

2. TRYKKTAP I RØRLEDNINGER

Jon Steinar Gudmundsson © 2010

- 2.1 Rør og rørledninger
- 2.2 Tre typer trykktap
- 2.3 Darcy-Weisbach ligningen
- 2.4 Laminær og turbulent strømning
- 2.5 Universell hastighetsprofil
- 2.6 Friksjonsfaktoren
- 2.7 Friksjonsfaktoren i vanlige rør
- 2.8 Trykktap i gassrørledninger
- 2.9 Trykktap i gassbrønner
- 2.10 Strømningshastighet og trykkgradient
- 2.11 Trykktapskoeffisient
- 2.12 Typiske beregninger
- 2.13 Vannhammer
- 2.14 Stålmessige betraktninger

Vedlegg:

- 2.1 Strømningsligninger
- 2.2 Darcy-Weisbach ligningen
- 2.3 Hagen-Poiseuille ligningen
- 2.4 Universelle hastighetsprofilen
- 2.5 Blasius-type ligninger
- 2.6 Trykktap i gassrørledninger
- 2.7 Trykktap i gassbrønner
- 2.8 Ikke-stasjonær strømning

Rør og rørledninger er det mest brukte innretning i produksjon og prosessering av olje og gass. Med rør mener vi korte lengder som kobler sammen prosessutstyr på en plattform eller ilandføringsterminal, mens med rørledninger mener vi lange rør som transporterer fluider til og fra plattformer og terminaler. Rør og rørledninger har diameter og lengde i henhold til funksjon og plassering

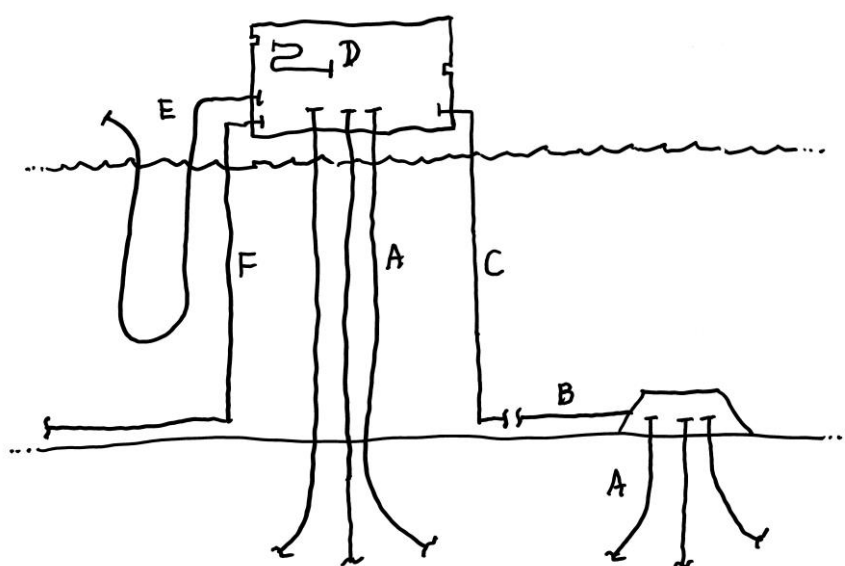
Beregning av trykktap er en av de viktige oppgavene vi gjennomfører ved prosjektering av rørledninger og prosessanlegg. Trykktap i lange rørledninger, særdeles gassrørledninger, påvirker økonomien i prosjekter i betydelig større grad enn trykktap i prosessanlegg. Diameteren til rørledninger har den største påvirkningen på trykktapet. Den påvirker trykktapet omvendt proporsjonalt med diameteren i femte potens.

Dette kapitlet omhandler strømning i rør med fokus på trykktap. Vi presenterer ligninger, metoder og anvendelse i prosessering av olje og gass til havs og på land. Strømningen er enfase (gass eller væske), stasjonær med ett unntak (trykkstøt) og ligningene er endimensjonale. Veggfriksjon er ansvarlig for mesteparten av trykktapet i horisontale rørledninger. Riktig estimering av friksjonsfaktor er såpass viktig at vi behandler temaet grundig.

2.1 Rør og rørledninger

Diameteren til rør kan typisk være 50 til 500 mm og lengden 10 til 100 m. Diameteren til rørledninger kan typisk være 100 til 1000 mm og lengden 5 til 500 km. Brønner kan betraktes som spesielle rørledninger med diameter 100 til 150 mm og lengde 2 til 4 km.

Rør og rørledninger som brukes ved produksjon til havs er vist i figur 2.1. Figuren viser en plattform men gjelder også for flytende produksjonsenheter. Bokstaven A viser brønner. Brønnene kan være under plattformen slik at brønnhodene finnes på ett av plattformdekkene (tørt brønnhode). Brønnene kan også være under en brønnramme på sjøbunnen. Brønnene kan typisk deles i vertikal bane øverst, skråskilt bane i midten og horisontal bane nederst. Og brønnene kan vær produksjonsbrønner eller injeksjonsbrønner.



Figur 2.1 – Rør og rørledninger i produksjon og prosessering av olje og gass til havs. A brønner, B rørledning, C stigerør, D prosessrør, E lasteledning, F ilandføring.

Bokstaven B viser rørledninger imellom undervannsbrønner og frem til plattformen. En slik rørledning kan transportere produksjon fra en eller flere brønner (en brønnramme har typisk 2-6 brønner). Bokstaven C viser en vertikal rørledningen fra sjøbunnen opp til et av plattformdekkene. Slike ledninger kalles for stigerør (riser) og er gjerne fleksible. Alle brønner og stigerør føres til en samlestokk (manifold) og videre til prosessering.

Olje og gass fra andre produksjonsenheter og/eller andre felt, ikke vist i figur 2.1, vil ha samme eller lignende utforming som rørledning B og stigerør C. Det blir mer vanlig å tilkoble mindre felt med undervannsproduksjon til etablerte plattformstrukturer for prosessering. Også ikke vist i figur 2.1 er rørledninger av mindre diameter som brukes for å pumpe kjemikalier (eks. frostvæske) fra plattform til brønnramme.

Prosessering av olje og gass foregår tradisjonelt på plattformen. Bokstaven D i figur 2.1 står for de mange og diverse rør som kobler sammen de forskjellige

utstyrsenhetene. Eksempelvis fra samlestock (manifold) og videre til separatorene, varmevekslere, pumper og kompressorer. Rørene er relativt korte og av diverse diameter. Men de er mange og legges gjerne i såkalte rørgater. En vanlig utfordring er å plassere rørene slik at de ikke kommer i veien for andre rør og utstyr, både under bygging og drift.

Etter prosessering pumpes oljen typisk i en lagertank. En lastebåt kommer med jevne mellomrom og oljen pumpes igjennom rørledning E. Lasterørledninger består av segmenter av stålrør og fleksible rør. Fleksible rør er sammensatt av flere lag med slanger og stålelementer av kompleks konstruksjon. Bokstaven F står for en olje- eller gassrørledning fra plattformen til en ilandføringsterminal. Fra plattformdekket til havbunnen er konstruksjonen av rørledning F som et stigerør.

Diameteren til rør og rørledninger er vanligvis spesifisert i tommer. Begrepet nominell diameter refererer til omtrentlig diameter. Rør er produsert i henhold til standard dimensjoner og materialkvalitet. Rør og rørledninger produseres i henhold til standarder, for eksempel ANSI (American National Standard Institute), hvor indre diameter (ID = inside diameter), ytre diameter (OD = outer diameter) og vekt per lengde er spesifisert. ID finnes fra veggtykkelse. Standard ANSI verdier for tre stålrør er vist i tabell 2.1.

Tabell 2.1 – Eksempler på ANSI standard rør.

Nominell diameter (tomme)	OD (mm)	Veggtykkelse (mm)	Vekt (kg/m)
2	60,30	3,91	5,44
10	273,10	9,27	60,31
42	1067,00	9,53	248,52

Ytre diameteren til 10 tommer røret er 273,10 mm og indre diameteren 254,56 mm (vi trekker fra veggtykkelsen dobbelt). I beregninger av trykktap bruker vi indre diameter. I beregninger av temperatur bruker vi gjerne ytre diameter når det gjelder varmevekslere, men hvilke diameter brukes for rørledninger relateres gjerne til hvordan den totale varmeovergangskoeffisient bestemmes (se nærmere i kapittel X).

Ved bygging av en forsøkssløyfe på NTNU kom en erfaren ingeniør fra British Gas (Trevor Smith) med kommentaren at mindre diameter enn 2 tommer ikke var forsvarlige i prosessanlegg fordi alle rør må kunne bære tyngden av en mann. Interessant nok viser det seg at samme anbefaling finnes i Norsk standard (NORSOK 2006).

Det er vanlig at rør produseres i lengder på 6-12 m. Ved legging av gassrørledninger av stor diameter til havs sveises de 12 m lange rørene sammen på leggefartøyet. Ved legging av rørledninger mindre enn 16 tommer i diameter, kan disse sveises sammen på land og så legges kontinuerlig fra en kjempestor trommel på leggefartøyet.

2.2 Tre typer trykktap

Når vi skal beregne trykktap, rørdiameter og strømningsrate brukere vi momentligningen for isotermisk strømning

$$-dp = \rho u du + \rho g \sin \alpha dh + \frac{f}{2} \frac{dL}{d} \rho u^2$$

som er utledet i vedlegg 2.1 (Strømningsligninger). Ligningen kalles også den mekaniske strømningsligningen. Ved forenkling kan det totale trykktapet i rørledninger og brønner uttrykkes i tre ledd

$$\Delta p = \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_f$$

hvor indeksene a, g og f står henholdsvis for akselerasjonskraft, gravitasjonskraft (tyngdekraft) og friksjonskraft. For ikke-kompressible fluider (væsker) kan de tre leddene uttrykkes

$$\Delta p_a = \rho u \Delta L$$

$$\Delta p_g = \rho g \sin \alpha \Delta L$$

$$\Delta p_f = \frac{f}{2} \frac{1}{d} \rho u^2 \Delta L$$

Vinkelen α er målt fra horisontalt og lengden ΔL representerer rørlengde, ikke høyde over/under bakken. Trykktapet grunnet friksjon er Darcy-Weisbach ligningen (se underkapittel 2.3).

I petroleumsproduksjon kan vi bruke trykktapsligningene ovenfor direkte for olje og vann (ikke kompressible fluider) men ikke for gass (kompressible fluid). Dette fordi tettheten til væsker er tilnærmet konstant mens tettheten til gass avhenger trykk. For å illustrere bruken av ligningene for olje kan følgende størrelser brukes:

$$u = 2 \text{ [m/s]}$$

$$d = 0,1 \text{ [m]}$$

$$\rho = 700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$f = 0,02 \text{ [-]}$$

$$\Delta L = 1000 \text{ [m]}$$

Trykktap grunne friksjon (veggfriksjon) er det samme i horisontale og vertikale rør

$$\Delta p_f = \frac{0,02}{2} \frac{1}{0,1} 700 \cdot 2^2 \cdot 1000 = 280,000 \text{ Pa} = 2,8 \text{ [bar]}$$

Trykktap grunne tyngdekraft er ikke til stede i horisontale rør, kun i vertikale og skråstilte rør. For et vertikalt rør, for eksempel produksjonsrør i en oljebrønn (kun olje strømmer i røret) regnes trykktapet

$$\Delta p_g = 700 \cdot 9,81 \cdot \sin 90 \cdot 1000 = 6,867,000 \text{ Pa} = 68,67 \text{ [bar]}$$

For ikke kompressible fluider som olje og vann, oppstår trykktap grunnet akselerasjon kun ved betydelige forandringer i strømningsarealet. Følgende to beregninger viser

trykktapet grunnet akselerasjon når strømningshastigheten halveres til 1 m/s eller doubles til 4 m/s, henholdsvis

$$\Delta p_a = 700 \cdot 2 \cdot (2 - 1) = 1400 Pa = 0,014 [bar]$$

$$\Delta p_a = 700 \cdot 2 \cdot (4 - 2) = 2800 Pa = 0,028 [bar]$$

Sammenligning av resultatene ovenfor viser at trykktap grunne gravitasjon er en størrelsesorden større enn trykktap grunnet friksjon som igjen er to størrelsesordener større enn trykktap grunnet akselerasjon. I praktiske situasjoner for rørledninger og brønner er det sjelden nødvendig å ta med trykktap grunne akselerasjon.

