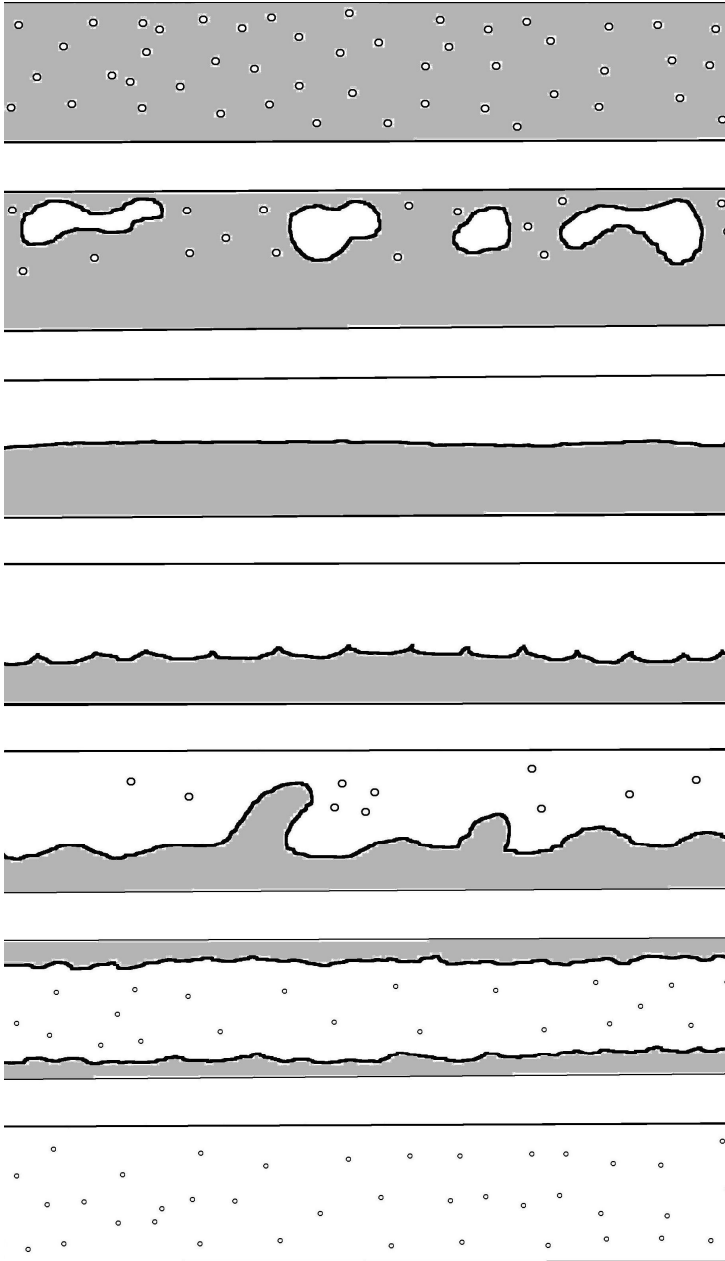


Udlægning af Riser (våd retur) på Industrielle køleanlæg, stor betydning for energi forbrug – teori eller heksekunst.

En almindelig praksis i store og mellemstore køleanlæg er at benytte overcirkulerede fordampere. I disse cirkuleres der, sædvanligvis via en pumpe, mere kølemiddelvæske end der fordampes. Fordelene med dette er mange. Varmeovergangs tallene er glimrende og der er ingen overhednings zone som ved fordampere der fødes af ekspansions ventiler, der er ingen styrings problemer ved varierende last og specielt ved lave kapaciteter. Ingen træer vokser dog ind i himlen så overcirkulerede fordampere har også deres kildne områder. Omkostninger til pumper og pumpebeholdere/væskeudskillere der dog i en vis udstrækning kan modsvares af at der ikke skal købes ekspansionsventiler til alle fordampere. Fordeling til de, ofte mange, parallelle fordampere kan være besværlig idet regulering af den ene påvirker de andre, men dette kan afhjælpes ved at holde pumpens afgangstryk konstant, enten gennem en automatisk bypass ventil efter pumpen eller frekvens modulering af pumpens motor. Det mest problematiske område med overcirkulerede fordampere er dog den såkaldte våde retur. Idet der cirkuleres mere væske end der fordampes vil der ud af fordamperen komme en blanding af gas og væske – en såkaldt to-fase strømning.

