

7. KOMPRESJON OG KOMPRESSORER

Jon Steinar Gudmundsson © 2010

- 7.1 Kompresjon i olje- og gassproduksjon
- 7.2 Type kompressorer
- 7.3 Adiabatisk og isotermisk kompresjon
- 7.4 Isentropisk kompresjon
- 7.5 Polytropisk kompresjon
- 7.6 Sammenligning av prosesser
- 7.7 Praktiske tillempinger
- 7.8 Tilbakestrømning og struping
- 7.9 Skaleringslovene
- 7.10 Spesifikk hastighet og virkningsgrad
- 7.11 Karakteristiske kurver
- 7.12 Valg av kompressor
- 7.13 Tilleggsbetraktninger

Vedlegg:

- 7.1 Adiabatisk prosess
- 7.2 Adiabatisk og isentropisk kompresjon
- 7.3 Isotermisk kompresjon
- 7.4 Polytropisk virkningsgrad
- 7.5 Ideelle og reelle gasser
- 7.6 Varmekapasitetene til gasser
- 7.7 Optimal kompresjon

Kompressorer er det dyreste og mest ømfintlige enkeltutstyr vi bruker i prosessering av olje og gass. Det hevdes at kompressorer står for 50-60 [%] av installasjonskostnadene i prosessering av naturgass på land (Kidnay & Parrish 2006). Vi antar at noenlunde (oppimot) det samme gjelder prosessering på plattformer og flytere. Også, kompressorer representerer største behovet for vedlikehold sammenlignet med annet utstyr. Etter hvert som kompressorer for undervannsbruk utvikles vil installasjons- og driftskostnadene av disse bli enda viktigere for lønnsomheten i olje- og gassproduksjon til havs.

Kompressorer øket trykket og temperaturen til naturgass. Vi ønsker økt trykk men ikke økt temperatur. Høy temperatur setter grenser for materialvalg (både selve kompressoren og nedstrøms utstyr/rørledning) og øker effektbehovet. For å finne den riktige balansen må vi kjenne godt til virkemåten til kompressorer og den underliggende termodynamikken (varmelæren). Kompressor(er) må betraktes som en del av hele prosessen for å kunne komme frem til den beste konseptløsningen for så å installere og drifte olje- og gassproduksjonen optimalt over tid.

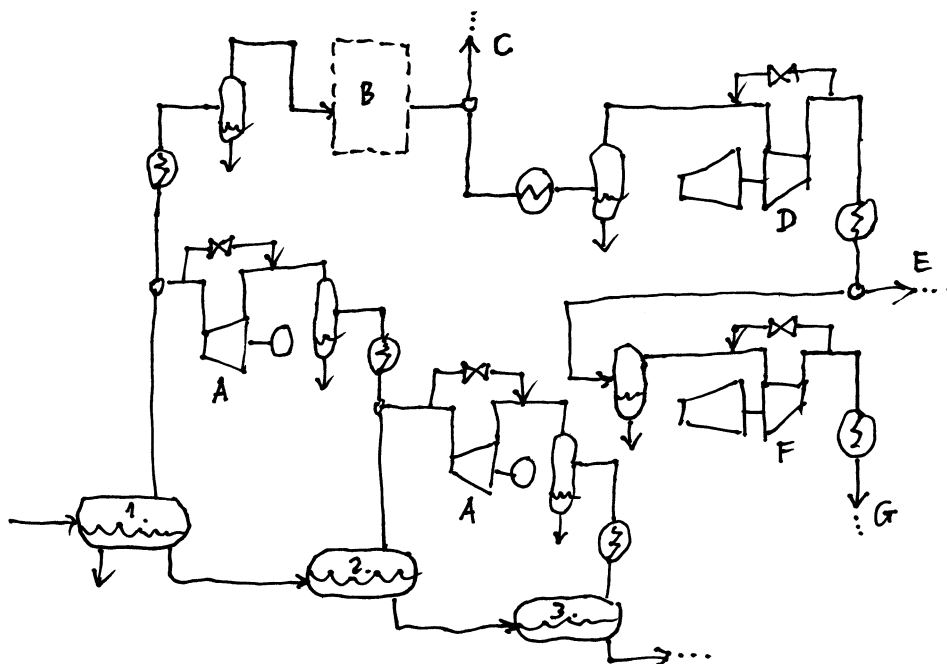
Sentrifugalkompressorer er den mest brukte kompressortypen brukt i prosessering av olje og gass til havs. De er lette og tar lite plass (eng. footprint) sammenlignet med stempelkompressorer. Tidlig i gassindustrien, som var landbasert, var bruken av stempelkompressorer mest vanlig. På 80-tallet begynte vi å bruke sentrifugalkompressorer og på 90-tallet skruekompressorer. Utviklingen har vært

parallell med utviklingen i gassturbiner til flymotorer. Store sentrifugalkompressorer drives gjerne med gassturbiner mens mindre kompressorer med elektriske motorer

7.1 Kompresjon i olje- og gassproduksjon

For å pumpe gass bruker vi kompressorer. På en plattform eller flyter har vi behov for kompresjon i selve prosessen og for å sende gassen videre. En forenklet skisse som viser behovene er vist i figur 7.1. Vi tar utgangspunkt i tretrinns separasjon av olje og gass. Separatorene opererer i serie ved suksessivt lavere trykk, f.eks. 80 bara, 15 bara og 2 bara. To motstridende behov er mest mulig gass ved høyt trykk og stabilisert olje ved lavt trykk. Vi noterer at det krever like stor effekt å komprimere fra 2 til 4 bara som fra 20 til 40 bara. Å finne en balanse mellom antall separatortrinn og kostnader kan være en krevende oppgave i utforming av olje- og gassinstallasjoner.

Nesten alle kompressorer brukt i olje- og gassproduksjon er sentrifugalkompressorer. La oss se på strømmene og utstyret vist i figur 7.1. Olje-gass-vann blanding kommer fra samlestokken (eng. manifold) inn til 1. trinns separator som er trefase separator. Gassen går opp og videre i prosessen, vann går til vannbehandling og oljen videre til 2. trinns separator. Der går gassen opp og videre i prosessen og oljen videre til 3. trinns separator. Oljen er nå ved lavt trykk og etter litt kjøling (ikke vist i figuren) blir den stabilisert. Med stabilisert olje mener vi olje som ikke avgir gass ved atmosfærisk trykk. De tre trinnene kan også benevnes HP, MP og LP hvor bokstavene står for høytrykk, mellomtrykk og lavtrykk.



Figur 7.1 – Tretrinns separasjon av olje og gass (og vann) som viser omkompressorer A, eksportkompressor D og injeksjonskompressor G.

Gassen ved lavt trykk i 3. trinns separator må komprimeres opp til å kunne blandes med gassen fra 2. trinns separator. Vi ønsker ikke væskedråper i en kompressor. Derfor kjøler vi gasstrømmen litt og separerer væskefraksjonen i en dråpeutskiller (eng. scrubber). Lavere temperatur reduserer også nødvendig kompressoreffekt. Gassen går videre til kompresjon, noe vi kaller for omkompresjon (eng.

recompression). Men i industrien snakker man vanligvis om rekompresjon. Omkompresjonen gjentas med gassen fra 2. trinn separator samt komprimert gass fra 3. trinns separator.

Omkompressorene i figur 7.1 er merket A. Effekten til omkompressorer ligger gjerne fra 500 kW og helt opp til 10 MW. Kompressorene er vanligvis drevet med elektriske motorer, spesielt de mindre kompressorene. Hvis gassvolumstrømmen fra 3. trinns separator er liten kan vi vurdere å bruke en skruekompressor (tåler litt væske) for den omkomprimeringen og dermed slippe kjøleren og dråpeutskilleren.

Gassen fra 1. trinns separator samt omkomprimert gass går til en kjøler og dråpeutskiller. Etter det til en vannfjerningsprosess merket B. Fjerning av vann er nødvendig hvis gassen skal pumpes til en gassrørledning for langtransport. Hvis gassen skal pumpes kortere avstander, f.eks. til en annen installasjon eller ilandføringsterminal, kan alternativet til vannfjerning være injeksjon av frostvæske for å hindre hydratdannelse. Frostvæsken injiseres da ved innløpet av rørledningen.

Etter prosess B kan man ta en liten del av gassen til brensel (eng. fuel gas), merket C i figur 7.1. Gassen til brensel brukes i gassturbiner for å drive generatorer for strøm og gassturbiner som driver kompressorer direkte. Gass til brensel kan også tas fra andre deler av en prosess. Faktisk, gass til brensel burde være uavhengig av driften av en vannfjerningsprosess. Trykket på gass til brensel bør være om lag 40 bara og ikke under 10 bara. Unntaksvis brukes en dampkrets med dampturbin etter gassturbinen, såkalt kombinert anlegg (eng. Combined Heat and Power, CHP).

Hovedstrømmen av gassen går til kjøler, dråpeutskiller og videre til en stor kompressor, gjerne kalt eksportkompressor, merket D i figur 7.1. Med eksport mener vi til en rørledning som fører gassen bort fra installasjonen. Effekten til eksportkompressorer kan være 20-40 MW. Flere kompressorer i parallell er ikke uvanlig. Gassen trykkes typisk opp til 150-200 bara.

Olje- og gassproduksjon stopper hvis en eksportkompressor går ned. For at produksjonen (pengemaskinen) ikke stopper kan man installere tre kompressorer som hver dekker 33 % av kompressorbehovet, eller to som dekker 50 % av behovet hver. Alternativt tre kompressorer som hver dekker 50 % av behovet slik at når én kompressor går ned har man én reservekompressor. Det er en vurderingssak hvor mye reservekapasitet installeres.

Fordi gasskompressorer er dyre og tar mye plass (eng. footprint) ønsker vi færrest mulig. Regularitet til sentrifugale kompressorer har økt med årene grunnet teknologiutvikling. Samtidig øker behovet for kostnadsreduksjoner for å gjøre mindre feltutbygginger lønnsomme. Vi skiller gjerne mellom installasjoner som hovedsakelig produserer olje og installasjoner som hovedsakelig produserer gass. På en oljeinstallasjon bruker vi én kompressor fordi gassen kan fakkels i tilfelle kompressorstopp (mens oljeproduksjonen opprettholdes). På en gassinstallasjon bruker vi to kompressorer som dekker 50 % av behovet hver. I tilfelle kompressorstopp kan produksjonen fortsette på redusert (halvert) rate.