2.3 Darcy-Weisbach ligningen

Bevaring av energi, masse og moment er grunnleggende i ingeniørvitenskap og teknologi. Moment kalles også bevegelsesmoment, bevegelsesmengde og bevegelsesimpuls. Ordene kraftmoment og tregghetsmoment brukes når vi bruker kraft- og tregghetsbalanse ved løsning av tekniske oppgaver.

Bevaring av kraftmoment stammer fra Newtons andre lov som uttrykkes med produktet av masse [kg] og hastighet [m/s]. Vi vet at produktet av masse [kg] og akselerasjon [m/s²] har enheten [N]. For strømming av fluider i rør kan masse erstattes med masserate m [kg/s] slik at produktet $m \cdot u$ har enheten [kg/s][m/s] eller kraft [N] for bruk i kraftbalanse.

Darcy-Weisbach ligningen

$$\Delta p_f = \frac{f L}{2 d} \rho u^2$$

bruger vi for å beregne trykktap grunnet friksjon mellom rørvegg og strømmende fluid (se utledning i vedlegg 2.2). Strømningen er antatt fullt utviklet og stasjonær (eng. steady state) samt at rørdiameteren er konstant. Ligningen brukes for turbulent strømning og for laminær strømning. Darcy-Weisbach ligningen er basert på kraftbalanse for strømning i rør. Den stammer fra en lang utvikling hvor mange vitenskapsmenn og ingeniører har bidratt (Brown 2003).

Friksjonsfaktoren er avhengig Reynolds-tallet. I turbulent strømning er friksjonsfaktoren også avhengig av ruheten til veggen. I laminær strømning er friksjonsfaktoren ikke avhengig av ruheten. Friksjonsfaktorene bestemmes eksperimentelt, dvs. er en empirisk faktor. Se underkapittel 2.6

Diameteren til rør og rørledninger har stor innvirkning på trykktap grunnet friksjon. Darcy-Weisbach ligningen kan omskrives til

$$\Delta p_f = 8f \frac{L}{d} \rho \left(\frac{q}{\pi d^2} \right)^2 = \frac{fL\rho}{2\pi^2} \frac{q^2}{d^5}$$

Vi ser at for konstant volumetrisk rate er trykktapet avhenging av diameteren i femte potens, antatt konstant friksjonsfaktor. For å være presise bør vi si at den avhenger diameteren omtrent i femte potens. Dette fordi friksjonsfaktoren avtar sakte med Reynolds-tallet hvor hastighet og diameter inngår (se underkapittel 2.6).

Diameteren brukt i utledningen av Darcy-Weisbach ligningen er basert på et sirkulært rør. Ligningen kan også brukes for ikke-sirkulære rør og kanaler. Vi definerer hydraulisk diameter

$$d_h = \frac{4A}{S}$$

hvor A er strømningsarealet og S er omkretsen i kontakt med fluidet (wetted perimeter). Hvis vi setter inn for et sirkulært rør blir $d_h=d$.

For strømming i konsentrisk ringrom (annulus) er hydrauliske diameteren

$$d_h = \frac{4(A_u - A_i)}{S_u + S_i}$$

hvor indeksen u står for utvendig og i for innvendig. Enkel algebra viser at for strømming i ringrom er

$$d_h = d_u - d_i$$

For strømming i en rektangulær kanal med bredde b og høyde h er hydrauliske diameteren

$$d_h = \frac{2bh}{b+h}$$

Darcy-Weisbach ligningen kan brukes for andre situasjoner enn indikert ovenfor. Fluider kan strømme i ikke-konsentriske ringrom, indre ringrom kan rotere (eks. borestreng), innvendig og utvendig vegg kan ha forskjellige ruhet, fluidet kan være Newtonsk eller ikke-Newtonsk, dvs. igjennom viskositeten. Slike ikke-ideelle forhold kan tas hensyn til ved bruk av empiriske resultater fra eksperimenter. Ikke-ideelle forhold er gjerne innbakt i friksjonsfaktoren, som er den empiriske faktoren som kobler sammen det ideelle og det reelle.

2.4 Laminær og turbulent strømming

Trykkgradienten grunnet friksjon i rør og rørløsnings kan plottes mot hastighet. Eksperimenter viser at ved lave hastigheter øker gradienten lineært mot hastighet mens ved høye hastigheter øker gradienten raskere (omtrent mot $u^{0.75}$).

Ved lave hastigheter strømmer fluider sakte og rett frem uten blanding vinkelrett på strømningsretningen. Slik strømming kalles for laminær strømming og trykkgradienten kan beregnes ved bruk av Hagen-Poiseuille ligningen (se vedlegg 2.3).

$$u = \frac{-d^2}{32\mu} \frac{dp}{dL}$$

Ved høye hastigheter strømmer fluider raskt og blandes vinkelrett på strømningsretningen. Slik strømming kalles for turbulent strømming og trykkgradienten kan beregnes ved bruk av Darcy-Weisbach ligningen.

Viskositet inngår i Hagen-Poiseuille ligningen for laminær strømming. Viskøse krefter bestemmer forholdet mellom hastighet og trykkgradient. Darcy-Weisbach ligningen for turbulent strømming kan omskrives til

$$u = \frac{-2d}{f\rho u} \frac{dp}{dL}$$

hvor minustegnet har vært føyet til for å legge vekt på likheten til Hagen-Poiseuille ligningen. Minustegnet velger vi å brukes i differensial formen av ligningene fordi trykkgradienten er negativ. Produktet $\rho \cdot u$ står for massefluks men også for moment [kg.m/s] per volum [m³] eller impulsmoment.

Forholdet til koeffisientene i Hagen-Poiseuille ligningen og Darcy-Weisbach ligningen kan skrives

$$\frac{d^2}{32\mu} \frac{f\rho u}{2d} = \frac{f}{64} \frac{\rho u d}{\mu}$$

Vi observerer at forholdet uttrykkes ved $f/64$ ganget med Reynolds-tallet

$$\text{Re} = \frac{\rho u d}{\mu}$$

hvor $\rho \cdot u$ står for momentkrefter og μ står for viskøse krefter (Reynolds 1883). Reynolds-tallet brukes bredt i fluidmekanikk (strømningslære) for å beskrive, systematisere og korrelere eksperimentelle data.

Reynolds-tallet kan brukes for å definere grensen mellom laminær og turbulent strømming. Eksperimenter viser at når $\text{Re} < 2000$ er strømmingen laminær og når $\text{Re} > 4000$ er strømmingen turbulent. Når Reynolds-tallet er mellom 2000 og 4000 kan strømmingen være laminær eller turbulent, alt etter den tekniske innredningen og driftsituasjon. Overgangen fra laminær til turbulent strømming kalles gjerne kritisk område. Hastigheten i Reynolds-tallet er gjennomsnittlig hastighet.

I produksjon av olje og gass er strømmingen vanligvis turbulent. Hvis vi bruker samme størrelser som vi brukte for å beregne trykktap i underkapittel 2.1 ovenfor, får Reynolds-tallet følgende verdi

$$\text{Re} = \frac{700 \cdot 2 \cdot 0,1}{0,5 \cdot 10^{-3}} = 280.000$$

antatt viskositet på 0,5 [mPa.s]. Viskositet til gass er typisk en størrelsesorden mindre enn viskositet til væske. Strømningshastigheten i gassledninger er også større enn strømningshastigheten i oljeledninger. Reynolds-tallet i gassrørledninger er derfor mye større enn i oljerørledninger.

Vi observerer at Darcy-Weisbach ligningen inkluderer ikke viskositet. Som nevnt ovenfor i underkapittel 2.3, kommer effekten av viskositet på friksjonstrykktap i rør til syne igjennom friksjonsfaktoren. I underkapittel 2.6 presenterer vi en del forskjellige empiriske ligningene for friksjonsfaktor.

I turbulent strømning dannes det små virvler (eng. eddy/eddies) som roterer vilt rundt og blander opp fluidet. Størrelsen av virvlene spenner fra rørets radius til bitte små virvler. Blandingen skjer over hele tverrsnittet av røret med unntak av et mikroskopisk tynt lag ved veggen. Tynne laget kalles for sjikt eller grensesjikt fordi det markerer overgangen fra null hastighet på veggen til en markbar hastighet i nærheten av veggen. Se neste underkapittel.

2.5 Universell hastighetsprofil

Strømningshastigheten vi bruker i Darcy-Weisbach ligningen (og Hagen-Poiseuille ligningen) er gjennomsnittlig hastighet. Men den lokale hastigheten er null på veggen og maksimum i midten (radius) av rør og rørledninger. I fult utviklet stasjonær turbulent strømning er maksimum hastigheten omtrent 20 % høyere enn snitthastigheten.

Målinger av den lokale hastigheten viser at det finnes et ganske tynt lag på veggen som ligner på laminær strømning. Laget kalles for viskøst sjikt (eng. viscous sublayer). Utenfor viskøse sjiktet finnes det et litt tykkere lag som markerer en overgang til turbulent strømning som deretter dekker mesteparten av tverrsnittet. Utstrakte målinger og analyser har vist at den lokale hastigheten i sirkulære rør kan representeres ved bruk av de dimensjonsløse variablene

$$u^+ = \frac{u}{u^*}$$

$$y^+ = \frac{\rho u^* y}{\mu}$$

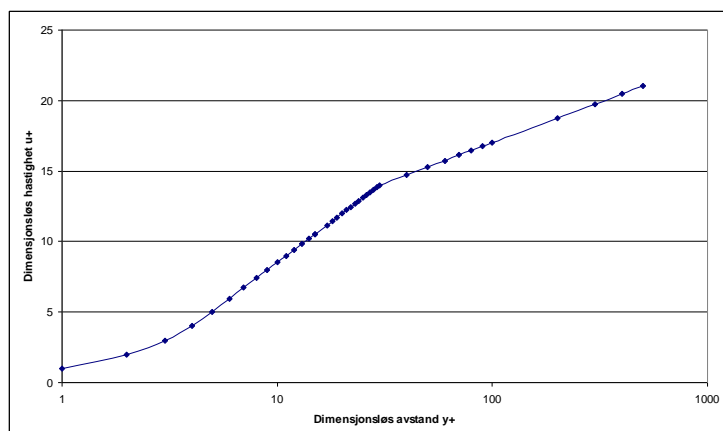
hvor

$$u^* = \bar{u} \sqrt{\frac{f}{8}}$$

Variabelen u^* kalles for friksjonshastighet. I dette underkapitlet er hastighetene u og \bar{u} henholdsvis den lokale hastigheten og den gjennomsnittlige hastigheten. Til vanlig ellers nøyer vi oss med å skrive u for snitthastigheten. Vi observerer at y^+ har samme form som Reynolds-tallet.

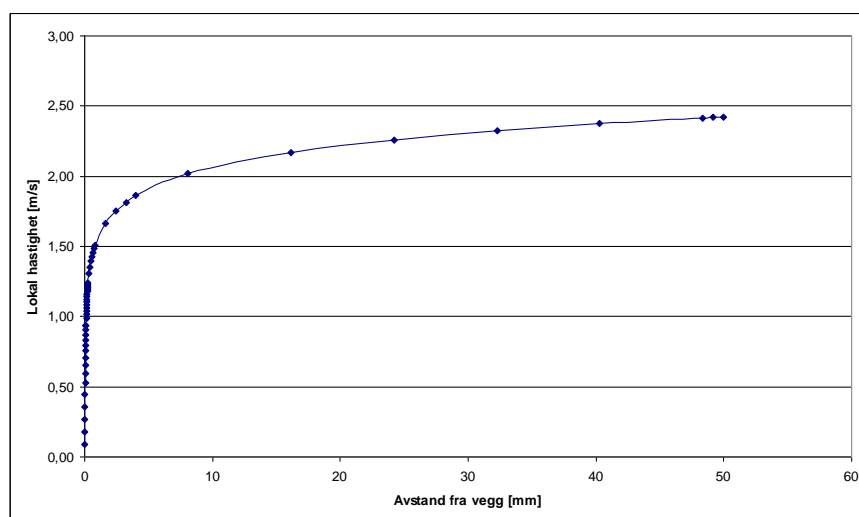
Den universelle hastighetsprofil representerer dimensjonsløs hastighet fra vegg til full radius av rør og rørledninger (McCabe o.a. 1993). Ligningene i hastighetsprofilen er presentert i vedlegg 2.4. Det viskøse sjiktet strekkes fra veggen til $y^+=5$.