To-fase strømninger er notorisk besværlige. En simpel en-fase strømning er i grunden kompleks nok i sig selv, men idet der har været arbejdet med dem i mange år er der gode korrelationer til rådighed til bestemmelse af varmeovergangstal og tryktab. Det skal dog understreges at det drejer sig om korrelationer, altså tilnærmelser til eksperimentelle data, og ikke teoretisk arbejde fra bunden og op til et brugbart resultat. Strømninger er i sig selv af en så kaotisk natur at de teoretiske tilgange endnu ikke har kunnet beskrive deres opførsel. Prøv at kig på hvirvlerne efter en bil på motorvejen i regnvej – ikke just noget der kan beskrives med $2X+Y$. Når så man begynder at se på to-fase strømninger så bliver kompleksitets niveauet et eller flere takker højere. De to fasers fælles overflade bevæger sig og deformeres konstant, forskellige densiteter i de to faser giver effekter fra inertie og tyngdekraft. Denne kompleksitet kan bedst udtrykkes ved præcisionen af de metoder der sædvanligvis bruges. +/- 50% er ikke usædvanligt, men indenfor de seneste år har Thome og Quibén¹ leveret bedre metoder, dog kun for horisontale rør. Disse er væsentlig bedre end de tidligere men stadig med en betydelig afvigelse.

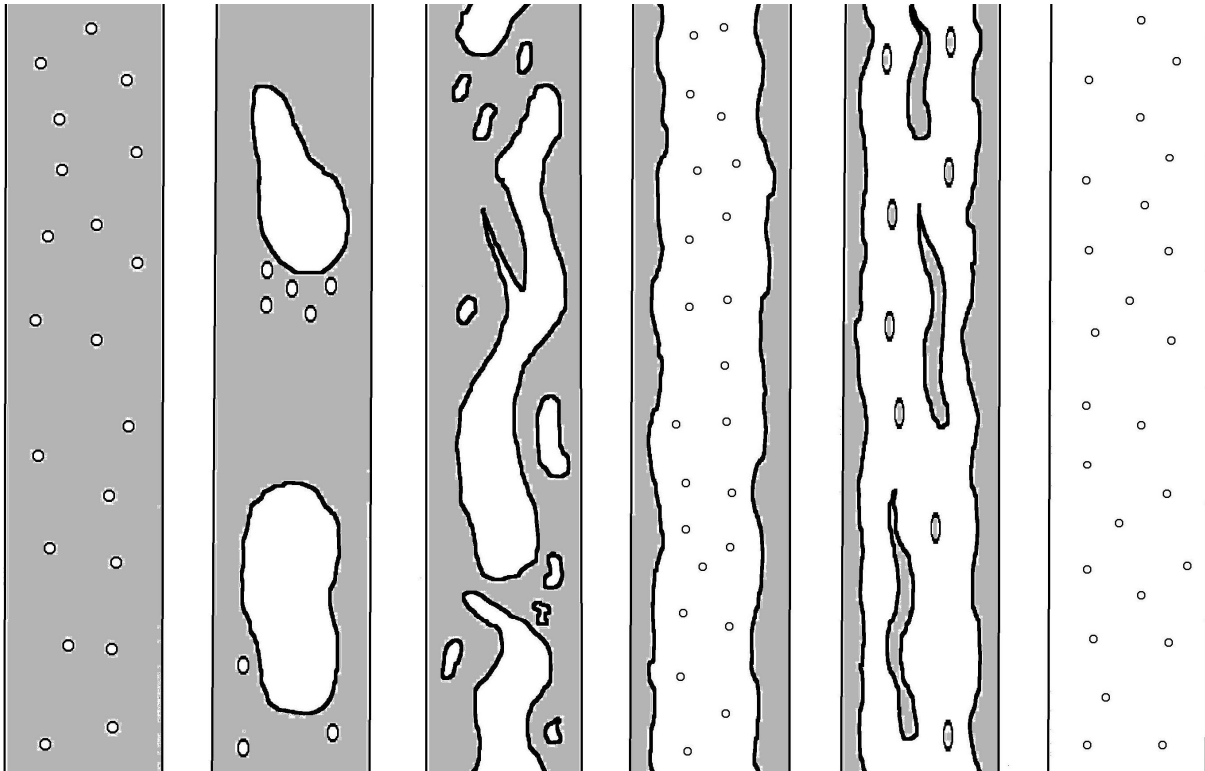
Ved en-fase strømninger er vi vant til at et mindre rør betyder (sådan cirka) det samme flow bare hurtigere, tryktab er proportionalt med hastigheden i røret. Dette gælder ikke for to-fase flow. Alt efter sammensætning, flow mængder og rør dimensioner vil strømmingen opføre sig forskelligt. Forskellen ligger i de såkaldte "flow-patterns". Selvom dette paper fokuserer på strømning i vertikale rør så mener jeg at konceptet om flow-pattern er nemmere at starte med i horisontale rør. Nedenfor er vist en skitse af forskellige flow-patterns i horisontale rør.



