





## I Forord

Denne oppgaven er skrevet av June K. H. Vastveit som en avsluttende oppgave i det femårige teknologistudiet; Maskin, prosess- og produktutvikling ved Norges Miljø og Biovitenskaplige Universitet (NMBU). Oppgaven er en 30 poengs masteroppgave som er skrevet våren 2014.

Oppgaven er skrevet for Agromiljø AS som er et teknologisk firma innen landbruket, som blant annet leverer miljøvennlige løsninger for husdyrgjødsling. Målet med denne oppgaven er å analysere innløpssystemet til deres stripespreder med fokus på trykktap og strømningsbilde. For deretter å optimalisere systemet, og med hensyn på å øke kapasiteten fra nåværende 150 m<sup>3</sup>/h til 200m<sup>3</sup>/h.

For å løse oppgaven og komme frem til en god løsning på systemet har det blitt benyttet beregninger og digital analyse i simuleringsprogrammet SolidWorks. Samt benyttet teori om reologi og trykktap gjennom rør, som har gitt oppgaven en god praktisk vinkling og faglig dybde.

Det er lagt vekt på at den optimaliserte løsningen ikke bare skal være en teoretisk bra løsning, men også gjennomførbar i praksis, robust og økonomisk forsvarlig.

Motivasjon for valg av oppgaven kommer fra faglig interesse innen fluidtransport og prosesssteknikk. Jeg vil med denne oppgaven øke min kompetanse for fluidtransport i rørsystemer, samt kunnskap og evne i SolidWorks som tegne- og analyseprogram. En annen motiverende faktor er å kunne bidra til forbedring av Agromiljø sitt utstyr. Agromiljø er en familiebedrift som min farfar Kjell Vastveit og hans sønner startet. Oppgaven vil også utfordre mine evne til å bruke teorien og anvende den i praksis.

Først vil jeg gi en stor takk til mine hovedveileder professor John Mosbye og førsteamanuensis Carlos Salas Bringas. Takk for god faglige hjelp, smittende engasjement og god veiledning. Dere er et supert veilederpar som utfyller hverandres kompetanse.

En stor takk skal også rettes til lesesalkollegier på Fløy 5, for å gjort det til en glede å komme på skolen hver dag. Gratulerer til alle sammen med vellgjennomført studiefilosofi; «Work Hard, Play Hard».

Til slutt vil rette den største takken til min far, Kyrre Vastveit, som har gitt meg inspirasjon og vært tilgjengelig for faglig og støttende råd. Samt min mor, Jodhild Vastveit som ikke helt forstår at jeg utdanner meg til sivilingeniør, men likevel har støttet meg fullt ut.

Ås, 14 mai 2014

---

June Karin Hesby Vastveit

## II Sammendrag

Landbruket er på lik linje med resten av samfunnet i stadig utvikling. Det må tas hensyn til strenge miljøkrav og et økende krav til produktivitet. Agromiljø AS leverer blant annet utsyr til håndtering av husdyrgjødsel. De er spesialister på en såkalt stripespreder som legger gjødselen lags bakken. Agromiljø ønsker å optimalisere systemet sitt, slik at det blant annet øker leveringskapasiteten og reduserer energibehovet.

Det er dermed ønskelig gjøre en analyse av systemet, som har gitt behovet for denne oppgaven. Denne masteroppgave har ved hjelp av elementmetode (FEM) i SolidWorks gjennomført en analyse av strømningsbildet og trykktapet over en del av stripespredersystemet. For å kartlegge strømningsbildet og hvilke punkter som fører til trykkfall. Det er også gjennomført håndberginger for å kontrollere at simuleringsresultatene er realistiske. Håndbergingen ga et mye høyere trykktap enn ved simulering, simuleringsresultatene ble likevel akseptert og sees på som svært nyttige i optimaliseringsprosessen. For både håndberging og simuleringen er det lagt inn reologiske parametere som er hentet fra Y. R. Chen sitt viskositetsforsøk (i 1986) på gjødsel fra storfe.

Delen av stripesprederen som analyseres er fra innløpet til selve stripesprederen og opp til fordelerhuset på toppen av sprederen. Hovedfunksjonen til delsystemet er å lede husdyrgjødselen fra slepeslange opp til fordelerhuset. Det består også av to ventiler, som gjør det mulig å tømme slangen uten å gå via fordelerhuset og kunne stenge av å bygge opp trykket før kjøring. Et T-bend avbøyer strømningsretningen fra horisontalt til vertikalt oppover og en svivel gjør det mulig for slangen å være fleksibel i horisontalretning som skåner systemet for unødvendig påkjenning når traktoren svinger. Inne i svivelen er det også montert en trykkmåler som skal måle at det statiske trykket er høyt nok før kjøring. Systemet har også to enkle fra koblingsmuligheter, en Bauer-kopling og en AM-kobling.

Resultatene fra analysen i SolidWorks viser at det dannes kraftig turbulens og virvler ved avbøyningen i T-bendet, ved trykkmåleren i svivelen og i Bauerkoblingen. Etter avbøyningen er det kraftig turbulens gjennom hele systemet, som blir opprettholdt ved at den stadig blir påvirket av ulike singulærtap, for så å stabilisere seg noe mot slutten av systemet. Det blir også observert områder hvor trykket går ned mot null.

Ved å nytte informasjonen som kom frem i analysen, ble et nytt og optimalisert system designet tredimensjonalt i SolidWorks. Det ble kjørt en tilsvarende analyse som for det eksisterende systemet. Resultatene viste da at trykktapet ble redusert med 86 %, samt at det er mindre turbulens gjennom systemet. De viktigste endringene er en økning i rørdiameter og en treveis kuleventil som erstattet funksjonen til en sluseventilen, en toveis kuleventil og et T-bendet. Denne løsningen er svært gunstig; den gir et lavere trykktap, reduserer antall komponenter, gir bedre flyt i systemet og gir dermed lavere produksjons- og driftskostnader.

Det er likevel viktig å understreke at dette er en teoretisk analyse, som bør ytterligere testes i praksis før det settes i produksjon. Noen forbedringer er gode i teorien, men den positive effekten i virkeligheten kan være av så liten grad at det ikke lønner seg å endre. Dermed er det viktig i det videre arbeidet å vurdere verdien av endringen på alle plan.

### III Abstract

The agriculture is like the rest of the society constantly evolving. Together with strict environmental requirements, the agriculture is met with an increasing demand for productivity. Agromiljø AS provides land application systems for livestock manure. They are specialized in the manufacture of equipment known as the “stripespreder”, hereafter addressed as the band spreader. The band spreader applies the manure from multiple sources, to the soil surface in uniformly separated bands. Agromiljø would like to optimize their system, so that the band spreader can handle a higher amount of manure, and thus a reduction in energy consumption. It is this desire to analyze and optimize the band spreader process that poses as the background this thesis.

In the approach to optimize the band spreader system, the flow pattern and pressure loss in a specific part of the band spreader system was analyzed. In order to achieve this, Finite Element Method (FEM) in SolidWorks was utilized. By using this method, specific points contributing to pressure loss in the system was identified. In addition to FEM, calculations were performed by hand to assess whether or not the simulation results were realistic. The calculations showed a higher pressure loss compared to the results obtained in the FEM simulation. However, the simulation results were considered valuable and were thus been implemented in the optimization process. In both the FEM simulation and in the calculations, rheological parameters obtained by Y. R. Chen (in 1986) in a viscosity study of 4,5 % dry matter beef cattle manure were used.

It was the section between the inlet of the band spreader and the manifold located on the top of the spreader that was analyzed in this work. The main function of this part is to lead the manure from the flat hose up to the distributor house. This section also comprises of two valves that enables to empty the hose without going through the distributor house and to close it and build up pressure. A T-bend redirect the flow 90° upwards. A turn coupling allows the hose to rotate in the horizontal plane, which makes it flexible and prevents drag in the hose. A manometer are placed inside the turn coupling, which makes it possible to measure the static pressure before opening. The system also contains two separate decoupling points, one Bauer coupling and an AM-coupling.

The simulation performed in SolidWorks showed that there are three specific points in the system where strong turbulence arises: At the deflection of the T-bend, at the pressure transmitter, and in the Bauer coupling. After the T-bend, the turbulence is maintained throughout the system.

By using the information gained in the analysis, a new optimized 3D system was designed and tested in SolidWorks. In this new system the pressure loss was reduced by 86% compared to the original. In addition, less turbulence was recorded throughout the system. In the optimized system, the inner diameter of the pipes was increased. This increase in dimensions caused 72% of the reduction in pressure loss. The remaining 28% is a result of changes in the system set up. The most important change in set up is the introduction of a three-way ball valve. This valve replaces gatevalve, a two-way ball valve and a T-bend. In this way, there is a reduction in number of system components resulting in a better flow, lower pressure loss, and therefore also lower production and operation costs.

It is important to emphasize that this work is only a theoretical analysis. Therefore, the new system should be thoroughly tested before implementing it into real life production.

## IV Figur

Figur 1: Illustrasjon av strømning gjennom et rør som innsnevres og heves. Fluidet går fra punkt 1 til 2. $A$ er tverrsnitts arealet, $p$ er trykket, $v$ er hastigheten og $z$ er høyden. ....	5
Figur 2: Illustrasjon av strømning gjennom rør med innsnevring. Hvor $A$ er tverrsnitts arealet og $v$ er hastigheten. Fluidet strømmer fra punkt 1 til 2. ....	6
Figur 3: Strømning gjennom rør hvor det til venstre er illustrert hastighetsprofilen og til høyre den tilsvarende skjærspenningen. ....	7
Figur 4: Grafisk fremstilling av hastighetsprofilen. Hvor $y$ er strekning (m), mens $x$ er både strekning og hastigheten på fluidet. Pilene illustrerer størrelsen på hastigheten og $du/dy$ er hastighetsgradienten mellom de ulike lagene. ....	8
Figur 5: Hastighetsprofil for laminærstrømning (øverst) og turbulentstrømning. (Sellens 2008). ....	9
Figur 6: Bilde illustrerer en utviklingen av en strømningsprofil etter en forstyrring, i dette tilfellet en gradvis innsnevring. (Cengel & Ghajar 2011). ....	9
Figur 7: Graf over ulike fluid typer og deres respons til påført kraft. 1 er Herschel-Bulkley/viskoplastisk fluid, 2 er Bingham fluid, 3 er Pseudo plastisk fluid, Newtonsk fluid, og 5 er Dilatant fluid. ....	12
Figur 8: Illustrere ulik måling av trykk i et rør. ....	13
Figur 9: Øverste bildet illustrerer strømmingen gjennom en venturi. Nederst er det grafisk fremstilt hvordan kavitasjons tallet er langs strekket. ....	14
Figur 10: Illustrasjon av strømning gjennom to rør. I det første røret har fluidet 200 m/s og i det nederst røret passerer fluidet med 100 m/s (Martynov et al. 2006). ....	14
Figur 11: Illustrasjon av kjøremønster ved gjødsling med hydraulisktransport (øverst) og tankvogn (nederst). ....	16
Figur 12: Moody diagrammet, som er et verktøy for å finne relasjonen mellom Reynoldstallet, relative ruheten og friksjonskoeffisienten. ....	19
Figur 13: Illustrasjonsbilde av en plutselig innsnevring av rør. Figuren viser at det dannes lommer med virvler ved innsnevringen, men også etter. (Mott 2000) ....	21
Figur 14: Diagram for avlesning av tapskoeffisient ( $y$ -aksen) for innsnevring. $X$ -aksen er forholdet mellom diameteren før og etter innsnevring. Hvor hastigheter er fra 1,2 til 12 m/s er representert ....	21
Figur 15: Illustrasjon av en plutselig ekspansjon i rørdiameter. EL beskriver totaltrykket og HGL beskriver det statiske trykket. (E. John Finnemore 2009). ....	22
Figur 16: Diagram for avlesning av tapskoeffisient ved ekspansjon. ....	23
Figur 17: Graf for avlesning av tapskoeffisient for gradvis innsnevring. (Mott 2000) ....	23
Figur 18: Illustrasjon av gradvis innsnevring i rør. (Mott 2000). ....	23
Figur 19: Illustrasjon av et 90° bend, med svingradius ( $r$ ) og rørdiameter ( $D$ ). Under viser et tverrsnitt av røret med svarte piler for sentripetalkraften og blåe piler for fluidstrømmen. (E. John Finnemore 2009). ....	24

Figur 20: Graf for avlesning av tapskoeffisienten ved et 90° bend. X-aksen representerer reynoldstallet og Y-aksen tapskoeffisienten ( $k_B$ ). (Keller 1985) .....	24
Figur 21: Oversiktsbilde av databehandlingsområdet. Sett ovenfra.....	28
Figur 22: Oversiktsbilde av databehandlingsområde. Sett fra siden. ....	28
Figur 23: Illustrerer forløpet for å akseptere kjøringen. ....	29
Figur 24: Oversiktsbilde av systemet i z,y-planet. Hvor de viktigste parameterne og forholdene er vist og fremlagt i tabell. ....	31
Figur 25: Grafisk løsning på å finne tapskoeffisienten ved plutselig innsnevring. ....	35
Figur 26: Prosess forløp for utvikling av optimalisert system.....	36
Figur 27: Stripesprederen med mulighet for våtsåing. Systemet som undersøkes i oppgaven er markert med hvit ring. ....	37
Figur 28: Illustrasjonsbilde av det eksisterende systemet. Bildet er hentet fra SolidWorks. Til høyre er systemet sett utenfra og til venstre vises et tverrsnitt som viser hvordan det ser ut inni. ....	37
Figur 29: Illustrasjon av to slepeslanger som festes med to AM-koblinger og en klemme. Slepeslangen «stropes» fast til AM-koblingen med slangeklemmer.....	38
Figur 30: Illustrasjon av T-bendet. Bildet er hentet fra leverandøren Georg Fischer sin nettside.....	39
Figur 31: Til høyre illustreres den ytre delen av svivelen med trykkmålings uttak. Til venstre er den indre svivelen. ....	39
Figur 32: Illustrasjons bilde av 3/2,5 nippel. Bilde er hentet fra Georg Fischer sin nettside. ....	39
Figur 33: Avbildning av en enveis kuleventil levert av Brødrene Dahl.....	40
Figur 34: Avbildning av en Bauer-kobling. ....	40
Figur 35: Avbildning av en flatslange med Bauerkoblinger i endene.....	40
Figur 36: Bilder av nøyaktigheten i målingene for det opprinnelige systemet. Det første er av hele systemet og de to andre er utsnitt fra Bauer-koblingen og T-bendet.....	41
Figur 37: Grafisk fremstilling av trykkfallet gjennom systemet. Beregnet trykktap over systemet er 1,77 bar, grafen sammen med bildet viser illustrativt hvordan trykket faller gjennom systemet. Trykket ved innløpet settes lik det totale trykkfallet, for å enkelt illustrere trykkfallet. X-aksen er avstanden fra innløpet og y-aksen er totaltrykket. Figuren under grafen er i samme målestokk som x-aksen. ....	42
Figur 38: Avbildning av strømningsforløpet. Hvor pilene illustrerer partiklene og fargen hastigheten. Benytter utsnitt av kritiske områder for å tydeligere vise strømmingen.....	43
Figur 39: Illustrerer totaltrykkfall gjennom systemet hentet fra resultater fra kjøringen i SolidWorks. I grafen representerer Y-aksen totaltrykket (bar) og X-aksen avstand fra innløp (mm). Trykket som er målt i de ulike punktene er det gjennomsnittlige totaltrykket i tverrsnittene som er illustrert nederst. Under grafen er et tverrsnitt (i y-z planet) av systemet, med et Cut-plot som viser det totale trykkfallet. Helt nederst er et tverrsnitt av strømningsretningen ved innløpet er tverrsnittet i y-x planet og de resterende ii x-z planet. Fargene beskriver det totale trykket og er beskrevet i skala på venstre siden. 45	

Figur 40: Bilde hentet fra resultatene fra kjøringen i SolidWorks, ved å benytte CutPlot funksjonen. Bilde illustrerer det statiske trykket gjennom et tverrsnitt av systemet. Fargene beskriver det statiske trykket og er beskrevet i skala på høyre siden. ....	46
Figur 41: Avbildning av det optimaliserte systemet uten den ytresvivelen. Til venstre er systemet sett utenfra og til høyre er et tverrsnitt gjennom midten avbildet. ....	48
Figur 42: AM-kobling med trykkmåleruttak. Tegning hentet fra SolidWorks. ....	49
Figur 43: Illustrasjon av de tre brukerposisjonene til en treveis L-port kuleventil. ....	49
Figur 44: 2D tegning av en treveis kuleventil med piler som illustrerer omdreiningsakse. ....	50
Figur 45: Indre og ytre svivel. Illustrasjon hentet fra SolidWorks. ....	50
Figur 46: Bilde av nøyaktigheten i målingen for det optimaliserte systemet. Det første bildet er av hele systemet og de to neste er av AM-koblingene og overgangen til plast slangen, og avbøyningen ved kuleventil og trykkmåler uttak. ....	51
Figur 47: Grafisk fremstilling av det totale trykktapet gjennom det optimaliserte systemet. Det totale trykkfallet beregnes til å være 0,46 bar. For illustrasjons skyld settes dette trykket ved innløpet til systemet. X-aksen er avstanden fra innløpet og y-aksen er totaltrykket. Figuren under grafen er i samme målestokk som x-aksen. ....	52
Figur 48: Strømningsbildet avbildet ved hjelp av SolidWorks. Linjene illustrere strømningsmengde og fargen er hastigheten. ....	53
Figur 49: Illustrerer totaltrykkfall gjennom det optimaliserte systemet hentet fra resultater fra kjøringen i SolidWorks. I grafen representerer Y-aksen totaltrykket (bar) og X-aksen avstand fra innløp (m). Trykket som er målt i de ulike punktene er det gjennomsnittlige totaltrykket i tverrsnittene som er illustrert nederst. Under grafen er et tverrsnitt (i y-z planet) av systemet, med et Cut-plot som viser det totale trykkfallet. Helt nederst er et tverrsnitt av strømningsretningen ved innløpet og før kuleventilen er tverrsnittet i z-x planet og de resterende i x-y planet. Fargene beskriver det totale trykket og er beskrevet i skala på venstre siden. ....	54
Figur 50: Bilde hentet fra resultatene fra kjøringen i SolidWorks, ved å benytte Cut-Plot funksjonen. Bilde illustrerer det statiske trykket gjennom et tverrsnitt av det optimaliserte systemet. Fargene beskriver det statiske trykket og er beskrevet i skala på høyre siden. Tverrsnittet er tatt i y-z planet. .	56
Figur 51: Grafisk fremstilling av totaltrykket gjennom det optimaliserte systemet uten diameter endring, ved å benytte 8 målingspunkter. Y-aksen representerer totaltrykket (bar) og X-aksen er avstand fra innløp (mm). Figuren under grafen viser hvor punktene i systemet er og har samme målestokk som x-aksen. ....	57



## V Tabell

Tabell 1: Oversikts tabell for beskrivelse av symboler og enheter.....	VII
Tabell 2: Tabell over fysisk klassifisering etter tørrstoff innhold (% TS) hos husdyr (ASAE 2002b).	15
Tabell 3: Absolutt ruhet (mm) for ulike materialer (Cengel & Ghajar 2011).	17
Tabell 4: Benyttede verdier i SolidWorks, for standard kjøring med husdyrgjødsel fra melkekyr ved 4,5 % tørrstoff.....	27
Tabell 5: Absolutt ruhet verdier som benyttes. ....	27
Tabell 6: Oppsummeringstabell for betingelser for analysekjøring i SolidWorks for eksisterende og optimalisert system.....	30

## VI Symbolbeskrivelse og enheter

Tabell 1: Oversikts tabell for beskrivelse av symboler og enheter.

	Symbol	Enhet
Dynamisk viskositet	$\mu$	Pa·s, kg/m·s
Kinematisk viskositet	N	m <sup>2</sup> /s
Fluiditet	$\phi$	s
Tetthet	$\rho$	Kg/m <sup>3</sup>
Skjærspenning	$\tau$	Pa
Igangsetingskraft	$\tau_0$	Pa
Skjærhastighets gradient	$\gamma, du/dy$	s <sup>-1</sup>
Hastighet	v	m/s
Diameter	D	mm
Trykktap /headloss	$h_L$	bar
Absolutt ruhet	$\epsilon$	mm
Friksjonskoeffisient ledning	f	-
Tapskoeffisient for singulærtap	$k_s$	-
Friksjonstap ved plutselig kontraksjon	$h_C$	-
Tapskoeffisient for plutselig innsnevring	$k_C$	-
Tapskoeffisient for plutselig ekspansjon	$k_X$	-
Friksjonstap ved plutselig ekspansjon	$h_X$	-
Tapskoeffisient for T-bend	$k_T$	-
Friksjonstap ved T-bend (90°)	$h_T$	-
Tapskoeffisient for 90° bend	$k_B$	-
Friksjonstap ved 90° bend	$h_B$	-
Tapskoeffisient for gradvis innsnevring	$k_G$	-
Friksjons koeffisient for gradvis innsnevring	$h_G$	-
Relativ ruhet	k	-
Reynoldstall	Re	-
Strømnings karakteristiske indeksen	n	-
Konsistens koeffisient	K	Pa·s <sup>n</sup>
Tyngdekraft	g	m/s <sup>2</sup>
Konevinkel	$\theta$	Grader/°
Viskøse dellaget	$\delta_v$	mm
Maksimal hastigheten i sjiktet	$V_{max}$	m/s

## VII Ordforklaring

Slepeslange – Er en hydraulisk flatslange av PVC belagt material. Som er spesiallaget for høy mekanisk slitestyrke. Ved strekk, trykk og vridning. Slangen transporterer gjødselen hydraulisk fra lager til stripesprederen, og slepes dermed etter traktor.

Fordelerhus – Fordelerhuset sitter på toppen av stripesprederen og fordeler gjødselen ned i hver enkelt nedlegger som består av 40/60 nedløpsslanger somfører gjødselen ned til bakken.

Pakking – Ved mye kjøring på eng og mark med tungt kjøretøy, vill jorden bli kompakt som gir dårligere vekstforhold for planter.

Mesh – Er et uttrykk som beskriver hvor nøyaktig en måling er, også kalt finmasket eller grovmasket. Maskenett vil også benyttes for å beskrive mesh.

Plugging – I hydrauliske systemer kan systemet bli tett ved f. Eks opphoping av partikler kan tette systemet, som hemmer eller stenger av strømmingen helt.

Gylle – Er gjødsel som er vannet ut til en tørrstoff prosent på ca. 3-5.

Spredareal – Landareal som jorder og åkrer som det gjødsles over.

## VIII Innholdsfortegnelse

I	Forord .....	I
II	Sammendrag .....	I
III	Abstract .....	II
IV	Figur .....	III
V	Tabell .....	VI
VI	Symbolbeskrivelse og enheter .....	VII
VII	Ordforklaring .....	VIII
VIII	Innholdsfortegnelse .....	IX
1	Innledning .....	1
1.1	Bakgrunn .....	1
1.2	Problemstilling og utforming av oppgaven .....	1
1.2.1	Fremgangsmåte .....	2
1.2.2	Oppbygning av oppgaven .....	2
1.3	Analysemetoder .....	3
1.3.1	Fysiske målinger .....	3
1.3.2	Beregninger .....	3
1.3.3	Simulering .....	3
1.3.4	Valg av analyse metode .....	4
1.4	Begrensninger .....	4
2	Teori .....	5
2.1	Generelle hydrauliske prinsipper .....	5
2.1.1	Bevaring av energi .....	5
2.1.2	Kontinuitetsprinsippet .....	6
2.2	Reologi .....	6
2.2.1	Dynamisk viskositet .....	6
2.2.2	Skjærspenning .....	7
2.2.3	Hastighetsgradient .....	8

2.2.4	Strømning .....	9
2.2.5	Fluidtyper .....	11
2.3	Hydraulisktransport .....	12
2.4	Kavitasjon .....	13
2.5	Husdyrgjødsel .....	14
2.6	Rørruhet .....	16
2.6.1	Moody diagrammet .....	18
2.7	Friksjonstap .....	19
2.7.1	Friksjonstap i ledningene .....	19
2.7.2	Singulær tap i rør .....	20
3	Material og metoder .....	26
3.1	Simulering i SolidWorks .....	26
3.1.1	3D design i SolidWorks/Design av komponentene i SolidWorks .....	26
3.1.2	Strømningsanalyse i SolidWorks .....	26
3.1.3	Nøyaktighet i analysen .....	28
3.1.4	Forløp for akseptere kjøringen .....	28
3.1.5	Oppsummering av kjørbetingelser .....	30
3.1.6	Uthenting av resultater fra simuleringen .....	32
3.2	Beregninger .....	32
3.2.1	Valg av tapskoeffisienter .....	32
3.2.2	Eksempel på utregning .....	32
3.3	Optimalisering av systemet .....	35
3.3.1	Konseptutvikling .....	35
3.3.2	Analyse av optimalisert system .....	36
4	Analyse og optimalisering .....	37
4.1	Nåværende system .....	37
4.1.1	Systembeskrivelse .....	37
4.1.2	Komponent beskrivelse .....	38
4.1.3	Resultater og analyse av eksisterende system .....	41

4.1.4	Oppsummering av resultater fra analyser av eksisterendesystem .....	47
4.2	Optimalisering av systemet .....	47
4.2.1	Konseptutvikling .....	47
4.2.2	Resultater og analyse av optimalisert system.....	51
4.2.3	Evaluering/oppsummering av optimalisert system.....	57
5	Diskusjon og konklusjons .....	58
5.1	Diskusjon.....	58
5.1.1	Simuleringsresultatene .....	58
5.1.2	Korrelasjon mellom resultater fra beregning og simulering.....	58
5.1.3	Singulærtap i eksisterende system.....	58
5.1.4	Betydning av rørets innvendige diameter .....	59
5.1.5	På hvilke måte er endringene en optimalisering av systemet? .....	59
5.1.6	Kavitasjon og slitasje.....	60
5.1.7	Herschel-Bulkley modell.....	60
5.1.8	Grafisk fremstilling av resultater .....	61
5.1.9	Totaltrykkfall i det optimaliserte systemet .....	61
5.2	Konklusjon .....	61
6	Videre arbeid .....	62
7	Kilder.....	63
8	Vedlegg .....	64

# 1 Innledning

## 1.1 Bakgrunn

Oppgaven skrives i samarbeid med Agromiljø AS, som utvikler og produserer utstyr til jordbruk. Deres hoved felt er forvaltning av husdyrgjødsel og fokuserer på å tilby bonden miljøvennligutstyr av høy kvalitet.

Husdyrgjødsel er et verdifullt biprodukt i landbruket som bonden selv kan nytte for å tilbakeføre næring til jorden. Hvert år er det stor mengder husdyrgjødsel som skal transporteres og spres utover jorder på en forsvarlig måte. Det vil si at bonden må ta hensyn til omgivelsene, jorden og planenes behov.

Agromiljø har valgt en løsning som legger gjødselen ned på bakken ved hjelp av en stripespreder. De anbefaler at gjødselen transporteres hydraulisk ved å benytte fleksible slager og rør. Da må gjødselen være i gylleform, slik at en sentrifugalpumpe kan driver den gjennom rørsystemet fra lager til spredeareal. Pumpen får tilført energi av en traktor som er lokalisert ved lageruttaket. Hydraulisktransport over en kilometer krever større investeringer i utstyr, dog vil den i lengden være mer økonomisk. Metoden gir også miljøet en lavere belastning ved å minimalisere kjøring på spredeareal og transporten til og fra (Vastveit 2014).

I følge Agromiljø er det ønskelig med et bars mottrykk tap over selve stripesprederen. Dette for at de fleksible flatslangene skal være harde og dermed robuste over hele strekket. I dag er trykktapet over stripesprederen anslått langt over denne minimums grensa. Det er derfor ønskelig å redusere trykktapet over systemet.

Bonden har langt over gjennomsnitte med arbeidstimer i uka, er han ikke på jobb er han likevel på vakt dersom noe skulle skje. Samfunnet stiller også krav til økt effektivitet i landbruket. Dermed benytter bøndene nå større og tyngre traktorer og utstyr. Dette har vist seg å påføre jorden store pakkeskader som redusere avlingen betydelig på sikt og gir større utslipp av lystgass. Det er derfor ønskelig å minimalisere kjøringen på jordene.

I denne sammenheng er det ønskelig å se på oppbygningen av systemet og analysere strømmingen gjennom stripesprederen. På den måten kunne bedre og øke kapasiteten på Agromiljø sin stripespreder. Det er valgt i denne oppgaven å evaluere innløpsdelen til stripesprederen for å videre fremlegge en optimalisert løsning.

## 1.2 Problemstilling og utforming av oppgaven

Hensikten med denne oppgaven er å analysere væskestrømmingen ved bruk av elementmetoden. Strømmingen er et ikke-newtonsk fluid (naturgjødelse) som strømmer gjennom et rørsystem, som er en del av en gjødselspreder. Ved å kartlegge og evaluere strømningsbildet og de kritiske områdene skal systemet optimaliseres.

Følgende spørsmål skal besvares i oppgaven:

- a. *Hvordan er strømningsbildet og trykktapet i det eksisterende delsystemet?*
- b. *Hvilke endringer kan gjøres for å optimalisere delsystemet?*
- c. *Hvordan påvirker endringene strømningsbildet og trykktapet?*
- d. *På hvilken måte er endringene en forbedring av delsystemet?*

### 1.2.1 Fremgangsmåte

For å kunne optimalisere delsystemet innhentes først eksisterende informasjon om systemet fra Agromiljø. Deretter designes delsystemet tredimensjonalt i SolidWorks, for å simulere strømningsbildet og fastsette trykktap over ulike komponenter. Det gjennomføres en parallell analyse med håndberging for å ha et sammenlignings grunnlag med hensyn på trykktap.

Det eksisterende systemet evalueres og et nytt og optimalisert delsystem utvikles og designes tredimensjonalt i SolidWorks. Det kjøres en tilsvarende analyse som ble gjort for det eksisterende delsystem.

Resultatene for optimalisert system evalueres og det diskuteres hvor vidt endringene er en forbedring og hvilke endringer som er av størst betydning.

### 1.2.2 Oppbygning av oppgaven

Oppgaven deles inn i følgende kapiteler.

#### Kapittel 1: *Introduksjon*

Beskriver mål og fremgang i oppgaven, samt hvilke forutsetninger og begrensninger som settes.

#### Kapittel 2: *Teori*

Beskrivelse av teorien som er nyttet for å gjennomføre oppgaven.

#### Kapittel 3: *Material og metode*

Beskrive analyse metodene og det materialet som trengtes for å komme frem til resultatene i oppgaven.

#### Kapittel 4: *Analyse og optimalisering*

Denne delen fremstår som hoveddelen i oppgaven. Hvor resultatene fra analysene og håndberegningene presenteres. Kapittelet deles hovedsakelig i to deler, hvor det i den første del omhandler det eksisterende systemet og en kort evaluering av dette. I andre del presenteres et optimalisert konsept og tilhørende analyseresultater

#### Kapittel 5: *Diskusjon og konklusjon*

I denne delen samles alle tråden og det diskuteres hva som var galt med det eksisterende og hvor vidt optimaliseringen er en forbedring av systemet.

#### Kapittel 6: *Videre arbeid*

Beskriver hvilket arbeid som er naturlig å ta videre i henhold til denne oppgaven.

#### Kapittel 7: *Kilder*

Liste over hvilke kilder som er benyttet.



### 1.3 Analysemetoder

For å analysere trykktapet over systemet, samt strømningsbildet, kan ulike metoder nyttes.

#### 1.3.1 Fysiske målinger

Ved å benytte manometer som fysisk plasseres inn i rørsystemet kan trykkfallet måles. Det er det statiske trykket som er interessant i dette tilfellet. Det dynamiske kan beregnes ut fra den allerede kjent rørdiameter og volumstrøm.

Siden hastigheten langs veggene er null kan det statiske trykket måles ved å se på trykket langs veggen. Det er da viktig at manometeret ikke forstyrrer strømmingen. Det er ønskelig å ta ut målinger flere steder ved samme utsnitt. En piezometerring er et eksempel på et statisk trykk uttak som gir svært realistiske resultater. Dersom det også er ønskelig å måler dynamisk trykk kan et Pitotrør benyttes. Røret er formet som en L, og plasseres mitt i røret, samt med røråpningen mot strømmen. Ved å sette inn slike trykkmålere ulike steder i systemet, kan trykkfallet over aktuelle strekninger beregnes.

Fordelen med denne metoden er at du får svært nøyaktige målinger og at du ikke trenger å ha noen kunnskap om strømningsgjennomløpet. Dog er dette et ressurskrevende tiltak, som krever fysisk inngrep i systemet. Dersom f. eks. pitotrøret ikke blir plassert riktig i røret vill det måle feil verdier. En annen svakhet med pitotrør er at det er sensitivt for plugging.

#### 1.3.2 Beregninger

Med kunnskap om volumstrømmen, rørdimensjoner og de reologiske egenskapene til fluidet. Kan det teoretiske trykktapet over systemet beregnes. Formlene, grafene og parameterne som da nyttes, er fremstilt ved å finne sammenhenger eksperimentelt. Hvor nøyaktig beregning er avhengig av hvor mye informasjon som er tilgjengelig og hvor mye du antar. En antakelse må være realistisk og begrunnes med kjente fakta ved situasjonen.

Fordelen med denne metoden at du relativt enkelt kan beregne deg frem til trykktap over hele systemet. Krever ikke noe inngrep i systemet og er dermed en billig og enkel løsning. Ulempen er at du må ha god kunnskap til strømningsgjennomløpet for å kunne kartlegge alle singulærtapene og trykktapet gjennom røret.

