



Forord

Denne oppgaven er et resultat av fire og en halv måneds arbeider, og markerer slutten på min mastergrad ved NMBU. Etter 4 års utdanning ved NMBU og 1 års utdanning ved UPV i Valencia, har mye opplært kunnskap gjennom disse årene vært grunnlaget for denne masteroppgaven innenfor studiet vann- og miljøteknikk ved NMBU.

Etter et møte med min hovedveileder, Jon Arne Engan, og Norconsult AS, i desember 2013, blei oppgavens mål formet, og resultatet blei en oppgave med tittelen "Teoretiske systemruheter på trykksatte avløpsledninger – hvordan differensierer de fra praktisk brukte bruksruheter?"

I denne oppgaven har jeg innhentet mye teori som har anvendt på et ledningsstrek i Eidsberg kommune. Veldig mye av jobben med denne oppgaven har gått med til å finne litteratur som kan anvendes for å gjøre de riktige beregningene. Mye tid har også gått med til å forstå oppbyggingen ledningsstrekket som teorien er anvendt på. Av alt arbeidet som er gjort er det kun en liten del som reflekteres fra denne oppgaven, men det ser jeg ikke så tungt på, da jeg er sikker på at alt jeg har lært meg gjennom denne prosessen vil komme til nytte en dag.

Min hovedveileder ved NMBU, Jon Arne Engan, skal ha en stor takk for hjelpen han har gitt meg. Han har vært til både stor hjelp og inspirasjon.

Fra Norconsult vil jeg takk Stig Olsborg og Robert André Løkke. De har vær til stor hjelp når det kommer til informasjon og forståelse av ledningsnettet.

Alexander Skovly hos Grundfos i Fredrikstad gis også en stor takk for god hjelp med informasjon og forståelse av pumpestasjonene.

En spesiell takk til Multiplast AS i Ski. Lite litteratur om sveisevulster blei funnet, men etter å ha blitt invitert inn til verkstedet til Multiplast AS i Ski, fikk jeg mye og viktig informasjon om sveisevulstenes utforming og størrelse.

Seriøse diskusjoner om de forskjellige masteroppgavene skrevet på TF fløy V, i tillegg til useriøse samtaler over mengder med sterk, svart kaffe, har ført til et veldig bra mastersemester. Takk til alle på fløy V!

Ås 15. Mai 2014

Eirik Olav Mo Wroldsen

Sammendrag

Norsk Vann har estimert at det er behov for å investere 490 milliarder kroner i vann- og avløpssektoren fra 2010 til 2030 for å få kvaliteten på et godt nivå. For å få mest mulig ut av hver krone investert er det ikke bare viktig å investere pengene på en god måte, men også drifte og prosjektere anleggene på en best mulig måte.

Denne masteroppgaven ser på det teoretiske energitapet i trykksatte avløpspumpeledninger. Det teoretiske energitapet beregnes for å finne systemruhetsfaktoren, og denne sammenliknes med vanlig brukte bruksruheter. Ledningskarakteristikker for teoretisk og praktisk ruhetsfaktor settes opp mot pumpekarakteristikker for å finne driftspunkt, virkningsgrad til pumper og energiforbruk.

Beregninger gjort i metode- og beregningsdelen baserer seg på teoridelen og anvender denne teorien på et ledningsstrek ved Mysen. 4 delstrek med 4 tilhørende pumpestasjoner er sett på for beregninger.

Ledningskarakteristikkene er brukt for å beregne systemruhetsfaktorene. Den totale systemruhetsfaktoren for delstrek 1,2,3 og 4 er vist i tabell 1.

	K=0,5	Vulst = Erfaring	Vulst = Teoretisk
Delstrek 1	0,5	1,075	2,34
Delstrek 2	0,5	0,985	2,20
Delstrek 3	0,5	2,510	4,22
Delstrek 4	0,5	1,089	1,76
	K-verdi	K-verdi	K-verdi

Tabell 1: Systemruhetsfaktor for delstrek 1, 2, 3 og 4

Ved å se på hvert av singulærtapene isolert fra de andre, og hvor friksjonstapet er medregnet, kan bidraget fra hvert av singulærtapene vist som systemruhetsfaktor beregnes. Resultatet er vist i tabell 2.