Gass ved høyt trykk brukes for to viktige oppgaver på en plattform eller flyter, merket G i figur 7.1. Den ene er injeksjon for å opprettholde reservoartrykket for å øke eller

opprettholde oljeproduksjonen. Gassen trykkes gjerne opp til 400 bara. År 2003 gikk om lag 1/3-del av norsk gassproduksjon til injeksjon; 2/3-deler gikk til eksport til kontinentet og Storbritannia (Ilahi o.a. 2004). Siden da har andel gass i norsk olje- og gassproduksjon økt samt volumene har økt. År 2009 eksporterte Norge om lag 100 BCM [=MSm³/år].

Den andre viktige oppgaven til gass ved høyt trykk, er gassløft. Gass pumpes ned i ringrommet (eng. annulus) til oljebrønner og videre igjennom en gassløftventil inn i produksjonsrør ved et gitt dyp. Gassen ekspanderer og løfter oljen til overflaten. Etter hvert som trykket i oljereservoarer og brønner avtar med tid og vannfraksjonen (eng. water cut) øker, øker behovet for gassløft, også kalt kunstig løft.

Alle kompressorene i figur 7.1 er vist med en tilbakeføringslinje (eng. recycle) som har en kontrollventil. Formålet med linjen er å forhindre tilbakestrømning (eng. surge). Oppsettet kalles også shuntregulering. Ikke vist er vanlig kjøling av gassen i tilbakeføringslinjen.

Ovenfor har vi sett på kompressorer på plattformer og flytere. Ikke mindre viktig er bruken av kompressorer på ilandføringsterminaler. Naturgass ankommer terminaler ved 60-80 bara for prosessering og kompresjon for videreføring i transportrørledninger. I prinsippet gjelder det omkompresjon og eksportkompresjon som beskrevet for plattformer og flytere. Behovet for omkompresjon er mindre på ilandføringsterminaler mens behovet for eksportkompresjon desto større. Vi finner de største kompressorer på terminaler. Tradisjonelt opererer gassterminaler gjerne ved 70 [bara] trykk, som er det samme som 1000 [psia], enkelt og greit.

Kompressorer brukes som regel langs transportrørledninger på land for å opprettholde trykket (eng. booster). Vi bruker ikke booster kompressorer for undervannsrørledninger med mindre det er absolutt nødvendig. Kompressoren må stå tørt på en plattform, som medfører betydelige kostnader. Det er mer økonomisk å bruke høyt innløpstrykk og/eller større diameter transportrørledning. Enkelte ganger fører vi en undervannsrørledning innom en eksisterende plattform langs transen for å opprettholde trykket. Det pågår et betydelig arbeid i industrien for å utvikle kompressorer for undervannsbruk.

Kompressorer brukes også i forbindelse med lagring av gass. Gass lagres gjerne i store saltkaverner. Gassen må injiseres for lagring og trykkes opp til rørledningstrykk ved tømning.

Etter hvert som deponering av karbondioksid i undergrunnen øker i omfang vil sentrifugalkompressorer brukes til formålet. Karbondioksidet fanges opp ved lavt trykk og må komprimeres til over tettfasetrykk for transport og injeksjon. Dette kan kreve store kompressoreffekter.

Kompressorer brukes i alle slags kjølekretser, både små, store og kjempestore. Den største bruken av kompressorer på land er i produksjon av flytende naturgass (eng. Liquefied Natural Gas, LNG). Slike kompressorer kan drives direkte med gassturbiner eller elektriske motorer. Når motorer brukes kan strømmen genereres lokalt i et gasskraftverk. På den måten kan varmen i eksosgassen brukes for prosessformål, som kan være betydelige, spesielt i nordlige strøk. Dette medfører høy utnyttelsesgrad av

energien i gassen. Hvis strømmen ikke genereres lokalt må den også brukes til prosessformål (oppvarming).

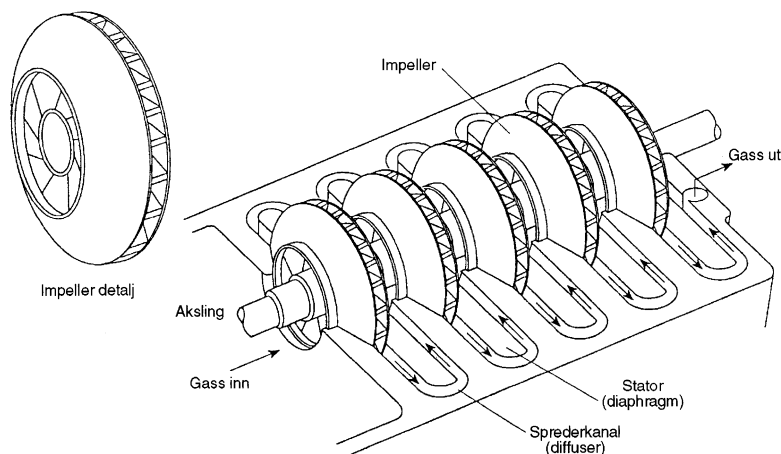
Varmebehovet i prosessering av olje- og gass er sterkt avhengig av gasskvaliteten og installasjonens funksjon. Behovet kan være fra 1-100 MW varme. Store behov oppstår i massevekslere når sure gasser, f.eks. karbondioksid, og/eller vann skal fjernes fra gasstrømmer. Middelsstore behov oppstår for oppvarming av prosesstrømmer og utstyr. Små behov oppstår for generell oppvarming av lokaler og lignende.

Avslutningsvis bør det nevnes at kompressorer har vidstrakt bruk i petrokjemisk industri og raffinerier. I slike industrier er integrering av kraftbehov og varmebehov alltid praktisert.

7.2 Typer kompressorer

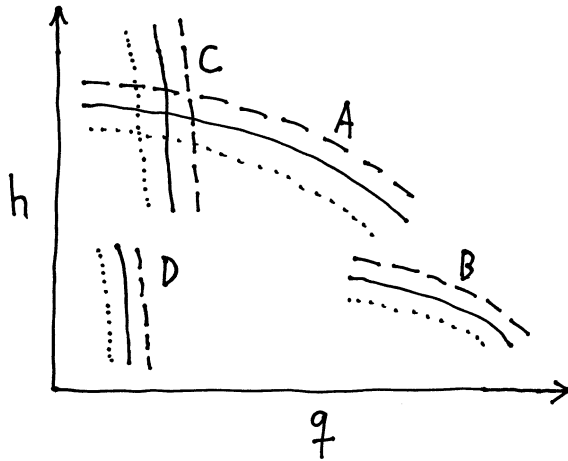
Dynamiske og volumetriske kompressorer brukes for kompresjon i olje- og gassproduksjon. I dynamiske kompressorer roterer et skovlehjul som kontinuerlig tilfører gassen kinetisk energi som konverteres til trykk i en utløpskanal (diffusor). I volumetriske kompressorer fylles et pumpevolum med gass etterfulgt av fortrenging til mindre volum og dermed høyere trykk. Sentrifugalkompressorer er dynamiske kompressorer og deles i radiale, aksiale og halvaksiale. Stempel- og skruekompressorer er volumetriske kompressorer. Volumetriske kompressorer kalles også for fortrenningskompressorer (eng. positive displacement).

En enkel skisse av en sentrifugalkompressor er vist i figur 7.2.



Figur 7.2 – Sentrifugalkompressor (Nedregard 2003).

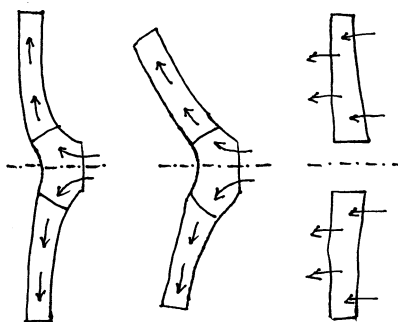
De forskjellige typer kompressorer har forskjellige karakteristikkene og brukes til forskjellige formål eller behov. Karakteristikkene kan uttrykkes ved kompressorkurver hvor trykkøkning (løftehøyde) vises mot volumrate. Skjematiske representasjoner av kompressorkurver er vist i figur 7.3. Stiplede linjer og punktlinjer viser henholdsvis høyere og lavere volumrater; dvs. hver type kompressor kan dekke et større trykk-rate område.



Figur 7.3 – Karakteristiske kurver for kompressorer: A radial sentrifugal, B aksial sentrifugal, C stempelkompressor og D skruekompressor.

Kurve A er for en sentrifugal kompressor. Den brukes for medium og høye volumrater og høyt trykk. Kurve B er for en aksial kompressor. Den brukes for høye volumrater og lavt trykk. Ikke vist er kurven for en halvaksial kompressor. Den vil ligge et sted mellom kurven for radial og aksial kompressor. Kurve C er for en stempelkompressor. Den brukes først og fremst for høyt trykk og lave til medium volumrater. Kurve D er for en skruekompressor. Den brukes for lave rater og lavt trykk. Vi merker oss at dynamiske kompressorer har runde nesten horisontale kurver mens volumetriske kompressorer har nesten vertikale kurver. En sentrifugalkompressor er en konstant løftehøyde-variabel rate maskin mens en stempelkompressor er en konstant rate-variable løftehøyde maskin.

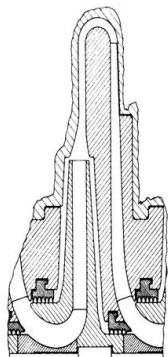
Sentrifugalkompressorer er de mest brukte i olje- og gassproduksjon. Skisser av roterende skovlehjul (løpehjul) i radiale, halvaksiale og aksiale kompressorer er vist i figur 7.4. Også vist er piler som indikerer strømningsretningen. Hvert hjul har flere skovler. Aksiale kompressorer har flere skovler enn halvaksiale som har flere skovler enn radiale kompressorer, typisk 12 skovler. En kompressor kan ha flere trinn som hvert består av skovlehjul samt utløpskanal.



Figur 7.4 – Roterende skovlehjul i radial, halvaksial og aksial kompressor (fra venstre til høyre).