#### 1.3.3 Simulering

Ved å benytte et *Data Assistert Konstruksjon* (DAK) program, kan de ulike komponentene tegnes inn i 3D, for så å analysere modellen. For å få realistiske resultater, må utformingen og fluidets reologiske egenskaper være så nøyaktig som mulig. Det er også her nødvendig med noen forenkling antakelser. Antakelsene er beskrevet i kapitlene 1.4 og 3.1.2. På samme måte som beregningsmetoden benytter simuleringprogrammer matematikken til å fastsette strømningsdynamikken. Et slikt program vil derimot benytte mye mer avanserte matematikk, som numerisk og algoritmisk analysemetode, den såkalte elementmetoden.

*Elementmetoden* (FEA) ble først utviklet for å beregne materialstyrke i flyindustrien, metoden har så utviklet seg til å være en god løsningsmetode for kompliserte multifysiske problemer. Metoden benytter avansert matematikk for å forutse hvordan et system vil respondere ved endring. For å gjennomføre en FEA-metode må problemet forenkles slik at det kan løses. Deretter defineres ønsket informasjon om material, fluid og omgivelser inn i systemet. Nøyaktigheten er avhengig av hvor presis informasjon som legges inn, samt hvor finmasket målingen er («mesh»). Finnmaskeheten avgjøres av hvor mange elementer som er benyttet, dess flere elementer jo mer nøyaktig er målingen. For hvert element gjøres det beregninger over, med hensyn på hvordan elementene som er i kontakt påvirkes (Qi 2006).

Ved simulering av systemet kan store mengder informasjon hentes ut. Da inkludert et visuelt og realistisk antakelse av strømningsbildet, som ingen av de tidligere nevnte metodene vil gi. Ved å legge inn svært nøyaktige parametere og annen betingelser vil resultatet bli svært nær virkeligheten. Dog er det også slik at en analyse kan kjøre på svært få detaljer, men likevel gi gode resultater. Dersom det er ønskelig å teste hvordan et system reagerer på endring av enkelt parametere, kan dette enkelt og raskt gjøres i innstillingene. Ulempen ved digitale analyseprogrammer er at det krever en del kjennskap til programvaren, kan ta lang tid, samt at Programvaren er svært kostbare.

#### 1.3.4 Valg av analyse metode

I henhold til å nå oppgavens mål, må strømningsbildet og trykkfallet over systemet kartlegges. Systemet er relativt lite, hvor det enkelt kunne blitt gjennomført fysiske forsøk. Likevel gir fluidet og den høye volumstrømmen vanskeligheter med å gjennomføre av målingene. Simulering og beregning ble derfor valgt som analysemetode.

SolidWorks ble nyttet som hoved analysemetode og beregninger anvendt for å ha et sammenligningsgrunnlag. SolidWorks ble valgt som simulerings program.

##### 1.3.4.1 SolidWorks

SolidWorks er et kraftig 3D-programverktøy, et såkalt dataassistert konstruksjons (DAK) program. Programmet tilbyr mange muligheter, som 3D konstruksjon, simuleringer og behandling av data. Verktøyet kan nyttes som en billigere og enklere måte å teste design og funksjon uten å lage prototype.

Programpakken som nyttes er *SolidWorks 2013 x64 Edition*. Pakken inneholder de nødvendige applikasjonene; *Computer Fluid Dynamics* (CFD) og *3D Computer-aided Design* (3D CAD). Student versjonen av SolidWorks tilbyr de fleste funksjonene som Premium versjonen, men er konfigurert for ingeniør og studenter innen industridesign.

#### 1.4 Begrensninger

På grunn av begrenset tid og ressurser settes det følgende rammebetingelser for analysemetoden.

Fluidet som det analyseres med er husdyrgjødsel fra kjøtt- og melkefe. De reologiske parameterne er hentet fra Y. R. Chen (Chen, Y. R. 1986) sitt forsøk med en røvviskositetsmåler. Verdiene som er valgt er hentet fra en prøve med 4,5 vekt % tørrstoff, den er analysert med en temperatur på  $14,2 \pm 1,06$  °C.

På grunn av at partikkelstørrelse har minimalt å si for strømming under høy hastighet, er denne parameteren neglisjert.

Det analyseres med en konstant fluid strøm på  $200 \text{ m}^3/\text{t}$ , som er ønsket fra Agromiljø.

Det tas ikke hensyn til hvordan en eventuell temperaturendring vil påvirke strømmingen. Med begrunnelse i at forskning gjennomført av Y.R. Chen (Chen, Y. R. 1986) viser liten endring i de reologiske parameterne ved tørrstoff prosent ved 4,5 og en temperatur økning ra 14-27 °C.

## 2 Teori

### 2.1 Generelle hydrauliske prinsipper

Kort beskrivelse av Bernoullis likning og kontinuitetsprinsippet, som er de to viktigste hydrauliske prinsippene.

#### 2.1.1 Bevaring av energi

I følge termodynamikkens første lov kan ikke energi oppstå eller forsvinne, bare gå over i andre former.

Innen fluidmekanikk er prinsippet om bevaring av energi grunnlaget til Bernoullis likning. Likningen er basert på ikke kompressible fluider.

$$\frac{v_1^2}{2g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho g} = \text{konstant} \quad (1)$$

Hvor:

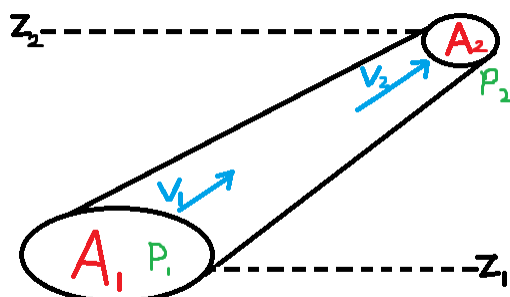
v er hastighet

p er trykket

g er tyngdekraften

$\rho$  er tettheten

z er høyden



Figur 1: Illustrasjon av strømning gjennom et rør som innsnevres og heves. Fluidet går fra punkt 1 til 2. A er tverrsnitts arealet, p er trykket, v er hastigheten og z er høyden.

Bernoullis likning representere energien per enhet vekt og gir forholdet mellom trykk, hastighet, areal og høyde. Ved multiplisere likningen med tyngdekraften (g) og tettheten ( $\rho$ ), representerer den energien per volum enhet.

$$\frac{\rho v_1^2}{2} + z_1 g \rho + p_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + z_2 g \rho + p_2 = \text{konstant} \quad (2)$$

Første og andre ledd er den kinetiske- og potensielle energien og siste leddet representerer trykket. I et system hvor det ikke er noe friksjonstap vil energien være konstant fra punkt 1 til punkt 2.

Likningen kan også benyttes for å beregne friksjonen over ett system, ved å se hvor mye energi som er gått tapt på strekningen.

### 2.1.2 Kontinuitetsprinsippet

I et tett system kan ikke masse forsvinne eller oppstå, dette er prinsippet om bevaring av masse, altså kontinuitetsprinsippet. Det vil si at den massen som kommer inn i et system er den samme som forlater systemet.

$$\text{Masse inn i et system} = \text{Masse ut av et system} \quad (3)$$

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (4)$$

Hvor:

$\rho$  er tettheten til fluidet

$A$  er tverrsnitts arealet

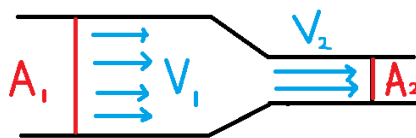
$v$  er gjennomsnittshastigheten

Ved et inkompressibelt fluid vil tettheten være den samme før og etter,  $\rho_1 = \rho_2$ .

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q \quad (5)$$

Volumstrømmen ( $Q$ ) er den samme gjennom hele systemet.

Prinsippet om massebevaring, blir hyppig brukt for å beregne ukjente parametere i systemet.



Figur 2: Illustrasjon av strømning gjennom rør med innsnevring. Hvor  $A$  er tverrsnitts arealet og  $v$  er hastigheten. Fluidet strømmer fra punkt 1 til 2.

Figur 2 viser en strømning gjennom et rør som gradvis innsnevres fra  $A_1$  til  $A_2$ . Ved innsnevring øker fluidets hastighet, slik at samme masse kan strømme gjennom til tross for reduksjon i areal. Prinsippet kan blant annet benyttes ved å beregne en ukjent hastighet, når volumstrømmen og tverrsnitts arealet er kjent.

$$v = \frac{Q}{A} \quad (6)$$

Dermed er kontinuitetsprinsippet et viktig verktøy i fluidmekanikken.

## 2.2 Reologi

Reologi er læren om strømning og deformasjon av et material ved påføring av stress (Barnes et al. 1989). Viskositet, skjærspenning og hastighetsgradient er parametere som beskriver et fluids strømning.

### 2.2.1 Dynamisk viskositet

Dynamisk viskositet er et mål på hvor stor motstand et fluid har mot å flyte, ved påføring av en kraft eller vinkel for deformering (E. John Finnemore 2009). Forenklet kan man si at fluidet består av mange sjikt som påvirker hverandre. Når et sjikt beveger seg med en fart, vil det påføre de nærliggende sjiktene en kraft som driver dem i samme retning. Kraften mellom sjiktene kalles for skjærkraft, se Figur 4 for illustrasjon. Motstandskraften et fluid har mot å flyte er avhengig av molekylære interaksjoner og kohesive krefter mellom molekylene. Viskositet ( $\mu$ ) har enheten Pa·s

eller N·s/m (E. John Finnermore 2009). Molekylene i en væske er mye tettere for gass, som et resultat av sterkere kohesive krefter.

Ved økning i temperatur reduseres de kohesive kreftene, samt gir en økning i molekylære interaksjoner. Først nevnte effekt reduserer og sist nevnte øker viskositeten, dog vill de samlet gi en reduksjon i viskositet ved økning i temperatur (John F. Douglas 2001). Andre egenskaper som har stor påvirkning på viskositeten er fluidets tetthet, partikkel størrelse, påført stress og tørrstoff (Kumar et al. 1972).

Newtons lov for viskositet:

$$\mu = \gamma / \tau_x \quad (7)$$

Hvor:

$\gamma$  er hastighetsgradienten

$\tau_w$  er skjærspenningen ved veggen.

$\mu$  er dynamisk viskositet

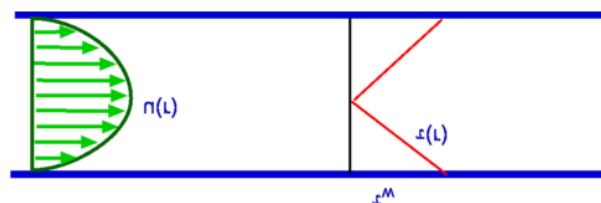
### 2.2.2 Skjærspenning

Skjærkraft er en kraft som virker mellom de ulike lagene i fluidet og mellom den solid overflate som fluidet strømmer over. Den virker mot strømningsretning og dermed en friksjonskraft. Skjærkraft ( $F$ ) per areal ( $A$ ) betegnes som skjærspenning og har enheten N/m<sup>2</sup> og symboliseres med  $\tau$ . (Cengel & Ghajar 2011).

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (8)$$

Selv om et fluid blir påført et konstant trykk vil det utvikle en hastighetsprofil, Figur 6. Dette er på grunn av at skjærkraften ikke er konstant, se Figur 3. Som beskrevet i kapitell 2.2.4 er grensesjiktet mer dominert av de viskøse og turbulente kreftene.

Et fluid som strømmer gjennom et rør med konstant påført trykk over hele tverrsnittet vil utvikle en hastighetsprofil på grunn av friksjon mellom fluidlagene og rørveggen, den såkalte skjærkraften. Som vist i Figur 3 er skjærkraften størst ved veggen og avtar mot midten.



Figur 3: Strømning gjennom rør hvor det til venstre er illustrert hastighetsprofilen og til høyre den tilsvarende skjærspenningen.

Ved newtonske fluider kan skjærspenningen uttrykkes slik, da er  $n = 1$ . Likningen kalles «Power-law».

$$\tau = K \cdot \gamma^n \quad (9)$$

Hvor:

$K$  er konsistenskoeffisienten

$n$  er strømningsindeksen

$\gamma$  er hastighetsgradient

(El-Mashad et al. 2005)

Dersom fluidet er ikke-newtonsk kan det i noen tilfeller benyttes «Power Law», i øvrige tilfeller er det utviklet flere modeller for å beskrive sammenhengen mellom skjærkraft og skjærspenning, se kapittel 2.2.5 for ytterligere beskrivelse av modellene.

### 2.2.3 Hastighetsgradient

Hastighetsgradienten beskriver endring i hastigheten mellom de ulike lagene i fluidet.

Hastighetsgradienten har enheten  $s^{-1}$  og symboliseres ved  $\gamma$ . Den gjennomsnittlige hastighetsgradienten øker ved økt skjærspenning (Cengel & Ghajar 2011).

$$\gamma = \frac{3n' + 1}{4n'} \cdot \left(\frac{8v}{D}\right) \quad (10)$$

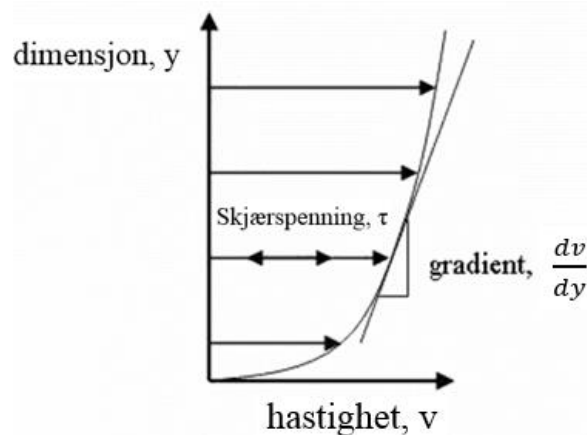
Hvor:

$v$  er strømningshastigheten

$n'$  er «strømnings karakteristikk indeks»

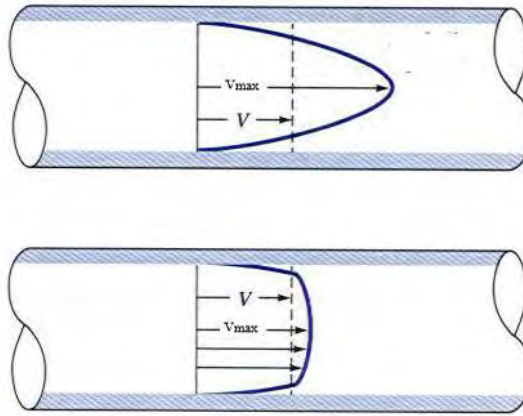
$D$  er indre diameter

Hastighetsgradienten uttrykkes ved å benytte Rabinowitsch-Mooney likningen ( 10 ) for sylinder, ved å benytte fluidet karakteristiske strømnings indeks, hastighet og rørets indre diameter. Likningen benyttes for ikke-newtonsk fluider (Toledo 1991).



Figur 4: Grafisk fremstilling av hastighetsprofilen. Hvor  $y$  er strekning (m), mens  $x$  er både strekning og hastigheten på fluidet. Pilene illustrerer størrelsen på hastigheten og  $dv/dy$  ( $\gamma$ ) er hastighetsgradienten mellom de ulike lagene.

I en turbulent strømning vil hastighetsgradienten være svært høy ved rørveggen og lav ved laminærstrømning. Dette kan sees tydelig i utviklingen av hastighetsprofil i Figur 6, hvor den utviklede strømmingen til høyre har en mye flatere hastighetsprofil.



Figur 5: Hastighetsprofil for laminærstrømning (øverst) og turbulentstrømning. (Sellens 2008)

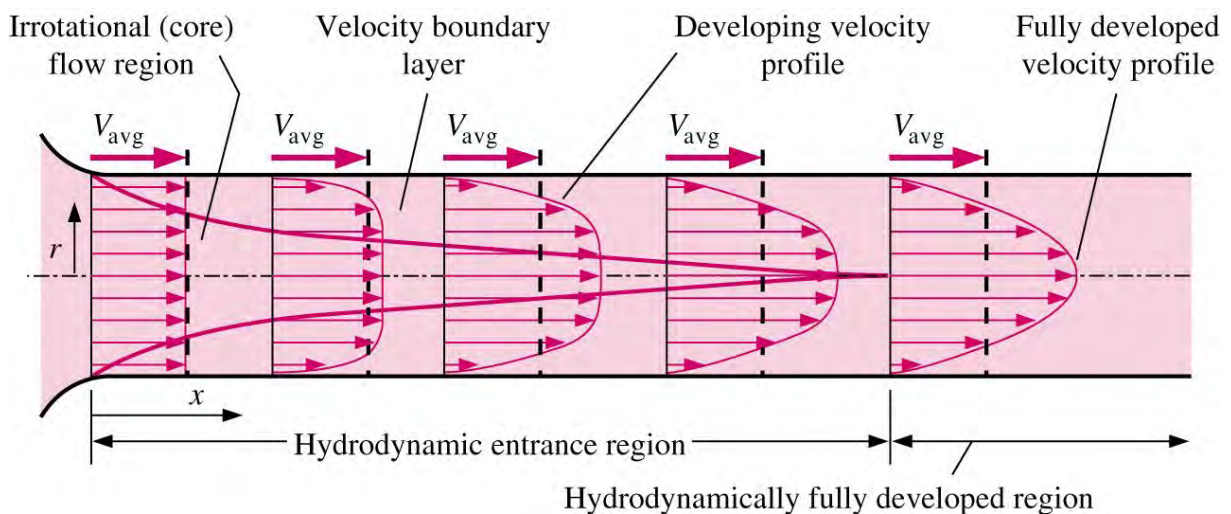
Ved laminær hastighetsprofil er det en gradvis økning i sjikthastighet mot et maksimum ved midten av røret. Årsaken til det er en kombinasjon av høy friksjon langs rørveggen, høy viskositet og lav fluid hastighet. For turbulent strømning er det som sagt svært høy hastighetsgradient ved veggen, og tilnærmet ingen endring i sjikthastighet inn mot midten av røret.

#### 2.2.4 Strømning

Gjennom et sirkulært rør vil et fluid strømme med en hastighet ( $v$ ) være drevet av en trykkforskjell eller høydeforskjell.

For å beregne på strømmingen antas det noen ganger at fluidet ikke har viskositet, såkalt ideelt fluid. I virkeligheten er fluidet påvirket av viskositet i ulik grad, som fører til skjærspenning mellom sjiktlagene og dermed beveger seg med ulik hastighet. Hastigheten langs rørveggen vil være null, pga. friksjon og at røret står i ro. Inn mot midten av røret vil hastigheten øke fortløpende som gir en hastighetsprofil.

Turbulentstrømning deles inn i to hovedgrupper. *Grensesjikt* regionen som er påvirket av friksjonen fra veggen og viskositeten, og det virvelfrie regionen hvor friksjonen fra rørveggen neglisjeres. Skillet mellom dem er når sjikthastigheten er 0,99 ganger den maksimale hastigheten ( $v_{max}$ ) (Cengel & Ghajar 2011).



Figur 6: Bilde illustrerer en utviklingen av en strømningsprofil etter en forstyrning, i dette tilfellet en gradvis innsnevring. (Cengel & Ghajar 2011).

Figur 6 viser fra venstre er et virvelfritt område, deretter vises hastighetsprofiler med reduserende turbulens etterhvert som den stabilisere seg inn mot en fullt utviklet og laminær hastighetsprofilen. Pillene illustrerer størrelsen på hastigheten i det gitte sjiktet. Hver pil er en gjennomsnittshastighet, altså summen av alle hastigheter i sjiktet.  $V_{avg}$  er den totale gjennomsnittshastigheten for all strømning i x-retning, omtales videre som  $v$ . (Cengel & Ghajar 2011)

Osborne Reynold demonstrerte i 1883 at det finnes to ulike typer strømning. Ved lav hastighet eller høy viskositet vil partiklene i fluidet strømme i parallelle linjer. Ved økning i hastigheten vil partiklene begynne å svinge og ved ytterlige økning beveget partiklene seg i uorganiserte virvler i alle retninger. En såkalt turbulentstrømning. Strømningstypen er også avhengig røret det strømmer gjennom, ruhet, utforming og temperatur.

Denne mannen har gitt navn til den dimensjonsløse konstanten Reynoldstallet (Re), som indikere om en strømningen er turbulent eller laminær i en gitt situasjon.

$$Re = \frac{vL\rho}{\mu} \quad (11)$$

Hvor:

L er den geometriske lengden (i rør, L = diameteren (D))

$\rho$  er fluidets tetthet,

v er gjennomsnittshastigheten

$\mu$  er dynamiske viskositeten

Ut fra formel ( 11 ) kan vi se at en høy hastighet og tetthet vil gi et høy Reynoldstall og dermed turbulens. Den geometriske lengden for et rør er diameteren (D). En økning i diameteren øker også Reynoldstallet, men økningen vil også føre til lavere hastighet som reduserer Reynoldstallet betraktelig.

Newtonske og ikke-newtonske fluider har ulike strømningsegenskaper. Dermed har Metzner og Reed (Metzner & Reed 1955) fremlagt en modifisert likning for Reynoldstallet tilpasset ikke-newtonske væsker.

$$Re = \frac{\rho v^{2-n} D^n}{K \left(0,75 + \frac{0,25}{n}\right)^n 8^{n-1}} \quad (12)$$

Hvor:

Re er reynoldtallet

n er strømnings karakteristiske indeksen

K er konsistens koeffisient

D er diameteren i røret

$\rho$  er fluidets tetthet

Y. R. Chen bekreftet i 1986 denne formelen, og beskrev den som passende formel for ikke-newtonske fluider som fulgte «Power Law». Strømnings karakteristiske indeksen og konsistens koeffisienten er parametere som beskriver hvordan fluidet oppfører ved et bestemt forhold.



Ved  $Re < 2000$  anses strømmingen til å være laminær. Er  $Re > 4000$  vil den mest sannsynlig være turbulent og området mellom  $2000 < Re < 4000$  blir betegnet som den kritiske sonen. (E. John Finnermore 2009).

Grensesjiktet begynner fra rørveggen og til der hvor sjikthastigheten er 0,99 ganger den maksimale hastigheten ( $v_{maks}$ ) som er i midten av røret. Grensesjiktet deles her inn fire områder, basert på avstanden fra veggen. Det tynne laget helt innerst med veggen kalles viskøst dellag ( $\delta_v$ ), pga. av den viskøse effekten som dominerer. Neste område kalles bufferlag, hvor den turbulente effekten blir mer betydelig, dog er det den viskøse effekten som dominerer. Innenfor der igjen kommer det overlappingslaget hvor turbulent effekt gjør seg mer gjeldende, men viskositetseffekten er enda gjeldene. Til siste er det turbulentlaget som er dominert av den turbulente effekten (Cengel & Ghajar 2011).

Ved turbulens øker miksing i et fluid, som er et resultat av at partiklene beveger seg med relativ høy hastighet og i alle retninger. Dette fører til at partiklene kolliderer, overfører kraft og vi får en økning i friksjon mot overflaten.

I noen tilfeller kan et fluid komprimeres, da reduseres volumet og tettheten øker. Hos gasser vill komprimeringsfaktoren ha stor betydning, men for væsker er det av så liten betydning at den normalt behandles som inkompressible.

Igangsettingskraft er den kraften som skal til før et material begynner å flyte. Kan testes ved å gradvis øke påført stress. Da vill skjærspenningen øke og øke til et punkt hvor det når flytegrensen. For de fleste fluider vil de begynne å flyte med en gang, men for Bingham plastikk og Herschel-Bulkley fluider må den påførte kraft overstige en viss grense.

### 2.2.5 Fluidtyper

Inndelingen i fluider baseres på viskositetens respons ved påført stress og flytegrensen.

I en newtonsk fluid vill viskositeten ha en lineærsammenheng mellom skjærspenning og hastighetsgradienten, se Figur 7. Hvor det illustreres grafisk den lineære sammenhengen hos en newtonsk fluid. (E. John Finnermore 2009) Med andre ord vill ikke viskositeten endre seg ved endring i stress.

En ikke-newtonsk fluid vil viskositeten endres ved endring i stress. Da vil sammenhengen mellom skjærspenning og hastighetsgradienten ikke være proporsjonal. Viskositeten til en ikke-newtonsk fluid er derfor vanskelig å forutse og må kartlegges gjennom forsøk (E. John Finnermore 2009). Typisk ikke-newtonske fluid er maling, ketsjup og gele.

Ikke-newtonske fluider deles inn i grupper etter hvordan de responderer ved endring i påført kraft. I Figur 7 illustreres responsen til ulike ikke-newtonske og newtonske fluider grafisk. Ut i fra de ulike typene fluid er det laget matematiske modeller for å best mulig beskrive viskositeten til et fluid.

Hos pseudoplastisk fluider reduseres viskositeten etterhvert som stresset øker. Motsetningen er Dilatant fluid hvor viskositeten øker ved økt stress.

Herschel-Bulkley fluid har en viss igangsettingskraft som den må overstige før det begynner å flyte. Når det begynner å flyte har det en pseudoplastisk oppførsel. Denne matematiske modellen tar hensyn til igangsettingskraft, men ved uendelig hastighetsgradient vil viskositeten gå mot null.

Herschel-Bulkley:  
(Chin 2001)

$$\mu = \tau_0 + K\dot{\gamma}^{n-1} \quad (13)$$

Hvor:

$\mu$  er dynamisk viskositet

$\tau_0$  er igangsettings kraften

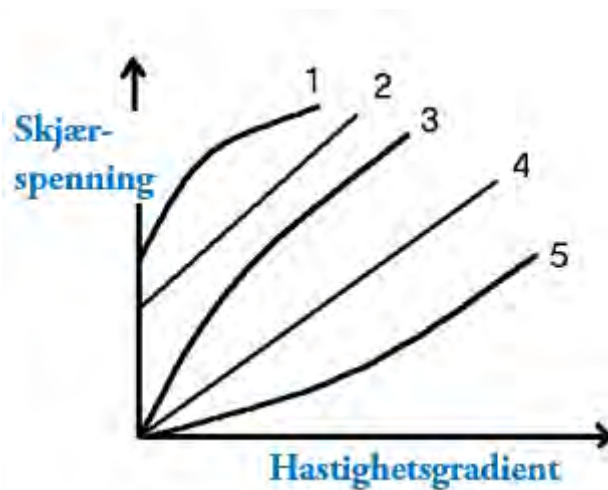
$K$  er konsistens koeffisient

$n$  er strømnings karakteristisk indeks

$\gamma$  er hastighetsgradienten

Bingham plastisk fluid er ikke flytende ved lavt stress, og blir flytende når stresset blir tilstrekkelig høyt for det aktuelle fluidet. Da oppfører Bingham plastikk seg som et newtonsk fluid.

(John F.Douglas 2001).



Figur 7: Graf over ulike fluid typer og deres respons til påført kraft. 1 er Herschel-Bulkley/viskoplastisk fluid, 2 er Bingham fluid, 3 er Pseudoplastisk fluid, Newtonsk fluid, og 5 er Dilatant fluid.

### 2.3 Hydraulisktransport

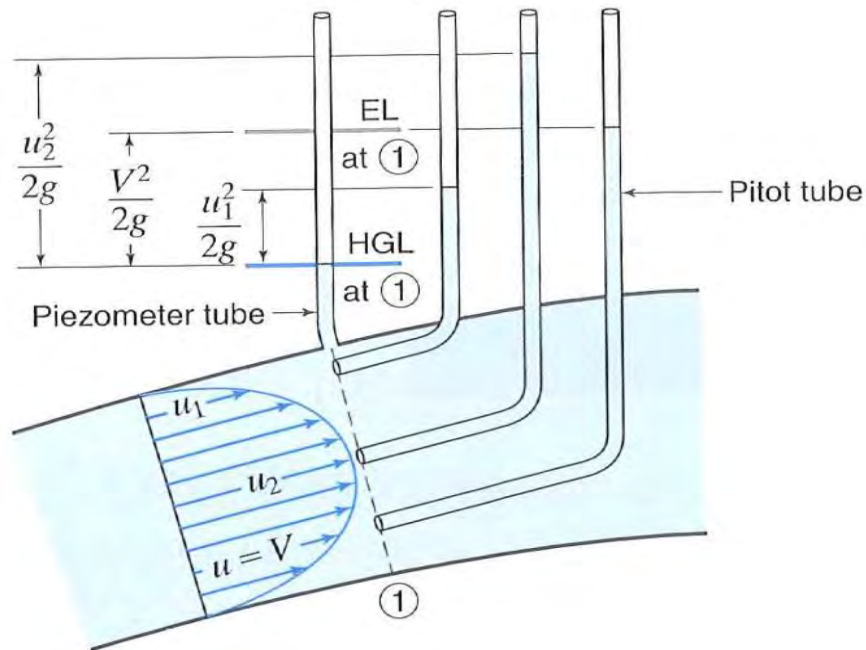
Hydraulisktransport benyttes for å forflytte material. Materialet må være i fluid form, det vil si at det må løses i gass eller væske dersom det er i fast form. Kanalsystemet kan være under trykk eller ved atmosfærisk trykk. Dersom fluidet ikke drives frem av trykk benyttes ofte den potensielle energien som er lagret i fluidet pga. høydeforskjeller. Når et system er satt under trykk drives fluidet frem pga. trykkforskjeller i systemet. Det gjøres ved en pumpe «dytter» eller suger fluidet gjennom systemet ved å øke trykket eller senke trykket.

Transportkanalene er kan være rør, slanger eller åpne kanaler. Det er ønskelig at overflaten som er i kontakt med fluidet er glattest mulig for å minimere energitapet ved friksjon.

Pumpa må tilføre energi for å sette fluidet i bevegelse, holde det i bevegelse og eventuelt øke den potensielle energien ved vertikaltransport. Det vill si at pumpa må til enhver tid tilføre den energien som går tapt på grunn av friksjonstap internt i fluidet, langs ledningen og ved forstyrrelser, og tilføre energi som tilsvarer en eventuell økning i potensiell energi.

Energien som blir påført fluidet kan ved hjelp av Bernoullis likning deles inn i tre grupper; kinetisk energi (omtales også som dynamisk trykk), potensiell energi og statisk trykk. I Figur 8 er det illustrert hvordan de ulike trykkene kan registreres. Det første er et piezometer-rør som måler det statiske trykket ved veggen (HGL linjen). De neste rørene er pitot-rør som måler totaltrykket (EL linjen), for at

det skal måle et representativt totaltrykk for helerøret må det være plassert som det sisterøret. Totaltrykket er både det statiske og det dynamiske trykket.



Figur 8: Illustrere ulike målinger av trykk i et rør.

## 2.4 Kavitasjon

Ved for lavt trykk kan væsken gå over til gassbobler, for så å implodere når trykket igjen øker. Dette fenomenet kalles kavitasjon (Alexandrou 2001).

Dette er et kjent problem i pumper, hvor det kan bli dannet bobler på sugesiden og deretter implodere når trykket plutselig øker. Implodering av boblen er som en liten eksplosjon, pga. den store endringen i volum. Dermed kan kavitasjon gjøre store skader på rørsystemet.

Kavitasjon i forhold til pumper kan unngås ved å sikre seg at *Net Positiv Suction Head* (NPSH) er positiv. Det vil si at det statiske og dynamiske trykket på sugesiden, minus fordampningstrykket til fluidet er positivt. For å avgjøre om det er fare for kavitasjon, benyttes også en spesiell utgave av Eulers tall; kavitasjonstallet.

$$\sigma = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (14)$$

Hvor:

$\rho$  er fluidets tetthet

$\sigma$  er kavitasjonstallet

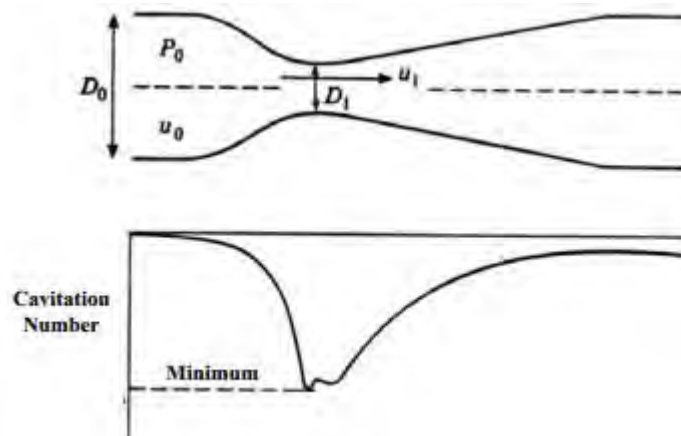
$p$  er trykket i systemet (statisk)

$p_v$  er fordampnings trykket

$v$  er fluidets hastighet

Kavitasjonstallet er et forholdstall som ser på ulikheten i systemets trykk og fordampningstrykket, og mot fluidets dynamiske trykk. Er kavitasjonstallet lavt er det stor sannsynlighet for kavitasjon.

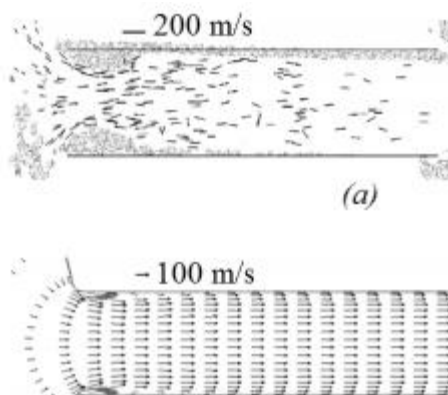
Hva som er et lavt eller høyt kavitasjonstall er avhengig av situasjonen.



Figur 9: Øverste bildet illustrerer strømmingen gjennom en venturi. Nederst er det grafisk fremstilt hvordan kavitasjons tallet er langs strekket.

Ved en økning i fluidets hastighet f.eks. ved en innsnevring i en venturi vil sannsynligheten for dannelse av bobler øke. For så og implodere ved ekspansjon. Dette er illustrert i Figur 9.