Overgangssjiktet strekkes mellom $5 < y^+ < 30$. Ved større avstand fra veggen, $y^+ > 30$ er strømmingen fullt turbulent og den lokale hastigheten øker sakte mot rørdiameteren. Den universelle hastighetsprofilen er vist i figur 2.2, lineær hastighet mot logaritme til avstanden for å vise det viskøse sjiktet tydelig.



Figur 2.2 – Den universelle hastighetsprofilen i sirkulære rør. Dimensjonsløs lokal hastighet mot dimensjonsløs avstand fra vegg.

Den dimensjonsløse hastighetsprofilen kan brukes til å beregne den reelle lokale hastighetsprofilen. For et hydraulisk glatt rør med snitthastighet 2 m/s, diameter 0,1 m, Reynolds-tall på 280.000 og antatt friksjonsfaktor på 0,0157 er friksjonshastigheten 0,0886 m/s. Den er vist i figur 2.3 fra vegg til radius på 0,05 m. Maksimum hastigheten vises å være 2,4 m/s som er nøyaktig 20 % større enn snitthastigheten på 2 m/s.



Figur 2.3 – Lokal hastighet fra vegg til full radius.

Vi kan beregne tykkelsen på det viskøse grensesjiktet og overgangssjiktet, som er vist i figur 2.x. Resultatene er vist i tabell 2.x. Viskøse sjiktet er 40 μm og turbulent hastighetsprofilen begynner ved 240 μm fra veggen. Målt mot rørets radius korresponderer disse avstandene 0,08 % og 0,5 % av rørets radius. Derfor, turbulent strømming dekker 99,5 % av rørets tverrsnitt. Vi vil se i underkapittel 2.6 at tykkelsen av det viskøse grensesjiktet påvirker effekten av ruhet på trykktap.

Tabell 2.2 – Lokal strømningshastighet fra glatt rørvegg til radius (0,05 m). Gjennomsnittlig hastighet 2 [m/s], diameter 0,1 [m], Reynolds-tall 280.000, viskositet 0,5 mPa.s og antatt friksjonsfaktor 0,0157.

Dimensjonsløs avstand y^+	Avstand fra vegg [μm]	Lokal hastighet [m/s]
5	40	0,44
30	240	1,2
6200	50.000	2,4

(Tilføy tabell for gass ved samme Reynolds-tall, for å finne avstand fra vegg, fordi AGA data viser lavere friksjonsfaktor, iht Haaland $n=3$, enn for væsker

Ved innløp i rør og rørledninger tar det en viss aksial avstand før den universelle hastighetsprofil er fult utviklet (eng. fully developed). Denne avstanden kaller vi innløpslengde (eng. entrance length) og antar vanligvis at den er omtrent like lang som 50 rørdiametre. I et 0,1 [m] diameter rør, som brukt i beregningene ovenfor, er innløpslengden derfor 5 [m]. Trykktapet i innløpslengden er litt høyere enn i fult utviklet strømning.

2.6 Friksjonsfaktoren

Når vi skal beregne friksjonsfaktoren skiller vi gjerne imellom rør med glatt og ru overflate. Med glatte rør mener vi hydraulisk glatte rør. I glatte rør er ruheten så liten at den er mindre enn tykkelsen av det viskøse grensesjiktet i henhold til den universelle hastighetsprofil. Friksjonsfaktoren er den empiriske faktoren som relaterer eksperimenter til teori.

Tidlige eksperimenter rapportert av Blasius (1913) for glatte rør resulterte i ligningen

$$f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}$$

gyldig for $4000 < \text{Re} < 80.000$. Konstanten rapportert av Blasius (1913) var 0,3164 men er vanligvis forkortet til 0,316 i tekniske beregninger. I forenklete beregningen kan den brukes for litt høyere Reynolds-tall uten store feil.

Flere lignende ligninger finnes i litteraturen og kalles da gjerne Blasius-type ligninger med formen

$$f = \frac{a}{\text{Re}^n}$$

hvor koeffisienten a og eksponenten n bestemmes fra eksperimenter på en bestemt type rør. For eksempel, nylige eksperimenter med luft ved lavt trykk i glatte plastrør på NTNU rapportert av Strupstad (2009) resulterte i ligningen

$$f = \frac{0,209}{\text{Re}^{0,209}}$$

gyldig for $40.000 < Re < 180.000$. Blasius-type ligninger kan også brukes for røe rør. Koeffisienten a og eksponenten n gjelder da kun for den bestemte type rør. Et eksempel for rør med relativ ruhet $k/d=0,001$ finnes i vedlegg 2.5 Blasius-type ligninger.

Med røe rør mener vi rør hvor ruheten er større enn tykkelsen på det viskøse grensesjiktet. Dermed påvirker ruheten friksjonsfaktoren og trykktapet. Nikuradse (1933) gjennomførte omfattende eksperimenter på trykktap (og dermed friksjonsfaktor) i rør med forskjellige ruhet på veggen. Eksperimentene viste at dataene kunne korreleres mot forholdet k/d hvor k [m eller μm] er ruhet og d [m] rørdiameter.

Nikuradse (1933) limte runde sandkorn av bestemt størrelse på rørvæggen, som vist i figur 2.4. Dermed oppsto begrepet sandkornruhet (eng. sand grain roughness) hvor ruheten k er lik diameteren til sandkornet. Vi observerer at ruheten er jevn og homogen; den er regulær.



Figur 2.4 – Sandkornruhet etter Nikuradse (1933).

Ruheten i reelle rør er ikke jevn og homogen; den er ikke regulær (irregulær). Typisk reell ruhet er vist i figur 2.5. Ruhetslementene er av forskjellig høyde og avstanden mellom toppene varierer. For å kunne bruke resultatene til Nikuradse (1933) og etterfølgende eksperimenter samt analyse til andre, bruker vi begrepet ekvivalent sandkornruhet (eng. equivalent sand grain roughness).



Figur 2.5 – Illustrasjon av reelle (ikke regulær) ruhet til rørvegg.

I litteraturen finner vi informasjon om hvilke ekvivalent sandkornruhet de forskjellige overflater har. Strømningsmålinger gjennomføres på rør med forskjellige ruhet for å finne hvilke ekvivalent sandkornruhet vil gi samme friksjonsfaktor og dermed samme trykktap. Slike data har vært sammenstilt av flere og fortsetter å oppta forskere. Tidlig sammenstilling stammer fra Colebrook & White (1937). Ligningen som nå kalles Colebrook-White ligningen var presentert av Colebrook (1939)

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} + \frac{k}{3,7d} \right)$$

Vi skal ikke gå i de fluidmekaniske detaljene som førte frem til Colebrook-White ligningen og viser i stedet til Slettferding (1999). Vi nøye oss med å bemerket at ligningen er basert på mesteparten av tilgjengelig data på trykktap i rørledninger av

forskjellige diameter og ruhet. Videre, at formen på ligningen baseres på den universelle hastighetsprofil. Den har funnet generell aksept innen flere ingeniørfag. Det hevdes at ligningen er konservativ; den gir høyere friksjonsfaktor enn den som måles. Ikke uventet dette fordi det er gjerne slik vi ingeniører tar høyde for usikkerhet.

Vi ser at friksjonsfaktoren i Colebrook-White ligningen er ikke eksplisitt; den er implisitt. Det betyr at vi må bruke iterasjon for å finne friksjonsfaktoren. Haaland (1983) på NTNU utviklet en eksplisitt ligning som gir samme resultat for væsker og mer nøyaktig resultat for gasser

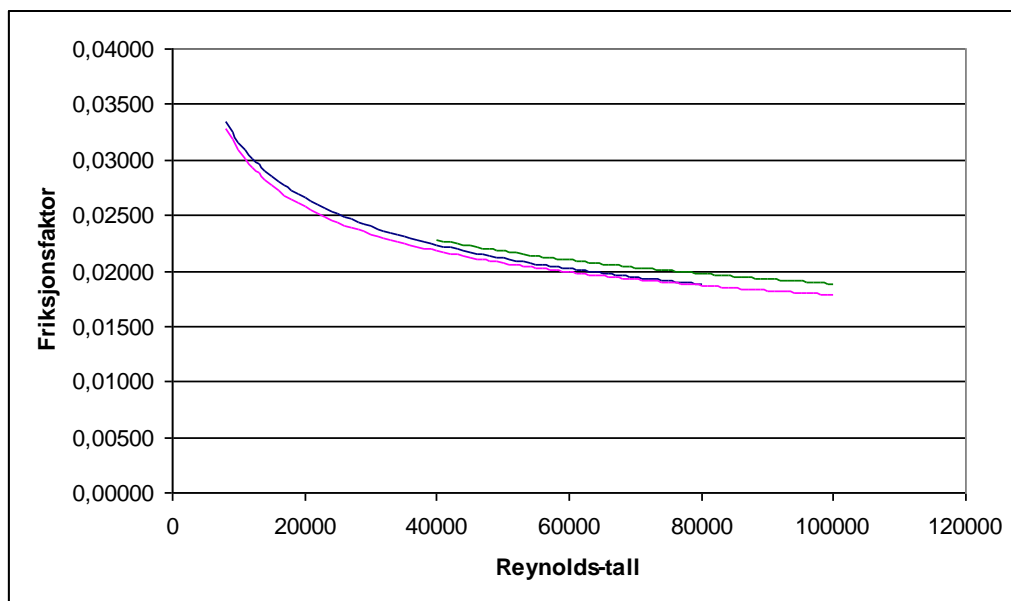
$$\sqrt{\frac{1}{f}} = \frac{-1,8}{n} \log \left[\left(\frac{6,9}{\text{Re}} \right)^n + \left(\frac{k}{3,75d} \right)^{1,11n} \right]$$

Variabelen $n=1$ for væsker (olje og vann) og $n=3$ for gass. Haaland ligningen anbefales for generell bruk ved trykktapsberegninger.

Haaland (1983) tok hensyn til den observasjonen at overgangen fra hydraulisk glatt oppførsel til ru oppførsel skjer raskere (mer abrupt) med Reynolds-tall i gassrørledninger enn væskerørledninger. Colebrook-White ligningen viser gradvis overgang fra glatt til ru oppførsel for alle fluider. En mulig forklaring til den raskere overgangen i gassrørledninger kan skyldes små mengder væske i mellom ruhelementene; væsken sitter i ro inntil hastigheten er stor nok for å rive den med strømmen.

Det er av interesse å sammenligne friksjonsfaktoren beregnet fra ligningen til Blasius, Haaland og Strupstad for glatte rør. Dette for å illustrere usikkerheten i beregning av friksjonsfaktoren. Haaland ligningen kan brukes for hydrauliske glatte rør ved å sette $k=0$. Sammenligningen er vist i figur 2.6 hvor vi har plottet friksjonsfaktor mot Reynolds-tall. Blasius ligningen for Reynolds-tall fra 4000 til 80.000, Strupstad ligningen fra 40.000 og Haaland ligningen (med $n=1$) helt opp til 100.000.

Blasius ligningen viser litt større friksjonsfaktor enn Haaland ligningen ved lave Reynolds-tall mens Strupstad ligningen viser større friksjonsfaktor i hele sitt gyldighetsområde. Nærmere inspeksjon av verdiene viser at maksimum fravik er omtrent 20 % slik at vi kan argumentere for at ligningene gir en friksjonsfaktor med usikkerhet på om lag ± 10 %. Dessverre er det usikkerheten vi må regne med når vi beregner friksjonsfaktoren fra delvis empiriske (eng. semi-empirical) ligninger, antageligvis både i glatte og ru rør.



Figur 2.6 – Blasius' friksjonsfaktor (gyldig for $8000 < Re < 80.000$), Strupstads friksjonsfaktor (gyldig for $40.000 < Re < 180.000$) og Haalands friksjonsfaktor ($n=1$) illustrert for $Re < 100.000$ for hydraulisk glatte rør.