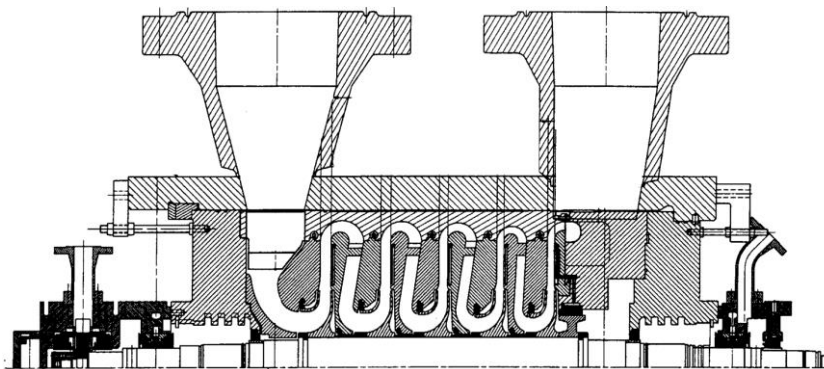
Et trinn i en sentrifugal kompressor består av et roterende skovlehjul og en utløpskanal (diffusor) som vist i figur 7.5. Figuren viser ett trinn i en flertrinnskompressor som roterer på en aksel som ligger nederst i figuren. I figuren

kommer gassen inn fra venstre. Gassen tilføres kinetisk energi (i form av hastighet) i skovlehjulet og sendes oppover inni en kanal som fører gassen videre nedover til neste trinn. Hastigheten til gassen reduseres i kanalen slik at trykket øker. På hver siden av skovlehjulet finnes tetninger, såkalte laberynttetninger eller –pakninger.



Figur 7.5 – Eit trinn i radial sentrifugal kompressor (Tani 2001).

Sentrifugal kompressorer som brukes i olje- og gassproduksjon har vanligvis flere trinn. En femtrinnskompressor er vist i figur 7.6. Gassen kommer inni kompressoren fra ovenfor til venstre. Gassen går videre suksessivt igjennom fem roterende skovlehjul og utløpskanaler og til slutt ut til høyre. Figuren viser store laberynttetninger mellom pumpehuset og akselen på hver ende. Og på hver ende av kompressakselen finnes lagersystemer.



Figur 7.6 – En femtrinns radial sentrifugal kompressor (Eidsmoen 2005).

Det finnes mange forskjellige typer sentrifugalkompressorer. Beskrivelser av tekniske komponentene i sentrifugalkompressorer samt utformingen av de mest vanlige kompressortypene brukt i industrien finnes vidt og bredt i litteraturen og i kataloger fra produsenter.

Enhver beskrivelse av kompressorer har en parallell i beskrivelse av pumper. Volumetriske pumper (stempelpumper) og fortrengerpumper er beskrevet i kapittel 5. *Pumping og pumper*. For å unngå gjentakelse nøyer vi oss med beskrivelsene der.

7.3 Adiabatisk og isotermisk kompresjon

En sentrifugalkompressor tilfører gass kinetisk energi og konverterer den til potensiell energi i form av trykk. Trykket uttrykkes gjerne som løftehøyde. Varmelærens lover og tilstandsligninger brukes for å beskrive gassens oppførsel fra innløp til utløp. Vi

ønsker typisk å beregne kompressoreffekten som må tilføres gassraten for å oppnå nødvendig utløpstrykk. I varmelæren har vi flere prosesser å velge imellom, inkludert adiabatisk prosess og isotermisk prosess. Tilstandsligningen vi kan bruke er i utgangspunktet den ideelle gassloven.

$$pV = nRT$$

$$pv = RT$$

I en adiabatisk prosess tilføres verken eller avgis varme (vedlegg 7.1 *Adiabatisk prosess*). Når den ideelle gassloven brukes beskrives prosessen av ligningen

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

hvor 1 står for innløp, 2 for utløp og k den adiabatiske eksponenten gitt ved

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

I en adiabatisk prosess gis forholdet mellom trykk og absolutt temperatur ved

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Når vi setter inn for en adiabatisk prosess i ligningen for spesifikk arbeid

$$W = \int_1^2 v dp$$

og integrerer (se vedlegg 7.2 *Adiabatisk og isentropisk kompresjon*) får vi

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

og

$$P = \frac{m}{M} RT_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

W [J/kg] står for spesifikk arbeid (eng. work) og P [W] for effekt (eng. power).

I en isotermisk prosess er T_1 og T_2 like og vi kan skrive

$$p_1 v_1 = p_2 v_2$$

Integrasjon for kompresjon fra termodynamisk tilstand 1 til 2 (se vedlegg 7.3 *Isotermisk kompresjon*) resulterer i ligningen for spesifikk isotermisk arbeid

$$W = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

og effektlikningen

$$P = \frac{m}{M} RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

I en isotermisk prosess er adiabatisk koeffisienten $k = 1$. En isotermisk prosess er ikke adiabatisk fordi varme må fjernes under kompresjonen.

7.4 Isentropisk kompresjon

Under kompresjon øker entalpien til gassen fra innløp til utløp slik at vi kan uttrykke det reelle spesifikke arbeidet som

$$W = H_2 - H_1$$

$$W = n(h_{G2} - h_{G1})$$

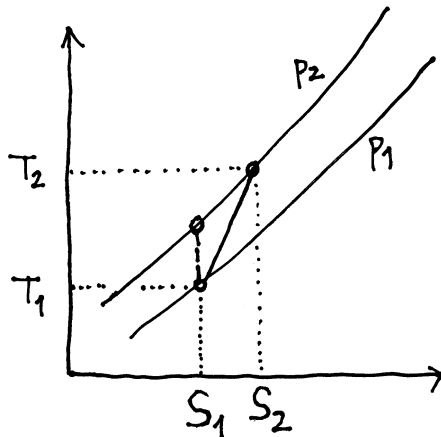
Stor bokstav H står for totalentalpi mens liten bokstav h_G står for spesifikk entalpi til gass. Vi bruker nedsenket skrift G for gass for ikke å forveksle med løftehøyde til pumper og kompressorer. Med spesifikke verdier mener vi energi per masse eller per mole. I kompresjon tilføres gassen energi i form av spesifikk arbeid. I varmelære er ligningen ovenfor mer riktig hvis vi tilføyer minustegn. Men det gjør vi ikke her fordi det er inneforstått at ligningen angår kompresjon.

Varmelæreprosessen som kommer nærmest til å beskrive kompresjonen av gasser er den isentropiske ($ds = 0$) som er både adiabatisk ($dq = 0$) og reversibel. Vi bruker samme trykk-volum ligning som for en adiabatisk prosess

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

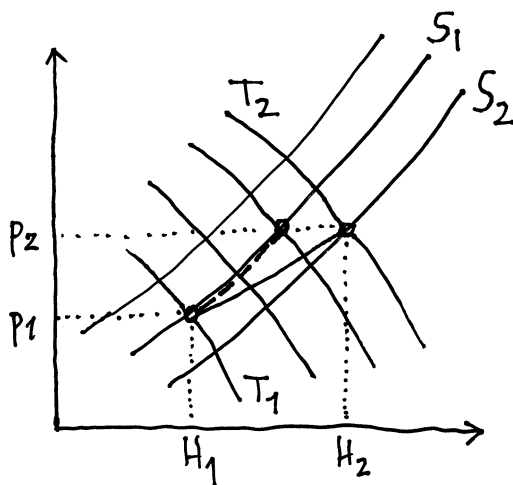
og akkurat de samme ligninger for spesifikk arbeid W og kompressoreffekt P .

Et temperatur-entropi diagram kan brukes for å beskrive en isentropisk prosess. Temperatur mot entropi med linjer for konstant trykk er vist i figur 7.6. Gassen ved innløp har entropien s_1 og dermed entalpien h_{G1} samt trykk og temperatur p_1 og T_1 . I en ideell isentropisk prosess (stiplet linje) vil temperaturen ved utløp være T_{2s} . Men reell kompresjon er ikke ideell fordi ekstra varme genereres på grunn av friksjon. Den reelle utløpstemperaturen T_2 vil derfor være litt høyere, som vist i figur 7.6.



Figur 7.6 – Temperatur-entropi diagram. Ideell og reell isentropisk prosess.

Et trykk-entalpi diagram kan også brukes for å beskrive prosessen. Trykk mot entalpi med linjer for konstant entropi og temperatur er vist i figur 7.7. Både entalpi og temperatur øker med trykk mens entropi reduseres. Gassen ved innløp har entalpien H_1 samt trykk og temperatur p_1 og T_1 . I en ideell isentropisk prosess vil entalpien ved utløp igjen være H_{2s} . Men i en reell prosess vil den være H_2 samt trykk og temperatur p_2 og T_2 . Vi merker oss i figurer 7.6 og 7.7 at entropien øker i reelle prosesser.



Figur 7.7 – Trykk-entalpi diagram med konstant linjer for temperatur og entropi. Ideell (stiplet linje) og reell isentropisk prosess.

Diagrammer som viser entalpi på hvilke som helst akse eller linje, kalles for Mollier (1863-1935) diagram. Vi finner Mollier diagrammer for enkeltgasser (metan, etan, propan osv.) men ikke eller sjelden for naturgasser som består av flere komponenter, både hydrokarboner og sure gasser. Tilstandsligninger brukes for å beregne entalpi og entropi til naturgassblandinger.

7.5 Polytropisk kompresjon

Ovenfor har vi sett på isotermisk (ideell) og isentropisk kompresjon (både ideell og reell). Reell isentropisk kompresjon kalles for polytropisk kompresjon i industrien. Den er reversibel men ikke adiabatisk fordi den tilføres litt varme på grunn av

friksjon. En polytropisk prosess kan betraktes som mange isentropisk kompresjonstrinn i serie hvor varme tilføres isobarisk (kontant trykk) på hvert trinn. Dermed er utløpstemperaturen i en polytropisk prosess den riktige; den brukes vanligvis av kompressorprodusenter. Ligningene for spesifikt arbeid og effekt til en polytropisk prosess er de samme som for en isentropisk prosess

$$W = p_1 v_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$P = \frac{m}{M} RT_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

men hvor den isentropiske eksponenten k er erstattet med den polytropiske eksponenten n . Her har vi ikke tilføyet underskriften p for å indikere en polytropisk prosess.

Produsenter av sentrifugale kompressorer tester ytelsen til maskinene og rapporterer den polytropiske eksponenten. Fordelen med å bruke den polytropiske men ikke den adiabatisk eksponenten er at den polytropiske gir riktig utløpstemperatur.

En polytropisk prosess har en polytropisk virkningsgrad η_p utledet i vedlegg 7.4
Polytropisk virkningsgrad gitt ved

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta_p$$

Den polytropiske virkningsgraden kan også skrives

$$\eta_p = \frac{\frac{n}{n-1}}{\frac{k}{k-1}}$$

som viser at den er praktisk talt uavhengig av tilstanden til gassen som komprimeres (Lapina 1982). Det betyr at en produsent av kompressorer kan teste maskinene ved å bruke hvilke som helst gasser, ved hvilke som helst tilstander (trykk og temperatur). I det arbeidet brukes skaleringslovene (se vedlegg 5.2 *Skaleringslover for sentrifugalpumper og -kompressorer*). En viktig fordel ved bruk av den polytropiske virkningsgraden er at den er konstant over flere trinn; dvs. helt lik for ett trinn og flere trinn.