Kavitasjon oppstår blant annet ved singulærtap, som bend, innsnevring og innløp. For å unngå kavitasjon kan diameteren økes eller volumstrøm senkes. Dermed senkes hastigheten på fluidet, som har stor effekt på kavitasjonstallet, se likning (14). En reduksjon av fluidets temperatur vil også ha en positiv effekt for å unngå kavitasjon. Årsaken til at en reduksjon i temperatur demper gassdannelse, er at fordampningstrykket og temperaturen er avhengig av hverandre og det er ønskelig at fordampningstrykket er lavest mulig.



Figur 10: Illustrasjon av strømming gjennom to rør. I det første røret har fluidet 200 m/s og i det nederst røret passerer fluidet med 100 m/s (Martynov et al. 2006)

Ved inngangen til det første røret i Figur 10 strømmer fluidet i en vena kontraksjon, med svært høy hastighet. I røret under er hastigheten lavere og hovedstrømmen nytter større deler av røret, dermed minimeres lommene og faren for kavitasjon.

Det antydes også av S. B. Martynov et al. (Martynov et al. 2006) at en økning i viskositet reduserer og dermed skjærspenningen har en dempende effekt på kavitasjon.

## 2.5 Husdyrgjødsel

Husdyrgjødsel er en samlebetegnelse for biologiskavfall som stammer fra ulike typer husdyr. De viktigste komponentene består av avføring, urin, avløpsvann og noe rester av fôr og sagspon (Laguë et al. 2005). Husdyrgjødsel er en svært verdifull biprodukt i jordbruket. Ved å tilfører jorder

husdyrgjødsel tilbakefører viktig næring, som fremmer avlingen. Dette forutsetter at gjødselen blir håndtert og distribuert på riktig måte.

Husdyrgjødsel har stor variasjon i kjemisk og fysiske egenskaper, som gir utfordring både for håndtering og kontroll av næringstilførsel. Først og fremst er det store forskjeller på avføringen fra ulike dyre arter. Vist i Tabell 2 som viser variasjonene i tørrstoffinnhold hos ulike dyr og ved ulike forhold. Forhold som lagring, type forring, alder og dyrets bruk vill være avgjørende for gjødselens egenskaper (Laguë et al. 2005).

Fra et materialhåndteringsperspektiv vil husdyrgjødsel klassifiseres som væske, gylle, halvfast og fast. Klassifiseringen er i henhold til tørrstoffinnholdet, dog vil andre fysiske og kjemiske egenskaper også spille inn, som forklarer forskjellen på intervallene hos ulike dyr fra Tabell 2 (Laguë et al. 2005).

Tabell 2: Tabell over fysisk klassifisering etter tørrstoff innhold (% TS) hos husdyr (ASAE 2002b).

<b>Fysiske klassifisering av husdyrgjødsel etter tørrstoff (vekt %), ASAE 2002b.</b>				
Husdyrgjødsel far følgende rase	Fysisk kategori			
	Væske	Gylle	Halvfast	Fats
Kjøtt fe	0-3	4-9	11-15	>19
Melkekyr	0-2	3-8	10-14	>16
Fjærkre	0-4	5-12	14-20	>24
Gris	0-5	6-14	15-23	>25

Husdyrgjødsel er en ikke-newtonsk væske (El-Mashad et al. 2005), dog vill den ifølge Kumar (Kumar et al. 1972) ha newtonske egenskaper ved  $TS > 5\%$ . El. Mashad observerte også det lineære forholdet mellom hastighetsgradienten og skjærspenningen i alle tilfeller ved høy skjærspenning og ved temperatur mellom 30-60 °C. Fra rapporten av Kumar et al. «Flow Properties of Animal Waste Slurries» kan det observeres at en økning i temperatur reduseres viskositeten, dog vil denne forskjellen være svært liten ved  $TS < 5\%$ .

Når  $TS > 4,5\%$  kan ikke «Power Law» benyttes ifølge Chen et al. (Chen, Y. R 1986). Dermed foreslo han i 1986 likning (15) som en reologisk modell for gjødsel fra kjøtt-fe produksjon. For tilfeller hvor fluidet ikke følger det lineære forholdet mellom skjærspenning og hastighetsgradient og fluidet har en maksimal grense for viskositet.

$$\tau = \mu_0\gamma + K''\gamma^{n''} \quad (15)$$

Hvor:

$K''$  og  $n''$  er reologiske parameter

$\mu_0$  er begrensede viskositeten

$\gamma$  er hastighetsgradient

Landry et al. (H. Landry 2004) konkluderte i 2004 med at husdyrgjødsel var et pseudoplastisk fluid og at «Power Law» kunne benyttes for å beskrive sammenhengen mellom hastighetsgradient og skjærspenning.

I følge Agromiljø (Vastveit 2014) er det ønskelig å fortynnes gjødselen ned til ca. 4% TS. Dette er næringsmessig gunstig ved at gjødselene raskere penetrerer ned i jorden, dermed bevares viktig næring og plantene får tilført mer vann. Fortynning skjer naturlig ved regn i åpne utendørskummer eller ved innblanding av vann.

Gjødselen transporteres ved hydraulisk- eller satsvistransport. Ved hydraulisktransport nyttes rør og slanger, hvor en høytrykkspumpe driver gjødselen gjennom. Metoden er renere og gir lavere driftskostnader (Kumar et al. 1972), samt svært effektiv. Metoden forutsetter gjødsel i væskeform eller som gylle, samt setter praktiske begrensinger til transportavstand. Satsvistransport er en mer fleksibel metode, dog er den meget tids- og energikrevende, som også medfører store belastninger på mark og veier. Mye kjøring og med tung last fører til pakkeskader av jorde, som resulterer i dårligere avling. Når jorden pakkes klarer ikke regnet å penetrere jordskorpa, dermed renner den langs overflaten og drar med seg viktig næring. Ved bruk av hydrauliske kanaler som slanger og rør, fordeles belastningen av gjødselen over store strekk, samt at kjøringen minimaliseres. (Vastveit 2014).



Figur 11: Illustrasjon av kjøremønstre ved gjødsling med hydraulisktransport (øverst) og tankvogn (norders).

Tettheten ( $\rho$ ) til husdyrgjødsel i  $\text{kg/m}^3$ , regnes ut ved å benytte tørrstoff (TS) prosenten (H. Landry 2004).

For melkekyr benyttes likning, hvor sammenhengen mellom tørrstoff og tetthet utfra likning ( 16 ) har en korrelasjon der  $R^2 = 0,93$ :

$$\rho = 0,0367 (TS)^3 - 2,38(TS)^2 - 14,6(TS) + 1000 \quad (16)$$

## 2.6 Rørruhet

Hvor stor motstand rørveggen gir et fluid mot å flyte beskrives blant annet av friksjonskoeffisienten ( $f$ ). Friksjonskoeffisienten er en funksjon av Reynoldstallet og den relative ruheten ( $k$ ). Unntakene er ved helt turbulent strømning i et svært grovt rør. Da vil friksjonskoeffisienten ikke være avhengig av Reynoldstallet, kun den relative ruheten. Samt ved laminær strømning, hvor det kun er Reynoldstallet som spiller inn (Alexandrou 2001).

Friksjonskoeffisient ved laminærstrømning:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (17)$$

Ruheten til et material fastsettes eksperimentelt, og verdiene er en god indikasjon på materialets ruhet. Eksempel på verdier er oppgitt i Tabell 3.

Den relative ruheten er et dimensjonssløst forholdstall mellom absolutt ruhet ( $\epsilon$ ) og rør diameteren (D):

$$k = \frac{\epsilon}{D} \quad (18)$$

Den absolutte ruheten er et mål på overflatens uregelmessigheter. Verdien oppgis i millimeter og er et mål på hvor stor friksjon overflaten gir. Den varierer mellom materialer og overflatebehandling.

Tabell 3: Absolutt ruhet (mm) for ulike materialer (Cengel & Ghajar 2011).

Material	Ruhet, $\epsilon$ (mm)	Kilde
Rustfrittstål	0,002	(Cengel & Ghajar 2011)
Galvanisert jern	0,15	(Cengel & Ghajar 2011)
Messing eller kobber	0,0015	(Cengel & Ghajar 2011)
Kommersielt stål	0,045	(Cengel & Ghajar 2011)
Tre stokk	0,5	(Cengel & Ghajar 2011)
Plast	0,0015	(eng. 2003)

I Tabell 3 kan ulike verdier for absolutt ruhet avlese, verdiene for ulike materialer er testet eksperimentelt.

Hvor stor effekt den absolutte ruheten har på friksjonskoeffisienten er avhengig av tykkelsen på det viskøse dellaget ( $\delta_v$ ). Dersom viskositeten til et fluid øker, og hastigheten synker vil tykkelsen på dellaget øke. Er dellaget større enn den absolutte ruhet vill ikke ruheten ha noen effekt, og røret anses som hydraulisk glatt. Dersom  $\delta_v < \epsilon/14$  anses røret som helt grovt og området mellom kalles overgangssone. De fleste strømminger i rør i praksis faller innenfor den sist nevnte sonen (E. John Finnemore 2009).

Dersom diameteren på røret øker, vill mindre fluid være i kontakt med rørvæggen, dermed synker den relative ruheten. Endring i diameter vil ha stor effekt siden den senker farten på fluidet og minsker den relative ruheten.

Ved å bruke Colebrooks likning for turbulent strømning i alle rør, kan friksjonskoeffisienten (f) beregnes.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \left( \frac{\epsilon}{3,7} \right) + \left( \frac{2,51}{R\sqrt{f}} \right) \right) \quad (19)$$

Likning (19) er en implisitt likning og ulike verdier for friksjonskoeffisienten må testes ut for å finne best mulig friksjonskoeffisient. Løsningen må da skje ved interaksjoner eller grafisk løsning av friksjonsfaktor mot Reynoldstallet. Likningen har stor bruksverdi, men har vist gjennom eksperimenter å avvike med maksimalt 10-15 % (E. John Finnemore 2009).

Dersom røret anses som hydraulisk glatt kan friksjonskoeffisienten finnes med likningen til Colebrook:

$$f = \left( \frac{1}{1,8 \log \left( \frac{Re}{6,9} \right)} \right)^2 \quad (20)$$

Likning ( 20 ) er en forenkling av Colebrooks likning, hvor den absolutte ruheten antas å være null.

I tilfeller hvor røret anses som helt grovt, vill ikke reynoldstallet ha innvirkning, og von Kármán fant ut at friksjonskoeffisienten kan uttrykkes:

$$f = \left( \frac{1}{2 \log \left( \frac{3,7}{\frac{\epsilon}{D}} \right)} \right)^2 \quad (21)$$

S. E. Haaland kombinerte likning ( 20 ) og ( 21 ), slik at friksjonskoeffisienten for turbulent strømning i alle rør finnes eksplisitt:

$$f = \left( \frac{1}{-1,8 \log \left( \left( \frac{\epsilon}{3,7 D} \right)^{1,11} + \left( \frac{6,9}{Re} \right) \right)} \right)^2 \quad (22)$$

Likningen til Haaland er mer anvendelig til enkel beregning av friksjonskoeffisienten og avviker med mindre enn  $\pm 1,5\%$  fra likning ( 19 ) ved  $4000 \leq Re \leq 10^8$  (E. John Finnemore 2009).

### 2.6.1 Moody diagrammet

Moody diagrammet ble fremlagt av Moody i 1944 og er basert på likning for friksjonskoeffisient for laminær og turbulent strømning, likning ( 17 ) og ( 19 ).

Diagrammet deler strømningsforholdet inn i laminær-, kritisk-, overgangs- og helt turbulent sone. I kritisksone er det uvisst om strømmen er laminær eller turbulent, dermed er det vanskelig å fastsette noen verdier for friksjonskoeffisienten. I overgangssonen er friksjonskoeffisienten en funksjon av både Reynoldstallet og den relative ruheten. I den helt turbulentsonen vill friksjonskoeffisienten ikke være avhengig av Reynoldstallet. Skillet mellom overgangssonen og helt turbulentsone er markert med en stiplet linje basert på likning ( 23 ) som er fremlagt av R. J. S. Pigott.

$$Re = \frac{3500}{\frac{\epsilon}{D}} \quad (23)$$



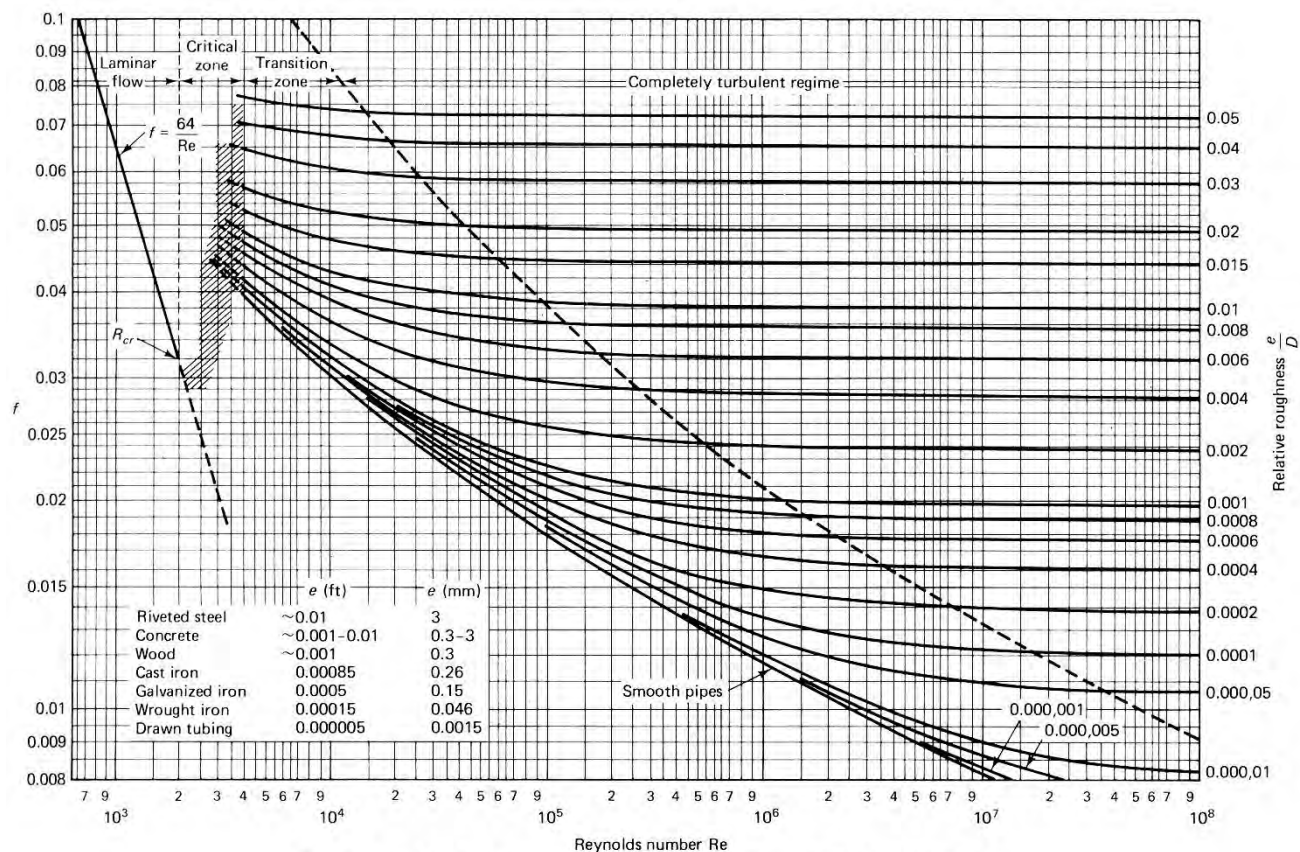


Figure 7.13 Moody diagram. (From L. F. Moody, *Trans. ASME*, Vol. 66, 1944.)

Figur 12: Moody diagrammet, som er et verktøy for å finne relasjonen mellom Reynoldstallet, relative ruheten og friksjonskoeffisienten.

Moody diagram, hvor den vertikale aksene er delt i to med friksjonskoeffisient på venstresiden og den relative ruheten på høyre. Den horisontale aksene representerer Reynoldstallet. Verdiene i diagrammet er alle dimensjonsløse, som gjør det svært anvendelig for alle enhetssystemer.

Det er verdt å merke seg hvor sammenfallende kurvene i den nedre delen av overgangssonen er. Dette kommer av at det viskøse dekket bli tykkere ved lave Reynoldstall, dermed omslutter den rørets absolute ruhet og røret bli hydraulisk glatt (E. John Finnermore 2009).

## 2.7 Friksjonstap

Totaltrykktap ( $h_L$ ) i et i et system, deles inn i friksjonstap i ledninger ( $h_f$ ) og singulærtap ( $h_s$ ). Energien går fra kinetisk- og statiskenergi til varmeenergi pga. friksjon. Varmeenergien sees på som tapt for systemet, siden den ikke kan nyttes til transport (Ødegaard 2012).

$$h_L = h_s + h_f \quad (24)$$

### 2.7.1 Friksjonstap i ledningene

Trykktapet gjennom et lengre rørsystem er i all hovedsak friksjonstap i ledning, som oppstår ved friksjon mellom fluid og rørvegg og internt i væsken. Det beregnes ved å nytte Darcy-Weisbach sin likning.

$$h_f = \frac{fL}{D} \cdot \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (25)$$

Hvor:

$f$  er friksjonskoeffisient

$L$  er karakteristiske lengden av røret

$D$  er indre diameter

$v$  er gjennomsnittshastighet

$g$  er tyngdekraften

$h_f$  er friksjonstap i røret

Ut fra likningen kan man se at økt hastighet vil øke trykktapet betydelig, økt friksjonskoeffisienten vil øke tapet, mens en økt diameteren på røret vil redusere trykktapet betydelig. I et system med lange ledningstrekk vill lengden ha stor betydning. Friksjonskoeffisienten kan bestemmes utfra Moody diagrammet eller ved å bruke likningene beskrevet for de ulike situasjoner i kapittel 2.6.

### 2.7.2 Singulær tap i rør

Trykktap som følger av en lokal endring i rørstrukturen, kalles singulærtap. Normalt neglisjeres disse i større systemer, hvor det er friksjonstapet i ledningen som er dominerende.

Ved endring i konstruksjonen rundt strømmingen vil det føre til forstyrrelser. Strømmingen kan være påvirket av forstyrrelsen et langt stykke etter selve forstyrrelsen. En grov regel sier at etter 100 ganger rørdiameteren skal fluidet igjen ha opprettet normal hastighetsprofil.

Et singulærtap kan dermed beskrives som en plutselig endring av fluidets strømming, som danner virvler og økt turbulens som fører til tap av energi. Singulærtap kan uttrykkes ved en multiplikasjon mellom tapskoeffisienten ( $k_s$ ) og den dynamiske hastighets høyden (E. John Finnemore 2009).

Friksjonskoeffisienten er individuell for hvert tilfelle og settes inn i likning ( 26 ) som er generell for alle singulær tap.

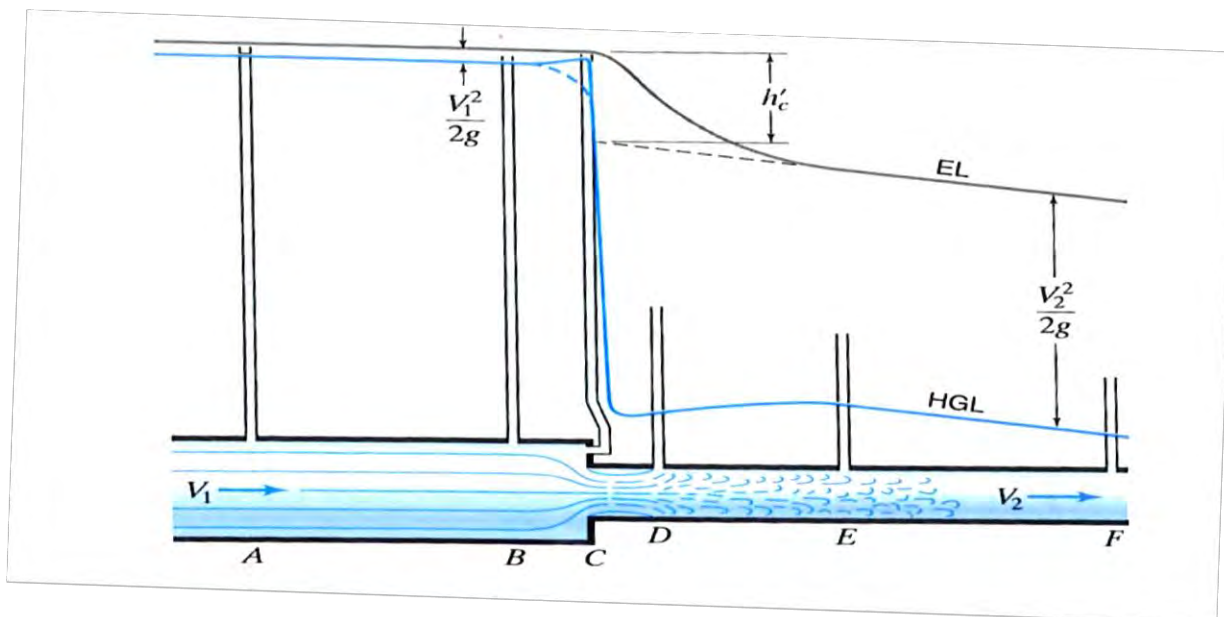
$$h_s = k_s \frac{v^2}{2g} \quad (26)$$

(E. John Finnemore 2009)

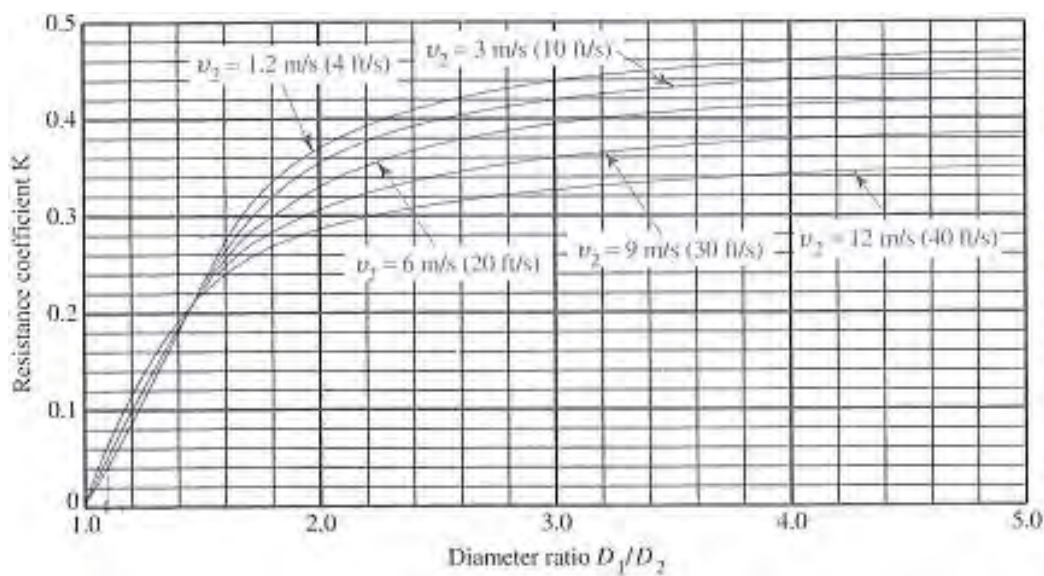
Energitapet knyttet til et singulærtap er komplekst, derfor er tapskoeffisienten oftest målt eksperimentelt, ved å ta differansen av totale trykke før og etter singulærtapet og trekke fra det forventede trykkfallet i ledningen. Diagrammer og tabeller er så utviklet for å enkelt kunne finne frem til passende tapskoeffisient.

#### 2.7.2.1 Plutselig innsnevring

En plutselig innsnevring er ofte en overgang mellom to rør med ulik diameter, fra høy til lavere diameter. Overgangen er da ikke en gradvis, og strømmen møter en «vegg» langs kantene, se Figur 13 for illustrasjon. Ved plutselig kontraksjon vil hastigheten til fluidet øke, mye av energien går over fra statisk til dynamisk trykk, dermed synker det statiske trykket. Differansen mellom energilinjen før (B) og etter kontraksjonen når fluidet har gjenopprettet en «fullt utviklet hastighetsprofil» (F) gir da friksjonstapet ( $h_c$ ) se Figur 13 (E. John Finnemore 2009).



Figur 13: Illustrasjonsbilde av en plutselig innsnevring av rør. Figuren viser at det dannes lommer med virvler ved innsnevringen, men også etter. (Mott 2000)

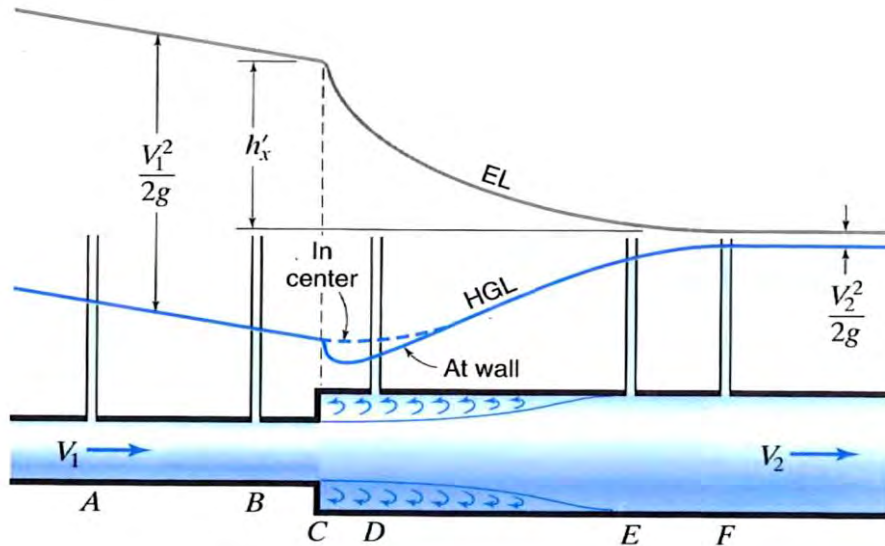


Figur 14: Diagram for avlesning av tapskoeffisient ( $k_c$ ) for innsnevring. X-aksen er forholdet mellom diameteren før og etter innsnevring. Hvor hastigheter er fra 1,2 til 12 m/s er representert

Ved å gå inn i diagrammet i Figur 14, kan tapskoeffisienten ( $k_c$ ) avleses med kjennskap til diameterendring og hastigheten etter innsnevring.

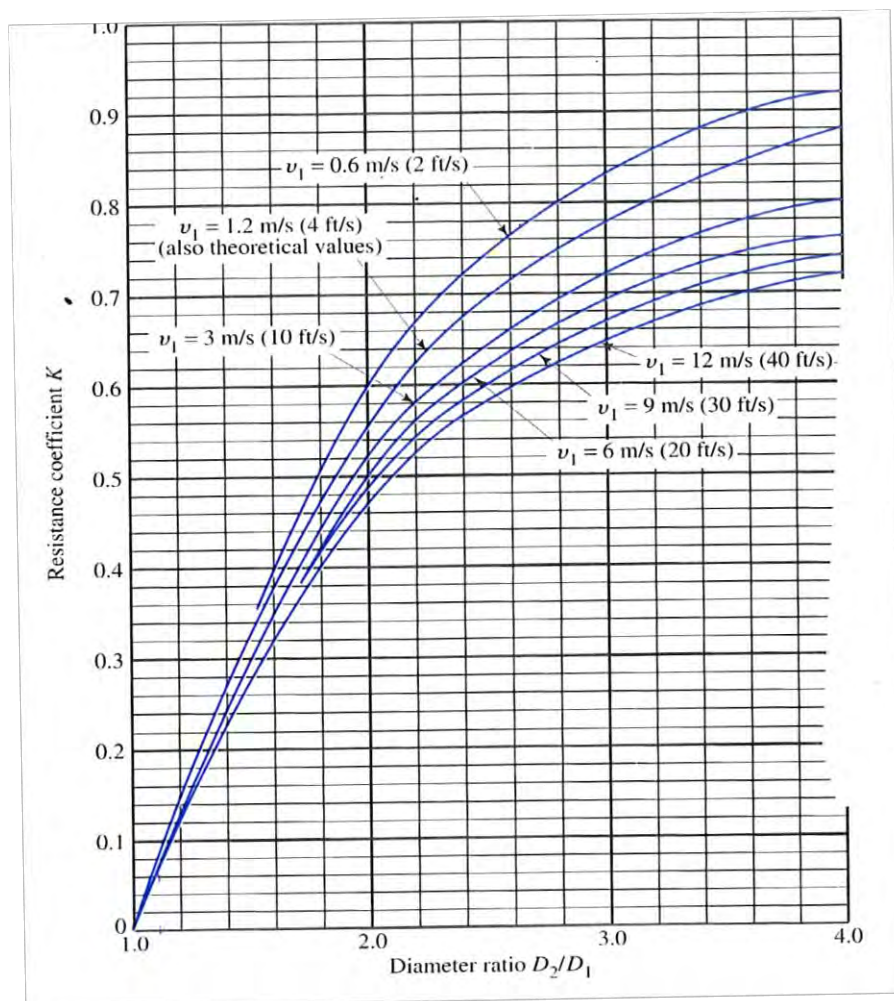
### 2.7.2.2 Plutselig ekspansjon

Ved en plutselig ekspansjon i rør vil det statiske trykket øke og hastigheten bli redusert. I Figur 15 illustreres en slik ekspansjon, med tilhørende energilinjer. Tapet skjer fra punkt C til E, hvor det dannes kraftig turbulens/virvler etter ekspansjon. Energitalpet som følger av en ekspansjon, er betydelig høyere enn ved en tilsvarende plutselig diameter ending ved kontraksjon. Årsaken er at fluidet ved ekspansjon har en høyere iboende ustabilitet, det dannes mer avvikende strømninger og virvler. Det dannes også lommer med virvler utenfor hovedstrømningen, se Figur 15 (E. John Finnemore 2009).



Figur 15: Illustrasjon av en plutselig ekspansjon i rørdiameter. EL beskriver totaltrykket og HGL beskriver det statiske trykket. (E. John Finnernmore 2009)

Tapskoeffisienten leses av diagram i

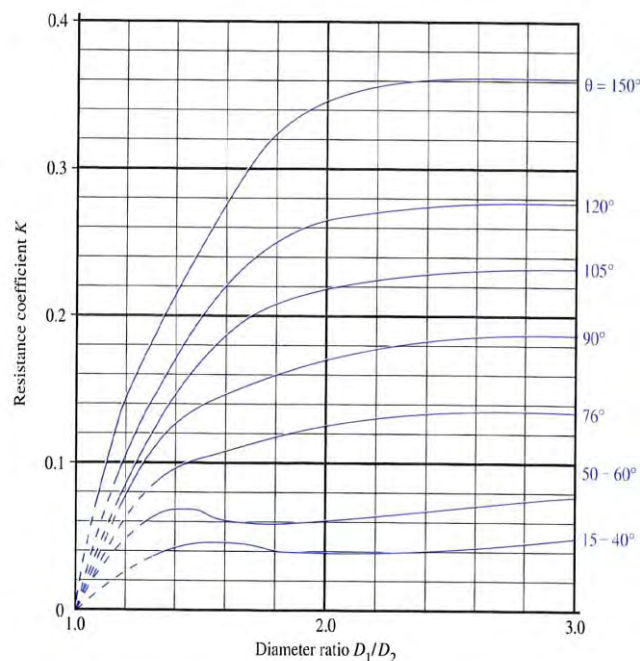
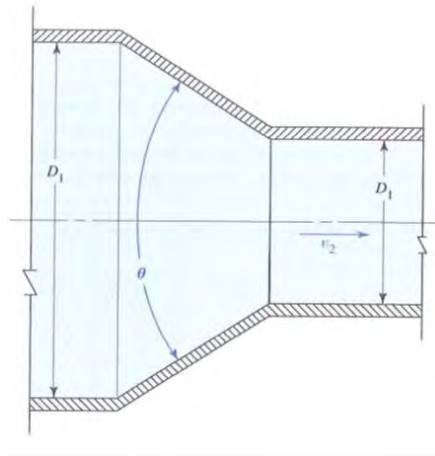


Figur 16, med kjennskap til diameter endring og hastigheten før ekspansjon.

Figur 16: Diagram for avlesning av tapskoeffisient ved ekspansjon.

### 2.7.2.3 Gradvis overgang

Gradvis overgang mellom ulike rørdimensjoner benyttes for å senke trykktapet i f.eks. røroverganger, ved å minimere turbulensen. Hvor skånsom denne overgangen er avhengig av konevinkelen ( $\theta$ ). Er konevinkelen  $\theta=180^\circ$ , karakteriseres den som en plutselig overgang og ved konevinkel  $\theta < 180$  karakteriseres den som en gradvis overgang. Reduseres denne vinkelen vill friksjonskoeffisienten for overgangen synke betraktelig. For gradvisekspsjon vil en reduksjon under  $7^\circ$  ikke gi ytterligere effekt og for gradvis innsnevring vill en reduksjon under  $15^\circ$  derimot gi økning i friksjonstap (Mott 2000).