I spesielle tilfeller i olje- og gassproduksjon må vi bestemme friksjonsfaktoren i laminær strømning. Vi vet fra Hagen-Poiseuille ligningen at

$$u = \frac{-d^2}{32\mu} \frac{dp}{dL}$$

og fra Darcy-Weisbach ligningen at

$$u = \frac{-2d}{f\rho u} \frac{dp}{dL}$$

Hvis vi antar at Darcy-Weisbach ligningen for turbulent strømning kan også brukes for laminær strømning, kan vi skrive for lik trykkgradient

$$\frac{u32\mu}{d^2} = \frac{f}{2d} \rho u^2$$

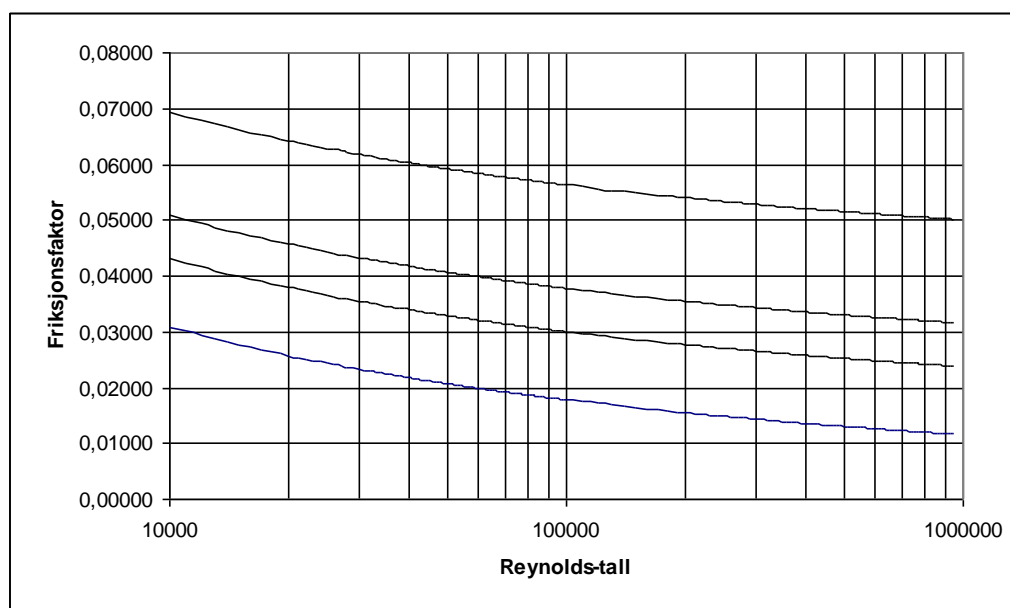
Omorganiserer får vi

$$f = \frac{64}{Re}$$

Denne friksjonsfaktorligningen den gjør det mulig å bruke Darcy-Weisbach ligningen også for laminær strømning, up to Reynolds-tall på omtrent 2000. Andre friksjonsfaktorligninger er kun for turbulent strømning hvor Reynolds-tallet er større enn 4000. For Reynolds-tall mellom 2000 og 4000 anbefales å bruke snittverdien av den laminære og turbulente friksjonsfaktorene.

2.7 Friksjonsfaktoren i vanlige rør

Vanlige rør har ruhet som vi må ta hensyn til ved praktiske beregninger. Vi kan bruke Haaland ligningen ($n=1$) for å illustrere effekten av ruhet på friksjonsfaktoren som vist i figur 2.7. Den viser friksjonsfaktoren mot Reynolds tall fra 10.000 til 1.000.000. Nederste linjen er for glatte rør, de øvrige representerer henholdsvis relativ ruhet på 0,0001, 0,001 og 0,01. For et rør med diameter 0,1 [m] og relativ ruhet på 0,001 ser vi at ruheten er 100 [μm]. Dette er den ekvivalente sandkornruheten.



Figur 2.7 – Haalands friksjonsfaktor for hydraulisk glatt rør nederst og relativ ruhet (k/d) på 10^{-4} , 10^{-3} og 10^{-2} oppover.

Trykktap i rør og rørledninger er ganske viktig i petroleumsindustrien. Nylig oppdatering av ruhet i rør og rørledninger (eng. oil-country tubular goods) er den til Farshad & Rieke (2005) som er vist i tabell 2.3. Plastbelegg (eng. epoxy coating) brukes i gassrørledninger, for eksempel fra Norge til Kontinentet og Storbritannia (Sletfjerding 1999, Langelandsvik 2008). Vi observerer at ruhet i rustfrie stålrør er større enn i karbonstålrør.

Tabell 2.3 – Ekvivalent sandkornruhet på rørvegg (Farshad & Rieke, 2005)

Materiale	Ruhet [tomme]	Ruhet [μm]
Plastbelegg	$0,200 \cdot 10^{-3}$	5,1
Polert karbonstål	$0,492 \cdot 10^{-3}$	12,5
Elektropolert rustfritt stål	$1,18 \cdot 10^{-3}$	30,0
Sementbelegg	$1,30 \cdot 10^{-3}$	33,0
Karbonstål	$1,38 \cdot 10^{-3}$	35,1
Fiberglassbelegg	$1,50 \cdot 10^{-3}$	38,1
Rustfritt stål	$2,10 \cdot 10^{-3}$	53,3

Effekten av ruhet kan illustreres ved å beregne trykktap i en gassrørledning av karbonstål (ruhet 35,1 [μm]) sammenlignet med en rørledning med plastbelegg (ruhet 5,1 [μm]). Vi antar 1 [m] diameter, 100 [bara] trykk, viskositet 0,015 [mPa.s], tetthet

100 [kg/m³] og strømningshastighet 20 [m/s], som representerer en 42 tommer diameter eksportgassrørledning til havs i Norge. Reynolds-tallet blir da $133 \cdot 10^3$ som er ganske høyt. Fra Haalands ligning beregner vi friksjonsfaktor på 0,007 og 0,01 for henholdsvis 5,1 og 35,1 [µm] ruhet. Vi vet at trykktapet er direkte proporsjonalt med friksjonsfaktoren. Derfor, ved bruk av plastbelegg kan vi redusere trykktapet med opp til 30 % i en typisk gassrørledning.

I norsk standard (NORSOK P-001) finner vi anbefalt ruhet. For karbonstål og rustfritt stål anbefales ruhet på 0,05 mm, for rustet karbonstål 0,5 mm og plastrør 0,005 mm. Det påpekes at ruheten til fleksible rør bør hentes fra produsent. Hvis ikke tilgjengelig, anbefales ruhet lik innvendig diameter i millimeter delt på 500 (eks., hvis ID=8 tommer er omtrentlig ruhet 0,4 mm).

Darcy-Weisbach ligningen kan også uttrykkes ved bruk av radius r istedenfor diameter d og uten 2 i nevneren

$$\Delta p_f = f_F \frac{L}{r} \rho u^2$$

etter Fanning (1877), Siden trykktapet må være det samme, må Fanning friksjonsfaktoren f_F være 4-ganger mindre enn Darcy-Weisbach friksjonsfaktoren f , dvs. $f=4f_F$.

I lære- og handbøker som omhandler trykktap i rørledninger er friksjonsfaktoren plottet mot Reynolds-tall med linjer for forskjellige relativ ruhet. Slike plotter kalles gjerne Moody-diagram etter Moody (1944) som var kanskje den første som presenterte ruheten samt friksjonsfaktoren i vanlige rør. Moody friksjonsfaktoren er den samme som Darcy-Weisbach friksjonsfaktoren.

Ved høye Reynolds-tall er friksjonsfaktoren kun avhengig av den relative ruheten k/d . Vi ser dette fra både Coolebrook-White ligningen og Haaland ligningen, henholdsvis

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = -2 \log\left(\frac{k}{3,7d}\right)$$

og

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = \frac{-1,8}{n} \log\left(\frac{k}{3,75d}\right)^{1,11n}$$

Det forskes fremdeles ganske mye på friksjonsfaktor i rørledninger. Eksempler på NTNU inkluderer Sletfjerding (1999), Langelandsvik (2008) og Strupstad (2009). Andre kjente eksempler er Zagarola (1996), Gersten o.a. (2000) og Afzal (2007). Nødvendigheten til forskningen ble kanskje tvunget frem når usikkerheten i trykktapsberegninger ikke lenger var dårlige tilstandsligninger og viskositet til naturgass.

Avslutningsvis i dette underkapitlet må vi nevne effekten av tilsetningsstoffer på trykktap i væskerørledninger, noe som kalles for DRA (=Drag Reduction Agents) i industrien. Tilsetning av små mengder polymer i væsker, eks. vann eller olje, kan redusere trykktapet i rørledninger med typisk 30 %. Polymerene som brukes har lange kjeder som reduserer turbulensen og dermed trykktapet. Gyr & Bewersdorff (1995) har skrevet omfattende om slik trykktapsreduksjon. Se også Strupstad (2009) for nylig oppdatering. Vi kan likeledes oppnå trykktapsreduksjon i tofase strømming, men ikke ennå i gassrørledninger.

2.8 Trykktap i gassrørledninger

For å finne en strømningsligning for gassrørledninger tar vi i utgangspunktet hensyn til trykktap både grunnet friksjon Δp_f og akselerasjon Δp_a . Vi tar ikke med hydrostatisk trykktap Δp_g (se utledning i vedlegg 2.6 *Trykktap i gassrørledninger*). Strømningsligningen for isotermisk stasjonær strømning av gass i en konstant diameter horisontal rørledning

$$\frac{dA^2 M}{f m^2 z RT} (p_2^2 - p_1^2) - \frac{d}{f} \ln \left(\frac{p_2^2}{p_1^2} \right) + L = 0$$

bruker vi for å beregne trykktap, diameter og masserate. Første leddet resulterer fra friksjons mens det andre leddet resulterer fra isotermisk ekspansjon (akselerasjon) av gassen (jf. ligningen for isotermisk kompresjon i kapittel X). Gassens hastighet øker fra innløp til utløp fordi trykket reduseres; dermed oppstår det ekspansjon.

Enheten til trykk i gassligningen er Pa. Uansett trykk ser vi at leddet $(p_2^2 - p_1^2)$ vil være av størrelsesorden 10^{10} (1 bara = 10^5 Pa) mens naturlig logaritme leddet vil være av størrelsesorden 1. For vanlige trykktapsberegninger kan vi derfor bruke tilnærmingen

$$\frac{dA^2 M}{f m^2 z RT} (p_2^2 - p_1^2) - L = 0$$

I isotermisk strømning er T konstant. Men fordi trykket reduseres fra innløp til utløp vil z-faktoren forandres. Det samme gjelder friksjonsfaktoren fordi hastigheten øker og tettheten minker fra innløp til utløp. Når vi skal bruke gassligningen i beregninger for rørledninger kan vi gjerne bruke gjennomsnittsverdier til z og f fra innløp til utløp samt iterering. Inndeling i flere segmenter (lengder) er også gjerne brukt.

Vi noterer oss at når gass ekspanderer vil Joule-Thomson effekten føre til kjøling av gassen. Effekten må tas hensyn til når gass ekspanderer i ventiler hvor stort trykktap skjer over en ganske kort avstand. Men i lange gassrørledninger hvor temperaturen på utsiden av ledninger er tilnærmet konstant (eks. rør på havbunnen) vil gassens temperatur følge omgivelsestemperaturen for mesteparten av strekningen.

Hvis vi bruker snittverdien til z kan gassligningen forenkles. Vi vet fra algebra at

$$(p_2^2 - p_1^2) = (p_2 + p_1)(p_2 - p_1)$$

Tetthet til gass gis ved ligningen

$$\rho = \frac{pM}{zRT}$$

Hvis vi bruker snittegenskaper (snitt fra innløp til utløp av rørledning eller segment av rørledning) kan vi skrive

$$\bar{\rho} = \frac{\bar{p}M}{zRT}$$

hvor gjennomsnittstrykket er gitt ved

$$\bar{p} = \frac{p_1 + p_2}{2}$$

Vi setter inn i gassligningen, omorganiserer og kommer frem til uttrykket

$$p_2 - p_1 = \frac{f}{2} \frac{L}{d} \bar{\rho} u^2$$

som er Darcy-Weisbach ligningen for ikke kompressible fluider. Vi ser derfor at hvis vi bruker gjennomsnittlige egenskaper for gass kan vi bruke samme ligning for trykktap grunnet friksjon som for væsker.