For praktiske formål bruker vi de polytropiske ligningene for spesifikt arbeid og effekt

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

$$P = \frac{m}{M} R T_1 \left(\frac{k \eta_p}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k \eta_p} \right)} - 1 \right]$$

Den polytropiske virkningsgraden ligger i området

$$0,6 < \eta_p < 0,8$$

Nedre verdien kan være for en meget høytrykks injeksjonskompressor mens øvre verdien for en optimalisert eksportkompressor (til og med opp til 0,83). Den polytropiske virkningsgraden er alltid større enn den isentropiske virkningsgraden (Kidnay & Parrish 2006). Den polytropiske eksponenten n vil også være større enn den samsvarende isentropiske eksponenten k .

Polytropiske virkningsgraden til stempelkompressorer er lik én. For stempelkompressorer bruker vi de adiabatisk ligningene.

7.6 Sammenligning av prosesser

Spesifikt arbeid i kompresjon fra innløp (inngang) til utløp (utgang) kan beregnes fra

$$W = \int_1^2 v dp = \int_1^2 p dv$$

Vi kan integrere over trykk (mest vanlig) eller spesifikt volum og bruker ligningen for en isentropisk (adiabatisk og reversibel) prosess.

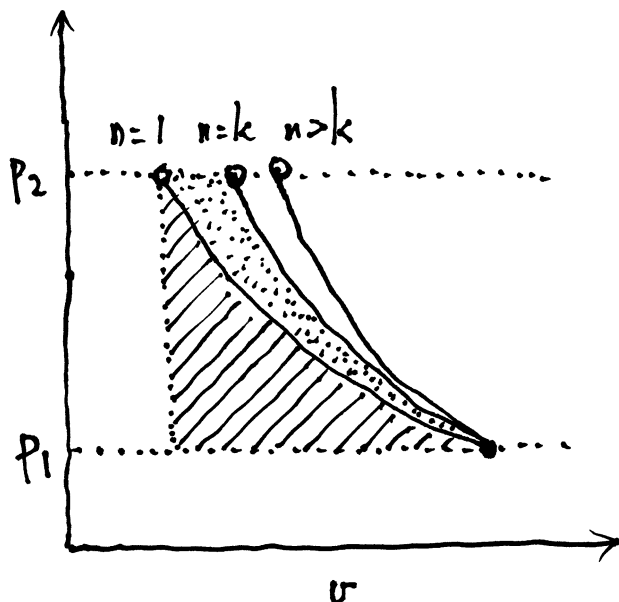
$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

EkspONENTEN k for forskjellige varmelæreprosesser er vist i tabell 7.1 Av interesse i kompresjon er de isotermiske, isentropiske og polytropiske prosessen. Vi ønsker å se på det spesifikke arbeidet i disse tre prosessen. Vi bør nevne at den isometriske prosessen kalles også for isokoris prosess.

Tabell 7.1 – Forskjellige varmelæreprosesser (termodynamiske prosesser).

Prosess	Betingelse	EkspONENT
Isobarisk	$dp=0$	$k=0$
Isotermisk	$dT=0$	$k=1$
Isentropisk	$ds=0$	$k=C_p/C_v$
Polytropisk	$\sum ds=0$	$k < n$
Isometrisk	$dV=0$	$k=\infty$

Trykk mot spesifikt volum for tre prosesser er vist i figur 7.8. Arealet under kurvene representerer det spesifikke arbeidet. Den isotermiske prosessen krever minst arbeid, den isentropiske prosessen mellomstort arbeid og den polytropiske prosessen mest arbeid (for kompresjon fra p_1 til p_2).



Figur 7.8 – Isotermisk ($n=1$), isentropisk ($n=k$) og polytropisk ($n>k$) kompresjon.

Kompressorarbeid er direkte proporsjonalt med absolutt temperatur. Kjøling imellom kompressortrinn eller enkelte kompressorer vil derfor redusere det totale kompressorarbeidet. På en bestemt installasjon (plattform, flyter, ilandføringsterminal) vil kjøling gjennomføres ved bruk av kjølevann eller luft. Temperaturen til kjølevannet vil mest sannsynlig være den samme for de forskjellige trinnene eller kompressorene. Det samme gjelder kjøleluften hvis den brukes. Vi kan derfor anta at innløpstemperaturen til forskjellige trinn eller kompressorer vil være den samme.

Optimal tottrinnskompresjon (se vedlegg 7.7 *Optimal kompresjon*) forekommer når trykkforholdene er like

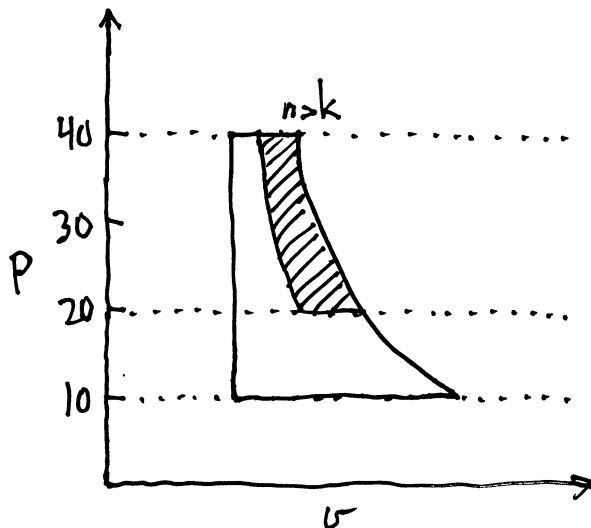
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$

Utløpstrykket p_2 er innløpstrykket til trinn to og p_3 utløpstrykket. Generelt kan vi skrive

$$r = \left(\frac{p_{N+1}}{p_1} \right)^{\frac{1}{N}}$$

hvor r står for trykkforhold og N antall kompressortrinn eller kompressorer, antatt konstant (samme) innløpstemperatur.

La oss se på en polytropisk sentrifugalkompressor som skal komprimere gass fra 10 [bara] til 40 [bara]. Skisse for kompresjon i ett trinn og to trinn er vist i figur 7.9. Vi merker oss at trykket øker fra 10 [bara] til 20 [bara] i første trinn og videre fra 20 [bara] til 40 [bara] i andre trinn. Trykkøkningen i første trinn er dermed 10 [bar] og andre trinn 20 [bar]. Det skraverte arealet i figur 7.9 representerer besparelsen i kompressorarbeid som bruken av mellomkjøler medfører. Figuren tar ikke hensyn til trykktapet i varmeveksleren som brukes for mellomkjølingen; den er typisk av størrelsesorden én [bar].



Figur 7.9 – Kompresjon av gass i to trinn med mellomkjøler. Skravert areal viser besparelse i kompressorarbeid.

7.7 Praktiske tillempinger

I petroleumsindustrien er det tre parter som har behov for å beregne kompressoreffekt: Oljeselskapet, ingeniørselskapet og kompressorselskapet. Dermed oppstår behov for standard metoder for kompressorberegninger. Metodene vil naturligvis ta hensyn til erfaringer til de tre partene. Praktiske tillempinger av de teoretiske kompressorligningene kommer bl.a. til uttrykk i publikasjoner fra ASTM (1997) og GPSA (1998). Det er nyttige å kjenne til de forskjellige tillempingene. Enkelte av disse er presentert nedenfor.

Vi starter med å se på ligningen for spesifikt isentropisk kompressorarbeid

$$W = p_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = RT_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Enheten til W [J/mol] konverteres til W [kJ/kg] ved å dividere med molevekten M [kg/kmol]. Da må tilsvarende enhet brukes for den universelle gasskonstanten på 8,314 [kJ/kg.K]. I kompressorverden brukes begrepet løftehøyde

$$h_s = \frac{RT_1}{M} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

hvor h_s [kJ/kg] er den *ideelle* isentropiske løftehøyden.

En vanlig tillempling er å tilføye z-faktoren til ligningen. Teoretisk kan vi enkelt tilføye z_1 fra den reelle gassloven. Men det mer vanlige er å bruke snittverdien \bar{z} fra innløp til utløp.

$$h_s = \frac{\bar{z}RT_1}{M} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

En annen tillempling til z-faktoren er å vekte midten av kompressoren mer enn innløps- og utløpsverdiene

$$\bar{z} = \frac{z_1 + 2z_{midten} + z_2}{4}$$

basert på

$$p_{midten} = \sqrt{p_1 p_2}$$

samt tilsvarende temperatur. Vi merker oss at midten-verdiene baseres på ligningen for optimal kompresjon (se vedlegg 7.7 *Optimal kompresjon*).

Adiabatiske eksponenten k varierer fra innløp til utløp. Det mest vanlige er å bruke snittverdien \bar{k} . Men fordi det vanligvis er inneforstått at snittverdien brukes nøyer vi oss med å skrive k i kompressorligningene. Feil i adiabatiske eksponenten får større utslag i flertrinnskompressorer og ved store løftehøyder.

Hvis vi tilføyer virkningsgraden får vi ligningen for den *reelle* isentropiske løftehøyden

$$h_s = \frac{\bar{z}RT_1}{M} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_s}$$

Vi bruker også snittverdier av z-faktoren og k eksponenten i ligningen for den *reelle* polytropisk løftehøyden

$$h_p = \frac{\bar{z}RT_1}{M} \left(\frac{k}{k-1} \right) \eta_p \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right) \left(\frac{1}{\eta_p} \right)} - 1 \right]$$

Den adiabatiske og dermed den isentropiske temperaturen ved utløp, T_2 , er gitt ved

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

og dermed er den polytropiske temperaturen ved utløp

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k} \left(\frac{1}{\eta_p} \right)}$$

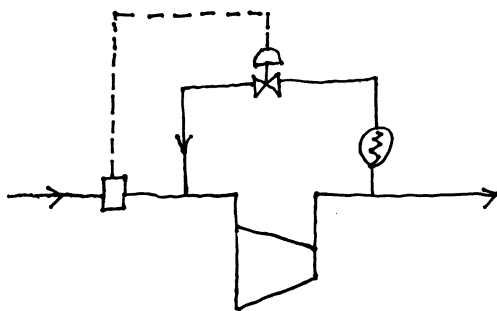
7.8 Tilbakestrømning og struping

Drift av sentrifugale kompressorer er begrenset av to strømningsgrenser:

Tilbakestrømning (eng. surge) og struping (eng. stonewall). Tilbakestrømning oppstår ved lave volumrater når tilførsel av gass oppstrøms reduseres til under kompressorens minimum volumrate. Strømningsretningen til gassen reverseres slik at den strømmer fra nedstrøms til oppstrøms. Tilbakestrømning er et seriøst problem og kan ødelegge kompressoren (hovedsakelig tetninger og lager).