Meget generaliseret kan det siges at fra top til bund i ovenstående profiler stiger gas flowet – og dermed hastigheden – fra meget lille til meget stort. Alternativt kan man vælge at betragte profilerne som et stort rør i toppen med gradvist faldende diameter som man bevæger sig nedad. Bemærk at det ikke er givet at gas og væske bevæger sig med samme hastighed – i de to øverste er det nok tæt på da gas boblerne er mere eller mindre tvunget til at bevæge sig med væskens hastighed og omvendt i den nederste. Men i de mellemliggende profiler vil hastighederne sandsynligvis være forskellige. I profil 3 er hastighederne små men gas flowet stort nok til at give en fuldstændig lagdeling. Væsken flyder som en doven flod i bunden og gassen blæser hen over væske overfladen. Efterhånden som gas hastigheden stiger vil friktionen blive mere og mere

magtfuld – dette kan ses på bølgerne på væske overfladen. Til sidst vil friktionskræfterne blive mere magtfulde end tyngdekraften og der opnås en såkaldt annular strømning hvor væsken er fordelt (mere eller mindre jævnt) over rørets indre overflade og gassen blæser forbi i rørets center. En yderligere stigning i hastigheden vil trække væske strømmen helt i stykker så man opnår det nederste strømnings profil.

Tilsvarende vil strømninger i vertikale rør opføre sig forskellige alt efter sammensætning, hastigheder og dimensioner – dette er illustreret i nedenstående skitse.



Igen kan disse profiler tolkes som en stigende gas flow fra venstre til højre. I begyndelsen er der ganske lidt og gassen optræder som små bobler i væske flowet. Efterhånden som der kommer mere gas flow vil boblerne samles til større bobler der ofte betegnes som ”plugs” – propper. Til sidst vil gas flowet være tilstrækkelig stort til at boblerne skaber en ubrudt kanal i centret af røret og strømmingen er annular. I det vertikale annular flow er det bemærkelsesværdigt at gas hastigheden giver anledning til friktionskræfter på overfladen af væsken der er stor nok til at trække væsken op langs den indre rørvæg. En yderligere stigning i flow/hastighed vil give anledning til andre strømnings former på samme måde som ved den horisontale eksempel.