For å finne hydrostatisk trykk til gass tar vi utgangspunkt i ligningen

$$p = \rho gh$$

$$dp = \rho g dh$$

Setter inn for tetthet til gass og lengde L for høyde h

$$\frac{1}{p} dp = \frac{M}{zRT} g \sin \alpha dL$$

og integrerer fra topp (p_1) til bunn (p_2), eller fra lavt trykk til høyt trykk. Resultatet er ligningen for hydrostatisk trykk hvor vinkelen α fra horisontalt til en rørledning eller en brønn er inkludert

$$p_2 = p_1 \exp \left[\frac{Mg \sin \alpha}{zRT} L \right]$$

Vi har også brukt snittverdiene til z-faktoren og temperaturen. Ved beregning av trykk mot dyp i brønner bruker vi gjerne iterasjon samt inndeling i flere segmenter. Vi antar z og snitttemperatur og beregner trykket nedihulls ($=p_2$). Vi finner en ny z-faktor basert på snittrykket og itererer et par ganger.

2.9 Trykktap i gassbrønner

For å finne en strømningsligning for gassbrønner tar vi hensyn til trykktap grunnet friksjon Δp_f og hydrostatisk trykkt Δp_g . Vi tar ikke med trykktap grunnet akselerasjon Δp_a fordi det er neglisjerbart (se utledning i vedlegg 2.7 *Trykktap i gassbrønner*). I strømningsligningen for isotermisk stasjonær strømning av gass i en konstant diameter brønn

$$p_2^2 = p_1^2 \exp(-2ag \sin \alpha L) - \frac{b}{a^2 g \sin \alpha} [1 - \exp(2ag \sin \alpha L)]$$

bruger vi parametrene

$$a = \frac{M}{zRT}$$

$$b = \frac{fm^2}{2A^2d}$$

Første leddet til høyere i hovedligningen uttrykker hydrostatisk trykktap mens andre leddet uttrykker trykktap grunnet friksjon. Parameter a inneholder gasegenskaper mens parameter b inneholder veggfriksjon. Trykk p_1 er brønnhodetrykk og p_2 er trykk på dyp L.

For en vertikal brønn er $\sin(\alpha) = \sin(-90) = -1$ slik at

$$p_2^2 = p_1^2 \exp(2agL) + \frac{b}{a^2 g} [1 - \exp(-2agL)]$$

Vi vet at gruppen (agL) er dimensjonsløs (enhetsløs) og at gruppen (b/a²g) har enheten Pa². La oss finne ut størrelsesordenen på gruppene. Vi antar følgende størrelser:

$$M = 18 \text{ [kg/kmol]}$$

$$z = 0,7 \text{ [-]}$$

$$R = 8314 \text{ [J/kmol.K]}$$

$$T = 300 \text{ [K]}$$

derfor

$$a = 10 \cdot 10^{-6}$$

Vi antar videre følgende størrelser:

$$f = 0,01 \text{ [-]}$$

$$m = 10 \text{ [kg/s]}$$

$$d = 0,1 \text{ [m]}$$

derfor

$$b \cong 0,1 \cdot 10^6$$

Vi ser at gruppen (b/a²g) er av størrelsesorden 10¹⁵ og brønnhodetrykket p_1^2 av størrelsesorden 10¹⁰ (Pa²). Videre ser vi at $\exp(2agL) = 1,22$ og $(1 - \exp(-2agL)) = 0,181$ hvis vi antar L = 1000 [m]. For brønnhodetrykk på 100 bara (=10¹⁴) finner vi

$$p_2^2 = 0,123 \cdot 10^{15} + 0,181 \cdot 10^{15}$$

slik at brønntrykk på 1000 m dyp er 174 [bara] hvorav 40 % er grunnet hydrostatisk trykk og 60 % friksjon. Vi konkluderer at det er nødvendig å ta hensyn til både hydrostatisk trykk og trykktap grunnet veggfriksjon i strømmende gassbrønner. Vi noterer at vi har antatt snitt z-faktor og snittemperatur. Oppdeling av brønnbanen i flere segmenter og iterasjon vil gi et mer nøyaktig resultat.

Hvis vi antar en statisk brønn (ingen strømning slik $m=0$) har vi

$$p_2^2 = p_1^2 \exp(-2ag \sin \alpha L)$$

og dermed

$$p_2 = p_1 \exp(-ag \sin \alpha L)$$

Ligningen gir statisk trykk mot dyp i gassbrønner; også presentert avslutningsvis i underkapittel 2.7. Den brukes gjerne når vi ønsker å kjenne trykket på et bestemt dyp (eks. midten av perforeringene) i forbindelse med brønntesting (eng. well testing).

2.10 Strømningshastighet og trykkgradient

I prosjektering (eng. design) av rørledninger må vi finne en balanse mellom diameter og trykktap. Liten diameter betyr mindre stål og lavere investeringskostnad (eng. capex) sammenlignet med stor diameter. Trykktapet i en rørledning av liten diameter er betydelig større enn trykktapet i en rørledning av stor diameter. Vi vet fra Darcy-Weisbach ligningen at trykktapet er omvent proporsjonalt med diameteren i femte potens.

Pumper brukes for å øke trykket til væsker mens kompressorer brukes for å øke trykket til gasser. Pumper og kompressorer bruker energi som inngår i driftskostnad (eng. opex). Å finne den riktige balansen mellom investeringskostnad og driftskostnad er essensen i den beste (optimal) design av rørledninger. Effekten til pumper og kompressorer er proporsjonal med masseraten.

Strømningshastigheten kan være dimensjonerende i prosjektering av rørledninger. Ved for liten hastighet kan faste stoffer samles opp i væskeledninger og væskeplugg (kondensert vann og/eller ikke-lette hydrokarboner) i gassledninger. Ved for stor hastighet oppstår det erosjon av rørveggen. Erosjon skyldes både mekanisk friksjon og korrosjon. Vi snakker gjerne om korrosjon-erosjon effekter. Faste partikler i strømmende fluidere (eks. sand) fører til større erosjon enn i rene fluidere. Tilstedeværelse av saltvann, karbon dioksid, hydrogen sulfid og/eller oksygen vil klart påvirke korrosjon-erosjon av rørledninger. Bøyer og innsnevring er spesielt utsatt. Valg av riktig rørmateriale er essensielt i prosjektering av rørledninger.

Det finnes standarder, anbefalinger og retningslinjer for maksimum hastighet i rørledninger. Vi skal se på en av disse, NORSOK P-001 (2006), vist i tabell 2.4 for væsker som strømmer i karbonstål og rustfritt stål. Anbefalingene for rustfritt stål gjelder også rør av titan.

Tabell 2.4 – Anbefalte maksimum strømningshastigheter for strømming av væsker (NORSOK P-100, 2006).

Fluid	Karbon stål [m/s]	Rustfritt stål [m/s]
Væske	6	7 ³
Væske med sand ¹	5	7
Ubehandlet sjøvann ²	3	7
Sjøvann uten oksygen	6	7

1: Minimum hastighet 0,8 [m/s]

2: For diameter mindre enn 200 mm (8 tommer), se BS MA-18.

3: Må ta hensyn til trykktap og krefter.

Vi ser at for olje og behandlet vann (sjøvann) bør strømningshastigheten ikke overstige 6 [m/s]. Ubehandlet sjøvann inneholder oksygen som påvirker korrosjons-erosjon betydelig. Rustfritt stål tåler litt høyere væskehastighet.

Strømningshastigheten i gassrør er mye høyere enn i væskerør. I gassrør kan det oppstå lyd og vibrasjoner (eks. stigerør på plattformer). Anbefalingen i NORSOK P-100 uttrykkes ved følgende ligning for maksimum strømningshastighet

$$u = 175 \left(\frac{1}{\rho} \right)^{0,43}$$

med en øvre grense på 60 [m/s]. For gassetthet henholdsvis 1, 10 og 100 [kg/m³] gir ligningen 175, 65 og 25 [m/s]. Derfor, for gass med tetthet under 10 [kg/m³] må vi bruke øvre grensen på 60 [m/s].

Analog ligning anbefales i NORSOK P-100 for flerfase strømming

$$u = 183 \left(\frac{1}{\rho} \right)^{0,5}$$

hvor tettheten er den til en gass-væske blanding

$$\rho = \alpha \rho_G + (1 - \alpha) \rho_L$$

og α er volumfraksjon gass. Indeksene G og L står for gass (eng. gas) og væske (eng. liquid). For tetthet henholdsvis 10, 100 og 1000 [kg/m³] gir ligningen 57,9, 18,3 og 5,9 [m/s]. Vi observerer at disse verdiene spanner fra maksimum anbefalt for gass til maksimum anbefalt for væske.

Ligningene for maksimum strømningshastighet (hvor vi har $1/\rho$) er av samme form som ligningen for maksimum hastighet i gassrørledninger (se i avslutningen av vedlegg 2.6 Trykktap i gassrørledninger) som igjen er lik ligningen for lydshastighet i gass ved lavt trykk.

Oppsummeringsmessig kan vi si at for væsker anbefales hastigheter fra 1 til 6 [m/s] og for gasser 6 til 60 [m/s]. Vi kan resonere at ved oppstart av prosjektering av rørledninger bør væskehastigheten være 2-4 [m/s] og gasshastigheten 20-40 [m/s], inntil andre faktorer peiler ut andre hastigheter. For gass-væske strømming kan disse

skaleres i henhold til volumfraksjonen fra 0 (kun væske) til 1 (kun gass). Vi kan videre resonere at strømningshastigheten i gass-væske ledninger bør ikke være mindre enn i væskeledninger for å hindre oppsamling av væske (væskeplugg).

Beregninger for å finne den beste designen er omfattende, både tekniske og økonomiske. Sletfjerding (1999) har rapportert målt trykktap i 8 gassrørledninger (fra Norge til Kontinentet) i Nordsjøen, se tabell 2.5. Hughes (1993) har rapportert noe lignende for gassrørledninger i Canada. I Nordsjøen er rørledningene undersjøiske mens i Canada ligger de på land. På land er det vanlig å bygge kompressorstasjoner langs rørledningen for å øke trykket. Det er mer vanskelig og dyrt å gjøre det samme for undersjøiske rørledninger. Derfor er undersjøiske rørledninger av større diameter for å unngå for stort trykktap. Også av betydning er den utstrakte bruken av plastbelegg (reducerer trykktap med opptil 30 %) i gassrørledninger i Norge.

Sletfjerding (1999) rapporterte 6 [bar/100 km] i snitt for 8 rørledninger til havs. Vi resonerer at ved oppstart av prosjektering av gassrørledninger til havs kan denne snittgradient på 6 [bar/100 km] brukes inntil andre faktorer peiler ut en annen trykkgradient, mens ved prosjektering av gassrørledninger på land kan snittgradient på 20 [bar/100 km] brukes.

Tabell 2.5 – Trykkgradient i gassrørledninger.

Geografisk område	Trykkgradient [bar/100 km]
Nordsjøen (Sletfjerding, 1999)	2-10
Canada (Hughes, 1993)*	15-25

* Mokhatab o.a. (2006)

I Norsk standard (NORSOK P-100) finner vi anbefalte trykkgradienter i prosessrør (ikke gassrørledninger). Trykkgradienten har enhet [bar/100 m] som understreker at anbefalingene gjelder korte rørstrekninger (se tabell 2.6).

Tabell 2.6 – Trykkgradient i prosessrør (NORSOK P-100).

Driftstrykk [barg]	Trykkgradient [bar/100 m]
0-35	0,001-0,11
35-138	0,11-0,27
>138	(p/500)*

* Trykk i [bara].

Vi observerer at driftstrykket er gitt i [barg] og at trykkområdene går fra atmosfærisk trykk til 500 [psig] og derfra til 2000 [psig]; dvs. anbefaling basert på anbefalinger i USA. For trykk over 138 [barg] er trykket gitt i [bara]. For 139 [bara] en anbefalt trykkgradient 2,78 [bar/km]. Vi observerer videre at anbefalt trykkgradient i prosessrør er omtrent 100-ganger større enn rapportert for gassrørledninger (eng. trunk lines).

2.11 Trykktapskoeffisient

Ventiler i rørledninger og brønner fører også til trykktap. Vi finner det vanskelig å spesifisere effektiv lengde og diameter til ventiler. I stedet definerer vi en trykktapskoeffisient

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u^2}$$

Koeffisienten er gitt ved trykktap over kinetisk energi. Hastigheten er strømningshastigheten i rørledningen, ikke i selve ventilen. Hvis vi tenker på Darcy-Weisbach ligningen ser vi at koeffisienten

$$K = f \frac{\Delta L}{d}$$

representerer effektene av friksjon, lengde og diameter. På samme måte som eksperimenter på rørledninger gjør det mulig å bestemme friksjonsfaktoren, finner vi trykktapskoeffisienten fra eksperimenter. I litteraturen finnes det trykktapskoeffisienter for forskjellige ventiler. Målinger på sluseventiler (eng. gate valve) er vist i tabell 2.7.

