotasjonshastigheten i omtrent tredje potens, i henhold til skaleringsloven. Elektriske motorer trekker vekselstrøm ved 50 Hz i Europa, inkludert Norge, mens strømmen kan være 60 Hz i andre verdensdeler. Rotasjonshastigheten uttrykker vi gjerne ved rotasjoner per minutt slik at 50 Hz er ekvivalent med 3000 RPM.

Elektriske vekselstrømsmotorer er utformet slik at de har to poler eller fire poler. Topolmotorer roterer ved 3000 RPM og motorer med fire poler roterer ved 1500 RPM. Rotasjonshastigheten til en elektrisk motor er konstant. Når vi slår på en elektrisk motor vil den rotere med samme hastighet uansett last. Motoren trekker derfor samme strøm ved lav last og høy last; den trekker samme strøm ved liten volumrate og ved stor volumrate som skal pumpes. I olje- og gassproduksjon vil produserte volumer forandres over tid. Derfor, for ikke å sløse med strømforbruket, kan alternativet være å bruke variabelt driv (eng. Variable Speed Drive eller Variable Frequency Drive). Bruken av variabel driv kan også føre til bedre prosesskontroll.

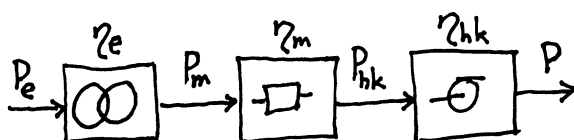
I en stor europeisk studie for å undersøke energieffektiviteten i bruken av alle sentrifugale pumper i Europa viste det seg at totalkostnadene, basert på livsløpsanalyse, fordeltes 5 % på innkjøp og installering, 10 % på vedlikehold og hele 85 % på energi, dvs. strøm (European Commission 2001). Vi antar at situasjonen kan være tilsvarende i olje- og gassproduksjon fordi alt er dyrt på installasjoner til havs.

Et pumpesystem med variabelt driv er vist i figur 5.22. La oss se på effekten som leveres til hver av enhetene. En frekvenstransformator (trafo) trekker elektrisk strøm med effekten P_e og leverer den med virkningsgrad η_e til en motor som trekker effekten

P_m og leverer den videre med virkningsgraden η_m . Motoren leverer mekanisk effekt P_{hk} til pumpen som konverterer den til ideelle effekt P med virkningsgrad η_{hk} . Indeksen hp står for hestekrefter (eng. Brake Horse Power). Utstyrsenhetene transformator, motor og pumpe har derfor hver sin virkningsgrad. Hvis vi tenker totaleffekten fra vir-til-væske (eng. wire-to-water) kan vi skrive

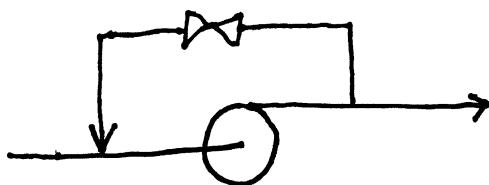
$$P_e = \frac{P}{\eta_e \eta_m \eta_{hk}} = \frac{P}{\eta_t}$$

Antatt virkningsgrader 90 %, 90 % og 80 % (trafo, motor, pumpe) blir den totale virkningsgraden 65 %.



Figur 5.22 – Effekter og virkningsgrader tilført transformator (e), elektrisk motor (m) og sentrifugal pumpe (hk).

Variabelt driv brukes for store pumper hvor lasten varierer syklisk eller avtar med tid, f.eks. i olje- og gassproduksjon. Men fordi den totale virkningsgraden avhenger volumrate til pumpen, motorhastigheten og transformer frekvensen kan det være problematisk å finne ut om variabelt driv fører til mindre forbruk av elektrisk strøm eller ikke. En god analyse er presentert av Bernier & Bourret (1999). Men selv om variable driv ikke nødvendigvis sparer strøm brukes de gjerne for bedre kontroll av viktige pumpeprosesser.



Figur 5.23 – Shuntregulering av en sentrifugalpumpe.