Dermed er vi så kommet til riseren. Ganske overordnet er riserens opgave at flytte to-fase strømning vertikalt opad. Umiddelbart kan man godt sige at alle de strømnings former vist ovenfor kan flytte en to-fase strømning opad – ingen tvivl om det – så hvad er problemet? Problemet er tryktab. Tidligere så vi på de forskellige flow patterns som en variation af flow og sammensætning. Hvis man nu igen ser på dem men i stedet tænker en variation af fordelingen af gravitations og dynamiske kræfter – vægt/opdrift versus friktion – så er det tydeligt at der er meget væsentlige forskelle. Strømnings mønstret yderst til højre er domineret af tyngdekraften og trykforskellen top

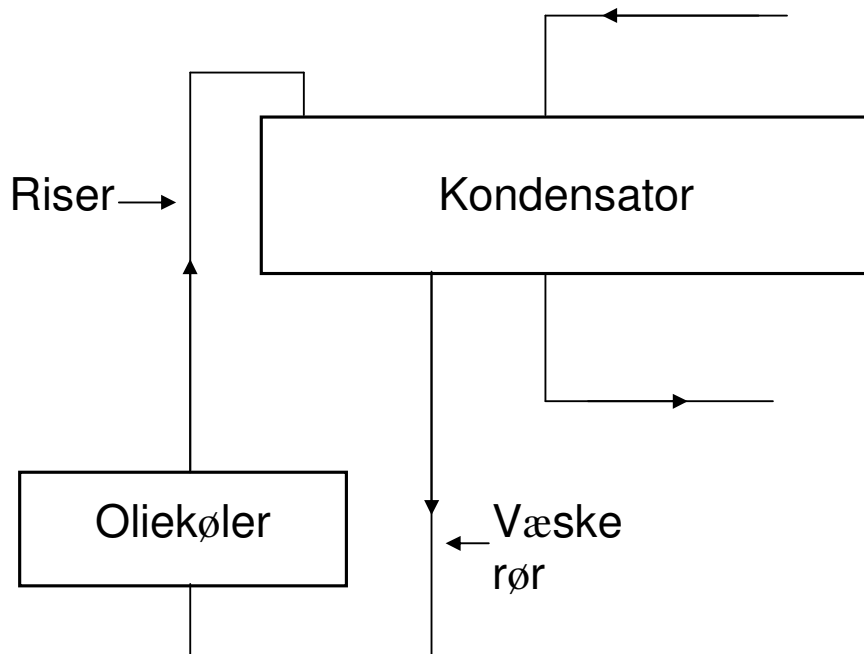
til bund vil være et udtryk for vægten af den væske/gas søjle der er i røret plus et ganske lille friktions tryktabs bidrag. Ligeledes vil tryktabet i strømnings mønstret yderst til venstre være et udtryk for friktions tryktab plus et bidrag for vægten af væske/gas søjlen i røret. I dette tilfælde vil vægten være relativt lille idet der – volumen mæssigt – er et stort gas indhold.

Skiftet imellem de to modeller for tryktabet sker imidlertid ikke glidende. Der er naturligvis variation i den faktiske størrelse alt efter fordelingen i væske/gas søjle modellen og alt efter hastigheden i friktions modellen, men skiftet imellem de to modeller er temmelig brat og det giver anledning til det interessante fænomen som udnyttes i en riser. Hvis der fokuseres på området omkring skiftet så er tryktabet i væske/gas søjle modellen væsentlig større end i friktions modellen. Selvfølgelig er det muligt at øge hastigheden så meget at friktions tryktabet overstiger væske/gas søjlens tryktab men det vil ligge udenfor ”fornuftigt design” som vil blive diskuteret senere.