Tabell 2.7 – Trykktapskoeffisient for sluseventil (Blevins 2003).

Rørdiameter [mm]	Posisjon 0,125	Posisjon 0,25	Posisjon 0,375	Posisjon 0,50	Posisjon 0,75	Posisjon 1,0
12,5	370	54	18,0	7,7	2,2	0,81
50,0	150	23	7,2	3,2	0,74	0,18
150,0	87	17	6,0	2,6	0,52	0,15

En 50 [mm] ventil 50 % åpen har $K=3,2$. For en strømningshastighet på 3 [m/s] og fluidtetthet på 700 [kg/m³] beregner vi et trykktap på 0,1 [bar]. Fra tabell 2.x observerer vi at trykktapskoeffisienten er større for rørledninger av liten diameter enn stor diameter. For en 100 [mm] (=0,1 [m]) ventil 50 % åpen er K-faktoren 2,9 (snitt av 3,2 og 2,6). Trykktapet ved 3 [m/s] beregner vi til 0,09 [bar].

Vi har ikke K-faktorer bare for ventiler. Vi har K-faktorer for forskjellige utstyr som brukes i rørledninger, eks. bøyer og diameterforandringer. Disse finnes i diverse lære- og handbøker.

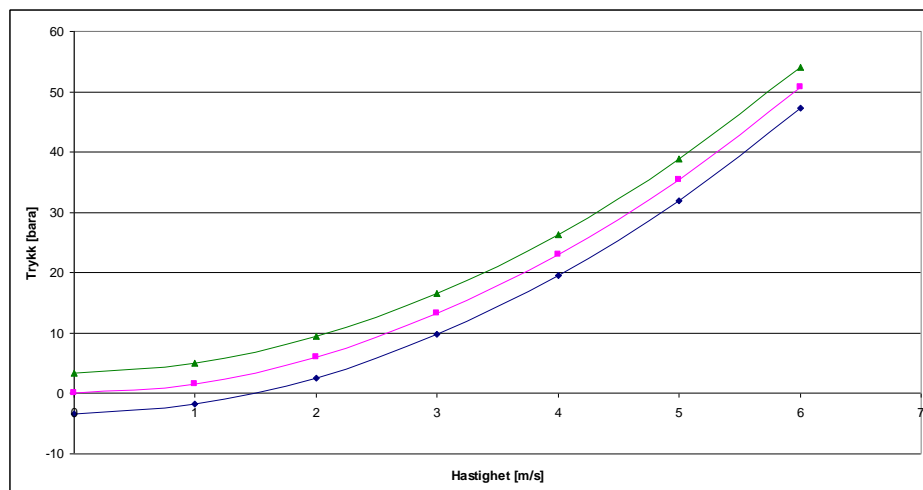
2.12 Typiske beregninger

Det er tre typiske strømningsberegninger vi gjennomfører for rør/rørledninger og brønner: Trykktap, diameter og strømningsrate. For å beregne trykktap må vi kjenne diameter og strømningsrate; for å beregne diameter må vi kjenne trykktap og strømningsrate; for å beregne strømningsrate må vi kjenne trykktap og diameter. I alle tilfellene må vi også kjenne friksjonsfaktoren og fluidegenskapene tetthet og viskositet. Trykk og tempertur påvirker egenskapene til væsker noe og egenskapene til gasser betydelig.

La oss se på beregninger for væsker (eks. olje og vann). Trykktapet beregnes fra Darcy-Weisbach ligningen

$$\Delta p = \frac{f}{2} \frac{\Delta L}{d} \rho u^2$$

Den kan brukes for å beregne trykktapet for strømningshastighet opp til 6 [m/s] som vist i figur 2.8. Kurven viser den karakteristiske (eller system) kurven til en 2500 m lang rørledning. I stedet for hastighet kunne vi ha brukt masserate eller volumrate i figuren. Kurven bruker vi bl.a. når vi skal velge en pumpe (se kapittel X).



Figur 2.8 – Trykktap i 2500 m horisontal rørledning, 0,1 m diameter, ruhet 35,1 [μm], fluid tetthet 700 [kg/m³], fluid viskositet 0,5 [mPa.s]. Reynolds tall fra 140.000 til 840.000, Haalands friksjonsfaktor fra 0,0185 til 0,0161 (n=1 for væske).

Vi noterer at figur 2.8 viser kun trykktap grunnet veggfriksjon. Hvis det er høydeforskjell mellom innløp og utløp må vi også beregne det hydrostatiske trykket. Hvis rørledningen går oppover bakke slik at utløpet er 50 [m] høyere enn innløpet, må vi forskyve kurven opp med 3,4 bara (fra ligningen for hydrostatisk trykk). I motsatt tilfelle, hvis rørledningen går nedover bakke slik at utløpet ligger 50 [m] lavere enn innløpet, må vi forskyve kurven ned med 3,4 bara. Vi observerer negativt trykk, som er ikke fysisk mulig; vakuüm er lavest mulige trykk. I praktiske situasjoner må vi bruke innretninger som ventiler og pumper for å kunne operere rørledningssystemer innenfor rimelige fysiske grenser.

Vi kan nyttiggjøre oss det ”negative” trykket i enkelte praktiske situasjoner. Siphon (eng. syphon) er et slikt eksempel. Et annet eksempel finner vi i det geotermiske kraftverket som forsyner den Blå lagunen på Island med vann (faktiske en blanding av sjøvann fra reservoaret samt kondensert damp). Damp til turbinene er separert fra tofase blandingen fra brønnene. Det separerte sjøvannet føres videre til en tank som står omtrent 10 [m] over bakken. Et rør fra tanken ned til bakken, hvor vannet slippes ut, gjør at det oppstår lavt trykk i tanken, praktisk omtrent en tredjedel atmosfærisk trykk. Dermed koker det av mer damp i tanken, som føres videre til bruk i kraftverket.

Hvis trykket i en rørledning som fører væske faller under metningstrykket, vil det oppstå gassfase. For olje skjer dette når trykket faller under boblepunktet. For vann vil dette skje når trykket faller under kokepunktet. Vi vet at kokepunktet til vann ved atmosfærisk trykk er 100 [C] og reduseres til 0 [C] ved vakuüm. Boblepunktet til olje

avhenger av hvor mye gass er oppløst i oljen. Olje som strømmer i brønner har mye gass mens prosessert olje, som pumpes eksempelvis til lagertank og videre til lastebåt, kalles for stabilisert. Stabilisert olje skal ikke avgis gasser ved atmosfærisk trykk og omgivelsestemperatur (eng. ambient temperature).

Den innvendige diameteren (ID) til en rørledning kan vi uttrykke direkte ved å omskrive Darcy-Weisbach ligningen slik at

$$d = \left(\frac{f \Delta L}{2 \Delta p} \frac{m^2}{\pi^2 \rho} \right)^{0,2}$$

Femte roten vises her som eksponenten 0,2. Vi kan bruke ligningen for å finne hvilke diameter vi trenger for å transportere en gitt strømningsrate væske ved en gitt trykktapsgradient. Ved enkel algebra kan vi også omskrive ligningen for å finne masseraten (strømningsraten), m , som en bestemt rørledning kan transportere ved et gitt trykktap.

La oss se på beregninger for naturgass i horisontale rørledninger. Vi bruker ligningen

$$\frac{dA^2 M}{f m^2 z R T} (p_2^2 - p_1^2) - L = 0$$

og omskriver slik at

$$p_2 = \left(p_1^2 - \frac{f m^2}{dA^2} \frac{z R T}{M} L \right)^{0,5}$$

Vi kan dermed beregne utløpstrykket gitt innløpstrykk, rørledning diameter og lengde samt gassegenskaper. Friksjonsfaktoren avhenger Reynolds-tall og ruhet og z -faktoren avhenger gassegenskaper samt trykk og temperatur. Typiske gassegenskaper er vist i tabell 2.8 ved 10 [°C]. La oss anta innløpstrykk på 200 [bara], diameter på 0,1 [m], lengde på 2500 [m] og temperatur på 10 [°C]. For strømningshastighet på 10 [m/s] beregner vi Reynolds-tallet til

$$Re = \frac{10 \cdot 0,1 \cdot 220}{0,0246 \cdot 10^{-3}} = 8,9 \cdot 10^6$$

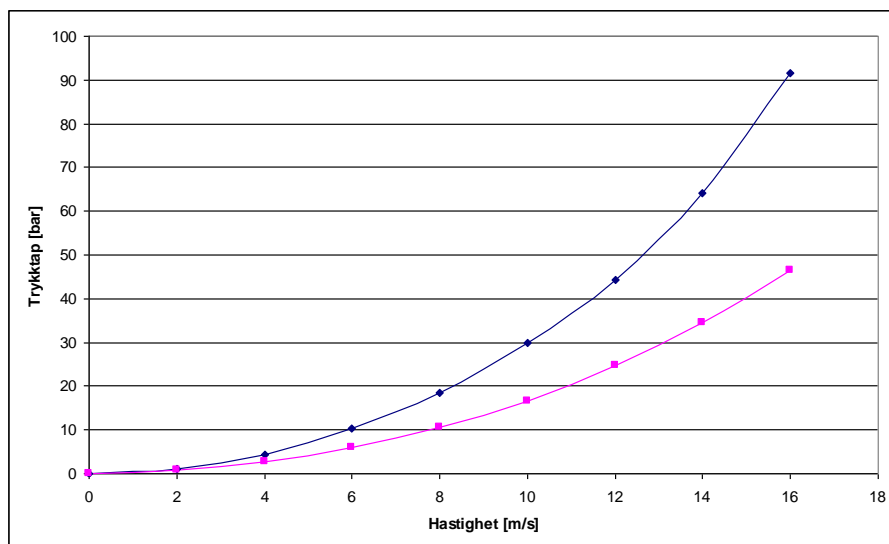
Når Reynolds-tallet er av størrelsesorden 10^6 er friksjonsfaktoren kun avhengig av ruheten til rørveggen. For antatt ruhet på 35,1 [μm] beregner vi $f=0,01$ fra Haalands ligning. Vi kan dermed betrakte friksjonsfaktoren som konstant.

Tabell 2.8 – Egenskaper til naturgass med molvekt 18,4 kg/kmol ved 10 C.

Trykk [bara]	z -faktor [-]	Tetthet [kg/m^3]	Viskositet [mPa.s]
50	0,8423	46,41	0,0121
55	0,8280	51,94	0,0123
60	0,8141	57,63	0,0126

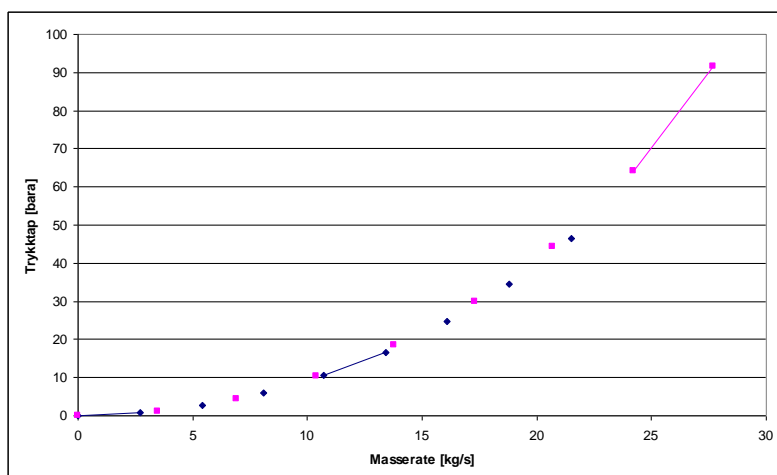
100	0,7250	107,9	0,0150
150	0,6866	170,8	0,0195
200	0,7103	220,2	0,0246

For å illustrere bruken av trykktapsligningen overfor beregner vi trykktapet antatt konstant gasegenskaper ved 200 [bara] og 150 [bara]. Resultatet vises i figur 2.9 hvor trykktapet er plottet mot gasshastigheten ved innløp. Beregne trykktap ved 200 [bara] er høyere enn ved 150 [bara]. Men, tettheten til gass ved høyt trykk er høyere enn ved lavt trykk.