Figur 18: Illustrasjon av gradvis innsnevring i rør. (Mott 2000)

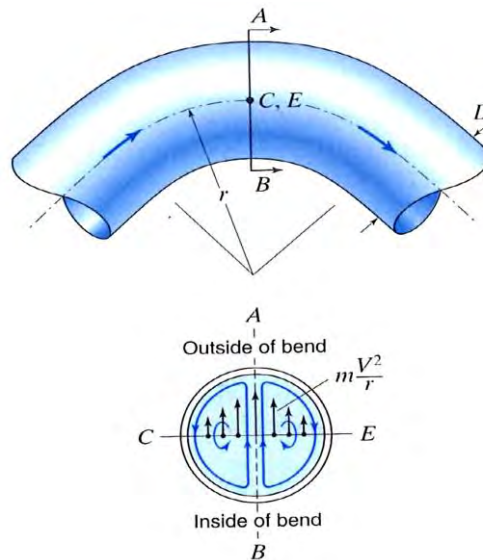
Figur 17: Graf for avlesning av tapskoeffisient for gradvis innsnevring. (Mott 2000)

Ved å benytte forholdet mellom diameteren før og etter den gradvise innsnevringen, og konevinkelen kan tapskoeffisienten hentes ut fra Figur 17. Grafen kan nyttes ved  $Re > 1 \cdot 10^5$ .

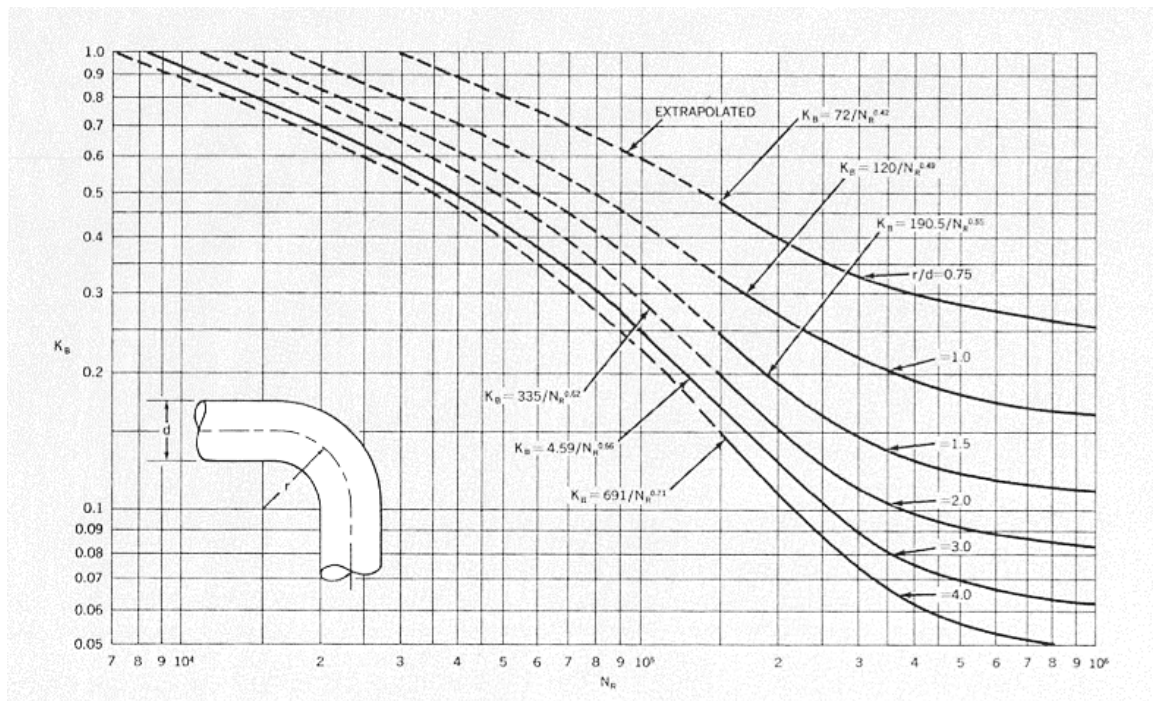
### 2.7.2.4 Friksjon ved bend

Ved retningsendring av fluidtransport nyttes det ulike typer bend, alt etter hvor stor grad av avbøyning som er ønskelig. Ved avbøyning vil partiklene bli utsatt for en sentrifugalkraft, dermed vil rørveggen i yttersvingen få en økning i trykk, samt en reduksjon i innersvingen. Sentrifugalkraften kombinert med den aksiale hastigheten danner en dobbel spiralstrøm, som vil fortsette til viskositeten blant annet stabiliserer strømmen (E. John Finnemore 2009).

Et 90 graders bend er et vanlig eksempel på bend, friksjonstapet er da avhengig av hvor stor svingradius ( $r$ ), diameteren på røret ( $D$ ) og Reynoldstallet.



Figur 19: Illustrasjon av et 90° bend, med svingradius ( $r$ ) og rørdiameter ( $D$ ). Under viser et tverrsnitt av røret med svarte piler for sentripetalkraften og blåe piler for fluidstrømmen. (E. John Finnemore 2009)



Figur 20: Graf for avlesning av tapskoeffisienten ved et 90° bend. X-aksen representerer reynoldstallet og Y-aksen tapskoeffisienten ( $k_B$ ). (Keller 1985)

I Figur 20 kan tapskoeffisienten for ulike  $90^\circ$  bend avleses. Ved å regne ut forholdstallet mellom svingradiusen ( $r$ ) på røret og den indre diameteren ( $D$ ) kan en passende linje velges. Reynoldstallet på x-aksen fastsetter så hvor stor tapskoeffisienten blir.

Et T-bend er et annet eksempel med mulighet for  $90^\circ$  avbøyning. Det har tre strømnings muligheter; rett gjennom, inn fra siden og  $90^\circ$  til en av sidene. Det største friksjonstapet er når fluidet må avbøyes. Da dannes det en lomme med saktegående fluid og virvler i den ende som er stengt som fører til stor grad av forstyrrelser i strømmingen.

Tapskoeffisienten ( $k_T$ ) for T-bend, med  $90^\circ$  avbøyning settes til 1,8. Denne verdien passer best ved veldig glatte rør. Ved helt turbulent strømming anbefales det å nytte  $L/D = 67$  som settes inn i Darcy-Weisbachs likning. Friksjonstapet vil da bli noe lavere, som kommer av den allerede turbulente strømmingen (E. John Finnermore 2009).

### 3 Material og metoder

For å analysere strømmingen gjennom systemet ble simulering i SolidWorks benyttet, og utregning av trykktapet. I dette kapitlet vil fremgangsmetoden bli gjennomgått, samt gitt eksempel på ulike utregninger. Metoden som nyttes vill så bli beskrevet på en slik måte at det er mulig å gjenta analysen.

Det eksisterende og optimaliserte delsystemet designes tredimensjonalt i SolidWorks. Detaljert informasjon om systemets dimensjoner og utforminger er beskrevet i 2D tegninger og lagt som vedlegg.

En økning i rørdiameteren vil i teorien ha stor betydning for reduksjon av trykktap. Dermed ble det optimaliserte systemet også analysert uten endring i diameteren, for å bedre kunne kartlegge betydningen av singulærtapene.

#### 3.1 Simulering i SolidWorks

##### 3.1.1 3D design i SolidWorks/Design av komponentene i SolidWorks

For å kunne simulere systemet i SolidWorks, måtte det bygges opp i 3D. Systemet består av enkelt komponenter hvor noen var ferdig tegnet i 3D, mens resterende komponenter ble konstrueres ved hjelp av *SolidWorks 3D CAD*.

Første del av oppgaven var å analysere det reelle systemet som Agromiljø benytter i dag. Det består av ti komponenter. Komponentene er tegnet eller hentet inn fra ulike databaser.

T-stykket og heksagonnippelen ble hentet ned fra Georg Fisher sin database. T-stykket måtte åpnes for strømming, mens heksagonnippelen kunne nyttes slik den var. AM-koblingene og svivelen er hentet fra Agromiljø sin database. Bauerkobling (han- og hundel) og plastslangen er tegnet inn i SW CAD ved hjelp av 2D tegninger og øvrig informasjon fra Agromiljø.

For det optimaliserte systemet måtte alle komponentene (AM-koblinger, treveis kuleventil, indresvivel og plastslange) designes i *SolidWorks 3D CAD*. I tillegg ble det optimaliserte systemet også designet uten en økning i diameter.

Komponentene ble deretter satt sammen til et system, ved fastsette ulike forhold mellom dem. På den måten blir komponentene låst til hverandre. Ved innløp, utløp og trykkmålingsuttak ble det satt på et illustrativt lokk som gjør systemet tett og dermed mulig å kjøre simulering over. Et illustrativt lok er kun et hjelpe middel for å kunne simulere, lokket er ikke med i praksis. Lokkets funksjon er å gjøre systemet «vanntett» og benyttes for å sette på strømningsbetingelser for innløp og utløp.

##### 3.1.2 Strømningsanalyse i SolidWorks

*Flow Simulation* applikasjonen i SolidWorks gjør det mulig å simulere fluidstrømninger med reelle betingelser og ulike scenarier kan settes opp for å se hvordan systemet reagerer. Det ble opprettet et eget prosjekt for systemet, hvor de gjeldene betingelsene og forholdene for kjøring ble fastsatt. Se Figur 24 som er en avbildning av systemet og oppsummering av benyttede betingelser og parametere.

Strømningen går internt i systemet og veggene er i praksis ikke adiabatisk, men på grunn av stor hastighet og lite temperatur forskjell på fluid og omgivelser analyseres det med adiabatisk forhold. Tyngdekraften med regnes og virker  $-9,81 \text{ m/s}^2$  i Y retning.

I analysen med eksisterende og optimaliserte system ble en standard husdyrgjødsel av melkekyr benyttet. De reologiske egenskapene for den ikke-newtonsk fluid ble definert i *ingeniørdatabasen* i SolidWorks. Fluidet er 4,5 % tørrstoff og valget baseres på hvilke anbefalinger Agromiljø gir til sine kunder. Herchel-Bulkley modell definerer den viskøse oppførselen til husdyrgjødselen.



Egenskapene til standard gjødseltype (melkekyr) 4,5% tørrstoff:

Tabell 4: Benyttede verdier i SolidWorks, for standard kjøring med husdyrgjødsel fra melkekyr ved 4,5 % tørrstoff.

Egenskap	Verdi	Kilde
Tetthet	1021 kg/m <sup>3</sup> *	(H. Landry 2004)
Konsistens koeffisient (K)	0,192809 Pa·s <sup>n</sup>	(Chen, Y. R 1986)
Igangsettings kraft	0**	(Chen, Y. R 1986)
Power-law indeks / Strømnings karakteristiske indeksen (n)	0,314344	(Chen, Y. R 1986)

\* Verdi utregnet som vist i kapittel 2.7.1.

\*\* Neglisjert, (Chen, Y. R 1986)

Omgivelsen har et atmosfærisk trykk og 14,2 °C.

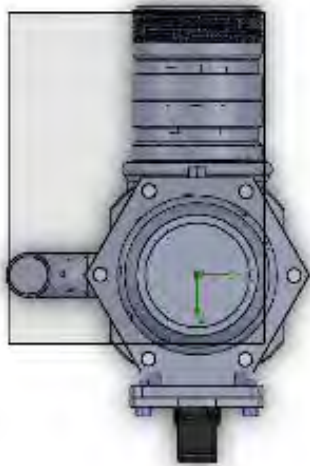
Fluidstrømmen er definert ved grensebetingelser på innsiden av de illustrative lokket ved innløpet og utløpet. Innløpet har en volumstrøm på 200 m<sup>3</sup>/t normalt på planet og ved utløpet defineres åpningen som atmosfærisk trykk (se Figur 24). Overflatene i systemet som er i kontakt med fluidet ble satt som *ekte vegg* med en tilhørende ruhet.

Tabell 5: Absolutt ruhet verdier som benyttes.

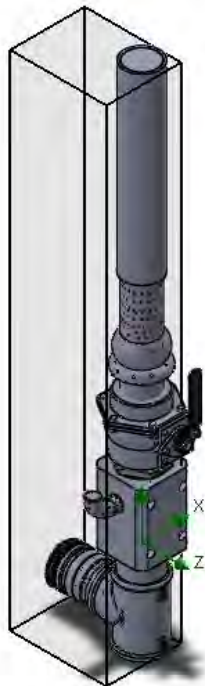
Material	Ruhet, $\epsilon$ (mm)
Rustfrittstål	0,002
Galvanisert jern	0,15
Messing	0,0015
Plast	0,0015

(Cengel & Ghajar 2011)

Databehandlingsområdet ble satt så lite som mulig (se Figur 21 og Figur 22), og inkluderte alle strømninger og veggene som fluidet er i kontakt med. Det er ønskelig å ekskludere overflødige informasjon om systemet for å minimere behandlingstiden.



Figur 21: Oversiktsbilde av databehandlingsområdet. Sett ovenfra.



Figur 22: Oversiktsbilde av databehandlingsområde. Sett fra siden.

### 3.1.3 Nøyaktighet i analysen

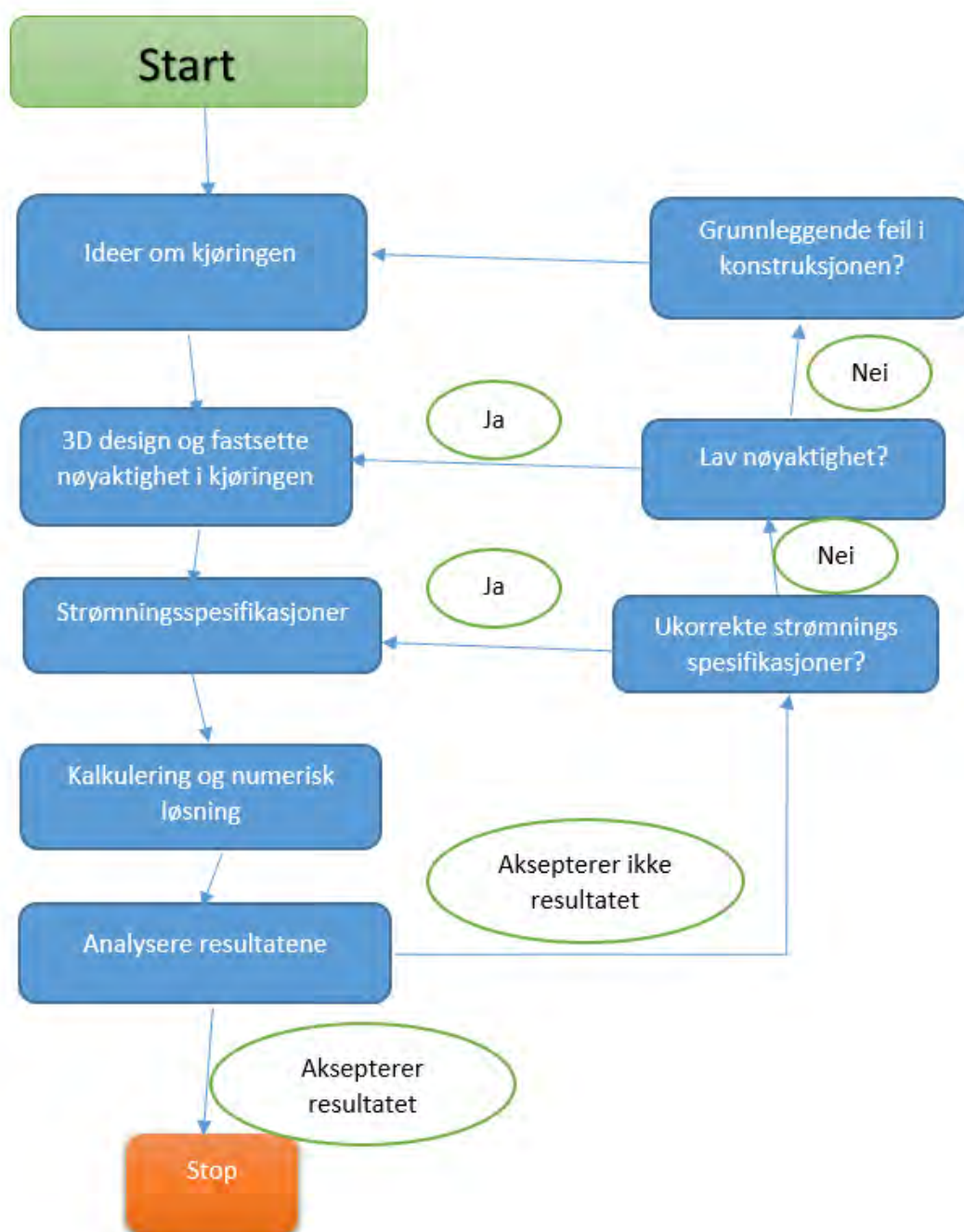
Hvor nøyaktig og god resultatene er, kommer an på hvor finmasket analysen gjøres. Når målingene er svært detaljerte, tar behandlingen lengre tid, dog vill du da gi mer nøyaktige resultat.

Grad av nøyaktighet ble satt til nivå 7 for hele systemet, ved de kritiske overgangspunktene ble nøyaktigheten økt til nivå 8 som er det høyeste nivået. De kritiske punktene er overganger mellom komponenter, ved trykkmåleren og ved 90 graders avbøyning av fluidet. Før simulering ble det kjørt en analyse av maskenettet, for å se om det var tilstrekkelig fint.

Ved å fastsette et automatisk nøyaktighets nivå i SolidWorks, laget programmet et maskenett som nivå og behov ulike steder i systemet. Eksempelvis vil det være mer finmasket (altså mindre elementer) i områder med strukturendring og ved stor grad av endring i fluidstrømmen.

### 3.1.4 Forløp for akseptere kjøringen

For å komme frem til innstillingene for kjøringen, ble det flere test kjøringer gjennomført for å til slutt kunne akseptere resultatene. Krav til å akseptere resultatene er hvor fin maska målingene er, samsvar med reel geometri og hvor realistiske og stabile resultatene er. Forløpet for testing av kjøring er illustrert i Figur 23.



Figur 23: Illustrerer forløpet for å akseptere kjøringen.

Først designes systemet i 3D og settes sammen til enhet. Strømningsspesifikasjoner, overflater og øvrige betingelser defineres.

Det kjøres en analyse av nøyaktigheten for målingene, ved å studere antall fluidceller og hvor finmasket nettet er i de ulike områdene. Når ønsket nøyaktighet var oppnådd ble kjøringen tatt videre til analyse. Dersom nøyaktigheten ikke er god nok i områder må dette korrigeres.

Er nøyaktigheten godkjent, kan simuleringen kjøres. Det er definert mål ved inngang og utgang av systemet, som sier at trykket dere skal konvergere for at simuleringen skal være løst. Når trykket har vært stabilt over tid for begge målene vil kjøringen være løst.

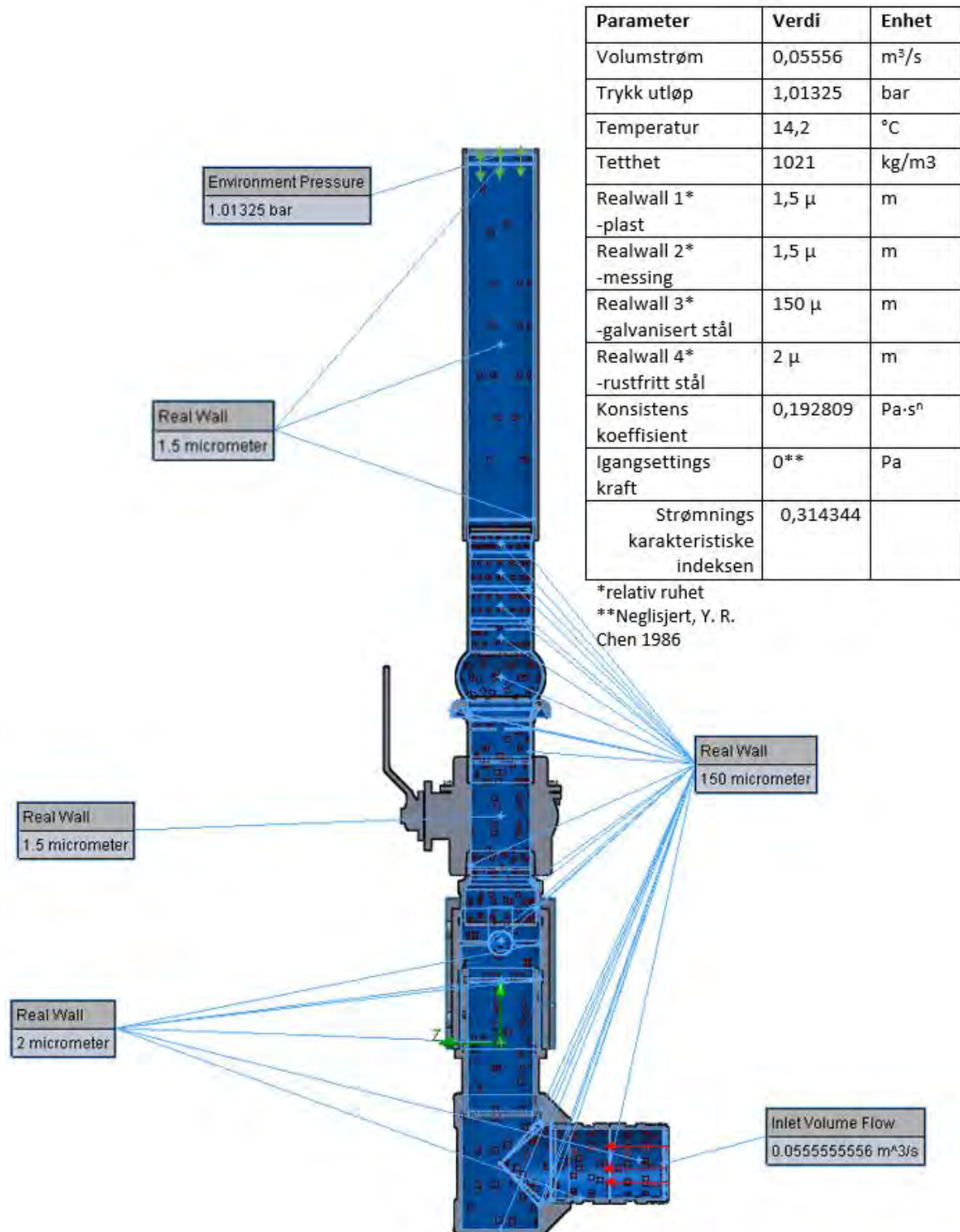
Da ble resultatene analysert ved å se om trykkfallet og strømningsbildet samsvarer med forventninger. På forhånd er det beregnet et trykktap over systemet som benyttes som sammenligningsgrunnlag. Ny kjøring må da settes opp og eventuelle feil og unøyaktigheter korrigeres. Aksepteres kjøringen kan informasjon fra resultatene hentes ut.

### 3.1.5 Oppsummering av kjøringsbetingelser

Tabell 6: Oppsummeringstabell for betingelser for analysekjøring i SolidWorks for eksisterende og optimalisert system.

Data	Opprinnelig system	Optimalisert system	Beskrivelse
Type strømning	Internt	Internt	
Antall komponenter	10	8	Antall komponenter som systemet kan deles i.
Mesh (level)	7	7	Hvor fin målingene er. Level 8 er maks
Intial Mesh	8	8	Benyttet i alle overganger, og struktur endringer som trykkmåler.
Varmeutveksling	Av	Av	Adiabatisk vegg
Statisk trykk	1,01	1,01	Bar
Temperatur	14,2	14,2	°C
Fluidtype	Egendefinert; <i>Gylle</i>	Egendefinert; <i>Gylle</i>	Nærmere beskrevet i Tabell 4.
Strømningsretning	Normalt på innløps plan, se Figur 24	Normalt på planen	Strømmen inn i systemet. Planet ligger i y- og x-planet.
Volumstrøm	200	200	m <sup>3</sup> /t,
Vegg friksjon	Egendefinert for hver komponent	Egendefinert for hver komponent	Verdier kan leses av i Tabell 3 og komponentens material type i kapittel 4.1.2 og 4.2.1.2.2.
Mål for kjøringen	Overflatemål ved inngang og utgang. Både med statisk og totaltrykk	Overflatemål ved inngang og utgang. Både med statisk og totaltrykk	Overflaten er på innsiden av lokkene som lukker systemet. For at simuleringen skal løses må disse målene konvergere.
Iterasjoner	3824	1332	Antall repetisjoner av utregning for analysen.
Fluidceller	1295055	1678506	Antall elementer i analysert fluidet

Materialceller	298979	341272	Antall elementer i analysert material
Ufullstendige celler	299367	358946	Antall elementer som ikke er hele.
Totalt antall celler	1893401	2378724	Totalt antall elementer i analysen



Figur 24: Oversiktsbilde av systemet i z,y-planen. Hvor de viktigste parameterne og forholdene er vist og fremlagt i tabell.

### 3.1.6 Uthenting av resultater fra simuleringen

Ved å simulere i SolidWorks vill store mengder data kunne hentes ut fra systemet. I denne oppgaven var det trykktapet og strømningsbildet som var av interesse. Dermed ble i all hovedsak verktøyene *Flow Transaction*, *Surface goal*, *Cut-plot* og *Surface Parameter* benyttet.

For å analysere strømningsbildet ble verktøyet *Flow Transaction* benyttet. Ved å definere området som var av interesse, ble en animasjon av strømmingen generert. Hvor partikler strømmet fra innløp til utløp med en representativ hastighet. Trykket kunne også her tolkes ved å se på fargen av kulene. Strømningsforløpet ble ut i fra videoen analysert og tolket.

En grafisk fremstilling av det totale trykket oversystemet hentes ut ved å nytte *Cut-plot*. Det viser et utsnitt av totaltrykket i et valgt område i illustrative farger, med en tilhørende skala kan fargene tolkes med hensyn på trykk eller hastighet.

For å hente ut trykket et gitt sted i systemet, ble *Surface Parameter* benyttet. Ved å på forhånd ha lagt inn flater på tverrs av strømmingen og som dekker hele gjennomstrømmingen. Dermed var det bare å markere flaten og velge totaltrykk under *Surface Parameter*. Den gjennomsnittelige verdien for totaltrykk ble så avlest. *Surface goal* ble benyttes på samme måte som *Surface Parameter*.

## 3.2 Beregninger

For å ha et sammenlignings grunnlag ble friksjonstapet over hele systemet beregnet. For trykktapet gjennom rørene ble Darcy-Waisbach likning benyttet. Hastigheten ble funnet ved å nytte kontinuitetslikningen og friksjonskoeffisienten ved å anvende Colebrook likning som gjelder for alle turbulente strømnings, se kapittel 2.6. Likningen har friksjonskoeffisienten på begge sider av likhetstegnet. Likningen må dermed løses ved numeriskanalyse, dette gjøres ved å benytte Excel. Excel utfører iterasjoner til ønsket samsvar er oppnådd. Altså tester ulike verdier for  $f$  helt til de to sidene er likest mulig.

Singulærtapene ble beregnes ved å multiplisere tapskoeffisienten ( $k_n$ ) med den dynamiske hastighetshøyde. Tapskoeffisienten er individuell for hvert tilfelle og er hentet ut fra tabeller og grafer. Det ble også benyttet Darcy-Weisbach likning ved å putte in den karakteristisk lengde  $L/D$  for singulærtapet i bend.

Alle utregningene ble gjennomført i Excel som gir nøyaktige og oversiktlige svar, samt gjør det enkelt å gå tilbake for korrigerings.

### 3.2.1 Valg av tapskoeffisienter

For å beregne trykktapet gjennom rørsystemet måtte ulike tapskoeffisienter fastsettes.

Alle rør ekspansjoner, innsnevring, bend og ventiler ble det nytted grafer og tabeller som er fremstilt eksperimentelt. Disse er presentert i kapittel 2.7.

Trykkmåler uttaket i svivelen og for bauer-koblingen er det ikke tilgjengelige tapskoeffisient verdier. For trykkmåleren uttaket neglisjeres trykktapet og for Bauerkoblingen beregnes trykktapet gjennom ledningen og det legges til et singulærtap på 0,2 bar. Verdien er en såkalt kvalifisert gjetning, som det er konkludert med ved å se kjente tapskoeffisienter med tilsvarende struktur.

### 3.2.2 Eksempel på utregning

Utregningseksempler for trykktap i ledning og ved singulærtap.

### 3.2.2.1 Friksjonstap i ledningen

Trykkfallet bestemmes ved å fastsette fluidets strømningskarakteristikk og miljøforhold.

I dette tilfellet er tørrstoffinnholdet, de reologiske parameterne, systemets dimensjoner og volumstrømmen kjent. Dermed beregnes trykktapet ved å finne friksjonskoeffisienten og sette den inn i Darcy-Weisbach likningen.

Regneeksemplet for trykktap i ledningen gjennom AM-koblingene, med de kjente forholdene:

·	TS	4,5 %	tørrstoff
·	Q	200 m <sup>3</sup> /h	volumstrøm
·	D	77 mm	diameter
·	L	0,1257	rørlengde
·	n	0,3143	strømnings karakteristiske indeksen
·	K	0,1928	konsistens koeffisienten
·	e	0,002 mm	absolutte ruhet
·	g	9,81 m/s <sup>2</sup>	gravitasjon

Strømningsforholdene fastsetting av tetthet, Reynoldstall, gjennomsnittsfart og relativ ruhet. Tettheten ( $\rho$ ) beregnes ved å nytte likning ( 16 ):

$$\begin{aligned}\rho &= 0,0367 TS^3 - 2,38 TS^2 - 14,6 TS + 1000 \\ &= 0,0367 \cdot 4,5^3 - 2,38 \cdot 4,5^2 - 14,6 \cdot 4,5 + 1000 \\ &= 1121 \text{ kg/m}^3\end{aligned}\quad (27)$$

Gjennomsnittsfarten gjennom røret finnes ved å benytte kontinuitetslikningen:

$$v = \frac{Q}{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2} = \frac{200 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{\pi \cdot \left(\frac{0,077\text{m}}{2}\right)^2} = 11,93 \text{ m/s}\quad (28)$$

Den absolutte ruheten til er rør er avhengig av overflaten og materialet, verdier hentes fra Tabell 3.

AM-koblingen er laget av rustfritt stål og den relative ruheten i røret bestemmes med likning ( 18 ) og absolutte ruhet.

$$k = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,002\text{mm}}{77\text{mm}} = 2,5974 \cdot 10^{-5}\quad (29)$$

Rørets relative ruhet er et dimensjonsløst forholdstall mellom den absolutte ruheten og rørdiameteren.

Husdyrgjødsel er et ikke-newtonsk fluid, derfor nyttes den modifiserte versjonen av Reynoldslikningen.

$$Re = \frac{\rho v^{2-n} D^n}{K \left(0,75 + \frac{0,25}{n}\right)^n 8^{n-1}}\quad (30)$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1021 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(\frac{11,93m}{s}\right)^{2-0,3143} (0,077m)^{0,3143}}{0,1928 \cdot \left(0,75 + \left(\frac{0,25}{0,3143}\right)\right)^{0,3143} 8^{0,3143-1}} \\
&= 5,60 \cdot 10^5
\end{aligned}$$

Reynoldstallet er svært høyt, som gir rimelig grunnlag for antakelse om turbulent strømning. Dermed kan likning ( 19 ) benyttes, som gjelder for alle turbulente strømninger i rør.

Friksjonskoeffisienten beregnes numerisk i Excel, ved å bruke utregnede verdier for Reynoldstall og relativ ruhet.

$$\begin{aligned}
f &= \left( \frac{1}{-2\text{Log}\left(\frac{\varepsilon}{3,7D}\right) + \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right)} \right)^2 f & (31) \\
&= \left( \frac{1}{-2\text{Log}\left(\frac{2,60 \cdot 10^{-5}}{3,7}\right) + \left(\frac{2,51}{5,60 \cdot 10^5 \sqrt{f}}\right)} \right)^2 \\
&f = 0,0133
\end{aligned}$$

Setter deretter friksjonskoeffisienten inn Darcy-Weisbachs likning.

$$h_f = \frac{fL}{D} \cdot \frac{\bar{v}^2}{2g} = \frac{0,01328 \cdot 125,7mm \cdot \left(\frac{11,93m}{s}\right)^2}{77mm \cdot 2 \cdot \frac{9,81m}{s^2}} = 0,01593 \text{ bar} \quad (32)$$

Da kan det konkluderes med at det er 0,01593 bar med trykktap gjennom AM-koblingene.

### 3.2.2.2 Singulærtap i systemet

Systemet som i denne oppgaven analyseres er relativt kort i forhold til andel singulærtap. Grad av singulærtapet er avhengig av tapskoeffisient og den dynamiske hastighetshøyden. Påfølgende eksempel er en utregning av trykktap ved en plutselig innsnevring.

Følgende parametere er kjent i oppgaven:

- Q      200 m<sup>3</sup>/t      volumstrøm
- D1     87,9 mm      diameter før
- D2     72,5 mm      diameter etter
- g      9,81 m/s<sup>2</sup>      gravitasjon

Hastigheten i røret før og etter bestemmes av kontinuitetslikningen.