Hermed er vi så nået til hele formålet med at lave en riser. Som et eksempel kan vi regne tryktabene i et R717 system med fordampnings temperatur på -40°C og et cirkulations tal på 3 hvilket er meget repræsentativt for et fryse anlæg. Væske/gas søjlen er en smule besværlig at have med at gøre. Idet de to fase ikke nødvendigvis bevæger sig med samme hastighed vil de volumener der optages af henholdsvis gas og væske ikke være korrekt udtrykt ved at vægte efter de to flows. I stedet skal man benytte korrelationer for den såkaldte void fraction der netop udtrykker hvor meget den enkelte fase fylder. Men idet dette paper netop fokuserer på at blive væk fra dette område så vil jeg her tilnærme ved at regne 80% af tryktabet ved en ren væske søjle, hvilket nok er lidt til den lave side. Resultatet er 0.32 bar. Tilsvarende vil en korrekt dimensioneret riser af samme længde give et tryktab på blot 0.025 bar (regnet i Danfoss’ DirCalc). Omsat til ændring i mætnings temperatur giver disse to tryktab hhv 8.6K og 0.65K. Nu kan det argumenteres om det skal være 80% af den rene væske søjle, om den generelle præcision af to-fase korrelationerne og om Danfoss benytter en god korrelation, men ingen af disse faktorer kan formå at rykke ved den konklusion at tryktabet i en riser med annular flow er meget mindre end i et vertikalt rør med en væske/gas søjle i. Det skal dog nævnes at -40°C med R717 er sådan cirka det værste tilfælde vi kan bruge på grund af R717’s lave tryk ved -40°C , men det er virkeligheden i en del anlæg i dag.

Konsekvensen af et for stort tryktab i suge ledningen er velkendt. Enten er fordampnings temperaturen højere end forventet og dermed performer fordamperen dårligere end forventet, eller også er kompressorens suge tryk lavere end forventet med en ringere COP til følge. Alt efter anlægs design (overskud af kapacitet) kan der ske det ene eller det andet eller en kombination. Under alle omstændigheder så er det ikke en tilfredsstillende situation for kunden der enten ikke får hvad han har betalt for eller betaler for meget for ydelsen - eller begge dele. Og kunders hovedpine ender ofte med at være vores hovedpine.

En langt mere alvorlig konsekvens af en dårlig designet riser er når den benyttes til en olie køler. Olie kølere i industrielle systemer er ofte monteret som skitseret nedenfor.



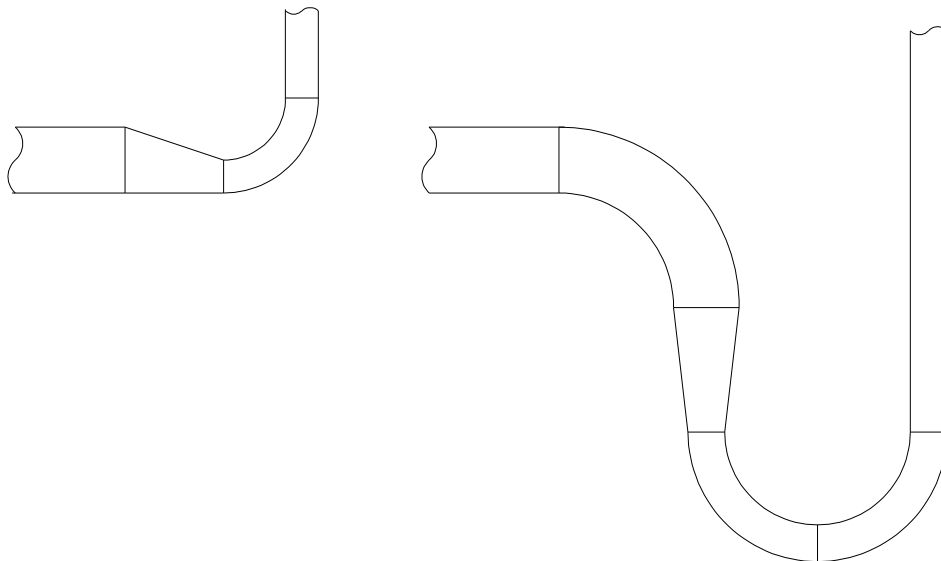
Selve olieølveren er en fordampner med overcirkulation, men flowet er ikke påtrykt af en pumpe men benytter i stedet selvcirkulation. Væskesøjlen af ren væske fra kondensatoren leverer drivtrykket til at få kølemidlet igennem fordampneren (olieølveren) og retur systemet. Fordampnerne er beregnet til at levere den ønskede effekt/køling ved et givet cirkulationstal så det er nødvendigt at opretholde dette flow. Derfor skal det tilgængelige drivtryk overstige tryktabet i fordampneren i retur systemet. Idet olieølveren står lavere end kondensatoren for at kunne få den ønskede væskesøjle til drivtryk, men det betyder samtidig at retur flowet skal løftes lige så langt op igen og dermed er en riser nødvendig. Hvis riseren er forkert dimensioneret vil tryktabet, som vi så tidligere, være i størrelses ordenen 80% af drivtrykket og så er det ikke meget til overs til tryktab igennem fordampneren. Resultatet er at cirkulationen er mindre end forventet og dermed er olieølveren utilstrækkelig, olien bliver for varm med øget slid og/eller udfald af kompressor til følge. I værste fald kan et kompressor havari komme på tale. En anden risiko er at olieølveren ikke får tilstrækkelig med væske og at der derfor er zoner hvor der ingen varmeovergang er. I en shell-and-tube varmeveksler kan det betyde store spændinger hvis et rør er 100°C mens de andre er 40°C og man risikerer at rykke svejsninger eller valsninger i stykker med en alvorlige læk til følge.