En vanlig måte å regulere pumpe-rate er å tilbakeføre (eng. recycle) fra nedstrøms til oppstrøms pumpen. Vi snakker om å shunte (eng. shunt) eller shuntregulere som vist i figur 5.23. Ved mindre behov åpnes en ventil mellom nedstrøms og oppstrøms slik at væsken sirkulerer. En annen måte å oppnå samme formål er å strupe nedstrøms pumpen. Men da kan temperaturen i pumpen øke utover anbefalt driftstemperatur. Både shuntregulering og struping medfører ikke reduksjon i strømforbruket til pumpen.

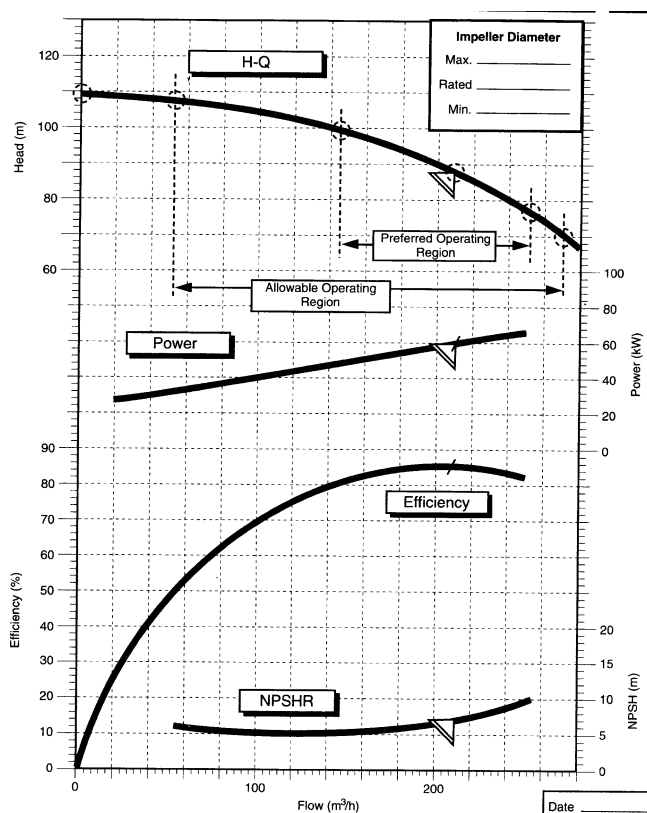
5.10 Pumpekataloger

Pumpeprodusenter presenterer gjerne ytelsen til egne pumper i pumpekataloger. Ytelsen består vanligvis av løftehøyden, effekten, virkningsgraden og tilløpshøyden for en bestemt pumpe og rotasjonshastighet. Pumpehulets diameter og andre

dimensjoner er også presentert samt informasjon anbefalt i standarder, f.eks. API 610 (1995).

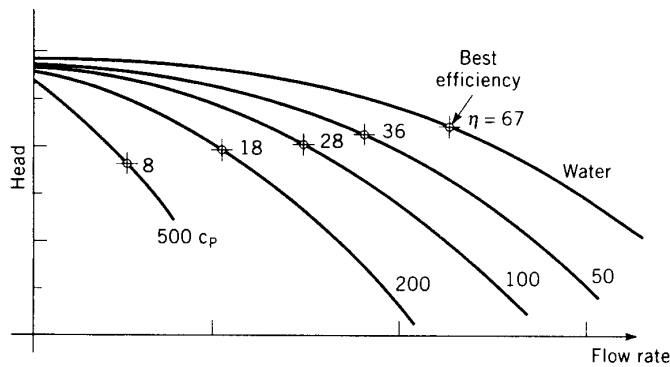
Ett eksempel av pumpeytelse er vist i figur 5.23. Ideelt sett skal en pumpe opereres ved beste virkningsgrad (eng. Best Efficiency Point, BEP). I figuren kan vi lese at ved beste virkningsgrad på 85 % er pumpens løftehøyde 88 [m], volumraten 210 [m³/h], effekten 60 [kW] og NPSH 7 [m]. Vi kan videre lese at foretrukket driftsområde (eng. Preferred Operating Region) går ned til 145 [m³/h] og opp til 255 [m³/h] eller -30 % og +20 %. Innenfor det anbefalte driftsområdet er virkningsgraden ikke under 80 %. For ikke å skade pumpen skal den ikke opereres ved lavere rate enn 55 [m³/h] og ikke ved høyere rate enn 290 [m³/h].