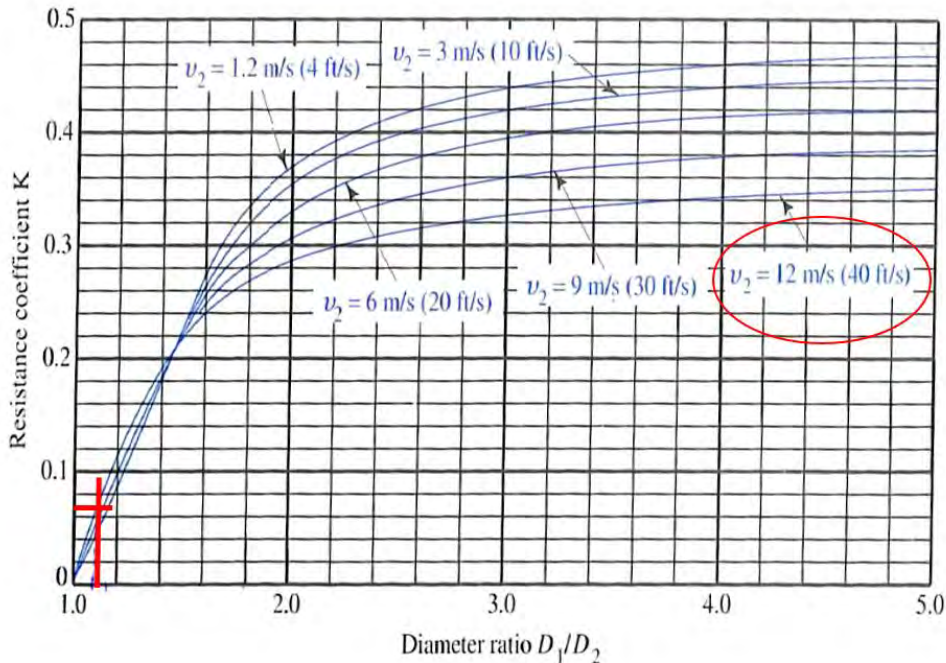
$$v_2 = \frac{Q_1}{\pi \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2} = \frac{\frac{200m^3}{t}}{\pi \left(\frac{0,0725m}{2}\right)^2} = 13,5 \text{ m/s} \quad (33)$$



Tapskoeffisienten i dette tilfellet hentes ut fra Figur 25.

For å lese av diagrammet brukes  $D1/D2$  og  $v_2$ :

$$\frac{D1}{D2} = 1,17 \quad (34)$$



Figur 25: Grafisk løsning på å finne tapskoeffisienten ved plutselig innsnevring.

Ut i fra diagrammet kan tapskoeffisienten for innsnevringen settes til 0,065.

Bruker likning ( 26 ) for å bestemme singulærtapet:

$$h_c = k_c \frac{v_2^2}{2g} = 0,065 \frac{\left(\frac{13,5m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} = 0,0935 mvs = 0,059 bar \quad (35)$$

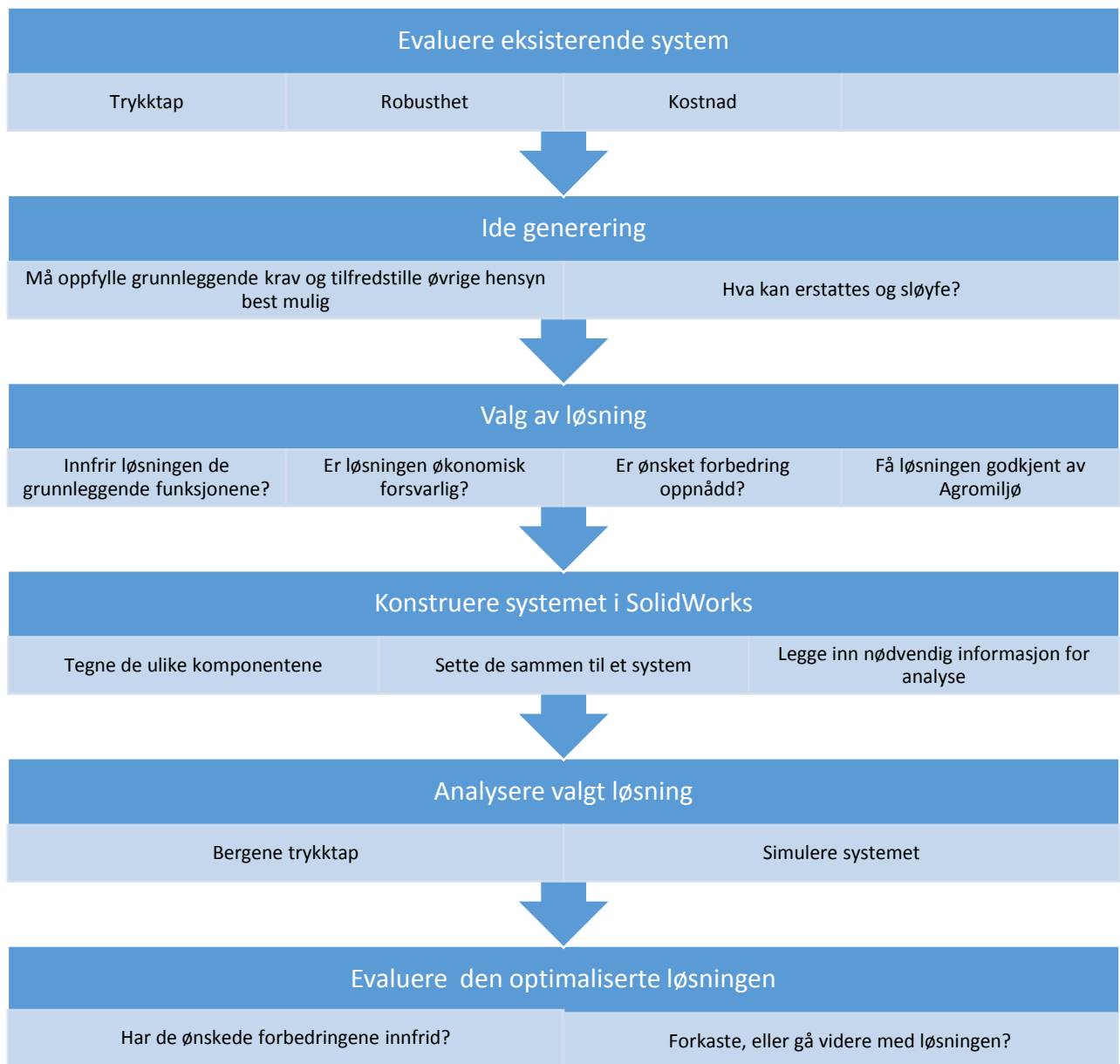
Innsnevringen etter T-bendet påfører systemet et singulærtap på 0,059 bar.

### 3.3 Optimalisering av systemet

Når det eksisterende systemet var analysert og evaluert, ble det konstruertes et nytt og optimalisert alternativ. I valg av løsninger er det lagt vekt på at systemet bevarer de grunnleggende funksjoner, samt tar hensyn og muligens forbedrer øvrige krav (se kapitel 4.2.1.1.2).

#### 3.3.1 Konseptutvikling

Ut ifra resultatene fra den eksisterende systemet, grunnleggende funksjoner og øvrige hensyn ble et nytt system konstruert. Prosess for utviklingen av optimalisert system er illustrert i Figur 26. Gjennom hele prosessen har jeg vært i kontakt med Agromiljø, for å benytte deres kunnskap og erfaringer, og ivaretar deres ønsker.



Figur 26: Prosess forløp for utvikling av optimalisert system.

### 3.3.2 Analyse av optimalisert system

For å kunne fastslå at løsningene på det optimaliserte systemet var god, ble det analysert på samme måte som beskrevet i kapittel 3.1 og 3.2. Innsatsfaktorene er de samme som for det eksisterende systemet, dog er systemets utforming optimalisert. I følge teorien skal en økning i diameteren ha stor effekt på redusert trykktap. Dermed ble det optimaliserte systemet bygget og simulert to ganger. Den ene var helt optimalisert, og den andre hadde alle de optimaliserte løsningene, bare uten å øke den indre diameterne i røret. Dette ble gjennomført for å fastsette hvor stor effekt de optimaliserte løsningene hadde og økningen i diameter.

Øvrig analyse av optimalisert system er gjennomført som beskrevet tidligere.

## 4 Analyse og optimalisering

### 4.1 Nåværende system

Systemet som skal analyseres er en del av en gjødselstripespreder. Gjødselsprederen er koblet bak på en traktor og får tilførsel av husdyrgjødsel fra et gjødsellager. Gjødsellageret kan være flere kilometer unna, en pumpe ved lageret pumper derfor gjødselen ut til sprederen gjennom en flatslange eller i rør.

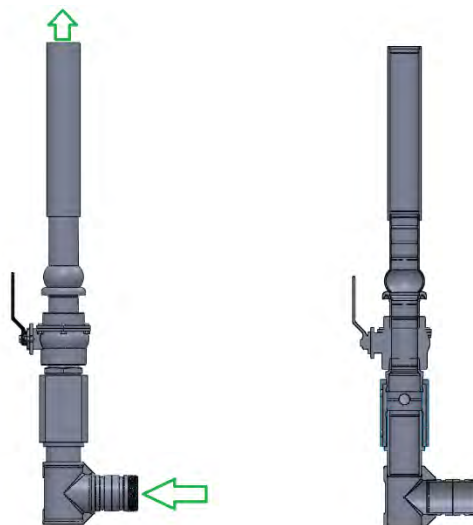


Figur 27: Stripesprederen med mulighet for våtsåing. Systemet som undersøkes i oppgaven er markert med hvit ring.

En 16 m gjødsel stripespreder er avbildet i Figur 27. De røde slangene er fleksible slepeslanger transporterer gjødselen fra lager til spreder.

#### 4.1.1 Systembeskrivelse

Hovedfunksjonen til systemet er å lede husdyrgjødsel fra en slepeslagen opp til fordelerhuset, som er lokalisert på toppen av sprederen. Systemet har også flere viktige funksjoner, som vil bli videre beskrevet.



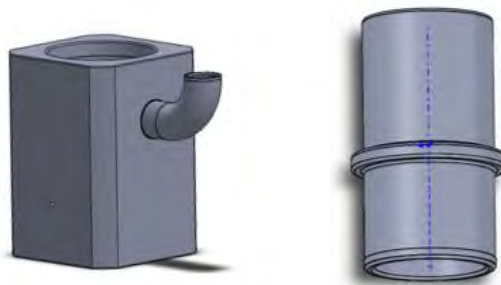
Figur 28: Illustrasjonsbilde av det eksisterende systemet. Bildet er hentet fra SolidWorks. Til høyre er systemet sett utenfra og til venstre vises et tverrsnitt som viser hvordan det ser ut inni.





Figur 30: Illustrasjon av T-bendet. Bildet er hentet fra leverandøren Georg Fischer sin nettside.

Et 3" T-bendet er levert av Georg Fisher benyttes til å avbøye fluidet. Den ene enden er en sluseventil koblet og i den andre enden er svivelen koblet, begge er koblet til vet at det er gjenger på innsiden av T-bendet. På midten er tilførselen av gjødselen tilkoblet via AM-kobling, også festet med gjenger. Bendet er laget av galvanisert stål. Innsiden er noe ruglete som gir en høy friksjon.



Figur 31: Til høyre illustreres den ytre delen av svivelen med trykkmålings uttak. Til venstre er den indre svivelen.

Den indre svivelen er plassert inni den ytre svivelen opptil trykkmåleren, se Figur 28 for nøyaktig plassering. Begge komponentene er designet av Agromiljø og er laget av rustfritt stål. Innsiden er dreid til en glatt overflate.



Figur 32: Illustrasjons bilde av 3/2,5 nippel. Bilde er hentet fra Georg Fischer sin nettside.

Nippelen er en overgang som reduserer rørdiameteren fra 3 til 2,5 ". Nippelen har gjenger på utsiden av røret. Den er laget av galvanisert stål og har en ruglete innside.



Figur 33: Avbildning av en enveis kuleventil levert av Brødrene Dahl.

Kuleventilen er enveis og er laget av forniklet messing. Den er gjennomgående 2,5 " og kan stenges ved å vri håndtaket 90°. Da vil en kule bli vrid slik at åpningen blir helt avstengt. Innsiden er svært glatt som gir en lav friksjon. Ventilen takler et maksimalt trykk på 40 bar ved 40 °C. Går temperaturen over dette vil evnen til å takle høyt trykk falle betydelig.



Figur 34: Avbildning av en Bauer-kobling.

Bauerkoblingen er 3" og består av en han- og hundel. Handelen har en kuleformet ende som kobles inn i hundelen som har en fleksibel pakning i enden, og er festet sammen ved en låseklemme. Koblingen er laget av galvanisert stål, som gir en ru innside.



Figur 35: Avbildning av en flatslange med Bauerkoblinger i endene.

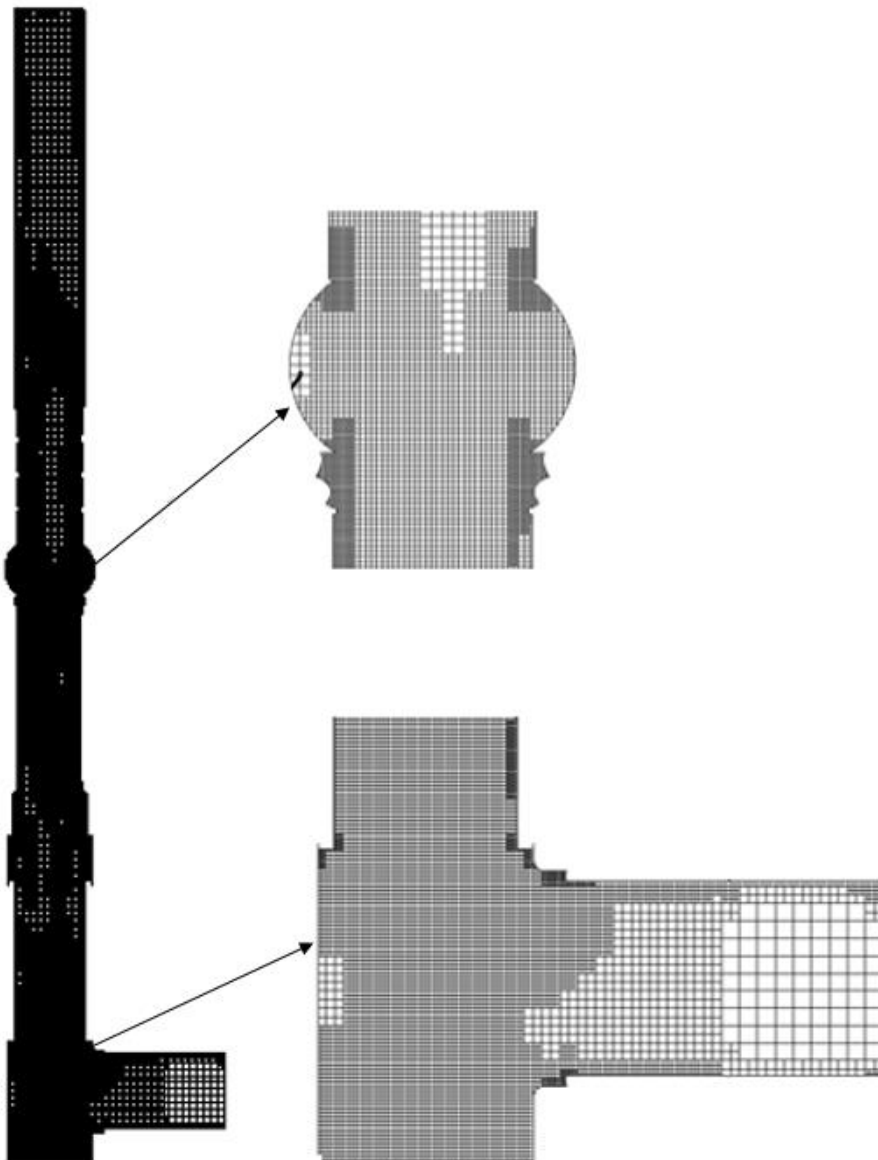
Fra Bauer-koblingen og opptil fordelerhuset benyttes en flatslange, også omtalt som plastslange. Plastslangen er om lag 1,5 m. Den er laget av et syntetisk stoff med PU belegg. Slangen er svært elastisk og er flat når det ikke er trykk i den. Den tåler en temperatur ned til - 50°C og opptil 70°C og ett trykk opp til 40 bar. Slangen er festet ved å tre den over Bauer-koblingens rørstuss og klemmes fast med to slangeklemmer.

#### 4.1.3 Resultater og analyse av eksisterende system

I dette kapitlet presenteres analyseresultatene fra det eksisterende systemet. Både fra simuleringen i SolidWorks og håndberegningen. Hovedanalysen er FEM, mens håndberegningene er gjennomført for å ha et sammenligningsgrunnlag.

##### 4.1.3.1 Nøyaktighet i analysen

Hvor finmasket målingen er ble analysert før og etter simuleringen ble løst. Figur 36 viser hvor fin masket målingen er gjennom et tverrsnitt av det eksisterende systemet.



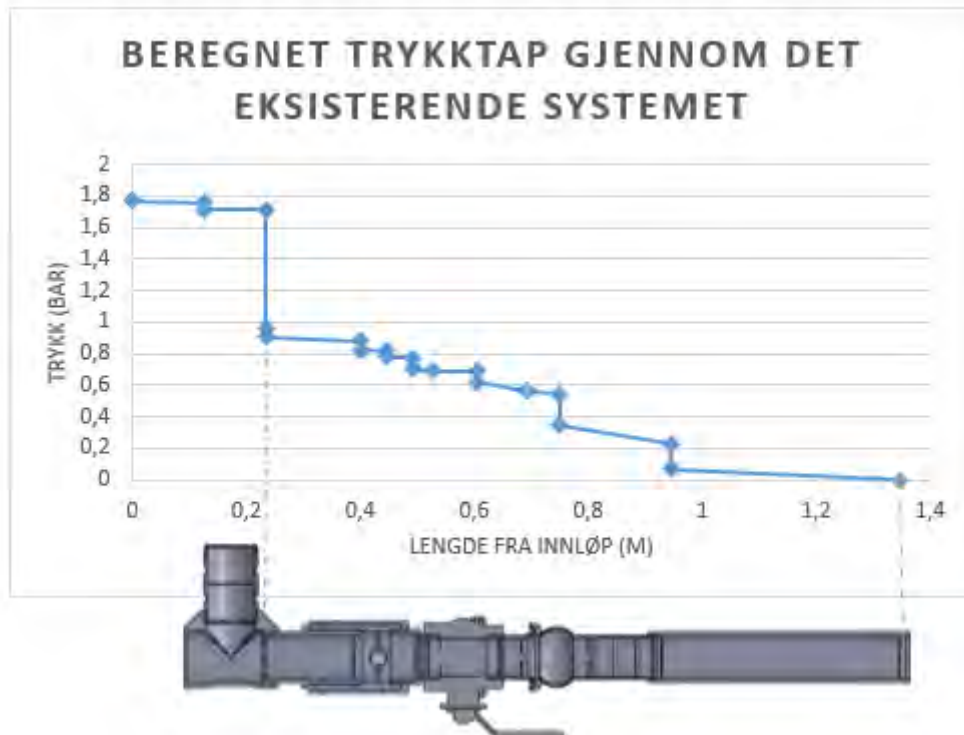
Figur 36: Bilder av nøyaktigheten i målingene for det opprinnelige systemet. Det første er av hele systemet og de to andre er utsnitt fra Bauer-koblingen og T-bendet.

Ved å se på utsnittene som gir et bedre bilde er det tydelig at det er en finere måling ved de kritiske overgangene hvor strømmen kan bli ekstra turbulent. Dette gjelder alle singulærtapspunktene og i det påfølgende påvirkede og turbulente område.

#### 4.1.3.2 Utregnings resultater

For å kunne kontrollere resultatene fra simuleringen i SolidWorks, kalkuleres trykktapet over systemet manuelt.

Ved å benytte Darcy-Weisbachs likning beregnes trykktapet over ledningen. Singulærtapene over systemet er beregnes ved å multiplisere tapskoeffisienten med hastighetshøyden eller ved å benytte den karakteristiske lengden ( $L/D$ ) for singulærtapet og sette den inn i Darcy-Weisbachs likning.



Figur 37: Grafisk fremstilling av trykkfallet gjennom systemet. Beregnet trykktap over systemet er 1,77 bar, grafen sammen med bildet viser illustrativt hvordan trykket faller gjennom systemet. Trykket ved innløpet settes lik det totale trykkfallet, for å enkelt illustrere trykkfallet. X-aksen er avstanden fra innløpet og y-aksen er totaltrykket. Figuren under grafen er i samme målestokk som x-aksen.

Beregnet totalt trykkfall gjennom systemet er 1,77 bar. I Figur 37 er det grafisk illustrert hvor trykket faller og det observeres størst fall gjennom T-bendet, Bauerkoblingen og ved ekspansjon til plastrøret på slutten.

I følge beregningene står singulærtapet for 82 % og trykktapet gjennom ledningen for 18 % av det totale trykktapet gjennom systemet.

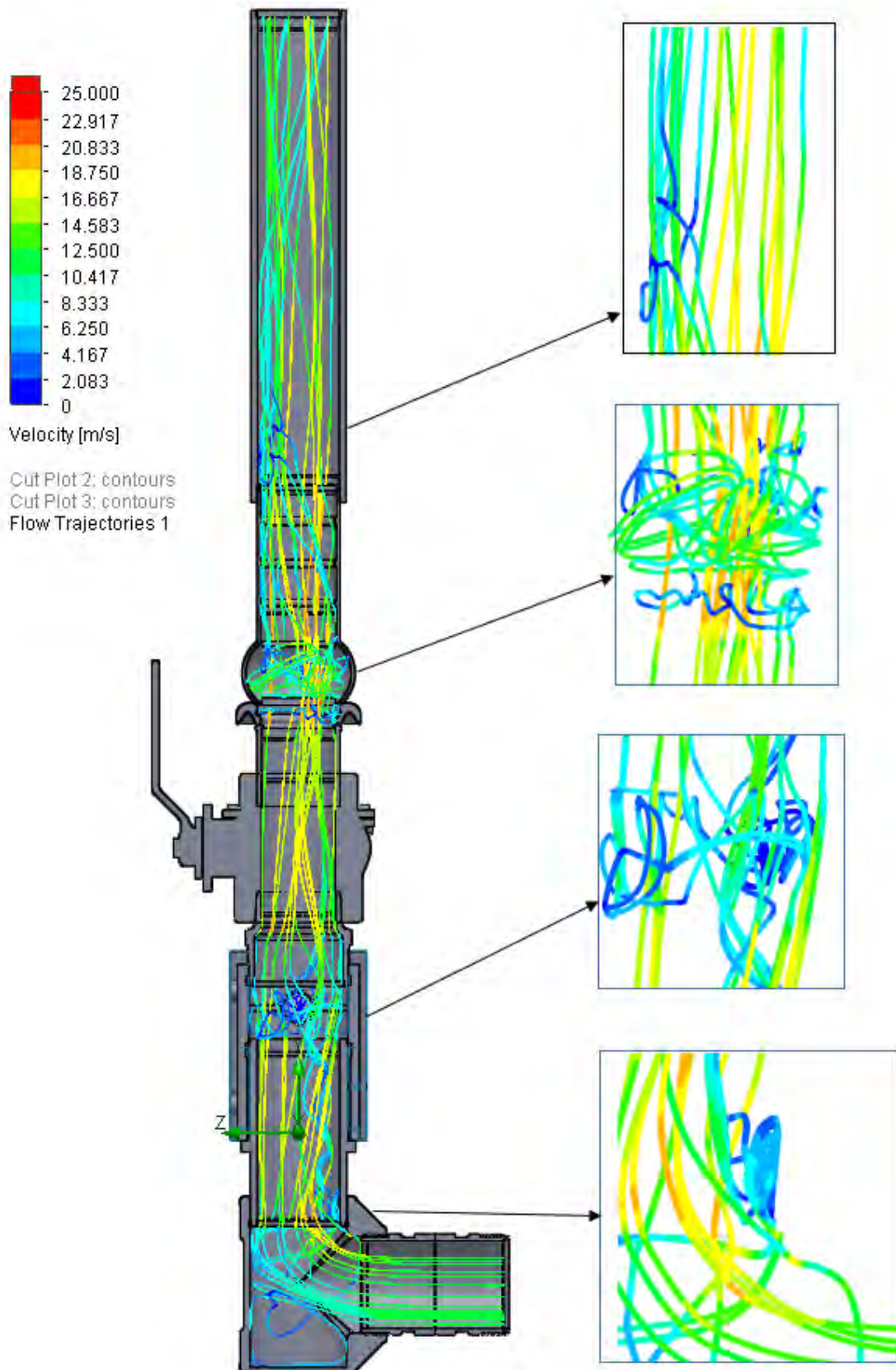
#### 4.1.3.3 Simuleringsresultater

Ved simulering kan det hentes ut svært mye informasjon. Informasjonen som er interessant i denne oppgaven er trykktapet og strømningsbildet og vill bli presentert i form av bilder og grafer. Resultatene ble hentet ut i form av verdier og bilder.

##### 4.1.3.3.1 Strømningsbilde

Ved å analysere animasjon av partikkelstrømmen gjennom systemet kan blant annet innvirkningen på de ulike singulærtapene forstås. En avbilde av strømningsforløpet er illustrert i Figur 38 og en beskrivelse av observeringer fra animasjonsvideoen påfølger.





Figur 38: Avbildning av strømningsforløpet. Hvor pilene illustrerer partiklene og fargen hastigheten. Benytter utsnitt av kritiske områder for å tydeligere vise strømmingen.

Ved innløpet ser det ut til at fluidet har en full utviklet hastighetsprofil. Når den går inn i T-bendet vil noe gå ned mot den stengte sikkerhetsventilen og virvle rundt der ved lav hastighet for så å strømme videre oppover. Største delen av strømmingen går med høy fart rundt hjørnet og opp på venstre siden av røret (altså, siden som står normalt på innløpet). På høyre siden etter T-bendet ser det ut til å bli dannet en lomme med virvler og svært lav hastighet. Opp mot trykkmåleren er strømmen tydelig påvirket av T-bendet, ved kraftig turbulent strømning.

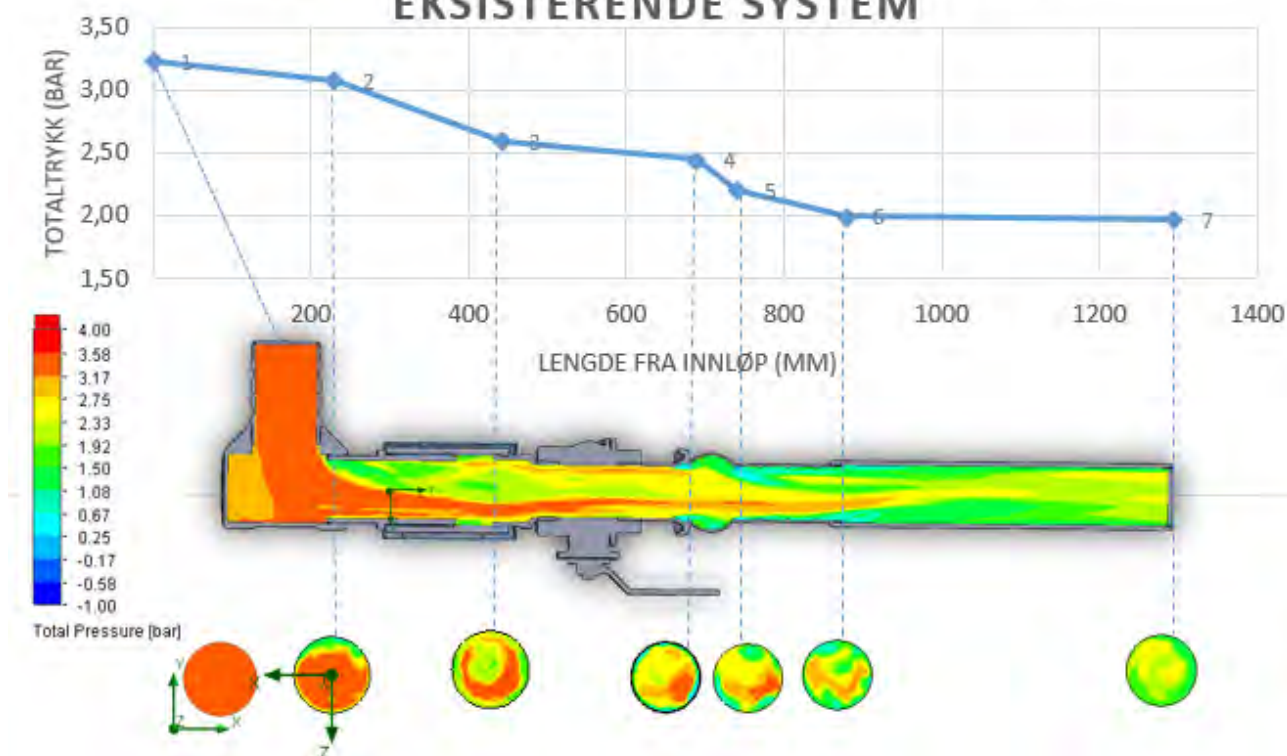
Ved trykkmåleren er det et innrykk som får strømmingen til å generelt redusere hastigheten og langs kantene sirkulere strømmen horisontalt rundt ved svært lav hastighet. Inne i selve albuen til trykkmåleren er hastigheten tilnærmet null. Gjennom området for trykkmåleren går det store mengder fluid med høy hastighet nær midten av røret på venstre siden. Strømmen fortsetter gjennom kuleventilen som svært uorganisert strømning.

Når strømmen går gjennom kulehodet i Bauerkoblingen gir det samme effekt som innrykket til trykkmåleren. Dog ser det ut til at strømmen blir enda mer påvirket og det dannes lommer med virvler og lav strøm også etter kulen. Ved overgangen til plastrør dannes det virvler med lav hastighet langs veggen rett etter ekspansjonen, tilsvarende som vist i Figur 15. Strømmen er tydelig preget av den plutselige ekspansjonen, og strømmer turbulent oppover til den etterhvert stabiliserer seg noe.

#### 4.1.3.3.2 Totaltrykk over systemet

Resultatene fra kjøringen hentes ut ved å benytte *Surface Parameter* og *Cut-plot* i ulike. Ved å benytte *Cut-plot*, kan totaltrykket observeres ved en illustrativ avbildning ved ulike tverrsnitt i rørsystemet, se Figur 39. Avstanden mellom målingspunktene i graf og figur er realistiske forhold, som viser hvor i systemet målingspunktene er tatt ut. Linjene mellom grafene er bare en illustrasjon og kan ikke nyttes for å anslå totaltrykk mellom målingspunktene.

## TOTALTRYKK GJENNOM SYSTEMET EKSISTERENDE SYSTEM



Figur 39: Illustrerer totaltrykkfall gjennom systemet hentet fra resultater fra kjøringen i SolidWorks. I grafen representerer Y-aksen totaltrykket (bar) og X-aksen avstand fra innløp (mm). Trykket som er målt i de ulike punktene er det gjennomsnittlige totaltrykket i tverrsnittene som er illustrert nederst. Under grafen er et tverrsnitt (i y-z planet) av systemet, med et Cut-plot som viser det totale trykkfallet. Helt nederst er et tverrsnitt av strømningsretningen ved innløpet er tverrsnittet i y-x planet og de resterende i x-z planet. Fargene beskriver det totale trykket og er beskrevet i skala på venstre siden.

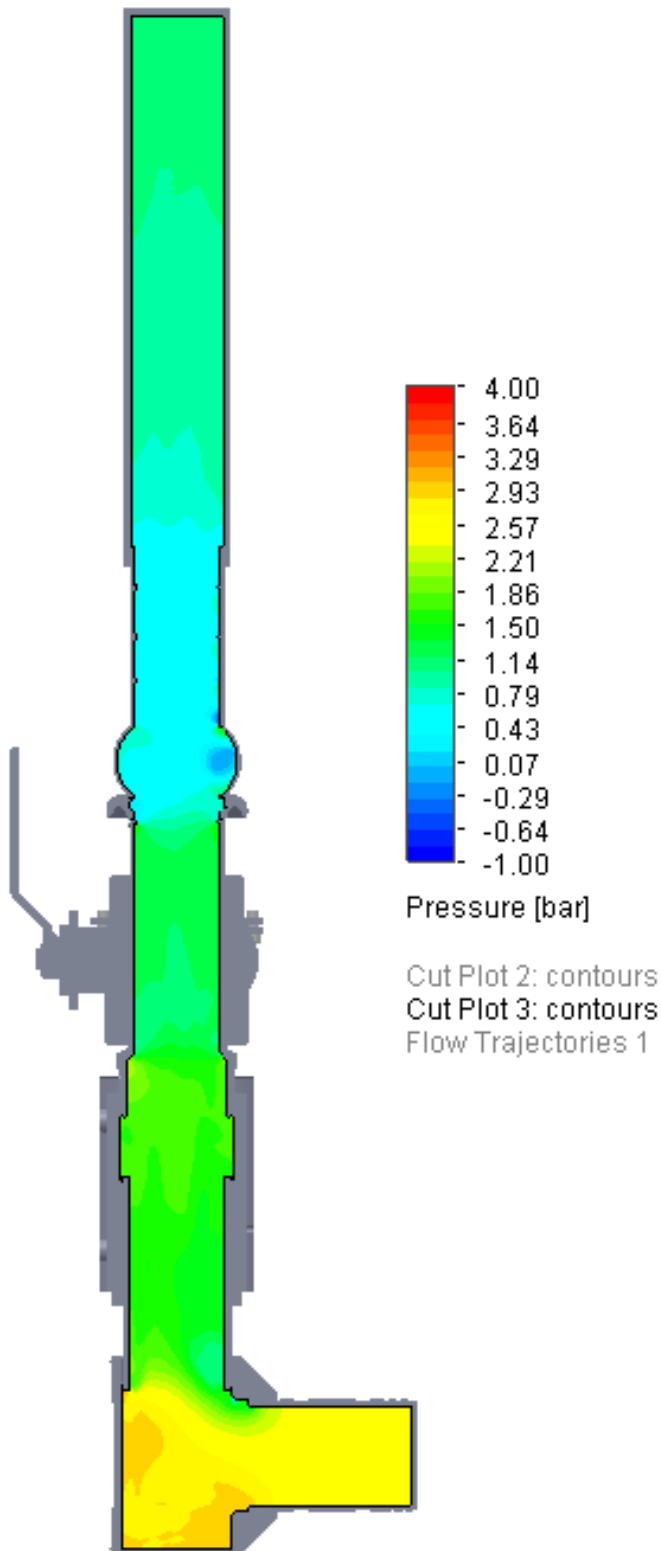
Det observeres at totaltrykket inn er 3,37 bar. Det er et trykkfallet over T-bendet (1-2) på 0,15 bar og videre til trykkmåleren (3) som gir det største fallet på 0,49 bar. Frem til kuleventilen er trykktapet så lite som 0,14 bar til stross for et lengre strekk. Over bauerkoblingen (4-6) faller trykkfallet så mye som 0,45 bar. Gjennom plastrøret (6-7) er trykk tapet så lavt som 0,03 bar.