Udover at dimensionere til en forkert hastighed er den oftest forekommende fejl med risere at undlade at overveje minimums kapaciteten. Beregning af riseren ved maksimum kapacitet er godt for at kunne bedømme indflydelsen på kapacitet og COP ved maksimum kapacitet, men beregning af riseren ved minimums kapacitet er lige så vigtig. Umiddelbart ville man dimensionere en riser til lige præcist at være inde i det annulare område ved maksimum kapacitet – der er jo ingen grund til ekstra tryktab på grund af større hastigheder. Men idet mindre kapacitet giver mindre gasflow vil en del-last situation kunne betyde at strømmingen i riseren ikke længere er annular. Derfor er det uhyre vigtigt at dimensionere riseren ud fra den mindste last man ønsker at have en korrekt riser funktion ved. Skulle man altid køre med 100% er det jo intet problem, men hvis man har et system med meget store variationer kan man godt få svært ved at finde en tilfredsstillende løsning. Batch processer, såsom frysetunneller og pladefrysere, vil starte ud med en meget høj last der med tiden bliver reduceret til en brøkdel af start lasten – i princippet vil den gå mod nul hvis den får lov til at stå. I denne situation vil det være umuligt at lave en riser der kan fungere godt under hele forløbet. Dimensioneres den til at kunne klare 1% af maksimal lasten vil tryktabet ved fuld last være kolossalt men omvendt vil en riser der er dimensioneret til (kun) at klare fuld last situationen fejle ved en temmelig høj del-last og medføre en uacceptabel penalty. Humlen er at man ikke kan undgå

at riseren fejler under en eller anden kapacitet, men med de rette overvejelser er dette ikke nødvendigvis katastrofalt. Når systemet ikke er belastet helt vil fordampere kunne klare den aktuelle last ved en mindre temperatur differens og samtidig er der mulighed for at kompressoren kan gå ned i sugetryk og samtidig levere den nødvendige kapacitet. Sidstnævnte er naturligvis betinget af at der er overskud af kompressor kapacitet at give af. Alt i alt skal overvejelserne ikke gå i retning af hvor langt ned i kapacitet man kan forestille sig at gå, men hvor langt ned man behøver at have en funktionel riser. I stedet for at skulle fungere ved 15% kan man nøjes med en riser der fungerer ned til 50%. Dette har en enorm indflydelse på tryktabet ved fuld last og dermed også på systemets effektivitet.