Den vanlige måten å forhindre tilbakestrømning er å bruke en shuntledning fra nedstrøms til oppstrøms som vist i figur 7.10. En kontrollventil åpner når lavt trykk detekteres oppstrøms og/eller når volumraten måles under en gitt grense.

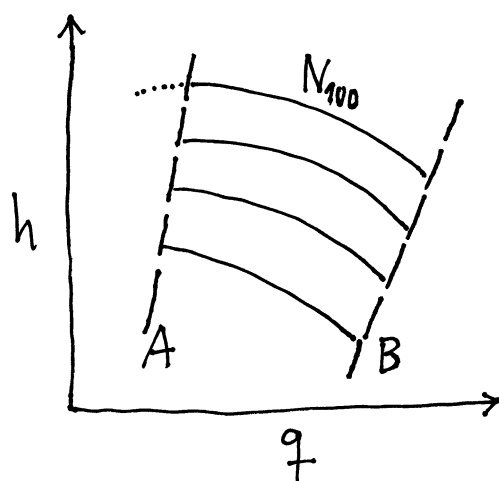
Shuntledningen har vanligvis en kjøler. Det finnes mange andre måter å kontrollere tilbakestrømning (Southwest Research Institute 2008).



Figur 7.10 – Kontroll av tilbakestrømning.

Struping oppstår ved høye volumrater når hastigheten til gassen blir lik den lokale lydshastigheten i gassen. Strømningen strupes (eng. chokes) og hastigheten kan ikke økes videre. Struping skjer gjerne i utløpskanalen hvor trykket øker og dermed også lydshastigheten i gassen. Ved struping oppstår ofte ekstra støy fra kompressoren.

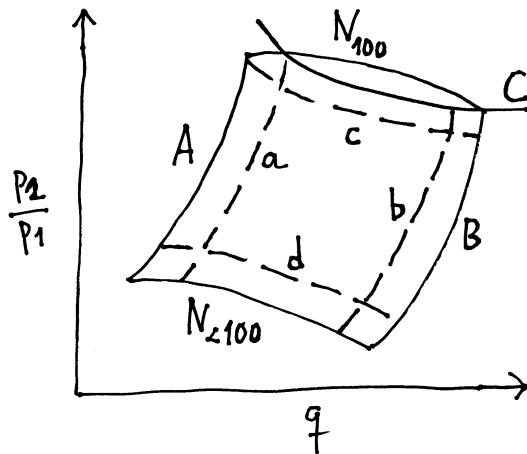
Tilbakestrømning og struping kan illustreres ved karakteristiske kurver som i figur 7.11. Figuren viser løftehøyde mot volumrate ved flere turtall. I stedet for løftehøyde kan vi også bruke trykkforholdet p_2/p_1 . Linje A i figur 7.11 viser grensen for tilbakestrømning og linje B viser grensen for struping. Hvis øverste karakteristiske linjen viser 100 [%] turtall kan vi tenke oss at de andre linjene viser henholdsvis 90, 80 og 70 [%] av fullt turtall. Punktlinjen til venstre av linje A indikerer redusert løftehøyde ved/før tilbakestrømning.



Figur 7.11 – Grensene for tilbakestrømning, linje A, og struping, linje B, definerer driftsområdet til en sentrifugalkompressor. N_{100} står for maksimum turtall (maksimum driftshastighet, eng. design speed), de andre kurvene står for henholdsvis 90, 80 og 70 [%] turtall.

Tilbakestrømning kan oppstå ved oppstart av en sentrifugalkompressor eller ved nedstenging/nødstenging (eng. ESD, Emergency Shutdown). Kontrollsystemer er installert for å forhindre tilbakestrømning. Ved tilbakestrømning kan rotoren, lagrer og tettingssystemer skades. Kontrollsystemene kan baseres på målinger av trykk, temperatur og volumrater. Målingene brukes i algoritmer som styrer ventilåpninger, f.eks. tilbakestrømningsventil og andre deler av kompressorsystemet.

Skjematisk representasjon av kontrollgrenser og –marginer er vist i figur 7.12 (basert på Southwest Research Institute 2008). Linje A og linje B har samme betydning som i figur 7.11. Linje C representerer maksimum tilgjengelige effekt som kompressoren kan trekke. Stabilt driftsområde defineres innenfor stiplede linjene a, b, c og d. Kontrollsystemet skal holde driften av kompressoren innenfor det stabile driftsområdet. Den volumetriske raten er ved innløpstrykk og –temperatur.



Figur 7.12 – Kontrollgrenser og –marginer for en sentrifugalkompressor.

Lydhastigheten (akustisk hastighet) i gasser bestemmes av ligningen

$$a = \sqrt{\frac{k}{\rho K}}$$

hvor K [Pa^{-1}] er gassens isotermske kompressibilitet definert ved

$$K \equiv \frac{-1}{V} \frac{dV}{dp}$$

For reelle gasser kan kompressibiliteten uttrykkes ved

$$K = \frac{1}{p} - \frac{1}{z} \left(\frac{dz}{dp} \right)_T$$

Ved lave trykk kan det andre leddet ignoreres. Ved økende trykk bidrar det andre leddet gradvis til økt kompressibilitet men innenfor 5-15 [%] maksimum ved omtrent 75 [bara]. Videre til 150 [bara] avtar det andre leddet til omtrent null (Slawomir 2005). Bidraget til det andre leddet er størst ved lav temperatur (10-20 C) og minst ved høy temperatur (60-80 C). Vi resonerer at for overslagsberegninger kan kompressibiliteten estimeres fra det absolutte trykket. Lydhastigheten blir dermed gitt ved

$$a = \sqrt{\frac{kp}{\rho}}$$

Typiske egenskaper for 18 [kg/kmol] naturgass ved 40 [C] og 25 [bara] er tetthet på 20 [kg/m³] og adiabatisk eksponent på 1,3 [-]. Lydhastigheten estimeres dermed til litt over 400 [m/s].

7.9 Skaleringslovene

En kompressor kan opereres ved flere hastigheter eller omdreininger/turtall [RPM]. Turtallet kan styres ved bruk av gir og/eller variabelt driv (eng. Variable Speed Drive). Se gjerne på underkapittel 5.9 *Variable rotasjonshastighet*. For å kunne estimere effekten av variabelt turtall bruker vi skaleringslovene (se vedlegg 5.3 *Skaleringslover for sentrifugalpumper og –kompressorer*). Vi har skaleringslover for volumetrisk rate, løftehøyde og effekt:

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

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

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

Skaleringslovene gjelder også kompressorhjulets diameter antatt samme relative geometri (utforming). En viktig forutsetning for bruken av skaleringslovene er at virkningsgraden må være den samme for hvert punkt på en karakteristisk kurve (f.eks. løftehøyde mot volumrate). Vi merker oss at for samme løpehjulsdiameter faller diametrene bort i skaleringslovene.

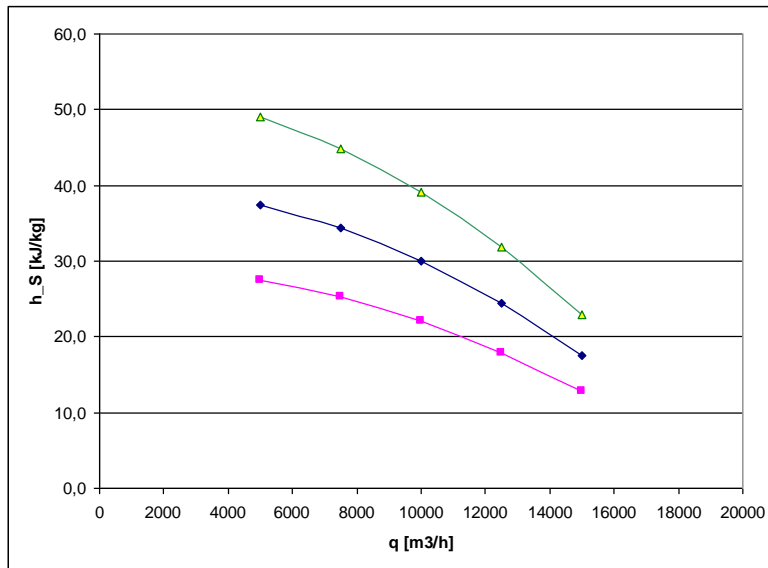
For å illustrere hvordan turtall påvirker løftehøyden kan vi bruke følgende empirisk ligning for isentropisk løftehøyde mot innløpsrate ved 7000 omdreininger [RPM]

$$h_s = 40 - 0,1 \cdot 10^{-6} q^2$$

Løftehøyden har enheten [kJ/kg] og volumraten [m^3/h]. Ligningen er basert på en omtrentlig kurvetilpassning til en publisert karakteristisk kompressorkurve (Kurz & Ohanian 2003). Beste virkningsgrad i midten av den publiserte kurven er 87 [%] mens ved lave og høye rater er virkningsgraden henholdsvis 81 [%] og 78 [%].

Empiriske løftehøydeligningen er vist i midten av figur 7.13. Ved volumrate 10.000 [m^3/h] er løftehøyden 30 [kJ/kg]. Vi merker oss at hvis vi ganger den isentropiske løftehøyden med masserate [kg/s] får vi kompressoreffekt [kW]. For hvert av punktene i figur 7.13 ganger vi løftehøyden med forholdene N_2/N_1 i andre potens. Øverste kurven i figur 7.13 gir løftehøyden ved 8000 RPM og den nederste kurven ved 6000 RPM. Samme prosedyre kan brukes for volumraten (ikke vist her). Volumraten er ved innløp til kompressoren (eng. suction capacity).

Karakteristiske kurvene i figur 7.13 strekker fra omtrent 5000 [m^3/h] til 15.000 [m^3/h]. Vi kan tenke oss at nedre grensen representerer tilbakestrømming og øvre grensen struping. Ved lavere rater vil kompressoren bli utsatt for tilbakestrømming og ved høyere rater vil stuping kunne oppstå.