	Bend	Pumpestasjon	Vulst = Erfaring	Vulst=Teoretisk
Delstrek 1	0,0206	0,1278	0,6533	1,6980
Delstrek 2	0,0152	0,1067	0,6532	1,6955
Delstrek 3	0,01815	0,8719	0,6366	1,6255
Delstrek 4	0,0210	0,1376	0,6500	1,6895
	K-verdi	K-verdi	K-verdi	K-verdi

Tabell 2: Systemruhetsfaktor for delstrek 1, 2, 3 og 4 der singulærtapene er vist separat

Økonomiske beregninger viser at ved en strømpris på 1kWh vil de samlede strømutgiftene til pumping av avløpsvann bli 609 610kr, 637 912kr og 660 831kr for henholdsvis beregninger med ruhetsfaktor K=0.5 (vanlig praksis), vulst=erfaring og vulst=teoretisk.

Det er knyttet stor usikkerhet til om teorien som brukes kan anvendes på dette anlegget.

Andre singulærtap, som ikke er omtalt i denne oppgaven, kan i tillegg påvirke systemruhetsfaktoren og da pumpedriften.

Beregningene i denne oppgaven viser at den teoretiske systemruheten er mye høyere enn det som opereres med i vanlig praksis. Singulærtap, som ofte blir sett bort fra, da disse er tenkt at gir et neglisjerbart energitap, kan ha en større effekt på systemruheten enn antatt. Spesielt sveisevulster står for en stor del av energitapet i trykksatte pumpeledninger for avløp. Økonomisk sett konkluderer denne oppgaven med at pumpeutgiftene vil være høyere enn det som er tenkt med bruk av en bruksruhet på $K=0,5$.

Abstract

Norsk Vann has estimated that there's a need to invest 490 billion kroner in the water and wastewater sector in Norway from 2010 to 2030, to get the quality of this infrastructure at a good level. To get the most out of every krone invested, it's not only important to invest money in a good way, but it's also important to operate and design this infrastructure in the best possible way.

This thesis looks at the theoretical energy loss in pressurized wastewater pumping system. The theoretical energy loss calculated is used to find the roughness of the system, and the result is compared with commonly used system roughnesses. Pipe characteristics for theoretical and practical system roughnesses are set against pump characteristics to find the operating point, the efficiency of pumps and the pumps energy consumption.

Calculations made in the "method and calculation" part of this thesis, is based on the "theory part" and applies this theory to the pipe system at Mysen in the municipality of Eidberg. 4 pipe distances with each one pump station are used to do the calculations.

Pipe characteristics are used to calculate the system roughness factor. The total system roughness factor for Part 1,2,3 and 4 are shown in figure 3.

	K=0,5	Vulst = Erfaring	Vulst = Teoretisk
Delstrekk 1	0,5	1,075	2,34
Delstrekk 2	0,5	0,985	2,20
Delstrekk 3	0,5	2,510	4,22
Delstrekk 4	0,5	1,089	1,76
	K-verdi	K-verdi	K-verdi

Tabell 3: System roughness for pipe distance 1, 2, 3 and 4

By looking at each of the minor losses isolated from the others, and adding the friction loss, the contribution of each of the minor losses can be shown as different system roughnesses. The result is shown in figure 4.

	Bend	Pumpestasjon	Vulst = Erfaring	Vulst=Teoretisk
Delstrekk 1	0,0206	0,1278	0,6533	1,6980
Delstrekk 2	0,0152	0,1067	0,6532	1,6955
Delstrekk 3	0,01815	0,8719	0,6366	1,6255
Delstrekk 4	0,0210	0,1376	0,6500	1,6895
	K-verdi	K-verdi	K-verdi	K-verdi

Tabell 4: System roughness for pipe distance 1, 2, 3 and 4 with minor losses separated for each other.

Economical calculations show that at an energy price at 1kr pr kWh the annual energy costs for pumping wastewater is 609 610kr for pipe characteristics with K=0,5, 912 637kr for pipe characteristics with "welding beads = theoretical" and 660 831kr for pipe characteristics with "welding beads = experience".

There is great uncertainty about the theory, and if it can be used as it's done on the pipe system at Mysen. Other minor losses, which is not discussed in this paper, can also affect system roughness and then pump operation.

The calculations in this paper shows that the theoretical pipe roughness is much greater than that used in normal practice. Minor losses, which is often disregarded, as these are thought to make a negligible energy loss, can have a bigger effect on the system roughness than expected. Especially welding beads represent a large part of energy losses in pressurized pumping system for sewage.

It seams like the system roughness found in this thesis will have an effect on the pumps, compared with system roughness normally used.

Economically will this thesis conclude that the pumping costs will be higher than what it would be, if used a system roughness of $K=0,5$.