Ut i fra Figur 39 kan man også observere at det totale trykke inn i systemet er ca. 3,3 bar. Etter T-bendet faller trykket mye, med et høyt trykk på den ene siden og så lavt som 0,9 bar på den andre siden. Det kan se ut til at det dermed går store volumstrømmer på siden med høytrykk etter T-bendet.

Etter T-bendet, og igjennom svivel og videre opp i systemet observeres det et høyere trykk på den motsatte siden av innløpet. Det observeres også noe høyt trykk på andre siden også, med skiftene intensitet. Det er tydelig at strømmen er svært turbulent etter T-bend og gjennom bauerkobling. Det høye trykket befinner seg her også ut mot vegg, før det ser ut til å sentrere seg inn mot midten i punkt 7. Det observeres også svært lavt trykk (under null bar) ved overgangen i Bauerkoblingene.

Det totale trykktapet over det eksisterende systemet er 1,31 bar.

#### 4.1.3.3.3 Statisk trykk over systemet



Ut fra Figur 40 kan det statiske trykket gjennom systemet observeres. Ved inngangen er det 2,5 bar. I T-bendet skal strømmen avbøyes 90 grader og det observeres at det statiske trykket øker mot venstresiden.

I svivelen er det tydelig det statiske trykket har falt markant etter avbøyningen. Ved ekspansjon pga. trykkmåleren er det ikke store endringer i statisk trykk. Før det øker noe i overgangen til 3"-2,5" nippelen.

Ved Kuleventilen minsker det statiske trykket litt. For så å synke ytterligere gjennom bauerkoblingen. I nærheten av kulhode i bauerkoblingen er det flere partier med svært lave verdier, det observeres verdier under null og partier hvor trykket over gjennomsnittet.

Etter bauerkoblingen ser det ut til at det statiske trykket øker ved ekspansjon av røret. Gjennom hele plastrøret kan det observeres en økning i det statiske trykket.

Figur 40: Bilde hentet fra resultatene fra kjøringen i SolidWorks, ved å benytte CutPlot funksjonen. Bilde illustrerer det statiske trykket gjennom et tverrsnitt av systemet. Fargene beskriver det statiske trykket og er beskrevet i skala på høyre siden.

#### 4.1.4 Oppsummering av resultater fra analyser av eksisterendesystem

Det eksisterende systemet er nå analysert med hensyn på trykktap og strømningsbildet. Ved å benytte simulering og håndberging.

Det eksisterendesystemet har ifølge simuleringen hele 1,31 bar trykktap over seg og ved håndberegning er trykktapet anslått til 1,77 bar. Som gir en differanse på 0,46 bar mer trykkfall ved håndberegning enn ved simulering.

Etter å ha evaluert det eksisterende systemet er det tydelig at det er en del singulærtap som øker trykkfallet over delsystemet. Det er ønskelig å senke trykkfallet, forenkle systemet og gjøre det rustet til å takle høyere volumstrøm. I det påfølgende kapittel 4.2 skal systemet optimaliseres, ved å benytte nye løsninger og komponenter. Det vil bli lagt vekt på at løsningene skal være praktiske, robuste og økonomiske. Dog er det svært viktig å beholde kvaliteten og funksjonene som systemet har i dag.

### 4.2 Optimalisering av systemet

Etter å ha evaluert det eksisterende systemet, skal et nytt og optimalisert system designes. I dette kapitlet presenteres de forholdene som ble tatt hensyn til i konseptutviklingen, valg av løsninger for systemet og analyse av den optimaliserte løsningen.

#### 4.2.1 Konseptutvikling

Ved å analysere det eksisterende systemet, undersøke hvilke komponenter og løsninger som markedet tilbyr, er ett nytt, enklere og mer effektivt system utviklet.

##### 4.2.1.1 Idegenerering

Etter evalueringene av det eksisterende systemet er det tydelig at det har forbedrings potensial. Når et nytt system skal utvikles er det svært viktig at de grunnleggende egenskapene bevares, samt at systemet også kan bedre seg på andre områder.

##### 4.2.1.1.1 Grunnleggende egenskaper

For at det optimaliserte systemet skal kunne erstatte det eksisterende systemet, må alle de viktige funksjonene bevares. Det blir derfor gjort evalueringer om enkelte løsninger kan sløyfes eller erstattes av løsning som gir tilsvarende egenskap:

- Dersom noe skulle gå galt skal, skal en ventil føre gjødsla ut på jorde uten å
- Kunne stenge av til fordelerhuset og la trykket bygge seg opp før åpning.
- Måle statisktrykk før åpning.
- Slippe ut luft og rester i systemet, uten at det er åpent opp til fordelerhuset
- Kunne rotere om vertikalakse
- Kunne transportere gylle fra slepeslang til fordelerhuset, med en kapasitet på 200 m<sup>3</sup>/t.
- Minimalisere søl av gylle ved drift

##### 4.2.1.1.2 Øvrige områder

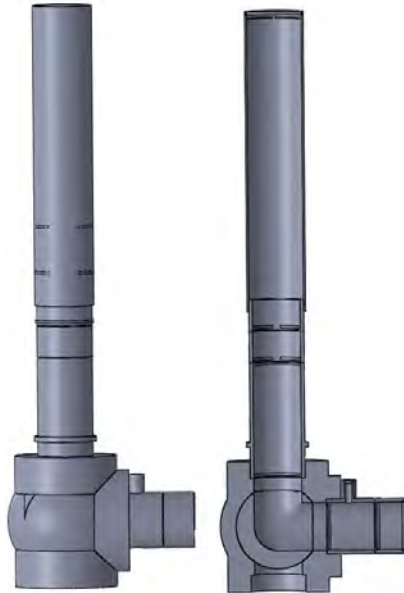
Utenom de grunnleggende funksjonene, er det ønskelig at det optimaliserte systemet også skal bedre andre områder.

Det er et viskøst fluid som strømmer gjennom systemet kan inneholde større partikler. Det er en viss fare for gjengroing og dermed plugging av rør, dermed er det gunstig at systemet er så glatt som mulig, slik at partikler ikke fester seg. Dette vil også føre til redusert trykktap, som er ønskelig.

Systemet består i dag av 10 komponenter, det er ønskelig å redusere antall overganger og benytte løsninger som redusere produksjonskostnaden og gjør systemet enklere og mer anvendelig. Det er svært viktig for Agromiljø at systemet likevel skal opprettholde den høye kvaliteten.

#### 4.2.1.2 Valg av løsning

Ved valg av løsning måtte det optimaliserte systemet minimum inneholde de grunnleggende egenskapene, og med et mål å forbedre systemet på de øvrige områdene.



Figur 41: Avbildning av det optimaliserte systemet uten den ytresvivele. Til venstre er systemet sett utenfra og til høyre er et tverrsnitt gjennom midten avbildet.

##### 4.2.1.2.1 Systembeskrivelse

Først og fremst oppskaleres den indre diameteren i rørsystemet til 100 mm gjennom store deler av systemet. I Plastslangen settes indre diameteren til 114 mm.

Det er viktig å måle trykket før åpning til kjøring og dermed må en lukkeventil være plassert etter trykkmåleren. I dag er trykkmåler plassert i svivele med en påfølgende enveis kuleventil. I forkant av svivele er et T-bend plassert for å avbøye fluidet 90 grader oppover og kunne gi det mulighet til å sende rett ned gjennom en sluseventil.

For å tilfredsstille disse kravene har jeg kommet fram til en enkel og god løsning. Ved å benytte en 3-veis kuleventil med L-form, vil den gjøre samme jobb som sluse- og kuleventilen til sammen. Ved at innløpet er fiksert og at kulen roterer på en slik måte at den varierer mellom å strømme opp, stenge og tømme nedover. Dette forutsetter at trykkmåleren også blir flyttet i forkant av kuleventilen. Derfor er trykkmåleren plassert i en forlengelse av den ene AM-koblingen som går inn på kuleventilen. Kuleventil vil også ha samme fungere på samme måte som T-bendet, og bøye fluidet 90 grader opp, dog på en glattere måte.

Inne i svivele vill det også skje endringer ved at trykkmåleren er fjernet. Dermed skal den indre svivele (som nå er 100 mm innvendig) gå helt opp til enden av svivele. På den måten fjernes det store rommet som skapte mye turbulens i svivele.

Bauerkoblingen fjernes helt. De var tilstede for å gjøre systemet fleksibelt og enklere å demontere. Erfaringer fra Agromiljø tilsier at dette ikke er nødvendig og utfra simuleringene ser det ut til at den

medfører kraftig turbulens og virveldannelse. Ved å erstatte den med to AM-koblinger vil det fremdeles kunne kobles fra i dette punktet.

Løsningen som nå er presentert redusere antall komponenter til 8, som sannsynligvis har en lavere produksjonskostnad og fjerner flere kritiske punkter hvor det både er trykktap og fare for plugging.

#### 4.2.1.2.2 Komponentbeskrivelse

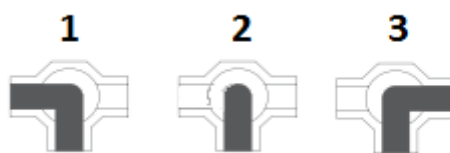
Beskrivelse av komponentene som er benyttet i det optimaliserte systemet.

Det benyttes fire AM-koblinger i det optimaliserte systemet. De er skalert opp til en indre diameter på 100 mm ellers er de helt like som beskrevet i kapitel 4.1.2. Med unntak av den ene AM-koblingen som går inn på kuleventilen og har uttak for trykkmåling. Denne AM-koblingen er forlenget med 35 mm og har et sirkulært hull (med diameteren 26,5 mm) i siden.

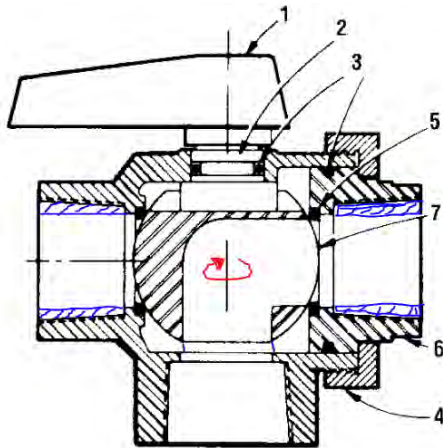


Figur 42: AM-kobling med trykkmåleruttak. Tegning hentet fra SolidWorks.

Kuleventilen som benyttes er en treveis L-port ventil. Ventilen har en kule inni seg, som er uthulet med en L formet gang gjennom. Ventilen har tre brukerposisjoner, se Figur 43. Den nedre inngangen er fiksert og er innløpet. I posisjon 1 er drenering, posisjon 2 er alle løp stengt og i posisjon 3 er det åpent mellom innløp og fordelerhus. Gjennomløpet i kulen er utformet for å forstyrre strømmingen minst mulig. Ved kjøring er fungerer kuleventilen som et 90° bend, som er ytterligere beskrevet i kapitel 2.7.2.4. Overflaten som er i kontakt med fluidet er av messing og glatt innvendig. Kuleventilen gjenges fast med komponenten ved siden av, det blir dermed kun et lite innrykk ved overgang, se Figur 44.



Figur 43: Illustrasjon av de tre brukerposisjonene til en treveis L-port kuleventil.



Figur 44: 2D tegning av en treveis kuleventil med piler som illustrerer omdreiningsakse.

Svivelen er laget av tilsvarende material som for eksisterende system. Forandringen er at den er oppskalert (til 100 mm) i indre diameter, den indresvivelen er forlenget med 50 mm og trykkmåleruttaket er fjernet.



Figur 45: Indre og ytre svivel. Illustrasjon hentet fra SolidWorks.

Det benyttes samme plastslange som for det eksisterende systemet, dog med 114 mm som indre diameter. Plastslangen tres utpå AM-koblingen.

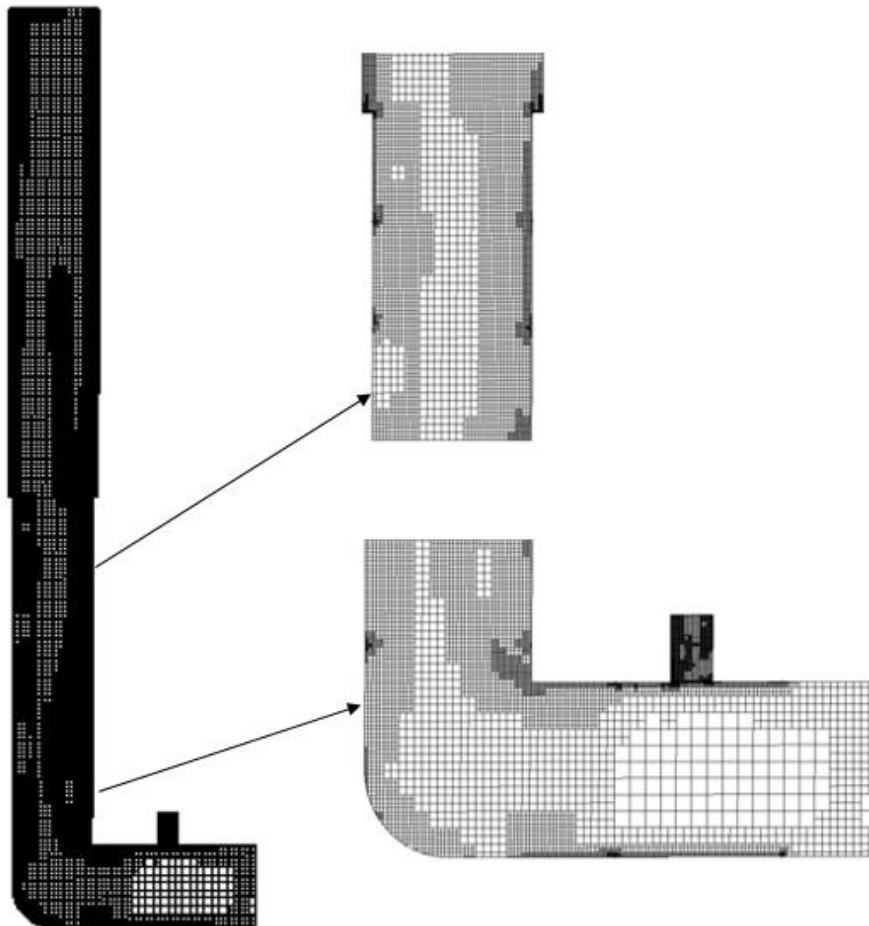


#### 4.2.2 Resultater og analyse av optimalisert system

Resultater fra simuleringen av optimalisert system, både med og uten endring av rørdiameter. Det legges hovedvekt på fullstendig optimalisering og dersom ikke noe annet er presisert er det dette systemet som omtales.

##### 4.2.2.1 Nøyaktighet i analysen

Nøyaktigheten i analysen av det optimaliserte systemet ble hentet ut før og etter fullstendig analyse. Resultat fra endelig nøyaktighet er illustrert ved et tverrsnitt gjennom systemet i Figur 46.



Figur 46: Bilde av nøyaktigheten i målingen for det optimaliserte systemet. Det første bildet er av hele systemet og de to neste er av AM-koblingene og overgangen til plast slangen, og avbøyningen ved kuleventil og trykkmåler uttak.

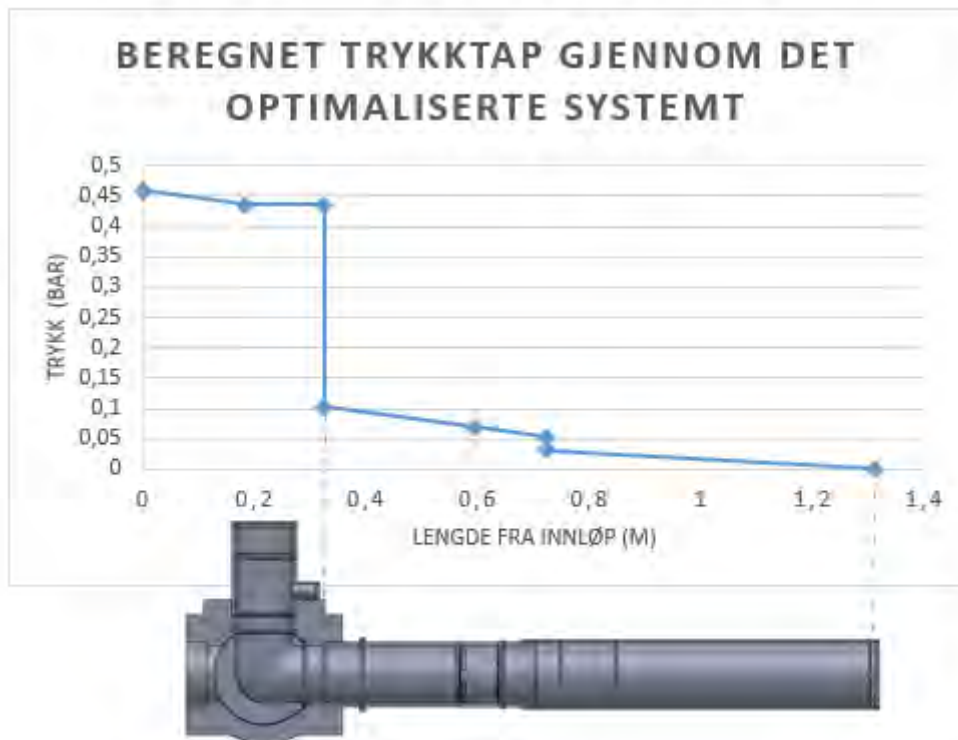
Figur 46 viser nøyaktigheten av målingene for det optimaliserte systemet. Det er også her tydelig i utsnittsbildene at det er en svært finmasket måling i de kritiske områdene. Dette gjelder alle singulærtaps punktene og i det påfølgende påvirkede og turbulente område. Langs rørveggen observeres det også høy grad av nøyaktighet i målingen.

##### 4.2.2.2 Beregnings resultater

Resultater fra håndbergingene i Excel.

Beregnet trykktap overledningene i optimalisert system, ved å benytte Darcy-Weisbachs likning. Singulærtapene over systemet er beregnes ved å multiplisere tapskoeffisienten med hastighetshøyden

eller ved å benytte den karakteristiske lengden ( $L/D$ ) for singulærtapet og sette den inn i Darcy-Weisbachs likning.



Figur 47: Grafisk fremstilling av det totale trykktapet gjennom det optimaliserte systemet. Det totale trykkfallet beregnes til å være 0,46 bar. For illustrasjons skyldes dette trykket ved innløpet til systemet. X-aksen er avstanden fra innløpet og y-aksen er totaltrykket. Figuren under grafen er i samme målestokk som x-aksen.

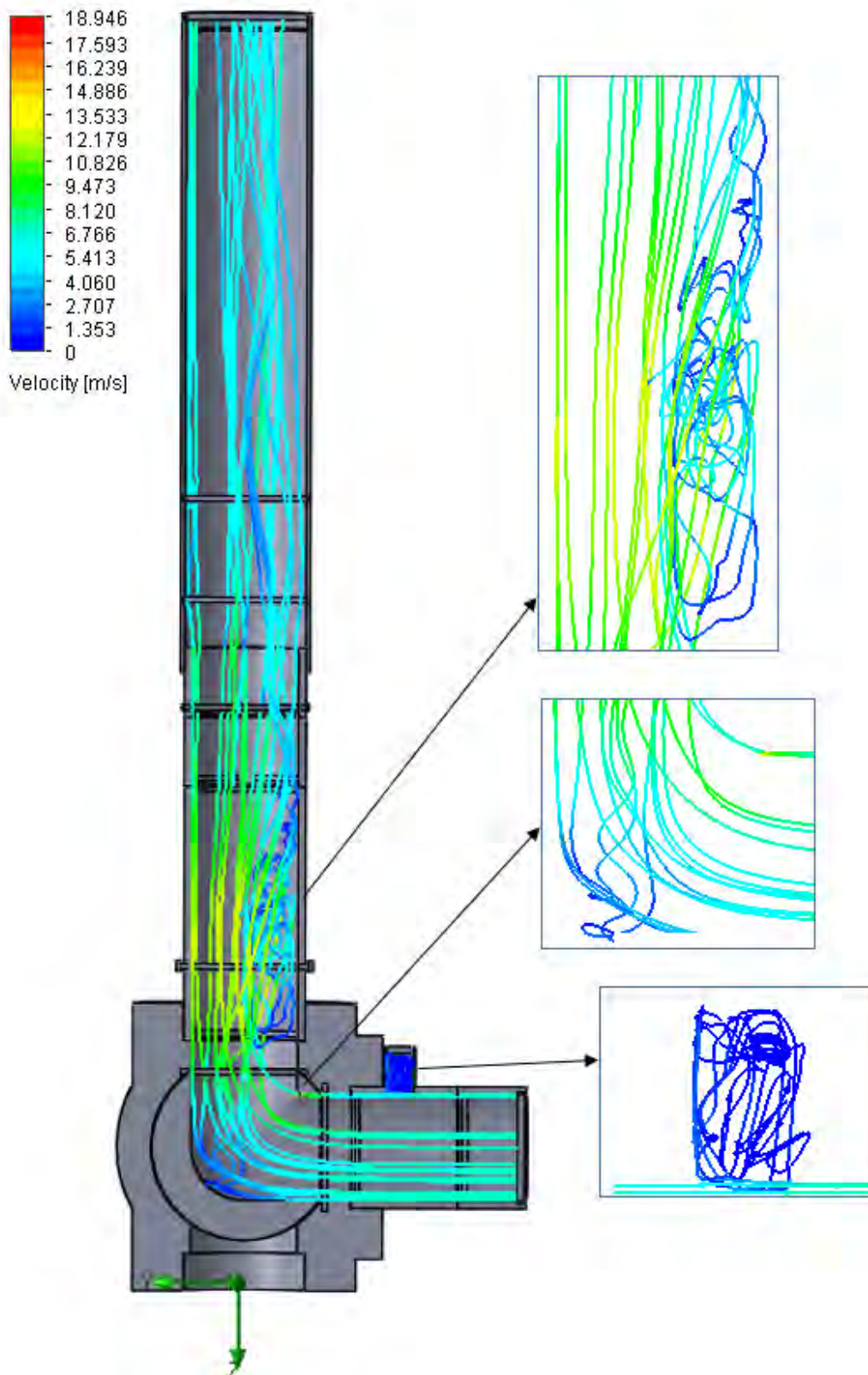
Ut fra beregnede trykkfallet gjennom det optimaliserte systemet er det absolutt største trykktapet gjennom den treveis kuleventilen, som avbøyer fluidet 90°. Trykktapet gjennom ledningen er svært lite i forhold til bendet.

Det totale trykkfallet over systemet er I følge beregningene står singulærtapet for 78 % og trykktapet gjennom ledningene for 22 %.

#### 4.2.2.3 Simulerings resultater

##### 4.2.2.3.1 Strømningsbilde

Analyse av partikkelstrømmen gjennom systemet. Beskriver de observasjonene som kan sees i animasjonsvideoen av resultatene.



Figur 48: Strømningsbildet avbildet ved hjelp av SolidWorks. Linjene illustrere strømningsmengde og fargen er hastigheten.

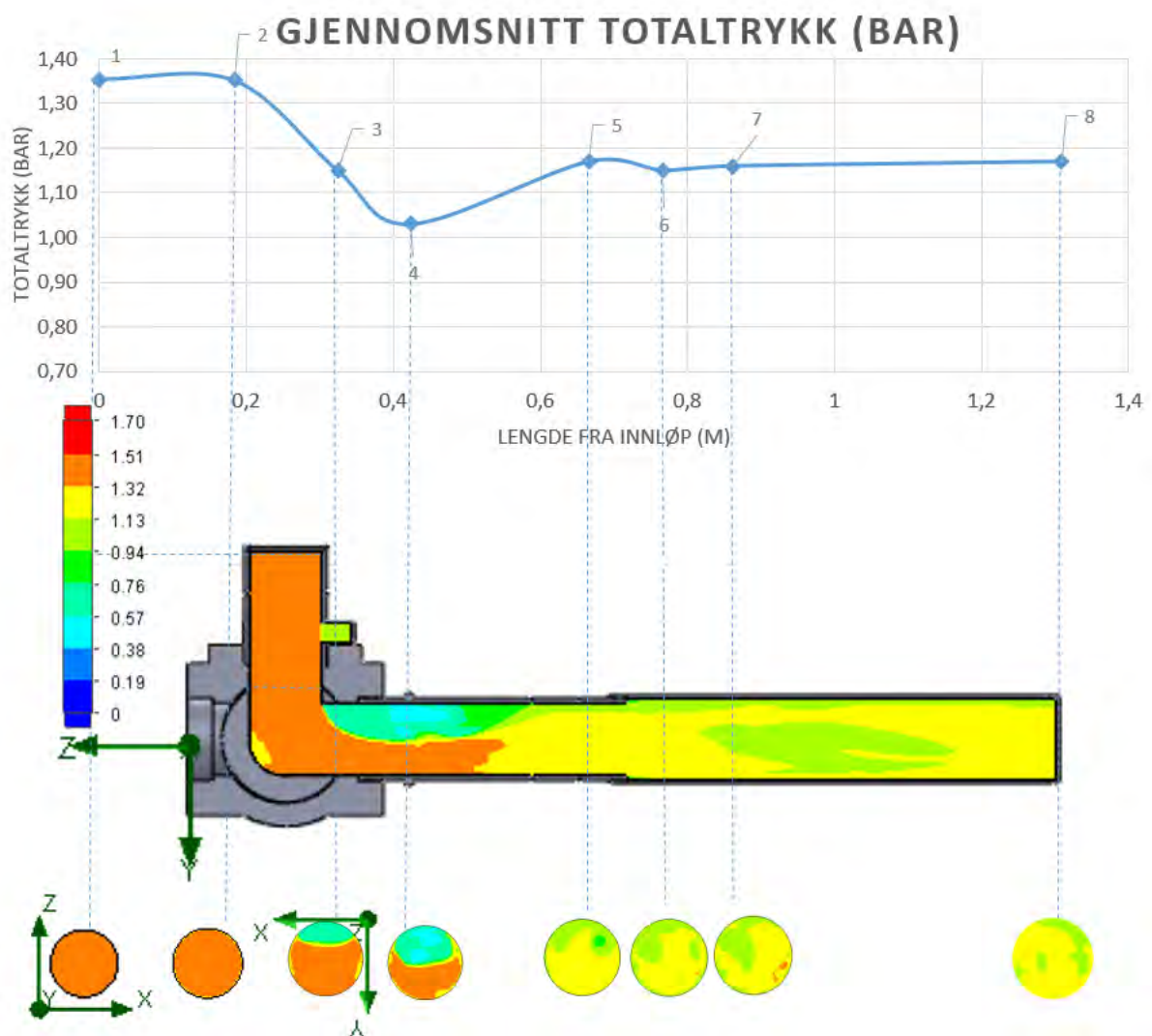
Strømningen kommer inn i systemet med en fullt utviklet hastighetsprofil. Trykkmåleren som nå er plassert i den innerste AM-koblingen ser ut til å påvirke strømningen minimalt. Inne i trykkmåleren er hastigheten tilnærmet null.

Inne i kuleventilen er det en høyere hastighet ved innersvingen, mens det i yttersvingen er svært lav hastighet og virveldannelse. Rett etter svingen går største delen av strømmen på venstresiden, på høyre siden dannes det en lomme med virvler og svært turbulent strømning med lav hastighet.

Det er tydelig at strømmingen er påvirket etter avbøyningen og den strømmer videre opp i systemet med noe spiralformet strømning. Ved overgangen til plastrøret faller hastigheten og det blir et lite område med virvler rett etter overgangen.

#### 4.2.2.3.2 Totaltrykk over systemet

Resultatene fra kjøringen hentes ut ved å benytte *Sureface Parameter* og *Cut-plot* i ulike plan. Ved å benytte *Cut-plot*, kan totaltrykket observeres ved en illustrativ avbildning ved ulike tverrsnitt i rørsystemet, se Figur 49. Avstanden mellom målingspunktene i graf og figur er realistiske forhold, som viser hvor i systemet målingspunktene er tatt ut. Linjene mellom grafene er bare en illustrasjon og kan ikke nyttes for å anslå totaltrykk mellom målingspunktene.



Figur 49: Illustrerer totaltrykkfall gjennom det optimaliserte systemet hentet fra resultater fra kjøringen i SolidWorks. I grafen representerer Y-aksen totaltrykket (bar) og X-aksen avstand fra innløp (m). Trykket som er målt i de ulike punktene er det gjennomsnittlige totaltrykket i tverrsnittene som er illustrert nederst. Under grafen er et tverrsnitt (i y-z planet) av systemet, med et Cut-plot som viser det totale trykkfallet. Helt nederst er et tverrsnitt av strømningsretningen ved innløpet og før kuleventilen er tverrsnittet i z-x planet og de resterende i x-y planet. Fargene beskriver det totale trykket og er beskrevet i skala på venstre siden.

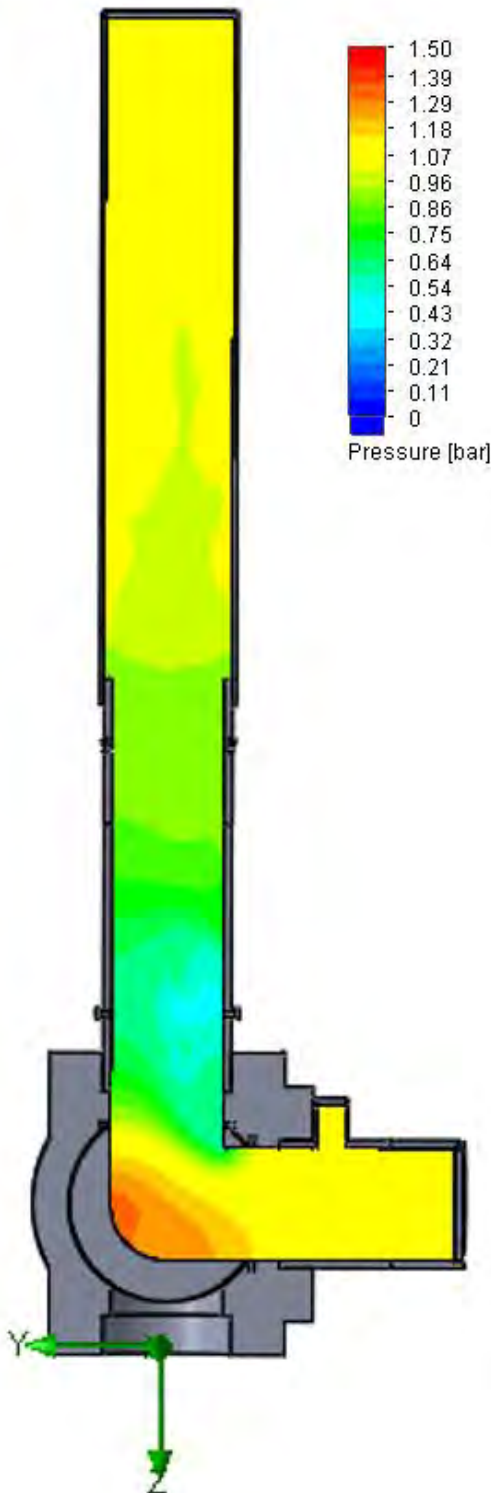
I Figur 49 kan totaltrykket i ulike deler av systemet avleses. Fluidet kommer inn med 1,35 bars trykk. Når det passerer treveis kuleventilen faller trykket markant, og i punkt 4 er det nede på minimum. Etter dette stiger trykket med 0,14 bar til punkt 5. Her fra synker det noe etter en liten ekspansjon, for så å stige igjen til samme trykk som i punkt 5.

Ved å observere et utsnitt av systemet (tverrsnittet) er det tydelig at det totale trykket faller. Inn i systemet har strømmen det høyeste totaltrykket som faller markant etter avbøyningen. I yttersvingen observeres det et lavere totaltrykk enn på innersvinger, trykke rett rundt innersvingen faller markant ned mot null, og fortsetter et lite stykke oppover med lavt trykk. På rørsiden bort fra innløpet observeres det et høyt trykk ett stykke oppover i svivelen. På den andre siden er det da et svært lavt trykk. Gjennom AM-koblingene er trykket mer stabilt over hele tverrsnittet, men det observeres også her et lavere trykk på rør siden mot innløpet.

Etter overgangen til plastslangen observeres det større områder med lavt trykk på innløp siden. Trykk endringen er ikke stor og den hold seg relativt stabil frem til punkt 8. Det observeres områder med lavere og høyere trykk som forflytter seg i et tilsynelatende tilfeldig mønster.

Det totale trykktapet over det optimaliserte systemet er 0,18 bar.

#### 4.2.2.3.3 Statisk trykk over systemet



Benytter et *Cut-plot* av det optimaliserte systemets tverrsnitt, for å studere det statiske trykket. I tillegg benyttes *Surface Parameter* for å få mer nøyaktige trykkverdier ved innløp og utløp.

Ved innløpet er det statiske trykket 1,01 bar. Ved yttersvingen i kuleventilen, observeres det høyeste trykket i systemet. Trykket er opp mot 1,35 bar, og ved innersvingen er trykket markant lavere ned mot 0,5 bar.