Figur 2.9 – Trykktap grunnet veggfriksjon mot strømningshastighet i 2500 [m] lang gassrørledning 0,1 [m] i diameter. For innløpstrykk 200 [bara] og 150 [bara] er linjene henholdsvis på topp og bunn.

Hvis vi plottet trykktapet mot masserate, får vi plott som vises i figur 2.10. Her er plottene ganske like. Fordi z-faktoren ved 150 [bara] er litt mindre enn z-faktoren ved 200 [bara] ligger linjen for lavt trykk litt over den for høyt trykk. Vi ser at det stemmer med trykktapsligningen. Vi observerer at trykk har stor betydning for tettheten til gass i tabell 2.8 mens z-faktoren varierer lite. Videre observerer vi at viskositet til gassen inngår kun i Reynolds-tallet som brukes for å beregne friksjonsfaktoren, som her har en tilnærmet konstant verdi.



Figur 2.10 – Trykktap grunnet veggfriksjon mot masserate i 2500 [m] lang gassrørledning 0,1 [m] i diameter. For innløpstrykk 200 [bara] og 150 [bara] er linjene ganske like (den for lavt trykk er litt høyere enn for den for høyet trykk).

La oss se på beregninger for naturgass i vertikale brønner. Vi bruker ligningen

$$p_2^2 = p_1^2 \exp(-2ag \sin \alpha L) - \frac{b}{a^2 g \sin \alpha} [1 - \exp(2ag \sin \alpha L)]$$

med parametrene

$$a = \frac{M}{zRT}$$

$$b = \frac{fm^2}{2A^2d}$$

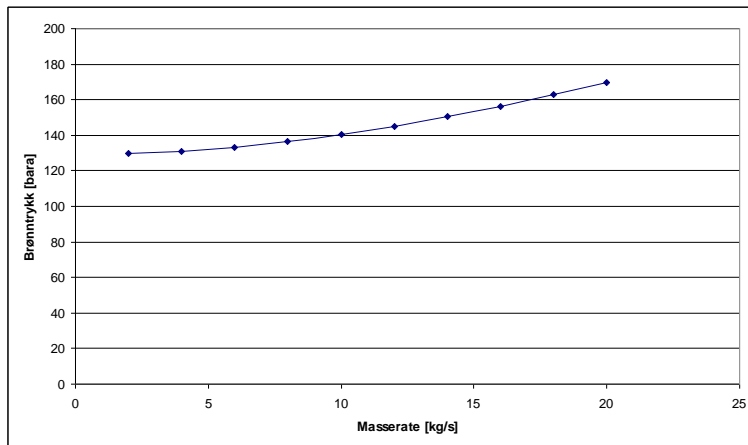
Ligningen tar hensyn til både hydrostatisk trykk og trykktap grunnet veggfriksjon. Vi tenker oss en vertikal gassbrønn 2500 [m] dyp, 0,1 [m] diameter og ruhet 35,1 [μm]. Vi beregner trykktapet med dyp og bruker gassegenskaper ved 100 [bara]. Som for gassrørledningen ovenfor antar vi konstant friksjonsfaktor på 0,01. Temperaturen øker med dyp. For geotermisk gradient på omtrent 25 [$^{\circ}\text{C}/\text{km}$] antar vi snittemperatur i produksjonsrøret på 35 [$^{\circ}\text{C}$]

Tabell 2.9 – Egenskaper til naturgass med molvekt 18,4 kg/kmol ved 35 C.

Trykk [bara]	z-faktor [-]	Tetthet [kg/m^3]	Viskositet [mPa.s]
50	0,8837	40,65	0,0128
55	0,8736	45,23	0,0130
60	0,8638	49,90	0,0131
100	0,8009	89,70	0,0150
150	0,7669	140,5	0,0181
200	0,7760	185,2	0,0218

En av de mest vanlige trykktapsberegninger for produksjonsbrønner er løftekurven (eng. vertical lift eller outflow performance). Kurven viser trykket på et bestemt dyp, her 2500 [m] (gjerne i midten av perforeringene) mot strømningsrate. Kurven er for kun ett brønnehodetrykk og vises i figur 2.11 for gassbrønnen spesifisert ovenfor. Ved null strømningsrate ($m=0$) er trykket det samme som det hydrostatiske trykket i brønnen. Vi observerer at for å opprettholde konstant brønnehodetrykk på 100 [bara] må vi ha økende bunntrykk mot rate i brønnen.

Vi kan beregne andre løftekurver for andre brønnehodetrykk. For brønnehodetrykk høyere enn 100 [bara] ligger løftekurven ovenfor den vist i figur 2.11. På samme vis for brønnehodetrykk lavere enn 100 [bara] vil kurven ligge nedenfor. Løftekurver brukes i analyse av strømningskapasitet til produksjonsbrønner.



Figur 2.11 – Løftekurve (eng. outflow performance) for en 2500 [m] gassbrønn med 100 [bara] brønnehodetrykk.

Løftekurver inngår i produksjonsbegrepet leveringsevne (eng. deliverability) som relaterer strømningsrate og trykktap for en enkelt brønn. Leveringsevne uttrykker seriemessig trykktapet fra reservoar til brønnehode i tre deler: (1) reservoartrykk mot kumulativ produksjon (2) trykktap grunne innstrømning fra reservoar til brønn og (3) trykktap fra brønnbunn til brønnehode (løftekurve). På engelsk kan vi bruke begrepene reservoir performance, inflow performance and outflow performance. Strømningsraten til en brønn bestemmes av krysningspunktet til løftekurven og innstrømningskurven. Kurven for innstrømning ved $m=0$ er lik reservoartrykket. Mot økende strømningsrate avtar trykket og krysser løftekurven som dermed bestemmer raten til brønnen.

Trykktapet i gassrørledningen og gassbrønnen ovenfor er gjennomført ved bruk av regneark. I den sammenheng kan det være nyttig å vite at enheten for vinkel i SI enheter er nå radian, ikke grader. Vi konverterer fra grader til radian (rad) ved å multiplisere med π delt på 180.

Beregningene ovenfor er forenklete idet friksjonsfaktoren er antatt konstant (ikke urimelig fordi Reynolds-tallet er ganske høyt). Vi har heller ikke tatt hensyn til forandringer i z-faktor med trykk. Heldigvis forandres z-faktoren ikke mye i det gjeldende trykkområde. Men tettheten til gass er direkte proporsjonalt med trykk; vi har brukt innløpsverdier for gassrørledningen og brønnehodeverdier (utløp) for gassbrønnen.

En mer riktig måte å løse gassoppgavene på er å iterere over tetthet og friksjonsfaktor. Også, ved å dele gassrørledningen og gassbrønnen i flere segmenter (lengdere). I industrien bruker vi gjerne spesialisert programvare som tar vare på alle egenskaper og variabler slik at et mest riktig resultat oppnås.

2.13 Vannhammer

Ovenfor har vi fokusert på stasjonær (eng. steady state) strømning i rørledninger. Men når vi åpner eller stenger rørledninger og brønner oppstår ikke-stasjonær (eng. unsteady state) strømning. Når vi stenger en rørledning oppstår trykkøkning oppstrøms ventilen og trykksenkning nedstrøms. Trykkøkningen og –senkningen propagerer med lydens hastighet i hver sin retning og stopper strømningen. Det oppstår flertallige refleksjoner av de transiente trykkforandringene. Vanligvis stenger vi ventiler sakte nok til at oppstrøms og nedstrøms trykkene jevnes ut mens vi stenger.

Men når vi stenger rørledninger og brønner hurtig oppstår raske forandringer i oppstrøms- og nedstrømsstrykket, noe vi kaller for vannhammer eller trykkstøt. Vi ønsker ikke trykkstøt i produksjon av olje og gass fordi det lokale trykket kan momentant øke over hva en rørledning tåler og føre til brudd. Trykkstøt oppstår gjerne ukontrollert når sikkerhetsventiler stenges hurtig. Stenging av pumper kan også føre til trykkstøt.

Størrelsen på trykkstøt gis ved ligningen

$$\Delta p = \rho a \Delta u$$

som er utledet i vedlegg 2.8 *Ikke-stasjonær strømning i rørledninger*. Vi kaller ligningen trykkstøt-, vannhammerligningen eller Joukowski ligningen. Trykkstøtet er positivt oppstrøms en ventil og negativt nedstrøms. For 700 kg/m^3 olje som strømmer ved 3 m/s hastighet i en tykkvegget rørledning øker oppstrømsstrykket maksimum med

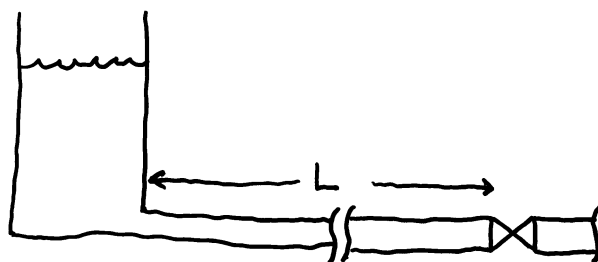
$$\Delta p = 700 \cdot 1200 \cdot 3 = 25 [\text{bar}]$$

Her har vi antatt oljens lydshastighet til 1200 m/s . Samme beregning for vann gir en trykkøkning på 42 [bar] antatt lydshastighet i vann på 1400 [m/s] .

Nedstrømsstrykket i oljeledningen og vannledningen reduseres også raskt med henholdsvis 25 [bar] og 42 [bar] , antatt at det lokale trykket før stenging er større enn reduksjonene. Hvis det ikke er større vil det oppstå vakuumsamt kavitasjon inntil de flertallige trykkrefleksjonene har jevnet ut det lokale trykket.

Vi opplever trykkstøt ofte i vårt daglige liv. Vaskemaskiner og oppvaskmaskiner har hurtigstengende magnetventiler (eng. solenoid) for innløp av vann. Når disse stenger hører vi en bankelyd. Trykkstøtet propagerer tilbake til vannledningen og jevnes ut. Vaskemaskiner skaper ikke noe problem. Men trykkstøt kan være et problem i hovedrørledninger fra vannkilde til distribusjonsnett i byer.

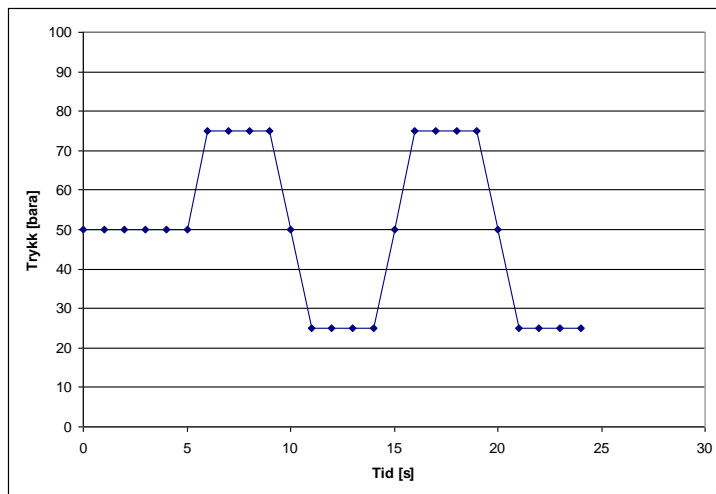
Vi må ta stilling til hva representerer hurtig stenging. En rørledning med ventil er vist i figur 2.12. Væske strømmer fra en tank til venstre mot en ventil til høyre. Vi har hurtig stenging hvis ventilen er helt stengt før trykkstøtet reflekteres tilbake fra tanken. La oss anta at ventilen stenges på 1 [s] . I tilfelle væske med lydshastighet på 1200 [m/s] må rørledningen være mer enn 600 [m] i lengde. Hvis ventilen stenges på 10 [s] må rørledningen være mer enn 6 [km] . Med hurtig stengning mener vi situasjoner hvor en ventil stenges fortere enn gangtiden $2L/a \text{ [s]}$.



Figur 2.12 – Rørledning med ventil som stenges hurtig slik at trykkstøt (vannhammer) oppstår.