Innholdsfortegnelse

FORORD	I
SAMMENDRAG	II
ABSTRACT	IV
FIGURLISTE	VIII
TABELLISTE	X
DEL 1 – INTRODUKSJON	1
1. INNLEDNING.....	2
1.1 <i>Problemstilling og oppgavens utforming</i>	3
DEL 2 – TEORI.....	4
2.0 – INNLEDNING TIL TEORI.....	5
2.1 - AVLØPSTRANSPORTSSYSTEMER	5
2.2 – GENERELLE VA-PRINSIPPER	5
2.2.1 ENERGIBEVARING	5
2.2.2 <i>Kontinuitet</i>	6
2.2.3 <i>Reynoldtall</i>	7
2.2.4 <i>Laminær og turbulent strømning</i>	8
2.2.5 <i>Hastighetsprofil</i>	9
2.2.6 <i>Energi i rørstrømning</i>	9
2.2.7 <i>Trykk:</i>	10
2.2.8 <i>Viskositet:</i>	10
2.2.9 <i>Ruhet:</i>	11
2.3 ENERGITAP I RØR.....	11
2.3.1 – FRIKSJONSTAP	12
2.3.2 - SINGULÆRTAP.....	15
2.3.2.1 – <i>Dimensjonsendring</i>	16
2.3.2.2 – <i>Rørbend</i>	23
2.3.2.3– <i>Sveisevulst</i>	26
2.4 PUMPER.....	29
DEL 3 – BEREGNINGER OG ANALYSER.....	32
3.0 INNLEDNING TIL BEREGNING- OG ANALYSEDEL	33
3. STUDIEOMRÅDE.....	33
3.1 INNDELING AV LEDNINGSSTREKK	33
3.1.1 <i>Delstrekk 1: Visterbekken PS – S16</i>	37
3.1.2 <i>DELSTREKK 2 – HERSLETVEIEN PS</i>	38
.....	38
3.1.3 <i>Delstrekk 3 – Trarabekken PS</i>	39
3.2.4 <i>Delstrekk 4 – Torperveien PS</i>	40
4.0 DIMENSJONERINGSGRUNNLAG	41
4.1 <i>Avløpsmengder</i>	41
5. BEREGNING AV ENERGITAP I DE TRYKKSATTE LEDNINGSSTREKKENE	45
5.1 <i>Energitap delstrekk 1</i>	46
5.2 <i>Energitap delstrekk 2</i>	49
5.3 <i>Energitap delstrekk 3</i>	51
5.4 <i>ENERGITAP DELSTREKK 4</i>	55
6. PUMPEGENSKAPER	58
6.1 <i>Visterbekken pumpestasjon</i>	60
6.2 <i>Hersletveien pumpestasjon</i>	61
6.3 <i>Trarabekken pumpestasjon</i>	62

6.4 Torperveien pumpestasjon	63
7. ENERGITAP I PUMPESTASJONENE	64
7.1 Visterbekken PS.....	65
7.2 Hersletveien PS.....	66
7.3 Trarabekken PS.....	68
7.4 Torperveien PS.....	69
8.0 LEDNINGSKARAKTERISTIKK.....	71
8.1 Teoretisk ledningskarakteristikk.....	71
8.2 Ledningskarakteristikk ved normal energitapsberegning	75
8.3 Ruhetsberegninger	77
9. DRIFTSPUNKT	78
10. ØKONOMISK ANALYSE.....	83
DEL 4 - DISKUSJON OG KONKLUSJON	85
11. DISKUSJON	86
12. KONKLUSJON	91
LITTERATURLISTE	92
VEDLEGG	93
Vedlegg 1	94
Vedlegg 2	95
Vedlegg 3	98