Figur 7.13 – Skalering av isentropisk løftehøyde mot innløpsrate ved 6000, 7000 og 8000 omdreininger (RPM).

7.10 Spesifikk hastighet og virkningsgrad

Tradisjonelt har produsenter av kompressorer brukt spesifikk hastighet for å karakterisere ytelsen til forskjellige utforming (design) av kompressorhjul. Spesifikk hastighet er et dimensjonsløst tall som relaterer løftehøyde og volumetrisk rate for pumper og kompressorer gitt ved

$$N_s = \frac{Nq^{1/2}}{(gh)^{3/4}}$$

Utledningen finnes i vedlegg 5.3 *Skaleringslover for sentrifugalpumper og -kompressorer*). Hver kompressor- og pumpegeometri har en bestemt konstant spesifikk hastighet. For en gitt rotasjonshastighet gir vedkommende kompressor/pumpe den spesifikke hastighet relasjonen mellom volumetrisk rate og trykk (løftehøyde). Spesifikk hastighet er et (en?) redskap for produsenter av kompressorer, men kan også være av interesse for brukere av kompressorer.

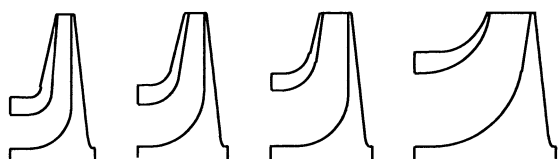
En vanlig måte å uttrykke spesifikk hastighet i industrien er ikke å inkludere gravitasjonskonstanten slik at

$$N_s = \frac{Nq^{1/2}}{h^{3/4}}$$

Vi merker oss at ligningen blir dermed ikke lenger dimensjonsløs. Forskjellige enheter brukes i ligningen for spesifikk hastighet som dermed gir forskjellige tallkonstanter. Rotasjonshastigheten gis mest vanlig i omdreininger per minutt [RPM] men kan også uttrykkes som [1/s]. Volumraten for pumper i gamle (tradisjonelle) enheter kan være gallon per minutt og for kompressorer kubikkfot per minutt. Vi merker oss at det er forskjell mellom UK gallon og US gallon, henholdsvis 4,55 liter og 3,79 liter. Løftehøyden i tradisjonelle enheter kan gis i [ft] eller [ft·lb_f/lb_m]; andre

enheter brukes også. I SI enheter gis volumraten i $[m^3/s]$ og løftehøyden i $[m]$, $[Nm/kg]$ eller $[J/kg]$. En vanlig praktisk enhet for volumrate i kompressorer er $[m^3/h]$.

I litteraturen finnes det flere eksempler på spesifikk hastighet til forskjellige pumpe- og kompressorhjul. Et eksempel for fire kompressorhjul er vist i figur 7.14 (Solar Turbines 1995). Vi antar de spesifikke hastighetene gjelder for beste virkningsgrad. Med henvisning til figur 7.3 ovenfor ser vi at kompressorhjulene med lav spesifikk hastighet er helt radielle (til venstre i figuren) og hjulene med høy spesifikk hastighet er halvaksiale (til høyre i figuren). Vi merker oss fra ligningen for spesifikk hastighet at en lav tallkonstant korresponderer til lav volumrate og/eller høy løftehøyde mens en høy konstant korresponderer til høy volumrate og/eller lav løftehøyde. Dette stemmer med kurvene i figur 7.2 ovenfor for radielle og aksiale kompressorer.



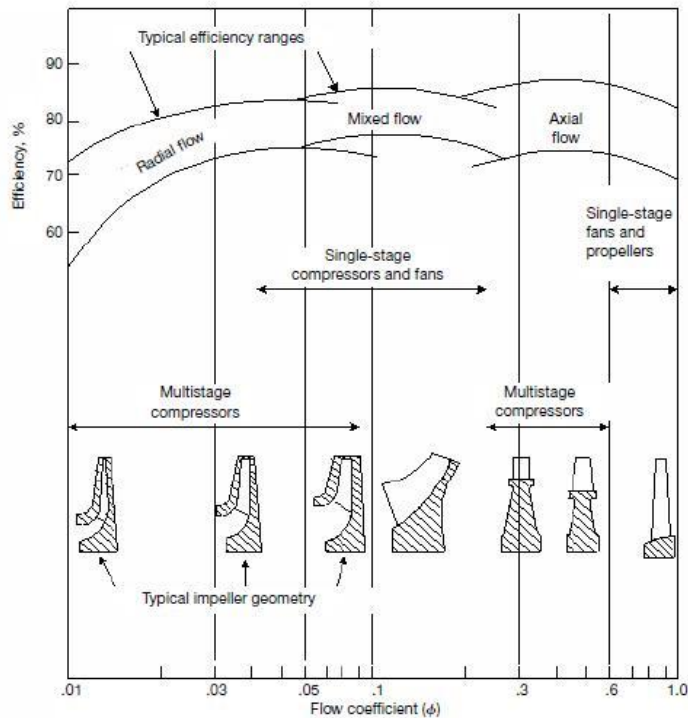
Figur 7.14 – Kompressorhjul med spesifikk hastighet N_s fra venstre til høyre på 65, 85, 105 og 125. N [RPM], q $[ft^3/s]$ og h $[ft \cdot lb_f/lb_m]$.

Produsenter av kompressorer bruker også andre metoder for å karakterisere ytelsen til forskjellige utforming (design) av kompressorhjul. Det er vanlig å bruke det som kalles for strømningskoeffisient (eng. flow coefficient)

$$\phi = \frac{q}{U_2 \frac{\pi}{4} d_2^2}$$

hvor volumraten q er ved innløp og hastigheten U_2 er rotasjonshastigheten ved ytre diameter d_2 . Strømningskoeffisienten er uten dimensjon og viser at volumraten er direkte proporsjonal med rotasjonshastigheten og løpehjulets diameter i andre potens. Vi merker oss at i skaleringslovene er volumraten proporsjonal med turtallet og dermed også rotasjonshastigheten for en gitt diameter. Videre at i skaleringslovene er løftehøyden proporsjonal med diameteren i andre potens.

Virkningsgraden til forskjellig geometri (utforming) av løpehjul mot strømningskoeffisient er vist i figur 7.15 (Bloch 2006). Figuren gjelder for ett kompressortrinn (hjul). I flertrinnskompressorer kan virkningsgraden vær litt lavere på grunn av tap mellom trinnene. En liten strømningskoeffisient gjelder for radielle kompressorhjul og stor koeffisient for aksiale kompressorhjul. Figuren viser at virkningsgraden ligger i området 60 til 85 [%] med 80 [%] som mest vanlig.

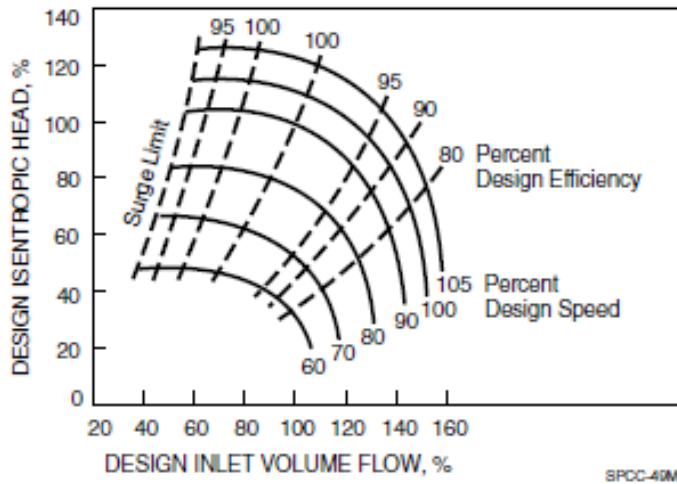


Figur 7.15 – Typisk virkningsgrad for kompressorhjul av forskjellige design (utforming) mot strømningskoeffisient (Bloch 2006 ©).

7.11 Karakteristiske kurver

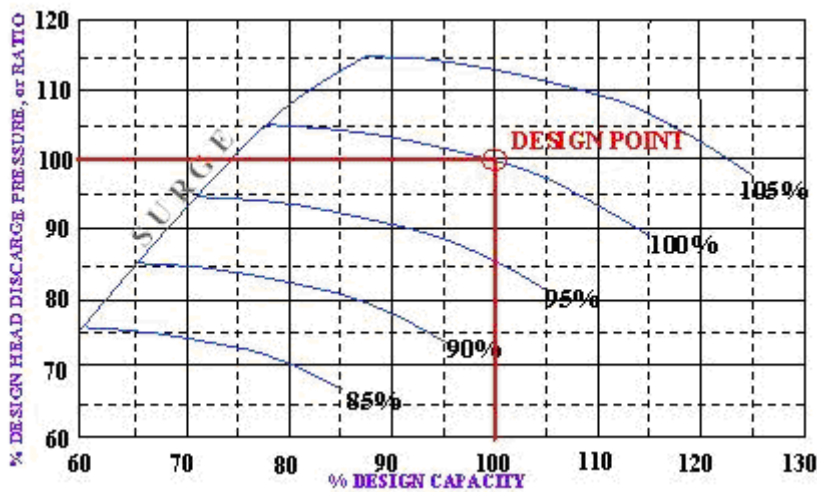
Produsenter av sentrifugalkompressorer lager karakteristiske kurver for sine produkter. Kurvene viser ytelsen til bestemte kompressorhjul som løftehøyde mot volumrate gjerne ved forskjellige turtall. Ikke uvanlig er også å vise virkningsgraden og effekten. Ytelsen til bestemte kompressorhjul kan så settes sammen for å vise ytelsen til en flertrinnskompressor. Produsenter lager også karakteristiske kurver for fortrennings- og skruekompressorer. Noen kurver for sentrifugalkompressorer presenteres nedenfor.

Relative karakteristiske kurver for et kompressorhjul er vist i figur 7.16 (Solar Turbines 2002). Vi kaller kurvene relative fordi løftehøyden og volumraten er gitt som prosent av beste driftspunkt. Men det er ikke helt riktig i figuren fordi 100 [%] isentropisk løftehøyde er ved 100 [%] volumrate men kun ved 90 [%] av turtallet. Det er ikke uvanlig at en kompressor kan operere ved 5-10 [%] høyere turtall enn beste driftspunkt, men også ved turtall langt under (helt ned til 60 [%] i figur 7.16). Figuren sier ingenting om den reelle virkningsgraden ved beste driftspunkt.