En anden strategi ved varierende last er at benytte en dobbelt riser. Dobbelt riseren består af to separate rør af forskellig diameter. Ved fuld last er de begge aktive og trækker væske op på samme måde som en enkelt riser, men ved mindre kapaciteter falder strømmingen sammen i det store rør og den manglende evne til at føre væske med medfører en opstuvning af væske i en omvendt svanehal og dermed en lukning af det ene rør der medfører at det andet rør tager hele gas flowet med en tilfredsstillende riser effekt til følge. Dobbelt risere kræver en mere omfattende beregning og balancering for at fungere tilfredsstillende, så detaljerne udelader her af pladshensyn.

Før vi går over til den egentlige beregning af risere vil det være fornuftigt at kikke på hvordan en riser skal laves rent praktisk. Indløbet til en riser laves traditionelt på to forskellige måder, enten direkte eller via en (omvendt) svanehal.



Den omvendte svanehal er et resultat af hvordan vi sædvanligvis laver olieretur på DX freon systemer. Oliereturen i lodrette rør fungerer på samme måde som disse kølemiddel risere med den forskel at der er væsentlig mindre olie flow i forhold til væske flowet i overcirkulerede systemer. Ved dellast vil olien samles i bunden af svanehal og den vil gradvist blokere tværsnittet indtil hastigheden bliver så stor at den kan skyde olien op i et samlet skud. Ved større kapaciteter trækkes olien op som en film på den indvendige overflade. I kølemiddel riseren har vi allerede afdækket problemet med at få væsken retur ved lave kapaciteter og vi accepterer at fylde riseren op. Desuden

er der væsentlig meget mere væske end i olie tilfældet så den omvendte svanehals er unødvendig. Når riseren fungerer kan den trække helt fra bøjningen i der direkte indløb og hvis ikke riseren fungerer så bliver den fyldt op – svanehals eller ej. Det direkte indløb er desuden væsentlig billigere at installere. Bemærk den koncentriske reduktion og husk at lave et fald i suge ledningen hen til riserens indløb.

Der er tillige nogen der mener at der skal laves lommer for hver tredje meter. Igen er dette et levn fra freon DX olieretur hvor man under dellast skyder/kaster olien op fra ovennævnte omvendte svanehals. Dette er komplet unødvendigt idet hvis riseren fungerer så kan den i princippet løfte væske uendeligt højt. Skulle der være en ændring i flow mønstret undervejs, så er det til det bedre (ud fra riser betragtningen) idet tryktab øge gas andelen og sænke gas densiteten – begge dele hjælper på hastigheden.

På toppen af riseren laves naturligvis en svanehals således at man ikke risikerer tilbageløb i riseren, men husk ikke at gå op i diameter før man er forbi toppen af svanehalsen.

Beregningen af riseren fokuserer på hvornår strømmingen slår om fra de gravitations dominerede flow mønstre til annular flow. Weincke's² paper fra IIAR konferencen i 2000 er en glimrende gennemgang af de vigtigste aspekter af to-fase flow. Paper'et er en del mere teoretisk end dette paper har til hensigt at være, men det giver en del værktøjer for to-fase beregninger. Blot skal det erindres at Thome og Quibén's papers fra 2007 ikke er inkluderet i dette paper fra 2000.

Der findes grundlæggende to forskellige korrelationer der beskriver skiftet til annular flow i vertikale rør og tilsyneladende modsiger disse to hinanden. Wallis³ fandt, at med en "superficial velocity" over 1 var der sikker væske transport i opadgående retning.

$$U_G^* = u_G * \rho_G^{0.5} * (g * d * (\rho_V - \rho_G))^{-0.5} \approx 1$$

Hvor

U_G^*	er den "superficial velocity" [-]
u_G	er hastigheden hvis gassen flød alene i røret [m/s]
ρ_G	er gas densiteten [kg/m ³]
ρ_V	er væske densiteten [kg/m ³]
g	er tyngde accelerationen 9.82 [m/s ²]
d	er den indvendige rør diameter [m]