Figurliste

Figur 1: Prinsippskisse av Bernoullis likning.....	6
Figur 3: Laminær strømning. Blå linjer viser strømningsmønster.....	8
Figur 4: Turbulent strømning. Strømningsmønster for en partikkel.....	8
Figur 5: Hastighetsprofil ved laminær og turbulent strømning (Franzini, 2009).....	9
Figur 7: Prinsippskisse for friksjonstap (Ødegaard, 2012).....	12
Figur 9: Fluidstrømning ved brå rørekspansjon (Franzini 2009).....	17
Figur 10: Eksperimentelle K-verdier ved brå rørekspansjon (Mott, 1994).....	18
Figur 14: Fluidstrømning ved brå rørinnsnevring (Mott, 1994).....	20
Figur 15: Motstandskoeffisient, K, for brå rørinnsnevring (Mott, 1994).....	21
Figur 16: Gradvis rørinnsnevring (Mott, 1994).....	21
Figur 17: Motstandsfaktoren, K, for gradvis rørinnsnevring (Mott, 1994).....	22
Figur 18: Fluidstrømning i rørbend. Indre sirkulasjon forårsaket av sentrifugalkraft (Franzini 2009).....	23
Figur 19: Korreksjonsfaktoren KB for et 90 graders bend ved forskjellige Reynoldtall og radius/diameter.....	24
Figur 20: Korreksjonsfaktoren C. Korrigerer for vinkelen i et rørbend.....	25
Figur 21: Eksperimentelle K-verdier for forskjellige rørbend (Toprak).....	26
Figur 22: Fluidstrømning gjennom lokal innsnevring (Franzini, 2009).....	27
Figur 23: Strømningslinjer som fører til vena kontraksjon (Franzini, 2009).....	27
Figur 25: Generell tegning av sentrifugalpumpe (Grundfos).....	29
Figur 26: Generell oppsett av driftspunktet til en Pumpe (Franzini, 2009).....	31
Figur 27: Oversiktsbilde av ledningstraseen.....	34
Figur 28: Bilde av sveisevulst (laget hos Multiplast Ski).....	35
Figur 31: Rørbend.....	36
Figur 32: Delstrekning 1.....	37
Figur 34: Delstrekning 3.....	39
Figur 35: delstrekning 4.....	40
Figur 36: Timefaktor – $Q=150\text{l/ppd}$ (193/2012).....	41
Figur 37: Energitap i rørbend. Delstrek 1.....	47
Figur 38: Energitap i sveisevulster (erfaring). Delstrek 1.....	47
Figur 39: Energitap i sveisevulster (teoretisk). Delstrek 1.....	48
Figur 40: Friksjonstap. Delstrek 1.....	48
Figur 41: Energitap i rørbend. Delstrek 2.....	49
Figur 42: Energitap i sveisevulster (Erfaring). Delstrek 2.....	50
Figur 43: Energitap i sveisevulster (teoretisk). Delstrek 2.....	50
Figur 44: Friksjonstap. Delstrek 2.....	51
Figur 45: Energitap i rørbend. Delstrek 3.....	52
Figur 46: Energitap i sveisevulster (erfaring). Delstrek 3.....	53
Figur 47: Energitap i sveisevulster (teoretisk). Delstrek 3.....	53
Figur 48: Friksjonstap. Delstrek 3.....	54
Figur 49: Energitap i rørbend. Delstrek 4.....	55
Figur 50: Energitap i sveisevulster (erfaring). Delstrek 4.....	56
Figur 51: Energitap i sveisevulster (teoretisk). Delstrek 4.....	56
Figur 52: Friksjonstap. Delstrek 4.....	57
Figur 54: Tilbakeslagsventil (AVK.no).....	58

Figur 55: Frekvensomformer. (Grundfos).....	59
Figur 56: Visterbekken pumpe­stasjon.....	60
Figur 57: Hersletveien pumpe­stasjon.....	61
Figur 58: Trarabekken pumpe­stasjon.....	62
Figur 59: Toperveien pumpe­stasjon.....	63
Figur 60: Energitap i rørbend i Visterbekken PS.....	65
Figur 61: Energitap i rørekspansjon i Visterbekken PS.....	65
Figur 62: friksjonstap i Visterbekken PS.....	66
Figur 63: Energitap i rørbend i Hersletveien PS.....	66
Figur 64: Energitap i rørekspansjon i Hersletveien PS.....	67
Figur 65: Friksjonstap i Hersletveien PS.....	67
Figur 66: Energitap i rørbend i Trarabekken PS.....	68
Figur 67: Energitap i rørekspansjon i Trarabekken PS.....	68
Figur 68: Friksjonstap i Trarabekken PS.....	69
Figur 69: Energitap i rørbend i Torperveien PS.....	69
Figur 70: Energitap i rørekspansjon i Torperveien PS.....	70
Figur 71: Friksjonstap i Torperveien PS.....	70
Figur 72: Teoretisk løfte­høyde i delstrekning 1. (Vulst=erfaring).....	71
Figur 74: Teoretisk løfte­høyde i delstrekning 2. (vulst=erfaring).....	72
Figur 75: Teoretisk løfte­høyde i delstrekning 2. (Vulst = teoretisk).....	72
Figur 76: Teoretisk løfte­høyde i delstrekning 3. (Vulst = erfaring).....	73
Figur 77: Teoretisk løfte­høyde i delstrekning 3. (Vulst = teoretisk).....	73
Figur 78: Teoretisk løfte­høyde i delstrekning 4. (Vulst = erfaring).....	74
Figur 79: Teoretisk løfte­høyde i delstrekning 4. (Vulst = teoretisk).....	74
Figur 80: Teoretisk løfte­høyde ved $K=0,5$ for delstrekning 1.....	75
Figur 81: Teoretisk løfte­høyde ved $K=0,5$ for delstrekning 2.....	75
Figur 82: Teoretisk løfte­høyde ved $K=0,5$ i delstrekning 3.....	76
Figur 83: Teoretisk løfte­høyde ved $K=0,5$ i delstrekning 4.....	76
Figur 84: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Visterbekken PS.....	79
Figur 85: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Hersletveien pumpe­stasjon.....	80
Figur 86: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Trarabekken pumpe­stasjon.....	81
Figur 87: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Torperveien pumpe­stasjon.....	82
Figur 88: Følsomhetsanalyse ved endring av den kinematiske viskositeten.....	88