I figur 5.23 leser vi at løftehøyden på 88 [m] er 80 % av maksimum løftehøyde på 110 [m]. Det er ikke uvanlig i sentrifugalpumper at løftehøyden ved beste virkningsgrad er 80-85 % av maksimum løftehøyde. Angående nedre grense av driftsområdet anbefales gjerne at små pumper ikke skal opereres ved lavere rate enn 30 % relativt til beste virkningsgrad og at store pumper ikke skal opereres ved lavere rate enn 50 % relativt til beste virkningsgrad. Det er uklart hvilke størrelser henvises til.



Figur 5.23 – Pumpeytelser (API 610, 1995).

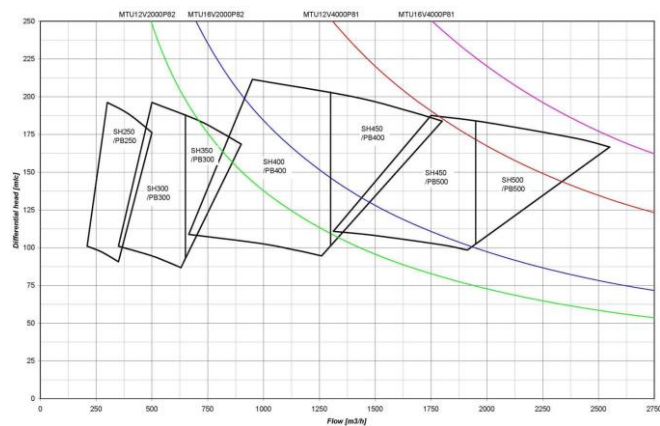
Pumpekurver er nesten alltid spesifisert for vann ved 20 [C] i Europa og 60 [F] i USA. Viskositeten til væsken som skal pumpes påvirker virkningsgraden til sentrifugalpumper. En skisse av denne påvirkningen er vist i figur 5.24. Den beste virkningsgraden reduseres fra 67 % for vann med viskositet 1 [mPa.s] til 36 % for væske med viskositet 50 [mPa.s]. Produsenter av pumper gir informasjon om hvordan viskositet påvirker ytelsen til egne pumper.



Figur 5.24 – Påvirkning av viskositet på pumpekurven (Tuzon 2000).

I undervannsproduksjon av olje hvor nedkjøling kan påvirke viskositeten, for eksempel, trenger vi informasjon om påvirkningen på pumpeytelsen. Amaral o.a. (2009) gjennomførte eksperimenter på to sentrifugalpumper og brukte vann og glyserin med viskositet fra 60 til 1020 [mPa.s]. Både løftehøyde og volumrate ble redusert ved økende viskositet, typisk 15-30 % avhenger type pumpe (radiell, halvradiell). Reduksjonene var størst ved rater under beste virkningsgrad.

Produsenter av pumper leverer gjerne flere serier (eller rammer) av pumper. Innen hver serie finnes det pumper med pumpehjul av forskjellige diameter og/eller forskjellige rotasjonshastighet. Pumpekurvene for hver serie finnes innenfor et areal av løftehøyde og volumrate. Arealene ligner på gravstøtter (eng. tombstone) og kalles gjerne det i industrien. En skisse av pumpearealer for fire pumpeserier, A, B, C og D er vist i figur 5.25 (også kalt oversiktsdiagram).