Pushkina og Sorokin⁴ fandt at skiftet fandt sted ved et konstant Kutateladze tal på 3.2. Bemærkelsesværdigt afhænger Kutateladze tallet ikke af rør diameteren.

$$Ku = u_G * \rho_G^{0.5} * (g * \sigma * (\rho_V - \rho_G))^{-0.25} = 3.2$$

Hvor

Ku	er Kutateladze tallet [-]
σ	er overflade spændingen [N/m]

Problemet er blot at disse to korrelationer i mange områder giver et væsentlig forskelligt resultat, men begge korrelationer var blevet undersøgt og verificeret af andre forskere. Wallis og Makkencherry⁵ undersøgte dette misforhold og fandt at for små rør var Wallis's oprindelige korrelation brugbar og for store rør var Pushkina og Sorokins korrelation brugbar. Derfor opstod problemet med at bestemme hvornår et rør var lille og hvornår det var stort. Wallis og Kuo⁶ definerede en dimensionsløs diameter:

$$D^* = d^* \left(\frac{g^* (\rho_V - \rho_G)}{\sigma} \right)^{0.5}$$

Denne er fundet ved at sætte hastigheden i de to korrelationer til det samme. Denne fremgangs måde har ikke umiddelbart en dybere mening end at det vil være naturligt at i skifteområdet vil der ikke være et spring i hastighed. På trods af det mangelfulde grundlag fungerer dette godt i praksis. Wallis og Kuo foreslog at benytte den originale Wallis korrelation ved dimensionsløse diametre under 10.24 og Pushkina og Sorokin over 10.24.

Tryktabet i en riser er ikke lige ud af landevejen at beregne, men jeg vil foreslå at benytte Danfoss' glimrende DirCalc til formålet. Vælg en serie af komponenter ("Series") i den våde sugeledning ("Wet suction line") og definer drifts betingelserne.

Til sidst er det værd at bemærke at olie retur fungerer efter samme principper, blot har man det problem at skaffe en overflade spænding mellem olien og kølemidlet til indsættelse i Pushkina og Sorokins ligning. Olie leverandørerne er interesseret i viskositet, densitet og et par andre egenskaber ved deres olier, men overflade spænding er ikke noget der er udforsket. Dog kan man klare sig igennem med at bruge Wallis's korrelation der for større rør har en tendens til at give større hastigheder end Pushkina og Sorokin. Derfor vil man have en olie riser der fungerer, men måske har et tryktab der er større end nødvendigt, men idet olieflowet er meget lille i forhold til gas flowet vurderes dette til ikke at være et voldsomt problem.

Den ikke helt gennemskuelige natur af to-fase strømninger fører tit til det indtryk at risere er det rene heksekunst, men...

Keine Hexerei, nur Behendigkeit

¹ Quibén Jesús Moreno og Thome John R., "Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part I: Diabatic and adiabatic experimental study" og "Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model", Int. J. Heat Fluid Flow (2007)

² Wiencke, Bent, "Two-Phase Flow Behavior in Pipes, Valves and Fittings", Nestle USA, 2000 IAR Ammonia Refrigeration Conference, Nashville TN, USA

³ Wallis, G.B., "Flooding Velocities for Air and Water in Vertical Tubes", Report AEEW-R123, 1978

⁴ Pushkina, O.L. og Sorokin Yu. L. "Breakdown of Liquid Film Motion in Vertical Tubes", J. Heat Transfer – Soviet Res. 1. 1969, p 56-64

⁵ Wallis, G.B. og Makkencherry, S. "The Hanging Film Phenomenon in Vertical Annular Two-Phase Flow", J. Fluids Eng. 96, p 297-298

⁶ Wallis G.B. og Kuo, J. T., "The Behavior of Gas-Liquid Interfaces in Vertical Tubes", Int. J. Multiphase Flow, Vol 2. Pergamon/Elsevier, 1976, p 521-536