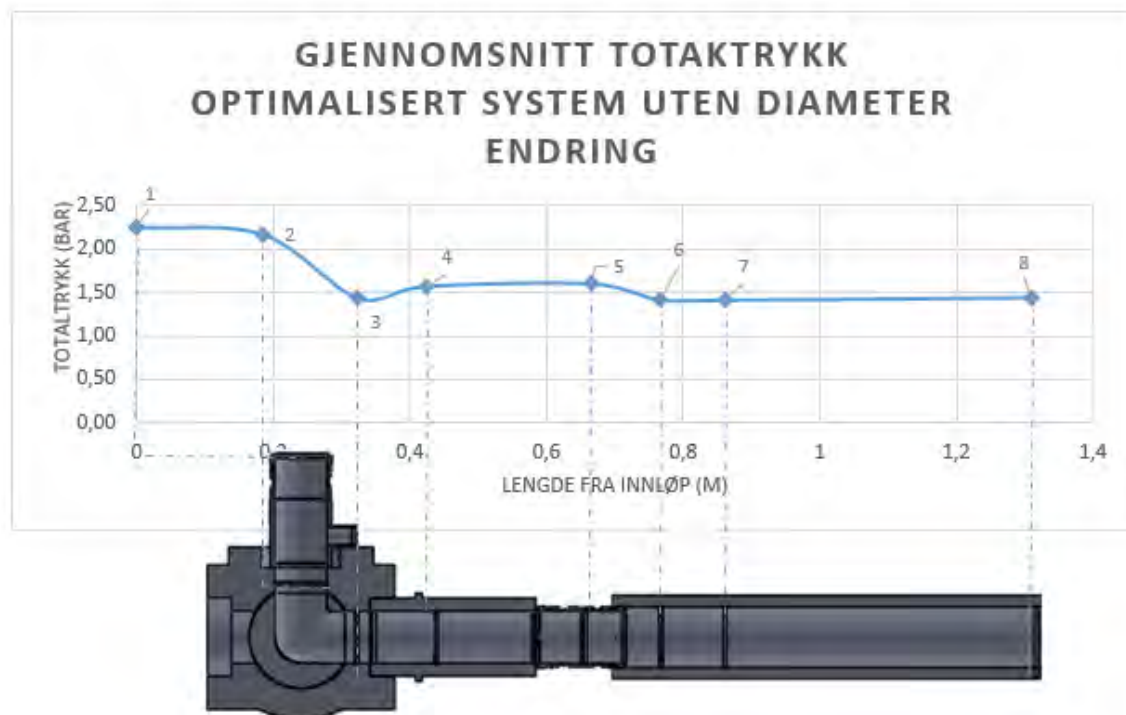
Etter at fluidet er avbøyd 90° er det statiske trykket falt markant. På rørsiden mot innløpet er det et statisk trykk ned mot 0,33 bar. På den andre siden er trykket noe høyere. Selv om det ikke er noe endring i diameter øker det statiske trykket gjennom svivelen og gjennom AM-koblingene.

Ved ekspansjonen til plastrør øker det statiske trykket noe, for å øke enda mer etter å ha passert 1/3 av plastrør lengde. Det observeres at det statiske trykket er noe høyere ut av systemet (1,08 bar), enn ved innløpet, samt at rør diameteren også har økt med 14 mm.

Figur 50: Bilde hentet fra resultatene fra kjøringen i SolidWorks, ved å benytte Cut-Plot funksjonen. Bilde illustrerer det statiske trykket gjennom et tverrsnitt av det optimaliserte systemet. Fargene beskriver det statiske trykket og er beskrevet i skala på høyre siden. Tverrsnittet er tatt i y-z planet.

#### 4.2.2.4 Optimalisert system uten diameter endring

Resultatene fra simulering ved optimalisert system uten diameterendring. Resultatene presenteres kort og kun med graf, punktene har samme avstand og posisjon som i systemet.



Figur 51: Grafisk fremstilling av totaltrykket gjennom det optimaliserte systemet uten diameter endring, ved å benytte 8 målingspunkter. Y-aksen representerer totaltrykket (bar) og X-aksen er avstand fra innløp (mm). Figuren under grafen viser hvor punktene i systemet er og har samme målestokk som x-aksen.

Når det optimaliserte systemet er analysert uten diameter økning kommer fluidet inn med et totaltrykk på 2,25 bar, som vist i Figur 51. Trykket faller kraftig over treveis kuleventilen (punkt 3) og er da helt ned i 1,43 bar. Fra punkt 3 øker trykket igjen frem mot det skjer en ekspansjon i røret (punkt 5), etter ekspansjonen synker trykket til 1,41 bar og stiger til 1,44 bar ved utløpet.

Totaltrykktap over det optimaliserte systemet uten diameter økning er 0,81 bar.

#### 4.2.3 Oppsummering av optimalisert system

Det optimaliserte systemet viser stor reduksjon i trykktap. I det opprinnelige systemet er trykkfallet 1,31 bar og i det optimaliserte systemet reduseres dette til 0,18 bar. Som gir en reduksjon i trykktap på 1,13 bar. Dette tilsvarer 86 % trykktaps reduksjon, økningen i rørdiameter står for 72 % av den totale reduksjonen og forbedring i struktur og løsninger står for 28 %.

Ved å se på det beregnede trykktapet som er 0,46 bar. Som er langt høyere enn verdien hentet ut fra analysen i SolidWorks.

## 5 Diskusjon og konklusjon

### 5.1 Diskusjon

Det eksisterende systemet ble optimalisert med hensyn på å redusere trykktapet og benytte enklere og bedre løsninger. Informasjonen om strømmingen i systemet ble hentet ut ved å simulere en realistisk modell i SolidWorks. Håndbergninger av trykktapet ble også nytt for å støtte opp om resultatene. Korrelasjonen mellom disse var derimot svært lav, spesielt for det optimaliserte. Utenom kapittel 5.1.2 vil ikke de beregnede resultatene diskuteres ytterligere. Det er dermed noe vanskelig å fastsette hvor gode resultatene fra simuleringen er.

#### 5.1.1 Simuleringsresultatene

Når simuleringen skulle aksepteres ble det nytt det nest høyeste nivået for nøyaktighet. Som ga et generelt bra maskenett, med høy oppløsning i kriteskepunkter. For å komme frem til nivået ble det gjennomført flere simuleringer med ulik nøyaktighet, nøyaktighetsgraden ble akseptert når målene (som var trykket ved innløp og utløp) stabiliserte seg inn mot en verdi.

SolidWorks er et godt dokumentert program, som ved å legge inn god og nok informasjon om hvilke forhold som gjelder vil gi gode resultater. I denne oppgaven er det lagt inn svært nøyaktige reologiske parametere for en valgt standard husdyrgjødsel av storfe ved 4,5 % tørrstoff. I praksis vil det nyttes gjødsel av andre husdyr også, men så lenge bonden følger Agromiljø sin anbefaling om en tørrstoff prosent på 4-5. Vil de reologiske egenskapene ikke avvike i så stor grad at det har betydning for valg av optimalisert løsning.

Trykket ut av systemet er satt til atmosfærisktrykk, som tilsvarer at utløpet går rett ut i luften og ikke inn i fordelerhuset som det gjør i virkeligheten. Det er differansen mellom trykket som er målt inn og ut av systemet som er av interesse. Dermed har ikke ulikhetene i totaltrykket ved innløpet i eksisterende og optimalisert system noen innvirkning på hvorvidt simuleringsresultatene er gode. Hvor stort trykk det må være ved innløpet blir kalkulert utfra det trykktap det er over systemet, mot at det ved utløpet skal være atmosfærisk trykk.

Simuleringsresultatene gir en god indikasjon på hva som forstyrrer strømmingen og dermed skaper trykktap. Det gir også en god indikasjon på effekten av forbedring.

#### 5.1.2 Korrelasjon mellom resultater fra beregning og simulering

Resultatene viser at det er relativt stor forskjell mellom målinger hentet ut fra simuleringen og de beregnede. For det eksisterende systemet samsvarer de med 74 % og for det optimaliserte med 39 %.

Årsaken til den lave korrelasjonen kan være at trykktapseffekten som singulærtapet gir, ikke gir full effekt pga. at singulærtapene er så tett etter hverandre. Altså at skjærspenningen ikke klarer å opprette en fullt utviklet hastighetsprofil, før neste forstyrrelse. Dermed kan tapskoeffisienten for singulærtap ved ferdig utviklet strømning være et grovt overslag. Ved simulering blir dette forholdet tatt hensyn til.

I beregningen var ikke tapskoeffisienten for Bauer-koblingen tilgjengelig. Dermed ble det gjort en kvalifisert gjetning på 0,2 og trykktapet langs rørveggen i Bauer-koblingen ble også lagt til. Denne verdien kan dermed være noe høy.

#### 5.1.3 Singulærtap i eksisterende system

Ved singulærtap forstyrres fluid strømmingen i større eller mindre grad. Ved slike forstyrrelser blir det dannet virvler og turbulens som fører til trykktap. Som er et resultat av økt dynamisk trykk og strømminger mot ønsket strømningsretning. Fluidets viskositet, altså væskens motstand mot å flyte vil etterhvert gjenopprette hastighetsprofilen, som skjer pga. den økte turbulensen gir økt skjærspenning,



altså økt friksjon internt i fluidet og langs rørveggene og energi går tapt. Energien går over til varme, som dermed er tapt for systemet.

Fra innløpet går fluidet inn i et T-bend som bøyer strømmen 90 grader oppover. Avbøyningen er ikke avrundet, men tillater fluidet å strømme noe ned før det strømmer opp. Dette fører til at det dannes kraftige virvler og turbulens i T-bendet, som vill fortsette ett stykke oppover.

Ved ekspansjon av rørdiameter som skjer ved fire ulike anledninger i mer eller mindre grad, vil fluidet plutselig få et større volum å strømme over og farten reduseres. Rett etter ekspansjonen vil det bli dannet lommer med virvler og strømmen vil være turbulent ett stykke etter. Årsaken til at det dannes lommer ved kanten rett etter ekspansjon, er at fluidet fortsetter et lite stykke ved samme hastighet før farten reduseres og nytter hele rørdiameteren. I disse lommene vil trykket falle pga. sentrifugalkraften som virker inn mot røret, som dermed fører til et lavere trykk i de såkalte lommene. Selv om ekspansjonen til plastrøret er relativt liten, er det antydning til det lave trykket, se Figur 39.

Systemet har også fire tilfeller av innsnevring, ved ulik grad. Det ene er gradvis innsnevring som vil redusere turbulensdannelsen noe. Ved innsnevring øker hastigheten på fluidet, og det dannes noe turbulens, men fluidet er mye mer stabilt enn ved en tilsvarende ekspansjon. Det dannes også lommer etter innsnevringen, som et resultat av fluidet langs kantene presses inn mot midten.

Ved avbøyning i T-bendet øker det statiske trykket mot veggen til ca. 3,3 bar som står normalt på innløpet. Fluidet blir så presset loddrett oppover. T-bendet avbøyer strømmingen 90°, pga. sikkerhetsventilen er det et lite «død rom» som fluidstrømmen passerer i ytersvingen. Rett etter innersvingen faller trykket ned mot 1,5 bar i statisk trykk, årsaken er at fluidstrømmen går her i en bue og blir presset opp på motsatt side av innløpet. Det lave trykket er et resultat av sentripetalkraften som virker inn mot midten og den lave hastigheten på fluidet.

Komponentene som gir høyt trykktap er T-bendet, utvidelsen for trykkmåleren og bauerkoblingen. Selv om det på målingene kan se ut til at det er størst fall gjennom svivelen og noe fall gjennom kuleventilen (som er svært glatt), er dette pga. av kraftig turbulens dannet i komponenten i forkant.

#### 5.1.4 Betydning av rørets innvendige diameter

Ved beregning av trykktap er det tydelig at en reduksjon i diameteren har stor betydning for friksjonstapet. Ikke bare på grunn av reduksjonen, men også fordi hastigheten øker ved innsnevring. Ved utregning av trykktap gjennom ledningene opphøyes hastigheten i andre og det divideres på diameter, dermed vill en liten endring av diameteren ha stor betydning for trykktapet. For utregning av singulærtap opphøyes også hastigheten i andre. Det kan dermed se ut som diameteren på røret har stor betydning på trykktapet.

Dette bekreftes også ved å simulere det optimaliserte systemet to ganger. En med økning av diameter og en uten. Det viste seg da at den optimaliserte løsningen ga 28 % reduksjon i trykktap, mens en generell økning i diameter ga de resterende 72 % i trykktap reduksjon.

#### 5.1.5 På hvilke måte er endringene en optimalisering av systemet?

For et så kort system vil singulærtapene ha stor betydning for trykkfallet. Det analyserte systemet er kort med flere singulærtap, men det er likevel bare en del av et større system som kan strekke seg et par kilometer. Da vil betydningen av singulærtapene bli minimale. Dette er tatt i betraktning i denne oppgaven. Selv om singulærtapene er små i den store sammenhengen er det ingen grunn til å ha et høyer friksjonstap enn nødvendig. I det optimaliserte systemet er det også lagt vekt på at løsningen skal være gunstig på flere måter.

Ved å erstatte to ventiler (enveis kuleventil og sluseventil) å benytte en treveis kuleventil isteden. Gjør dette systemet enklere å håndtere med bare en kran som kan åpne for kjøring, stenge og tømning av systemet. Den nye ventilen erstattet også T-bendet, og avbøyer strømmingen på en mye glattere måte, som gir et lavere friksjonstap. Trykkmåleren satt tidligere inne i svivelen, hvor det var et innrykk mellom indre svivel og innsnevringssnippel. Ved å flytte trykkmåleren til den ene AM-koblingen før ventilen, kan den indre svivelen gå helt opp til neste komponent slik at innrykket som er en ekspansjon og innsnevring av rørdiameteren fjernes. Bauer-koblingen er fjernet i det optimaliserte systemet og erstattet med en AM-kobling. Eneste fordelen som da er mistet, er den ekstra fleksibiliteten som Bauerkoblingen ga. Den økte fleksibiliteten sees på som noe overflødig egenskap, som forøvrig Agromiljø er enige i. Diameteren i det optimaliserte systemet er økt til gjennomgående 100 mm i indre diameter og 114 mm i plastslangen. Ved å øke diameteren reduseres trykket betraktelig som nevnt tidligere og ved å unngå å veksle mellom ulike diameter reduseres antallet singulærtap. Dermed fjernes innsnevringssnippelen.

Uten å ha gjort en grundig analyse av de økonomiske kostnadene, er det flere faktorer som tyder på at det optimaliserte systemet har lavere produksjonskostnader. Bauer-Koblingen er erstattet med en billigere AM-kobling, to ventiler er byttet ut mot en, hvor den treveis kuleventilen også erstatter T-bendet og innsnevringen fjernes.

Ved å øke diameteren og fjerne unødvendige innsnevring og områder hvor fluidet sto nesten stille minimeres også faren for plugging av systemet. Det gir også systemet en høyere volumstrømkapasitet, som er ønskelig. Hele systemet fremstår dermed som mye bedre og enklere, med færre komponenter, lavere trykktap, mer robust og med en mulig lavere produksjonskostnad.

#### 5.1.6 Kavitasjon og slitasje

Både i det optimaliserte og eksisterende systemet er det observert svært lave trykk. I Bauer-koblingen er trykket flere punkter ut mot veggen ned mot null. Etter T-bend og treveis kuleventilen observeres det også lavt trykk etter avbøyningen og ved innersvingen. Dette kan være et problem dersom det dannes kavitasjon.

Årsaken til at det statiske trykket er under null mot den ene siden av Bauer-koblingen kan ha flere grunner. Før Bauer-koblingen er det flere singulærtap som har skapt kraftig turbulens. Strømmen er dermed ikke en fullt utviklet hastighetsprofil. Ved å se på Figur 38 og Figur 40 er det tydelig at det går store mengder fluid på motsatt side av det lave trykket. Når store mengder passerer gjennom et lite område av tverrsnittet (en såkalt vena kontraksjon), vil det statiske trykket falle de resterende stedene. Strømmen går også rundt området i en liten bue, det kan dermed også virke sentripetalkraft inn mot midten som senker trykket ytterligere på sidene.

Agromiljø har ikke noen erfaring med skader på det analyserte systemet, dermed kan det se ut som at fluidet ikke har så lett for å gå over til gass. Dette kan være forhindret av viskositet eller den lave hastigheten i det aktuelle området (Martynov et al. 2006).

#### 5.1.7 Herschel-Bulkley modell

For å beskrive den reologiske oppførselen til gjødselen ble Herschel-Bulkley modellen nyttet. Modellen er mye mer nøyaktig en Power-Law, siden den også tar med igangsettingskraften. I simuleringen er likevel igangsettingskraften neglisjert, som forøvrig er en rimelig antakelse ifølge Y. R. Chen (Chen, Y. R. 1986). Som presisert i kapittel 2.5 har flere gjennomført forsøk som tilsier at husdyrgjødsel ved en tørrstoff prosent mindre 4,5 og ved høy hastighetsgradient, kan Power-Law benyttes for å beskrive reologien.

Ved å benytte Herschel-Bulkley modellen i simuleringen vil likevel ikke gi noe utslag på resultatene, siden en neglisjering av igangsettingskraften bare forenkler Herschel-Bulkley.

#### 5.1.8 Grafisk fremstilling av resultater

Resultatene fra beregning og simulering er fremstilt i grafer, som gir en oversiktlig og intuitiv/billedlig fremstilling.

For beregning er tabellen som er nyttet lagt ved i vedlegg. Grafene (Figur 37 og Figur 51) er laget ved å det totale trykkfallet og trekke fra tap langs ledningen og singulærtap. Grafene har avstand fra innløpet på x-aksen og trykket på y-aksen. Ved singulærtap falltrykket rett ned og ved tap i ledning vil tapet skje gradvis over strekket. Grafene er ment som en illustrasjon av trykkfallet og kan ikke lese av direkte.

I grafene laget av simuleringsresultater er punktene realistiske i forhold til sted i systemet, likevel er linjen mellom punktene kun illustrative. Det ble vurdert om linjene dermed burde fjernes, men de ble tatt med av den grunn at de gir en god illustrasjon av trykkfallet.

#### 5.1.9 Totaltrykkfall i det optimaliserte systemet

I grafen for simulering av det optimaliserte systemet observeres det et fall for deretter en økning i det totale trykket, se Figur 49. I forhold til det eksisterende systemet, hvor man ikke ser dette fenomenet kan de være nyttig å se på ulikhetene av systemene for å prøve å forstå hva det skyldes. I det eksisterende systemet er det flere forstyrrelser og lavere diameter som fører til at fluidet ikke stabiliseres seg like stor grad igjen.

Årsaken til fall i totaltrykket og deretter en økning igjen kan også ha med hvordan SolidWorks regner ut det totale trykket. Ved å studere strømningsbildet observeres det turbulens som også har hastighet mot strømningsretning. Ved å se på *Cut-plot* for dynamisk trykk og hastighet i alle retninger (se vedlegg 6). Observeres det i områdene ved punkt 4 fra Figur 49 et trykk mot null, selv om det ut fra bildene i vedlegg 6 kan observeres hastighet i andre retninger en strømningsretningen. Det kan dermed se ut som at SolidWorks ikke regner med det dynamisk trykk dersom det ikke går i positiv strømningsretning.

Dermed vil deler av den energien som da er lagret som bevegelsesenergi i turbulensen ikke bli med regnet i totaltrykket, for så å senere bli medregnet som statisk eller dynamisk energi igjen. Dette kan forklare økningen reduksjon og deretter økning totaltrykk fra det optimaliserte systemet.

## 5.2 Konklusjon

Optimaliseringen av systemet ga gode resultater med hensyn på trykktap. Det ble redusert med hele 86 %. Hvor av økningen i rørdiameter stod for 72 % av den totale reduksjonen og forbedring i struktur og løsninger står for 28 %.

Ved å benytte en treveis kuleventil erstattet den funksjonen til sluseventilen, toveis kuleventilen og T-bendet. Denne løsningen er svært gunstig den gir et lavere trykktap, reduserer antall komponenter, gir bedre flyt i systemet og er trolig mer økonomisk. Bauerkoblingen ble byttet ut med en AM-kobling, fordi den ga økt trykktap og var noe overflødig.

I det optimaliserte systemet er overgangene mellom komponenter utbedret og komponenter erstattet eller fjernet. På den måten er går strømmen gjennom det optimaliserte systemet med noe lavere fart, minimalt med ekspansjoner og innsnevring og forstyrrelser. Slik at det er færre områder hvor fluidet står tilnærmet stille, kraftig turbulens og virvler og hastighetsprofilen er i større grad utviklet.

## 6 Videre arbeid

Det er nå gjennomført en teoretisk analyse av systemet, som ytterligere bør testes i praksis før det optimaliserte systemet aksepteres. Enkelte forbedringer kan være gode i teorien, men i praksis har for lav eller ingen betydning. Dermed bør lønnsomheten av endringene vurderes på alle plan. Blant annet bør de valgte komponentenes tilgjengelighet og kostnad vurderes.

Det bør også utvikle en prototype av det optimaliserte systemet, for å teste reel trykktap mot det eksisterende.

Det kunne også være interessant å åpne opp et gammelt system for å se på eventuell skader og belegg i rørsystemet. På den måten bedre kunne forstå hvordan rørruheten utvikler seg over tid og hvorvidt eventuell kavitasjon og fluid har ført til skade på systemet.

## 7 Kilder

- Alexandrou, A. (2001). Principles of Fluid Mechanics: Prentice-Hall.
- Barnes, H. A., Hutton, J. F. & Walters, K. (1989). An introduction to rheology, b. 3: Elsevier.
- Cengel, Y. A. & Ghajar, A. J. (2011). Heat and Mass Transfer, b. 4. New York: The McGraw-Hill Companies. 902 s.
- Chen, Y. R. (1986). Laminar tube flow of sieved beef-cattle manure slurries. *Agricultural Wastes*, 15 (1): 35-49.
- Chen, Y. R. (1986). Rheological properties of sieved beef-cattle manure slurry: Rheological model and effects of temperature and solids concentration. *Agricultural Wastes*, 15 (1): 17-33.
- Chin, W. C. (2001). Computational Rheology for Pipeline and Annular Flow: Gulf professional Publishing.
- E. John Finnemore, J. B. F. (2009). Fluid Mechanics with Engineering Applications, 10. 790 s.
- El-Mashad, H. M., Van Loon, W. K., Zeeman, G. & Bot, G. (2005). Rheological properties of dairy cattle manure. *Bioresource technology*, 96 (5): 531-535.
- eng., J. C. p. (2003). Pipe Roughness Values.
- H. Landry, C. L., M. Roberge. (2004). Physical and Rheological Properties of manure Products. *Applied Engineering in Agriculture*: 278-288.
- John F. Douglas, J. G., John A. Swaffield. (2001). Fluid Mechanics. 4.
- Keller, G. R. (1985). Hydraulic System Analysis. 51-53.
- Kumar, M., Bartlett, H. D. & Mohsenin., N. N. (1972). Flow properties of animal waste slurries. *Transactions of the ASAE*, 15: 718-722.
- Laguë, C., Landry, H. & Roberge, M. (2005). Engineering of land application systems for livestock manure: A review. *Canadian Biosystems Engineering*, 47 (6): 1.
- Martynov, S. B., Mason, D. J. & heikal, M. r. (2006). Effect of Viscous Stress on Cavitation Flow in Nozzles.
- Metzner, A. & Reed, J. (1955). Flow of non-newtonian fluids—correlation of the laminar, transition, and turbulent-flow regions. *AIChE Journal*, 1 (4): 434-440.
- Mott, R. L. (2000). Applied Fluid Mechanics, b. 5. USA: Merrill.
- Qi, D. H. J. (2006). Finite Element Analysis. Tilgjengelig fra: [http://www.colorado.edu/MCEN/MCEN4173/chap\\_01.pdf](http://www.colorado.edu/MCEN/MCEN4173/chap_01.pdf).
- Sellens, R. (2008). Power law profiles pipes: Queens University. Tilgjengelig fra: <http://me.queensu.ca/People/Sellens/PowerLaw.html>.
- Toledo, R. T. (1991). Fundamentals of food Process Engineering, 3. USA: Department of Food Science an Technology.
- Vastveit, K. (2014). Dagligleder Agromiljø.
- Ødegaard, H. (2012). Vann- og avløpsteknikk.

## 8 Vedlegg

### Vedlegg 1:

Friksjonstapet ( $h_f$ ) gjennom det eksisterende systemet, og benyttede utregningsverdier.

	D (m)	L (m)	Re	e (mm)	hf (bar)
AM-koblinger	0,077	0,126	6,00E+05	0,002	0,0154
<b>T bend</b>	<b>0,085</b>	<b>0,108</b>	<b>4,00E+05</b>	<b>0,15</b>	<b>0</b>
Svivel 1	0,073	0,165	7,00E+05	0,002	0,0266
Svivel trykk	0,087	0,046	4,00E+05	0,002	0,0032
Nippel 3	0,078	0,046	5,00E+05	0,15	0,0061
Nippel 2	0,067	0,037	9,00E+05	0,15	0,0103
<b>Kuleventil</b>	<b>0,063</b>	<b>0,075</b>	<b>1,00E+06</b>	<b>0,001</b>	<b>0</b>
<i>Bauer hundel*</i>	<i>0,063</i>	<i>0,089</i>	<i>1,00E+06</i>	<i>0,15</i>	<i>0,0554</i>
<i>Bauer overgang*</i>	<i>0,07</i>	<i>0,057</i>	<i>7,00E+05</i>	<i>0,15</i>	<i>0,0203</i>
<i>Bauer handel</i>	<i>0,063</i>	<i>0,195</i>	<i>1,00E+06</i>	<i>0,15</i>	<i>0,1214</i>
Plastrør	0,072	0,402	7,00E+05	0,001	0,0658
Sum		1,346			0,3245

**Rødt felt** – friksjonstapet er medregnet i singulærtapet.

\* - Ca. verdi for rørdiameter.

Singulærtap ( $h_s$ ) i det eksisterende systemt, og benyttede utregningsverdier.

Sted	Type singulærtap	ks	v (m/s)	hs (bar)
1	Ekspansjon	0,06	11,9	0,043
2	T-bend	67	9,8	0,746
3	Innsnevring	0,065	13,5	0,059
4	Ekspansjon	0,065	13,5	0,059
5	Trykkmåler *	-	9,3	0
6	Innsnevring	0,06	11,6	0,041
7	Gradvis innsnevring	0,05	16,7	0,07
8	Kuleventil, enveis	0,05	16,7	0,07
9	Bauerkobling *	-	17,8	0,2
10	Ekspansjon	0,1	17,8	0,159
Sum				1,447

\*- anslått friksjonstap.

Vedlegg 2:

Friksjonstap (Hf) langs ledningene gjennom det optimaliserte systemet, og benyttede utregningsverdier.

Sted	v (m/s)	D (mm)	e (mm)	L (m)	Re	Hf (bar)
AM-koblinger	7,073553	0,1	0,002	0,184	252046,4	0,022379
Kuleventil L-port	7,073553	0,1	0,0015	0,14	252046,4	0
Indresvivel	7,073553	0,1	0,002	0,266	252046,4	0,032353
AM-koblinger	7,073553	0,1	0,002	0,13	252046,4	0,015812
Plastslange	5,442869	0,114	0,0015	0,59	168859	0,03194
Sum						0,102484

**Rødt felt** – friksjonstapet er medregnet i singulærtapet.

Singulærtapene gjennom det optimaliserte systemet, og benyttede utregningsverdier.

Type	v (m/s)	ks el. L/D	D2/D1	f	hL (bar)
90° bend	7,073553	32	0	0,041682	0,333551
Ekspansjon	7,073553	0,088	1,14	-	0,022006
Sum					0,355557

Vedlegg 3:

2D tegninger benyttet for tegne en treveis kuleventil.

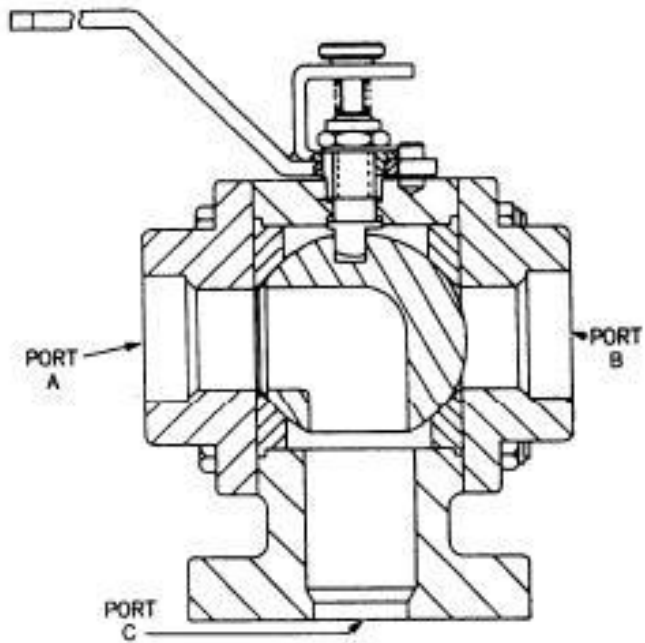


Figure 6-3.—Three-way ball valve.

Hentet fra «HydraulicValve info» sin side. Publisert januar 2011

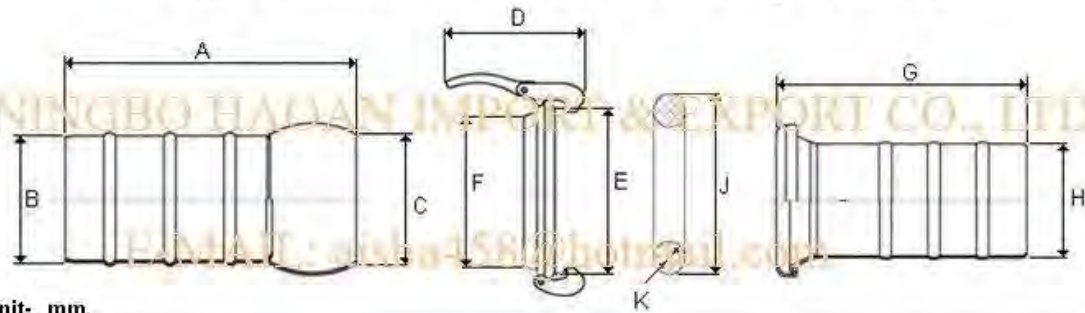
<http://www.valvehydraulic.info/valve-2/hydraulic-ball-valve.html>



Vedlegg 4:

Tegning benyttet for å designe Bauer-koblingen i 3D.

### The dimension of bauer coupling with tail



Unit: mm.

SPE.	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K
2"	166	51	55	182	95	62	146	51	81	9.5
3"	198	77	78	229	124	83	164	77	114	13
3-1/2"	213	87	89	230	155	110	180	87	138.5	14
4"	292	100	108	282	185	119	250	100	164	14
6"	319	150	154	340	237	168	275	150	210	19
8"	372	200	196	340	290	235	320	200	255	18

## Vedlegg 5:

Teknisk data for enveis kuleventil benyttet i eksisterende system.

# DATAARK

## Oversikt / tekniske detaljer

### Temperaturgrenser:

For væsker fra -15 °C til +120 °C.

### Trykkgrenser:

For væsker fra 40 - 63 bar.

Trykkluft: 20-32 bar

Se trykk-/temperaturdiagram.

### Bruksområder:

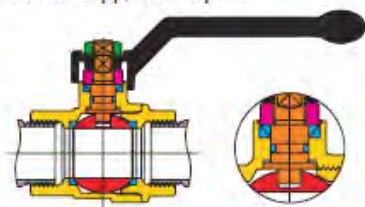
MERCURY-serien anvendes til vanddistribusjon, industriell- og privat oppvarming, vannverk med medium trykk, hydraulikk, pressluft og landbruk.

### Gjengede tilknytninger:

Standard innv. gj. i henhold til ISO 228/1.

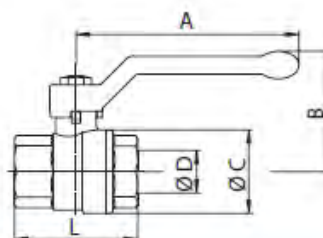
### Reservedeler:

Aluminiumhåndtak og T-grep, stålhåndtak, firkantet topp, lukkekapsel.



### Spesifikke funksjoner:

- Den fullborede MERCURY-ventilen er et meget driftssikkert produkt, med en bemerkelsesverdig allsidighet i industriell og privat sektor
- Ventilen har utblåsningssikker spindel og spindelbeskyttelse som sikrer lang levetid
- Ventilen er utstyrt med to tetninger: En antifriksjonsring tetter automatisk ved høyt trykk. To selvjusterende, kjegleformede tetninger med PTFE-PTFE-belegg tetter ved lavt trykk og vakuum. O-ringen i EPDM sørger for tetning ved lavt trykk og vakuum
- MERCURY kuleventiler er vedlikeholdsfrie



## KOMPONENTLISTE: Beskrivelse/materiale/behandling

Ventilhus	Gul	Varmpresset	CW617N	UNI EN 12165
Pakkboks	Fiolett	Maskinbehandlet	CW614N	UNI EN 12164
Spindel	Oransje	Maskinbehandlet	CW617N	UNI EN 12164
Kule	Rød	Maskinbehandlet	CW617N	UNI EN 12164
Tetninger	Blå	PTFE		
O-ring	Blå	EPDM		DIN 3535
Hendel	Svart	Trykkstøpt alum.-legering polyur c.		UNI 5076
Festeskrue	Grønn	Forsinket stål		
Overflatebehandling	-	Forniklet messing		

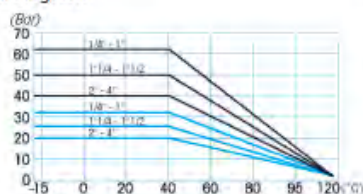
## Dimensjoner og størrelser

Nominell diameter	8	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100
Dim.	¼"	⅜"	½"	¾"	1"	1 ¼"	1 ½"	2"	2 ½"	3"	4"
Ø bor mm	8	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100
A mm	85	85	85	105	105	130	130	165	260	260	260
B mm	41	41	49	57	61	70	76	92	116	127	142
C mm	23	24	32	40	48	60	72	88	111	135	167
L mm	37	42	50	58	69	81	93	110	133	156	192
Vekt g	100	120	190	325	510	850	1310	2245	3350	5380	9280

### Trykk-/temperaturdiagram:

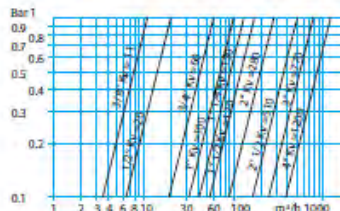
Hvert trykknivå tilsvarer et spesifikt tillatt temperaturnivå, og omvendt.