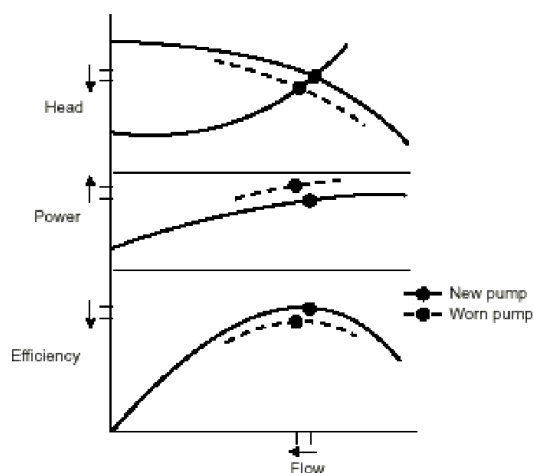
Figur 5.25 – Driftsområde (designområde) for fire pumpeserier. (Bør forenkles og tegnes om.)

5.11 Andre betraktninger

Et pumpesystem består av motor (med eller uten variabelt driv) og pumpe samt en systemkurve. Det er ikke uvanlig å velge litt større motor enn nødvendig for vanlig drift. Hvis pumpebelastningen overstiger det normale behovet, for en kort eller lang periode, vil motoren også overlastes og kan dermed havarere. Overlast kan skje ved struping nedstrøms en pumpe.

Det hevdes at fleste pumper opereres ved volumrate mindre enn den som korresponderer til den beste virkningsgraden (EU 2001). Det hevdes videre at

virkningsgraden til pumper avtar med tid grunnet slitasje, vanligvis med 5 % på fem år. Hvis vi generaliserer samsvarer dette reduksjon i pumpeytelse på 1 % per år. En skisse som visere skjematisk reduksjon i pumpeytelsene er vist i figur 5.26. Vedlikehold av pumper skal sikre sikker drift og motvirke effekten av slitasje over tid.



Figur 5.26 – Reduksjon i pumpeytelser grunnet slitasje over tid.

I all olje- og gassproduksjon øker vannkuttet (eng. water cut) med tid. For å imøtekomme økt behov for vannpumping kan vi skifte ut løpehjulene i sentrifugalpumper. I flertrinns-pumper er det vanlig å skifte ut hele akselen med tilpasset løpehjul. Tidlig i produksjonsfasen når vannraten er liten kan en pumpe operere med kun to av tre løpehjul. Det tredje løpehjulet installeres når behovet for pumping har økt. Det motsatte kan også være aktuelt, å fjerne løpehjul når pumpebehovet reduseres, f.eks. når olje- og kondensatproduksjon avtar med tid.

Strømforbruket til pumper på plattformer og flytere domineres totalt av store pumper. På en typisk installasjon med platåproduksjon på 115.000 fat/døgn kan totaleffekten til pumper være 23 MW, f.eks. Derav går 60 % til vanninjeksjonspumper, 20 % til borepumper (boreslam), 10 % til oljeeksportpumper og 10 % til kombinert kjøle-/brannvannspumper. Effekten til kondensatpumper og injeksjon av kjemikalier er mindre enn én prosent av totaleffekten. Halvparten av oljeeksporteffekten og en tredjedel av kjølevannseffekten er reserveeffekt. Brannvannseffekten er treganger stipulert behov. På en typisk installasjon kommer kompressoreffektene i tillegg.

Referanser

Amaral, G., Estevam, V. & Franca, F.A. (2009): On the Influence of Viscosity on ESP Performance, SPE Production & Operations, May, 303-310.

American Petroleum Institute (1995): Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemicals, and Gas Industry Services, Standard 610.

Bernier, M.A. & Bourret, B. (1999): Pumping Energy and Variable Frequency Drives, ASHRAE Journal, December, 37-40.

Department of Energy (1993): Fundamentals Handbook, Mechanical Science, Volume 1, DOE-HDBK-1018.

European Commission (2001): Study on Improving the Energy Efficiency of Pumps, ETSU, AEAT-6559, February, 69 pp.

McCabe, W.L., Smith, J.C. & Harriott, P. (1993): Unit Operations of Chemical Engineering, McGraw Hill, 1130 pp.

Tuzon, J. (2000): Centrifugal Pump Design, John Wiley & Sons, 298 pp.