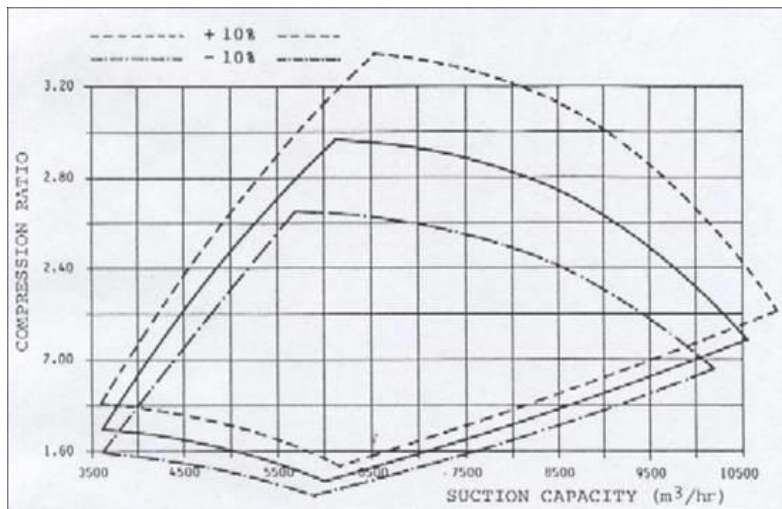
Figur 7.16 – Relativ karakteristiske kurver for et kompressorhjul (Solar Turbines 1995).

Relative karakteristiske kurver er også vist i figur 7.17 (Eidsmoen 2005). Kurvene viser kun relative løftehøyde mot relativ volumrate ved relative turtall mellom 85 og 105 [%] av beste driftspunkt; dvs., figuren viser ikke relative virkningsgrad. Tilbakestrømningsgrensen vises i både figur 7.16 og 7.17 som understreker viktigheten av grensen i drift a sentrifugalkompressorer.



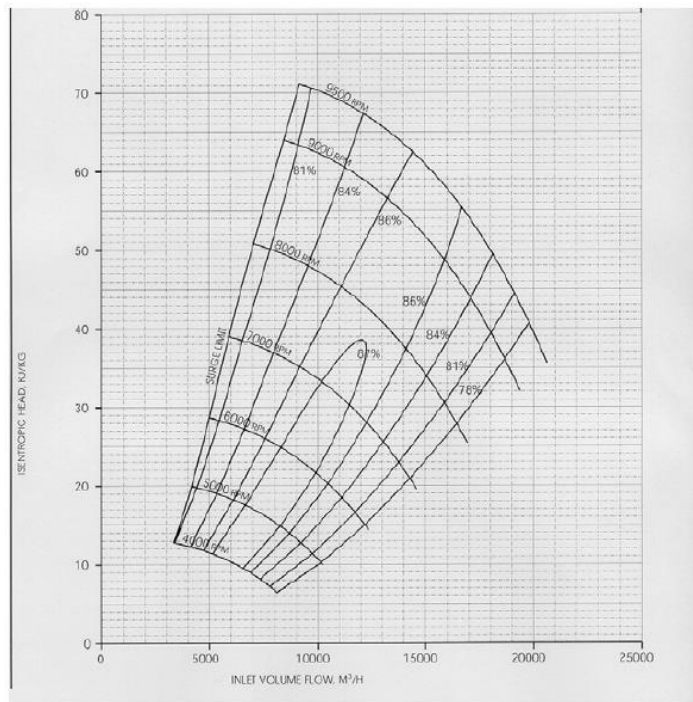
Figur 7.17 – Relativ karakteristiske kurver for et kompressorhjul (Eidsmoen 2005).

Driftskonvolutt til et kompressorhjul eller kompressor er vist i figur 7.18 (Tani 2001). Mens volumraten (innløpsraten) er gitt i $[m^3/h]$ er løftehøyden gitt som trykkøkningsforhold (eng. compression ratio). Med dette forholdet menes p_2 / p_1 . Beste driftspunkt, ikke vist i figuren, er ved omtrentlig $8400 [m^3/h]$ og trykkøkningsforhold på 2,75. Turtallene er ukjente. Den nederste konvolutt skal være 10 [%] mindre enn den i midten og den øverste skal være 10 [%] større. Det er uklart hva prosentene refererer til. Virkningsgraden skal være mellom 84 og 87 [%] ved tykkøkningsforhold under 2. For høyere trykkøkningsforhold skal virkningsgraden være større enn 75 [%]. Driftsområdet skal være fra 70 til 140 [%] av beste driftspunkt.



Figur 7.18 – Driftskonvolutt til et kompressorhjul eller kompressor (Tani 2001).

Karakteristiske kurver for et kompressorhjul eller kompressor ved isentropisk løftehøyde i enheten [kJ/kg] mot volumrate ved innløp i enheten [m^3/h] er vist i figur 7.19 (Kurz & Ohanian 2003). Også vist er virkningsgraden fra den beste på 87 [%] i midten til 81 [%] ved tilbakestrømningsgrensen og 76 [%] ved strupeegrensen. Turtallet går fra 4000 til 9000 [RPM]. For sammenligning, elektrisk strøm ved 50 [Hz] er ekvivalent til 3000 [RPM]. Giring og/eller variable drivere brukes for styre turtallet til en sentrifugalkompressor.



Figur 7.19 – Karakteristiske kurver for et kompressorhjul eller kompressor (Kurz & Ohanian 2003).

7.12 Valg av kompressor

Ved valg av kompressor for bruk i prosessering av olje og gass er det mange hensyn å ta. Vi må ta hensyn til riktig teknisk ytelse over tid, investerings- og driftskostnader,

sikkerhet og regularitet (tilgjengelighet) samt vekt og tilgang til plass (eng. footprint). Det kan være en innviklet fremgangsmåte å finne frem til riktig kompressorsystem. Produksjon av olje og gass på en plattform til havs forandres over tid, både i rate og sammensetning. Dette i kontrast til store kompressorer for langtransport av gass ved tilnærmet stabile driftsbetingelser. Nedenfor nøyer vi oss med å se på generelle betraktninger for stempel og sentrifugale kompressorer.

Stempelkompressorer (fortrengningskompressor) er ikke like dyre som sentrifugalkompressorer. Men stempelkompressorer er tunge og egner seg ikke godt for plattformstrukturer, både på grunn av vekt og vibrasjoner; de egner seg bedre til betonggulv på land. Stempelkompressorer er av standard design (hylleware) i mye større grad enn sentrifugalkompressorer. Eksempler på fordeler med hver type av gasskompressor er vist i tabell 7.1.

Tabell 7.1 - Fordeler med hver hovedtype av gasskompressor (Mokhatab o.a. 2006 ©)

Fordeler med stempelkompressor	Fordeler med sentrifugalkompressor
<ul style="list-style-type: none"> • Ideell for lav rate og høye trykkforhold • Høy virkningsgrad ved høyt trykkforhold • Relativt lav investeringskostnad for små enheter (mindre enn 3000 hestekrefter) • Lite påvirket av forandring i gassammensetning 	<ul style="list-style-type: none"> • Ideell for høy rate og lav løftehøyde • Enkel konstruksjon med kun én roterende del • Høy virkningsgrad innenfor normal arbeidsområde • Lav vedlikeholdskostnad og høy tilgjengelighet (regularitet) • Større volumrate per grunnflate • Ingen vibrasjoner og trykkpulser

Erfaringer og tekniske vurderinger kan brukes for å velge kompressor. Eksempler på type kompressor, volumrater og trykk samt virkningsgrad er vist i tabell 7.2. Tabellen tar utgangspunkt i typiske økonomiske driftsområder. Vi ser at stempelkompressorer (fortrengningskompressor) kan levere ganske høye trykk med bra virkningsgrad. Videre at sentrifugale kompressorer med ett trinn kan gi typiske rater i samsvar med rater vist i figur 7.18 og figur 7.19. For virkelig store rater og høyt trykk må sentrifugalkompressorer ha flere trinn. Virkningsgraden ligger i området 70-75 [%] som er 5 prosentpoeng lavere enn for stempelkompressorer. Vi merker oss at dette er typiske verdier og ligger litt under de beste virkningsgradene i figurene rett ovenfor. Bruksområdene for skruekompressorer er mer begrenset enn områdene for de øvrige kompressortypene.

Tabell 7.2 – Typiske økonomiske driftsområder for kompressorer samt isentropisk virkningsgrad (Kidnay & Parrish 2006)

Type Kompressor	Innløpsrate [m ³ /h]	Innløpstrykk [barg]	Utløpstrykk [barg]	Virkningsgrad [%]
Fortrengnings				
Ett trinn	2-500	IB*	200	75-80
Flere trinn	2-12.000	IB*	4000	
Sentrifugal				
Ett trinn	80-5000	IB*	100	70-75
Flere trinn	800-350.000	IB*	700	

Skrue				
Uten smøring	<70.000	<10	25	70-85
Med smøring	<20.000	<30	60	

* IB = Ingen Begrensning.

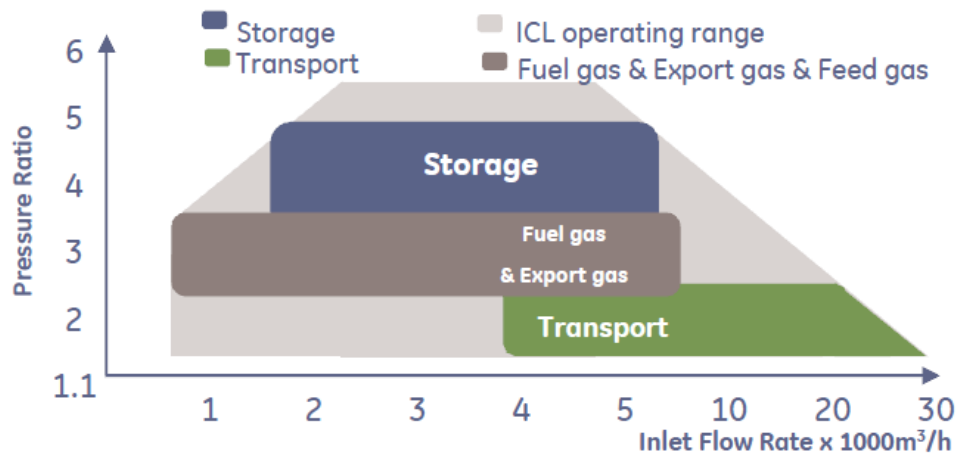
Den mest brukte kompressortypen i prosessering av olje og gass er nå den sentrifugale. Teknologisk utvikling og stadig økende produksjon til havs har bidratt til dette. Produsenter av sentrifugalkompressorer kan levere kompressorer for små til store volumrater og fra lave til høye løftehøyder; med ett eller flere løpehjul. Produktene (kompressorene) presenteres gjerne i serier eller såkalte rammer (eng. frames). En typisk sammenstilling av sentrifugalkompressorer etter ramme, fra A til F, er vist i tabell 7.3. Vi merker oss at tabellen er fra 1982 og reflekterer derfor ikke teknologiutviklingen til dags dato. Volumratene ved innløp til kompressor fra 1700 til 170.000 [m³/h] er enkelt en konvertering fra 1000-100.000 [ft³/min].