— Væske  
— Trykkluft



### Trykktapsdiagram:

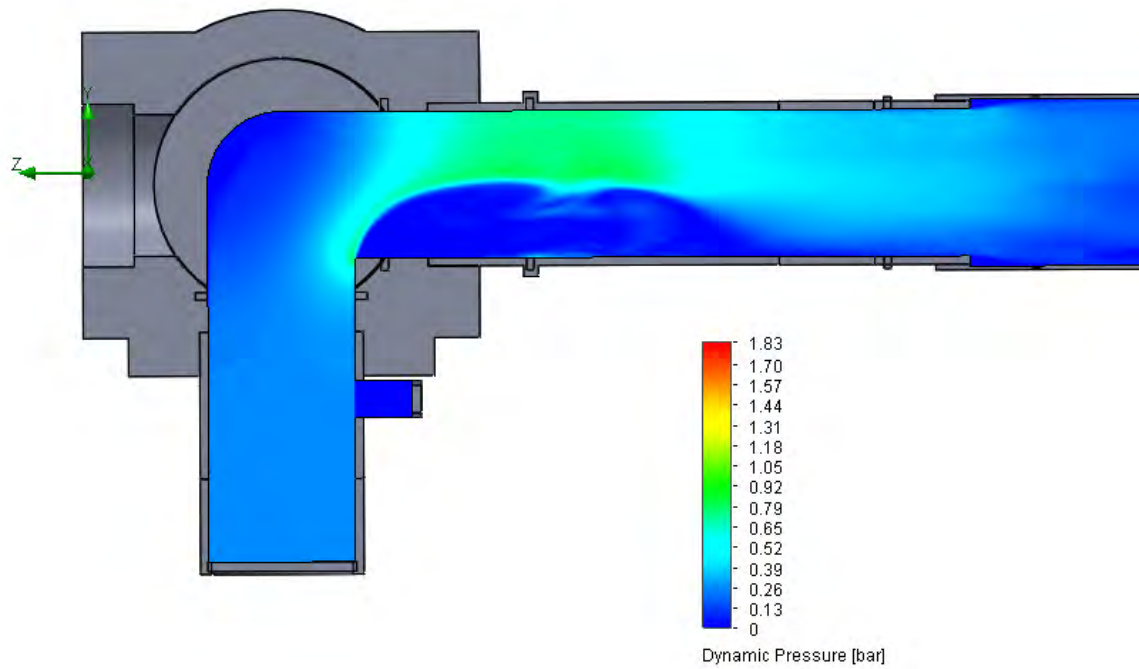
Kv-verdien er ventilkapasiteten som forårsaker et trykkfall på 1 bar.



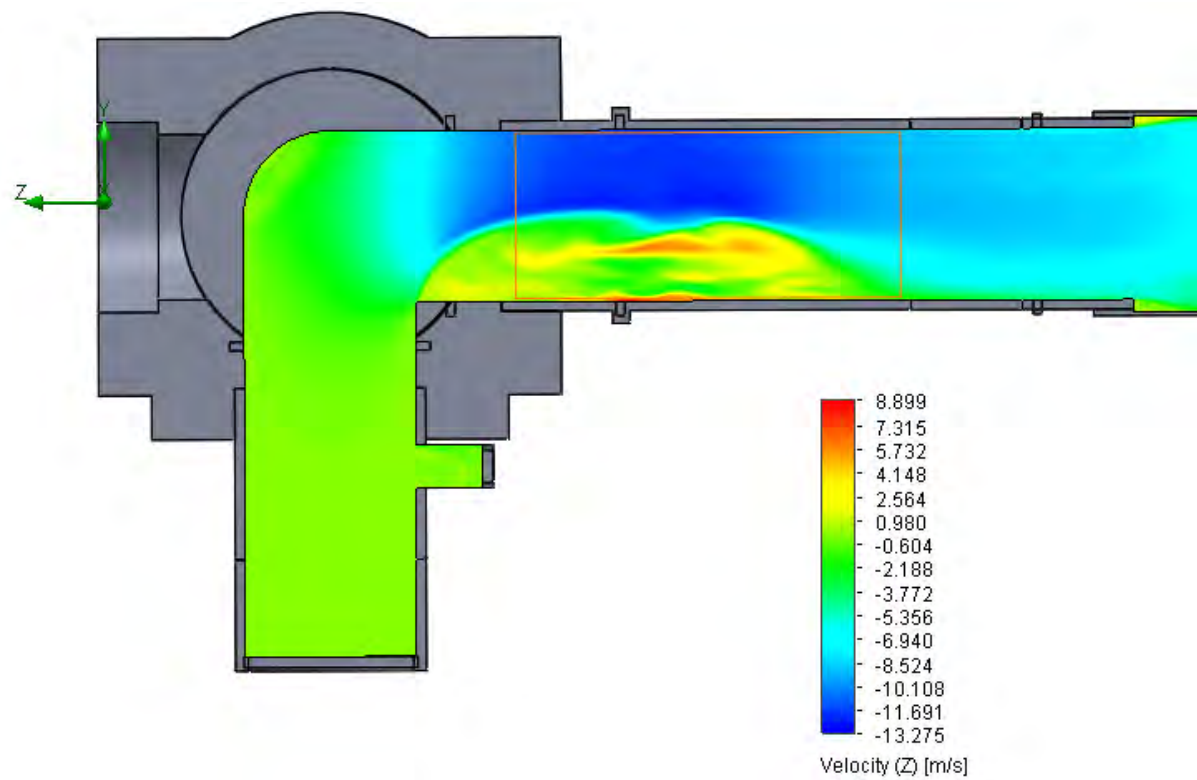
Vedlegg 6:

Cut-plot av nedre del av systemet, ved dynamisk trykk og hastighet i alle retninger.

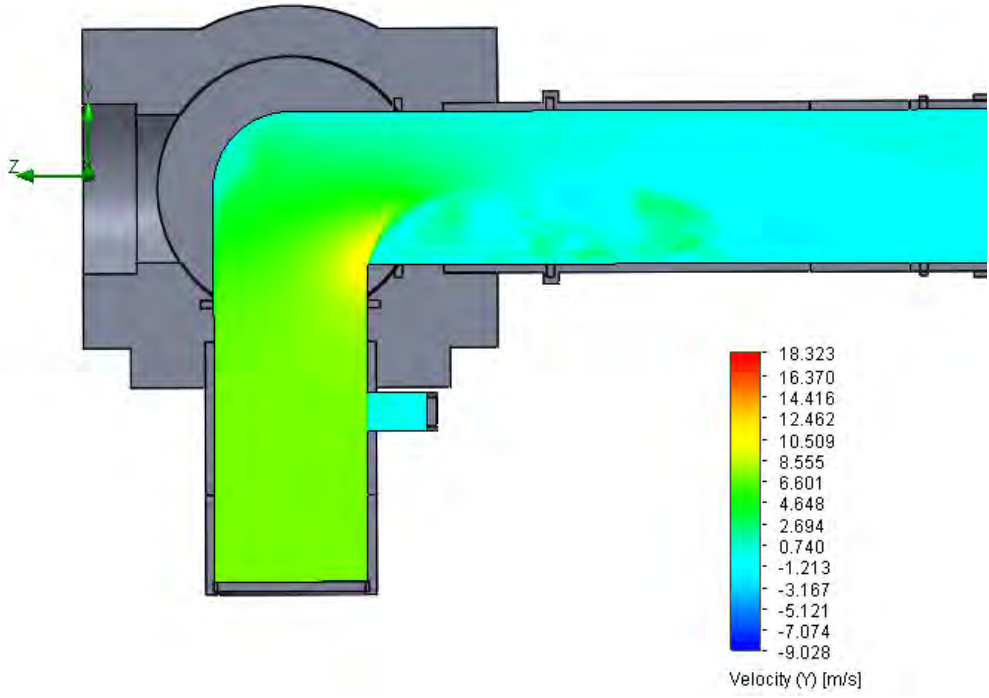
Cut-plot av sytemet med det dynamiske trykk.



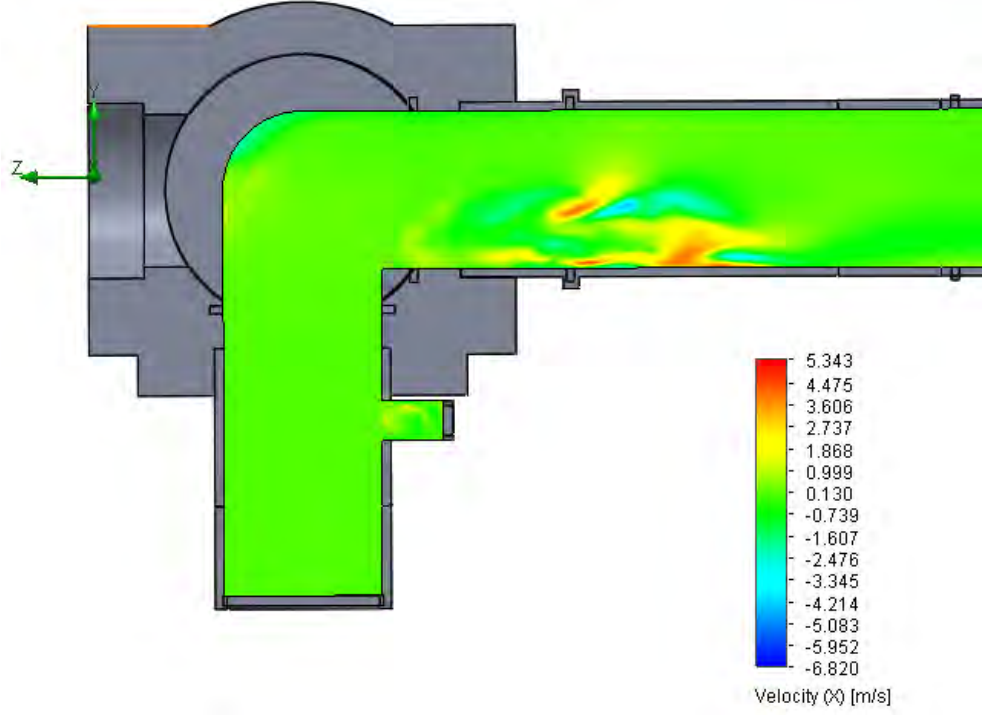
Cut-plot av hastigheten i Z-retning.



Cut-plot av systemet med hastighet i y-retning



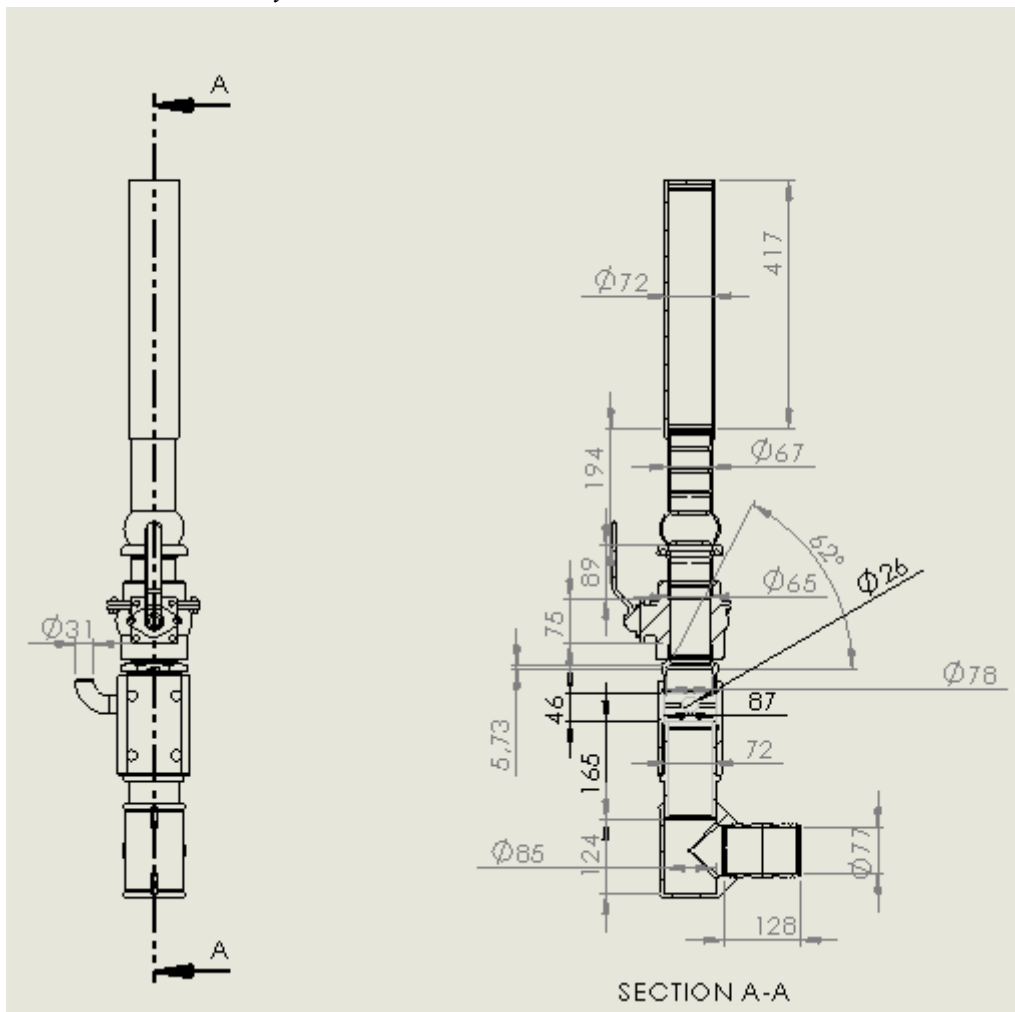
Cut-plot av systemet med hastighet i x-retning.



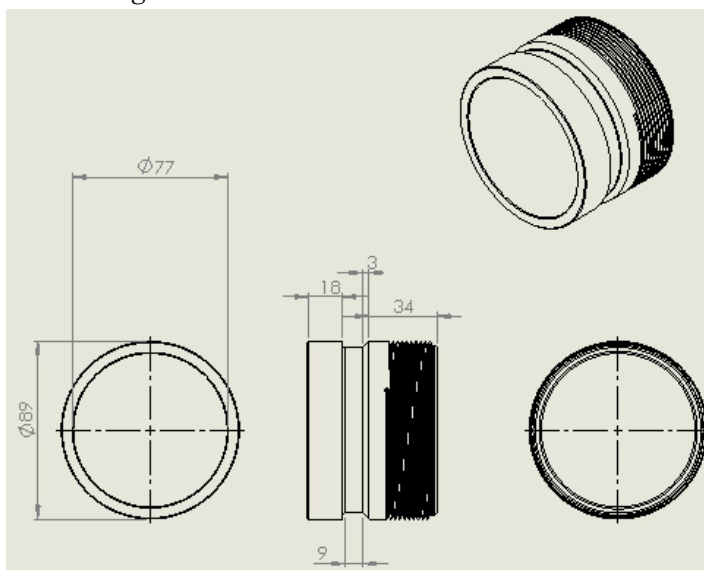
Vedlegg 7:

2D tegninger av det eksisterende systemet.

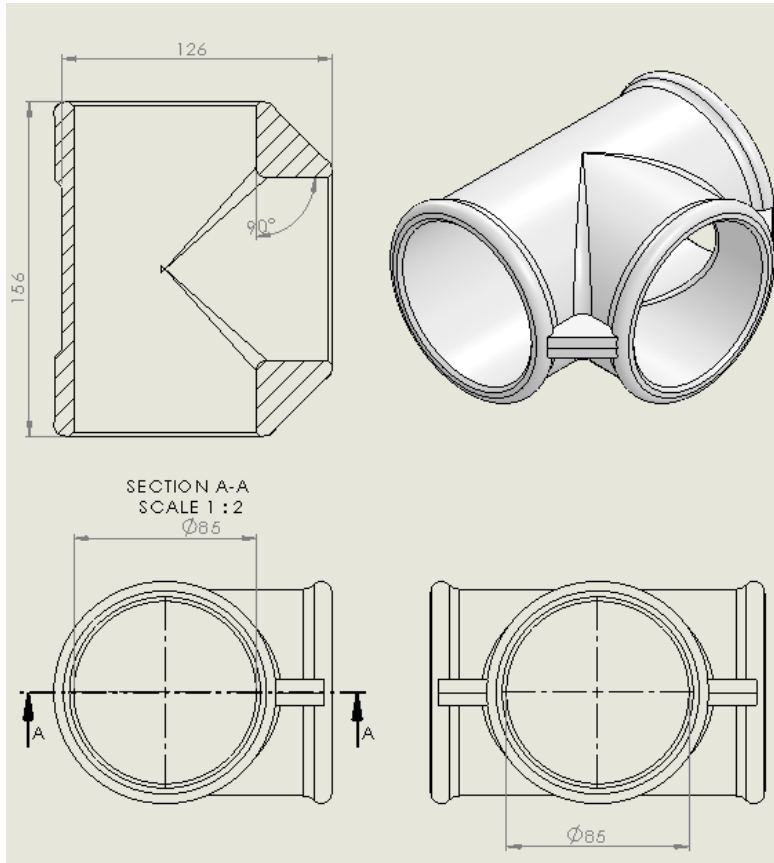
Hele det eksisterende systemet:



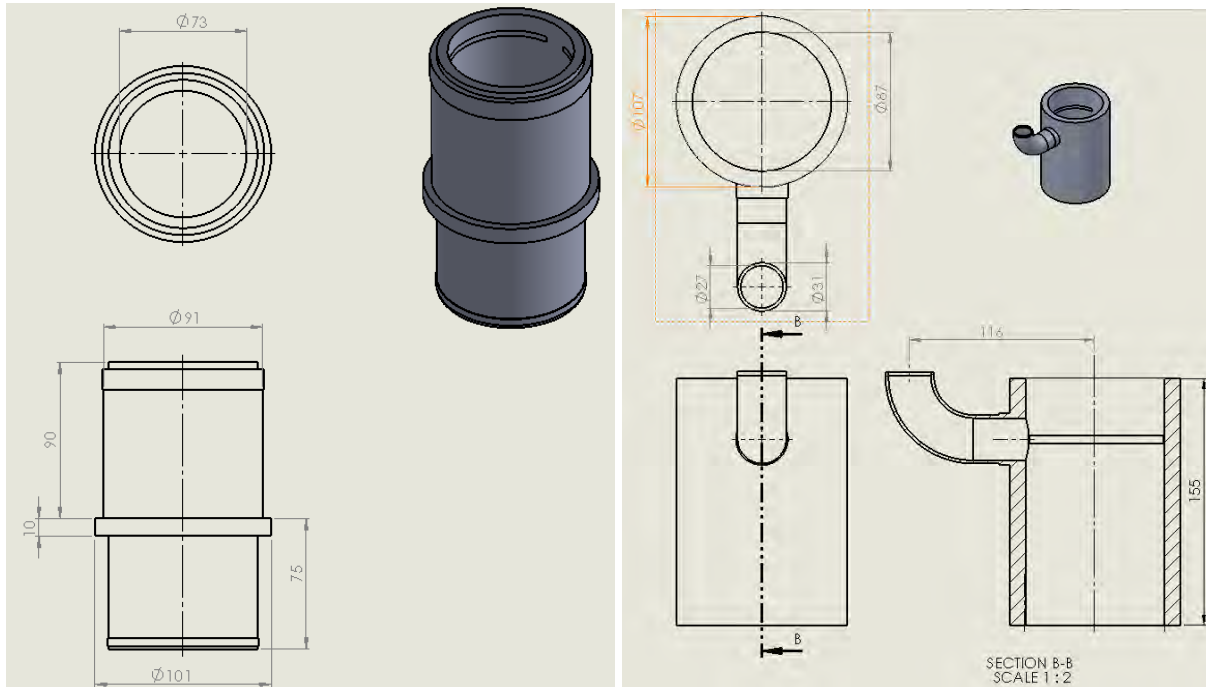
AM-kobling:



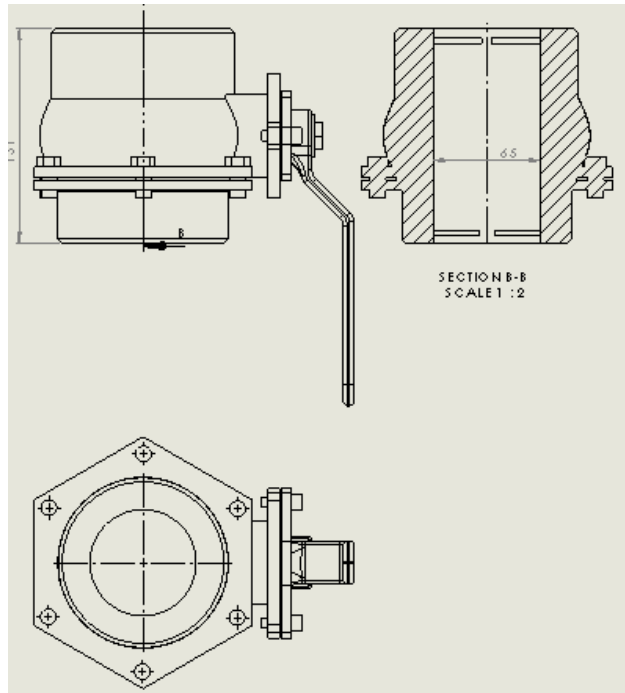
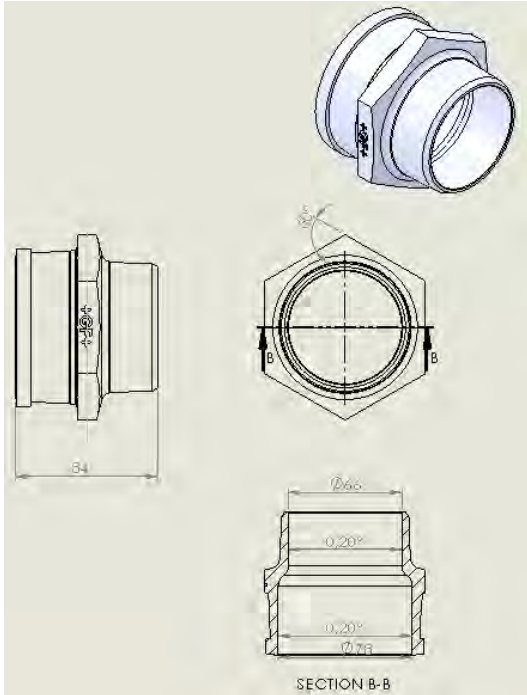
*T-bendet:*



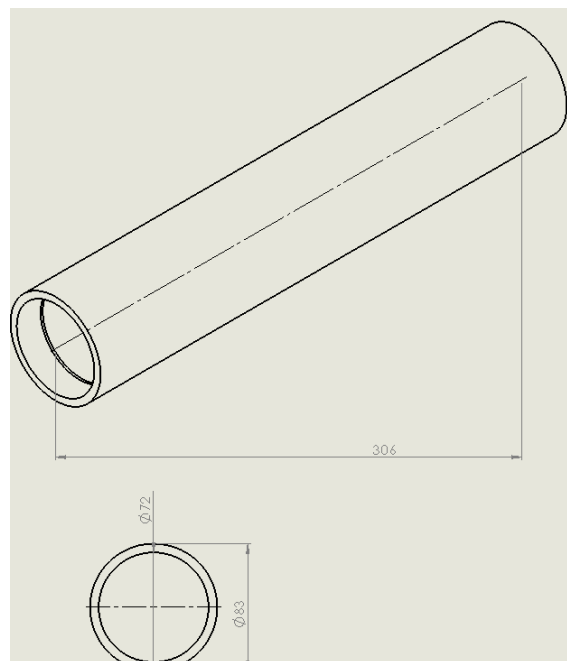
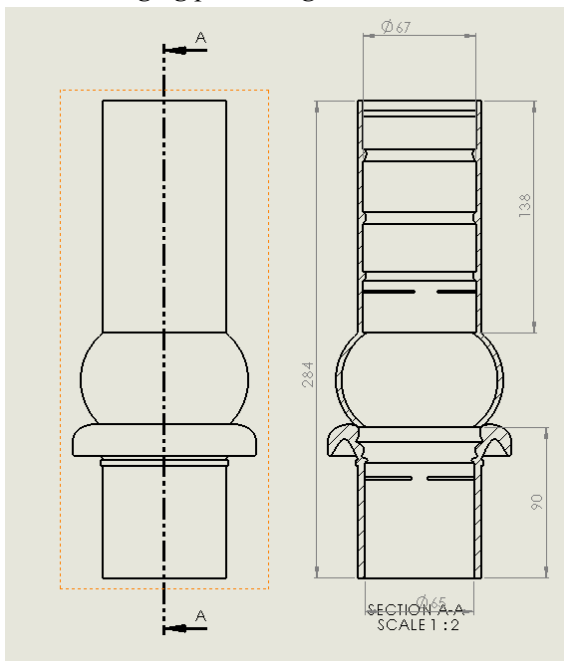
*Indre og ytre svivel:*



Heksagon nippel 3-2,5" og enveis kuleventil:



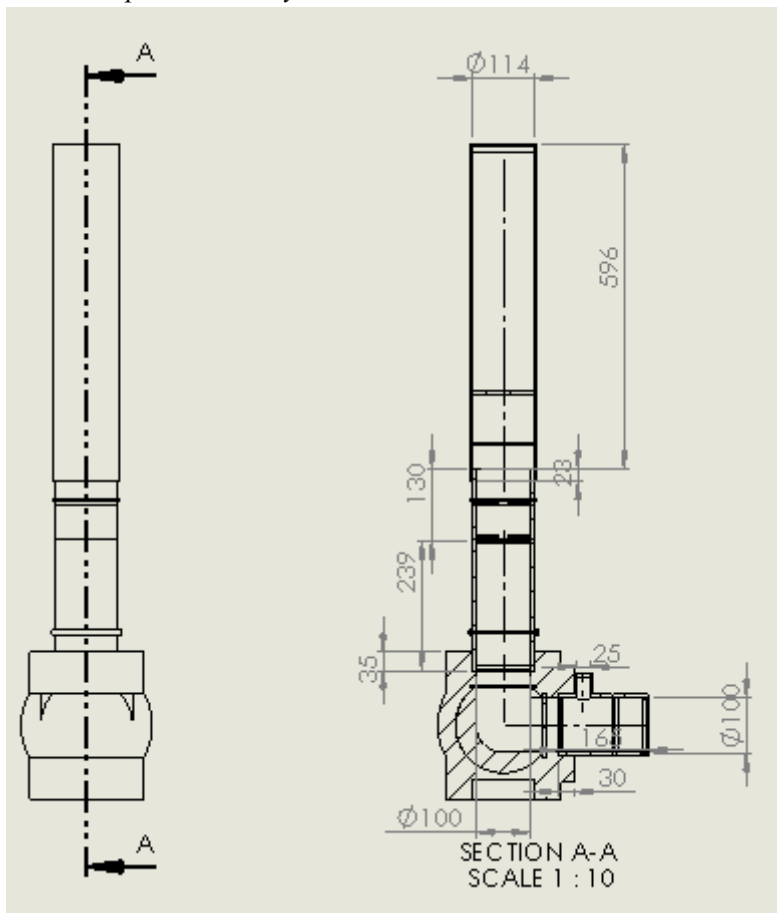
Bauer-kobling og plastslange:



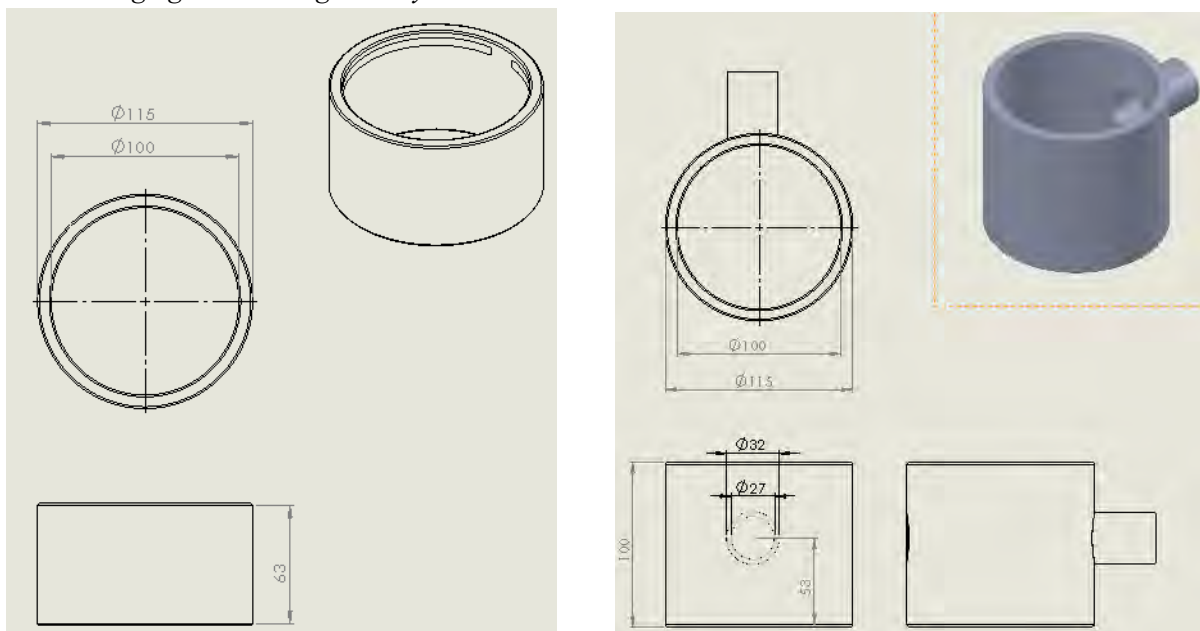
Vedlegg 8:

2D tegninger fra det optimaliserte systemet.

*Hele det optimaliserte systemet*

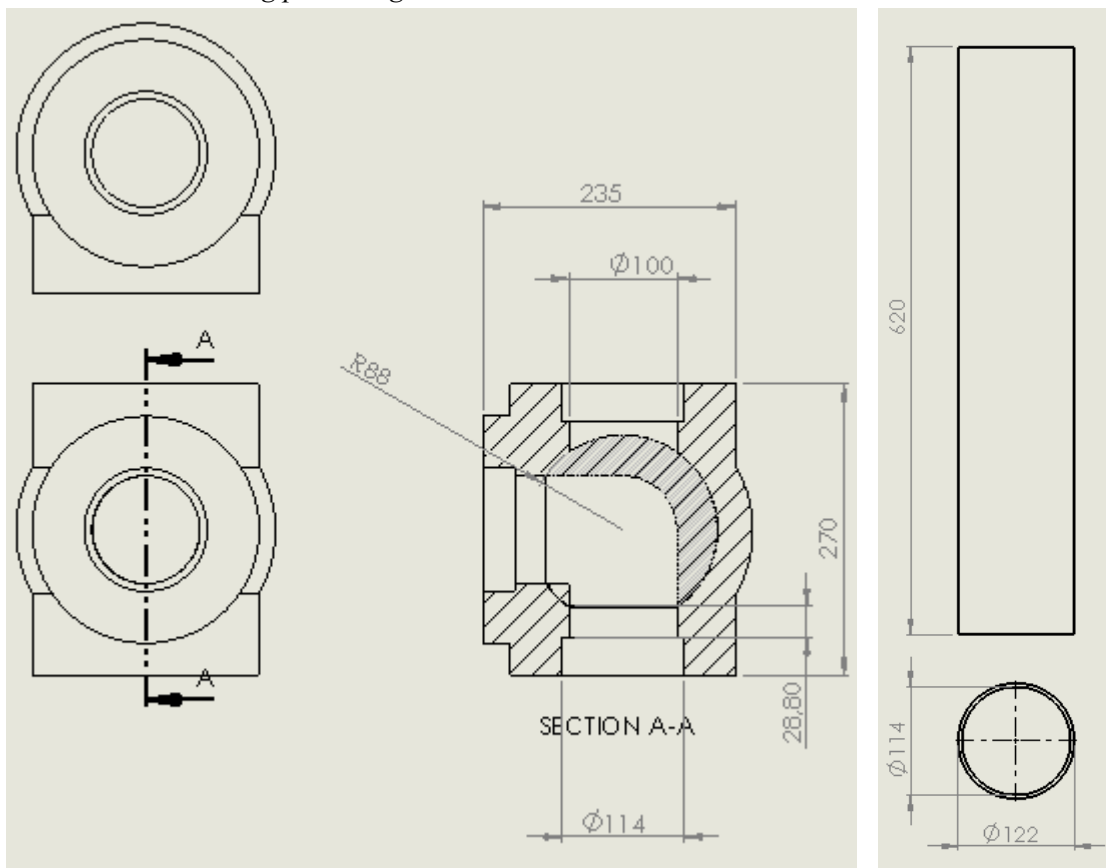


*AM-kobling og AM-kobling med trykkmåleruttak:*





Treveis L-kuleventil og plastslange:





Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
67 23 00 00  
[www.nmbu.no](http://www.nmbu.no)