Trykkstøt propagerer i rørledninger som trykkbølger i følge bølgeligningen(e). Samtidig med propagering av trykkbølger propagerer forandringer i strømningshastighet. Når en positiv trykkbølge treffer en åpen tank (myk grense) som i figur 2.12 vil bølgen reflekteres negativ. Når en positiv trykkbølgen treffer en lukket ventil (hard grense) vil den reflekteres positiv; en negativ trykkbølge vil likeledes reflekteres negativ. Fysikken til bevegelse (transmisjon og refleksjon) av trykkbølger skjer i henhold til forandringer i karakteristisk akustisk impedans definert som $z=\rho \cdot a$.

La oss se på trykk mot tid ved ventilen i figur 2.12 når den stenges. Trykkmåler oppstrøms ventilen viser $p_0=50$ [bara] ved stasjonær strømming før ventilen stenges ved $t=5$ [s], se figur 2.13. Ventilen stenges på $\Delta t_0=1$ [s] (fra 100 til 0 % åpen) og trykkstøtet er antatt 25 [bar] som beregnet ovenfor. La oss anta en avstand på $L=2400$ [m]. Trykkstøtet propagerer fra ventilen mot tanken. Om $2L/a$ [s] kommer trykkstøtet tilbake til ventilen, med omvendt fortegn (positiv puls reflekteres som negativ puls). Vi ser hvordan pulsen ankommer ved 9 [s] og viser full stenging ved 11 [s].



Figur 2.13 – Trykk mot tid ved ventil som stenges. Refleksjoner fra åpen grense på 2400 [m] avstand. Ventil stenges på 1 [s] og lyd hastigheten er 1200 [m/s]. Kurven representerer en ideell situasjon hvor friksjon og avrunding (eng. attenuation) ikke er tatt med.

I tilfellet hvor grensen på 1200 [m] avstand er lukket vil det reflekterte trykket ikke være negativt, men positivt. For samme system som vist i figur 2.12 men denne gangen med hard grense vil det ikke oppstå negativt trykkstøt (trykkbølge). Trykket vil derfor være stabilt ved 75 [bara] mot tid. Denne situasjonen er ganske forenklet og vil ikke oppstå i reelle systemer hvor friksjon og avrunding er hensyntatt.

I reelle systemer vil trykktap grunnet veggfriksjon påvirke hellingen til linjene som vises horisontale i figur 2.13. Linjen vil ha en positiv helling med tid i henhold til det stasjonære Darcy-Weisbach trykktapet (se nærmere i kapittel X om måleteknikk), minus det ikke-stasjonære trykktap når væskehastigheten går fra positive to negative verdier. I tillegg kommer ikke-lineære tap som gjerne beskrives som avrunding eller spredning (eng. attenuation). Mens det finnes empiriske metoder for å ta hensyn til de ikke-stasjonære og ikke-lineære tapene, mangler det fortsatt gode teoretiske beskrivelser (Pierre 2009).

Lydhastigheten i fluider er gitt ved ligningen

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

hvor k er adiabatisk forholdet C_p/C_v og K den isoterme kompressibilitet med enheten Pa^{-1} . For gasser (ikke væsker) ved lave tryk er $K=1/p$. For væsker er $k=1$ mens for gasser er $k>1$. For $870 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ olje med kompressibilitet på $0,62 \cdot 10^{-9} \text{ [Pa}^{-1}\text{]}$ beregner vi lydhastigheten til 1360 [m/s] .

Når fluider strømmer i rørledninger påvirker vegg lydhastigheten slik at

$$a = \sqrt{\frac{k}{\rho \left(K + \frac{1}{E} \left(\frac{d}{e} \right) \right)}}$$

hvor $E \text{ [Pa]}$ er Young's modulus og e veggtykkelse. Typisk E verdi for stål er $200 \cdot 10^9$. For samme olje i et $0,1 \text{ [m]}$ diameter rør med 4 [mm] veggtykkelse beregner vi lydhastigheten til 1240 [m/s] ; dvs. nesten 9 % lavere enn uten rørvegg.

Fox (1989), Watters (1984), Thorley (1991) og Wylie o.a. (1993) har skrevet bøker om vannhammer. En nylig NTNU doktoravhandling ved Pierre (2009) omhandler vannhammer og relaterte fenomen.

2.14 Stålmessige betraktninger

Ovenfor har vi hatt fokus på strømning i rørledninger med trykktap som hovedoverskrift. Vi har ikke sett på mekanisk design av selve rørledningene. I dette underkapitlet skal vi trekke frem enkle materialmessige betraktninger som kan være relevant for prosessering av olje og gass.

Trykk, temperatur og kvalitet på materialer og fluider inngår i mekanisk design av prosessrør og rørledninger. Det finnes standarder, anbefalinger (eng. recommendet practice) og retningslinjer til oljeselskaper. NORSOK (2006) har utstedet standard P-001 for prosessdesign og Det norske vertitas (DnV) for undervannsrørledninger (DNV-OS-F101, 2007).

Prosessrør og rørledninger i oljeindustrien produseres ved to metoder. For diameter mindre enn 14-16 tommer brukes ekstrudering (eng. extrusion). Rørene er sømløse og benevnes SML (eng. seamless). For større diameter produseres rørene av plater som bukkes og sveises og benevnes SAWL (eng. submerged arc welded longitudinal). Det finnes flere typer SML og SAWL rør.

Veggtykkelsen til rør og rørledninger bestemmes ikke bare fra det stabile driftstrykket som skal brukes. Vi må også ta hensyn til enkelte hendelser som kan oppstå under drift; eks. trykkstøt fra stenging og åpning av ventiler samt transienter når pumper startes opp og stenges (se underkapittel 2.12 om vannhammer ovenfor). Det kan oppstå uhell som fører til trykk utover vanlig driftstrykk og utover trykk ved enkelte hendelser. For å takle trykk som overstiger gitte maksimaltrykk bruker vi eks.

sikkerhetsventiler (PSV=Pressure Safety Valve). Slike ventiler åpner når trykket overstiger spesifisert trykk (eks. olje og gass til fakkell på plattformer og landanlegg).

Vi er vant til å snakke om karbonstål, rustfritt stål og syrefast stål. Karbonstål inneholder opptil 2 % karbon. Rustfritt stål inneholder 10-20 % nikkell og procenter av andre legeringer men lite karbon, vanligvis mindre enn 0,1 %. Syrefast stål ligner på rustfritt stål; forskjellen ligger i hvilke og mengde legeringer som brukes. I olje og gassindustrien brukes gjerne stål som kalles duplex-stål. Dette er rustfritt stål med en blanding av nikkell og andre legeringer som gjør det lettere å sveise enn andre typer rustfritt stål.

I prosjektering av rørledninger er vanlig å dele oppgavene i strømningsmekanikk, strukturteknikk og materialeteknikk. Enkelt sagt omhandler disse henholdsvis trykktap, mekanisk design og valg av materialer. I tillegg kommer kostnadsestimering (eng. cost engineering). Interessant nok er kostnadsestimering gjerne basert på vekten til utstyr og innretninger det gjelder. Når vi kjenner vekten kan vi multiplisere med erfaringsfaktorer til å finne de forskjellige kostnadselementer. Slike erfaringsfaktorer er viktig internt grunnlag for selskaper som leverer utstyr og installasjoner til oljeindustrien.

En velkjent tommefingerregel i rørledningsbransjen er at veggtykkelsen i millimeter er omtrent diameteren i tommer. Den stemmer faktisk bra for beregnet veggtykkelse nedenfor. Slike regler bør kun brukes ved enkle betraktninger (eng. back-of-envelope).

Vekten til rørledninger bestemmes av diameter og veggtykkelse. Trykk i rørledninger setter opp tre spenninger i stålveggen: Omkretsspenning, radialspenning og langsgående spenning (eng., circumferential, radial og longitudinal). Omkretsspenning kalles også tønnebåndsspenning (eng. hoop stress).

For rørledninger hvor forholdet veggtykkelse over diameter er mindre enn 1/20 kan vi anta at omkretsspenningen og langsgående spenningen er konstant over veggtykkelsen. Dermed er radialspenningen liten og kan ignoreres. Omkretsspenning og den langsgående spenningen er gitt ved ligningene

$$\sigma_H = \frac{pd}{2e}$$

$$\sigma_L = \frac{pd}{4e}$$

Vi velger her å bruke e for veggtykkelse (i litteraturen er det vanlig å bruke t for veggtykkelse). Vi ser at omkretsspenning krever dobbelt så tykk vegg som langsgående spenning. Forskjellig stål har forskjellige mekaniske egenskaper; typisk skjærstress er på 400 [MPa]. For lokal trykk på 100 [bara], diameter på 0,1 [m] beregner vi veggtykkelsen til

$$e = \frac{pd}{2\sigma_H} = \frac{100 \cdot 10^5 \cdot 0,1}{2 \cdot 400 \cdot 10^6} = 0,00125 [m] = 1,25 [mm]$$

Beregningen er teoretisk. For forskjellige praktiske formål brukes i tillegg sikkerhetsfaktorer. Typisk sikkerhetsfaktor for stålrør er 3 slik at vi bør bruke en veggtykkelse på minst 3,75 [mm]. Vi bør huske at nødvendig veggtykkelsen er proporsjonal med både trykk og diameter. Vi har ikke tatt hensyn til termiske spenninger, eks. som oppstår i rørledninger nedstrøms kompressorer.

Referanser

Afzal, N. (2007): Friction Factor Directly From Transitional Roughness in Turbulent Pipe Flow, *J. Fluids Eng.*, Vol. 129, October.

Blasius, H. (1913): Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, *Forschungs-Arbeits des Ingenieur-Wesens*, 131, (fra Brown, 2003).

Blevins, R.D. (2003): *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Krieger Publishing.

Brown, G.L. (2003): The History of the Darcy-Weisbach Equation for Pipe Flow Resistance, *Proceedings ASCE 150th Anniversary, Environmental and Water Resources Institute*, Washington D.C.

Colebrook, C.F. (1939): Turbulent Flow in Pipes With Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws, *Proc. Institution Civil Engrs*, 12, 393-422.

Colebrook, C.F. & White, C.M. (1937): Experiments With Fluid-Friction in Roughened Pipes, *Proc. Royal Soc. London*, 161, 367-381.

Det norske veritas (2007): *Submarine Pipeline Systems*, Offshore Standard DNV-OS-F101, 240 s.

Fanning, J.T. (1877): *A Practical Teatise on Water-Supply Engineering*, Van Nostrand, New York, 619 pp. (fra Brown 2003).

Farshad, F.F. & Rieke, H.H. (2005): Technology Innovation for Determining Surface Roughness in Pipes, *Journal Petroleum Technology*, October, 82-86.

Fox, J.A. (1989): *Transient Flow in Pipes, Open Channels and Sewers*, John Wiley & Sons.

Gersten, K, Papenfuss, H.D., Kurschat, T., Fernández Pérez, F. & Revell, N. (2000): New Transmission-Factor Formula Proposed for Gas Pipelines, *Oil & Gas J.*, Feb., 58-62.

Gyr, A. & Bewersdorff, W. (1995): *Drag Reduction of Turbulent Flows by Additives*, Kluwer Academic Publishers (fra Strupstad 2009).

Haaland, S. (1983): Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow, *Journal Fluid Mechanics*, 105, 89-90.

Langelandsvik, L.I. (2008): Modeling of Natural Gas Transport and Friction Factor for Large-Scale Pipelines, Ph.D. Thesis, Department of Energy and Process Engineering, NTNU, 166+ s.

Moody, L.F. (1944): Friction Factors for Pipe Flow, Trans. ASME, 66:671-678 (fra Brown 2003).

NORSOK (2006): Prosess Design, Standard P-001, 22 s.

Pierre, B. (2009): Pressure Wave...

Reynolds, O. (1883): An Experimental Investigation of the Circumstances Which Determine Whether the Motion of Water Shall be Direct or Sinuous and the Law of Resistance in Parallel Channels, Phil. Trans. Royal Soc., 174, 935-982, (fra Brown 2003).

Thorley, A.R.D. (1991): Fluid Transients in Pipeline Systems, D. & L. George, 265 s.

Watters, G.Z. (1984): Analysis and Control of Unsteady Flow in Pipes, Butterworths, 349 s.

Wylie, E. B., Streeter, V.L. & Suo, L. (1993): Fluid Transients in Systems, Prentice Hall, 463 s.

Zagarola, M.V. (1996): Mean-Flow Scaling for Turbulent Pipe Flow, Ph.D. Thesis, Princeton University.