Tabell 7.3 – Typiske data for sentrifugalkompressorer: Volumrate ved innløp, polytropisk løftehøyde og virkningsgrad, turtall og diameter løpehjul (Lapina 1982)

Ramme	[m ³ /h]	[kJ/kg]	[%]	[RPM]	[mm]
A	1700-12.000	30	76	11.000	406
B	10.000-31.000	30	76	7700	584
C	22.000-53.000	30	77	5900	762
D	39.000-75.000	30	77	4900	914
E	56.000-110.000	30	78	4000	1120
F	82.000-170.000	30	78	3300	1370

Vi merker oss at den polytropiske løftehøyden er satt til 30 [kJ/kg]. Dette er løftehøyden som typisk oppnås ved ett løpehjul og bestemmes ut i fra flere forhold, deriblant mekanisk styrke til løpehjulet og rotordynamiske betraktninger. Også forholdet mellom løpehjulets hastighet ved ytre diameter og gassens akustiske hastighet uttrykt som Mach-tall. Virkningsgradene er litt høyere enn vist i tabell 7.2 for sentrifugalkompressorer. Vi antar at virkningsgradene i tabell 7.3 er ved beste driftspunkt. Virkningsgraden øker med volumrate. Det betyr at store kompressorer har høyere virkningsgrad enn små kompressorer (det samme gjelder sentrifugalpumper).

Trykkforhold og volumrate for tre typer applikasjoner er vist i figur 7.1. For langtransport i rørledninger må trykket typisk dobles, i prosessering må trykket 2-4 dobles og i lagerapplikasjoner 4-5 dobles. Observer at volumraten er gitt med en ikke-lineær skala på x-aksen.



Figur 7.20 – Trykkforhold og volumrate for en bestemt sentrifugalkompressorserie for langtransport (rørledning), prosessering og gasslagring (modifisert etter GE).

7.13 Tilleggsbetraktninger

Kompressorer har utstrakt bruk i mange industrier og det finnes mange publikasjoner om virkemåte og anvendelse. Lapina (1982) gir godt grunnlag for å forstå virkemåten til sentrifugalkompressorer. Det finnes en del nye bøker som inkluderer kompressorer. Boken til Kidnay & Parrish (2006) dekker hele prosesskjeden til naturgass; det samme gjør boken til Mokhatab o.a. (2006). Og boken til Kerry (2007) omhandler prosessering av alle slags industrigasser samt kompresjon. En nylig artikkel om bruken av kompressorer i olje- og gassindustrien er den til Rasmussen & Kurz (2009).

Angående kompresjon av naturgass i olje- og gassproduksjon, er det flere relevante tema enn de som er dekket i underkapitlene ovenfor. Vi skal drøfte en del tema her for å avslutte dette kapitlet om gasskompresjon og kompressorer.

Ved kompresjon av naturgass øker trykket og temperaturen. Mens vi ønsker å øke trykket ønsker vi ikke å øke temperaturen. For høy utløpstemperatur fra en kompressor kan føre til uønskede termiske stresser i utstyr og rørledninger umiddelbart nedstrøm. Og hvis en nedstrøms rørledning har innvendig plastbelegg (eng. epoxy coating) må vi være ekstra forsiktige. Belegg brukes for å redusere ruheten i transportrørledninger og for å forhindre korrosjon. Kidnay & Parrish (2006) anbefaler maksimum temperatur på 150 [C] ved lave trykk og 120-140 [C] ved høye trykk. Det kan også være temperaturbegrensninger i selve kompressoren på grunn av materialvalg og mekaniske stresser. Vi antar at disse begrensningene vil ligge over begrensningene for rørledninger. For å unngå temperaturbegrensninger kan vi bruke mellomkjøling.

Kompressoreffekten er direkte proporsjonal med absolutt temperatur og omvent proporsjonal med molevekt. Økning i innløpstemperatur fra 25 [C] til 50 [C] øker kompressoreffekten med 8,4 [%] og 16,8 [%] for en innløpstemperatur på 75 [C]. En praktisk konsekvens i undervannskompresjon av naturgass kan være at et kompressorsystem bør ikke plasseres i nærheten av brønnhode men på en avstand hvor gassen har blitt nedkjølt i en rørledning. En slik betraktning må ta hensyn til kondenserte væsker (lett olje og vann).

Komprimering av metan, karbondioksid og hydrogen, med henholdsvis molevekt 16, 44 og 2 [kg/kmol], påvirker tilkrevd kompressoreffekt. Men fordi kompressoreffekten er proporsjonal med masseraten delt på molevekten m/M [kmol/s] er det volumraten som styrer effekten.

Kompressorer kan opereres i parallell eller serie. Parallellkobling øker volumraten og seriekobling løftehøyden, hovedsakelig. Vi har diskutert effekten av parallell- og seriekobling i kapittel 5. *Pumping og pumper*. Den samlede (den totale) effekten av parallell- og seriekobling i pumping ligner på den i gasskompresjon. For å unngå gjentakelse viser vi til underkapittel 5.8 *Parallell- og seriekobling*. Vi ønsker å gjøre det samme for bruken av variabelt turtall, omhandlet for pumper i underkapittel 5.9 *Variabel rotasjonshastighet*.

I olje- og gassproduksjon oppstår det situasjoner hvor trykk avtar med tid, med flere forskjellige konsekvenser. For å oppnå samme innløpstrykk til en gassrørledning, f.eks. til en ilandføringsterminal, kan vi stå overfor et kompressorbehov betydelig forskjellig fra opprinnelig kompressorbehov. I enkelte tilfeller er det nødvendig å skifte ut innmaten (eng. rebundling) i en sentrifugalkompressor. Utskifting av innmat kan planlegges fra oppstart av et anlegg. En kompressor kan ha plass til fem trinn men starter opp med tre trinn (løpehjul). Ved planlagt driftstans kan så innmaten skiftes ut; en rotor med fem løpehjul installeres. Det skaper ikke noe stort problem for drivesystemet, dvs. motoreffekten, fordi selv om volumraten er større (lavere innløpstrykk) er masseraten mindre.

Utvikling a kompressorteknologi fortsetter. Kompressor med integrert motor som kjøles av selve gassen er en viktig nyvinning som medfører mindre maskiner med mindre plassbehov. Lagerteknologien utvikles med økende bruk av magnetiske lagersystemer. En annen nyvinning er akselsplitting slik at de forskjellige løpehjulene kan drives ved forskjellige rotasjonshastighet. Dermed kan hvert løpehjul operere ved beste driftspunkt (eng. Best Performance Point). Et girsystem sørger for forskjellige hastigheter internt i kompressoren. Styreskovler (eng. guide vanes) i kanalen umiddelbart oppstrøms selve løpehjulet kan øke virkningsgraden og brukes for kontroll. Det samme gjelder styreskovler nedstrøms selve løpehjulet.

Avslutningsvis må vi nevne undervannskompresjon. Det pågår intense arbeider for å utvikle kompressorsystemer som kan komprimere naturgass på havbunnen. Hovedutfordringene består av krafttilførsel over store avstander fra land og tetnings-, lager- og smøresystemer. Fordi små mengder væske (lett olje og kondensert vann) finnes i gassbrønner og –rørledninger må en gass-væske separator installeres oppstrøm kompressorsystemet. Væskefase trykkes med vanlig pumpe og blandes med gassen nedstrøms kompressoren(e).

Referanser

ASTM (1997): Performance Test Code on Compressors and Exhausters, PTC 10, American Society of Mechanical Engineers.

Bloch, H.P. (2006): Compressors and Modern Process Applications, Wiley-Interscience, 339 pp.

- Campbell, J.M. (1984): Gas Conditioning and Processing, Campbell Petroleum Series, 7th. Edition.
- Eidsmoen, Ø. (2005): Gasskompressorer, Gjesteforelesning, TPG 4140 Naturgass, Institutt for petroleumsteknologi og anvendt geofysikk, NTNU, 72 lysark.
- GPSA (1998): Engineering Data Book, Gas Processors Suppliers Association & Gas Processors Association, 11th. Edition.
- Ilahi, M. Stensland, O. & Valberg T. (2004): Injeksjon og eksport av naturgass, Prosjektrapport, TPG 4140 Naturgass, Institutt for petroleumsteknologi og anvendt geofysikk, NTNU, 34 s.
- Kerry, F.G. (2007): Industrial Gas Handbook – Gas Separation and Purification, GRC Press, 521 pp.
- Kidnay, A.J. & Parrish, W.R. (2006): Fundamentals of Natural Gas Processing, Taylor & Francis, 434 pp.
- Kurz, R. & Ohanian, S. (2003): Modeling Turbomachinery in Pipeline Simulations, PSIG Annual Meeting, Paper PSIG 03A1, Bern, Switzerland, October 15-17, 17 pp.
- Lapina, R. (1982): Estimating Centrifugal Compressor Performance, Gulf Publishing Company, 207 pp.
- Mokhatab, S., Poe, W.A. & Speight, J.G (2006): Handbook of Natural Gas Transmission and Processing, Elsevier, 636 pp.
- Rasmussen, P.C. & Kurz, R. (2009) : Centrifugal Compressor Applications – Upstream and Midstream, Proc. 38th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Texas, September 14-17, 169-186.
- Solar Turbines (1995): Gas Compressors: Centrifugal Compressors, 40 pp.
- Southwest Research Institute (2008): Application Guideline for Centrifugal Compressor Surge Control Systems, Gas Machinery Research Council, 73 pp.
- Slawomir, B. (2005): Compressibility of Real Gases, Technical Report, Department of Petroleum Engineering and Applied Geophysics, NTNU, 16 pp.
- Tani, F. (2001): Centrifugal Compressors, Invited Lecture, TPG 4140 Natural Gas, Department of Petroleum Engineering and Applied Geophysics, NTNU, 41 slides.