Tabelliste

Tabell 1: Systemruhetsfaktor for delstrekk 1, 2, 3 og 4	II
Tabell 2: Systemruhetsfaktor for delstrekk 1, 2, 3 og 4 der singulærtapene er vist separat	II
Tabell 3: System roughness for pipe distance 1, 2, 3 and 4	IV
Tabell 4: System roughness for pipe distance 1, 2, 3 and 4 with minor losses separated for eachother.....	IV
Tabell 5: Rørruheter (Ødegaard, 2012).....	11
Tabell 6: Informasjon om delstrekk 1	37
Tabell 7: Informasjon om delstrekk 2	38
Tabell 8: Informasjon om delstrekk 3	39
Tabell 9: Informasjon om delstrekk 4.....	40
Tabell 10: Time- og døgnfaktor (Ødegaard, 2012)	41
Tabell 15: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrekk 1	46
Tabell 16: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrekk 2	49
Tabell 17: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrekk 3	51
Tabell 18: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrekk 4.....	55
Tabell 19: Viktige informasjon og komponenter til Visterbekken pumpeasjon.....	60
Tabell 20: Viktig informasjon og komponenter til Hersletveien pumpeasjon	61
Tabell 21: Viktig informasjon og komponenter til Trarabekken pumpeasjon	62
Tabell 22: Viktig informasjon og komponenter til Torperveien pumpeasjon	63
Tabell 23: Systemruhetsfaktor for delstrekk 1, 2, 3 og 4.....	77
Tabell 24: Systemruhetsfaktor for delstrekk 1, 2, 3 og 4 hvor singulærtapene vises med sitt bidrag.....	77
Tabell 25: Driftspunkt og tilhørende effektforbruk og virkningsgrad til Visterbekken pumpeasjon	79
Tabell 26: Driftspunkt og tilhørende effektforbruk og virkningsgrad ved Hersletveien pumpeasjon	80
Tabell 27: Driftspunkt og tilhørende effektbehov og virkningsgrad ved Trarabekken pumpeasjon	81
Tabell 28: Driftspunkt og tilhørende effektbehov og virkningsgrad ved Torperveien pumpeasjon	82
Tabell 29: Energiforbruket over et år for Visterbekken PS.....	83
Tabell 30: Energiforbruk over et år for Herlsetveien PS.....	83
Tabell 31: Energiforbruk over et år for Trarabekken PS.....	83
Tabell 32: Energiforbruk over et år for Torperveien PS.....	84

Del 1 – Introduksjon

1. Innledning

Vann- og avløpsledninger er en viktig infrastruktur i det moderne samfunnet, slik som det samfunnet Norge er. Reint drikkevann og gode sanitære fasiliteter tas som en selvfølge i Norge, og mannen i gata tenker sjeldent over de store, komplekse vann- og avløpssystemene som ligger under bakken. Vann- og avløpssystemene, ofte kalt VA-systemer, i Norge har i følge Norsk Vann en gjenanskaffelsesverdi på 1053 milliarder kroner. Størsteparten av verdiene ligger i ledningsnett.

Rådgivende ingeniørers forening (RIF), lagde i 2011 en tilstandsrapport over Norges mest sentrale infrastruktur og bygg (State of the nation (RIF, 2011). Denne rapporten tar for seg tilstanden til 11 forskjellige områder, deriblant vannforsyningsanlegg og avløpsanlegg. Hvert av de 11 områdene har fått en tilstandskarakter. Karakterskalaen går fra 1 til 5, der 1 er dårligst og 5 er best. Vannforsyningsanlegg får karakteren 3, mens avløpsanlegg får karakteren 2. I rapporten beskrives karakter 3 som *"Anlegget har en akseptabel, men ikke god standard. Det må forventes løpende vedlikehold for å opprettholde drift. Fremtidige investeringer er nødvendig."*, mens karakter 2 beskrives som *"Anlegget er i en dårlig forfatning, funksjonaliteten er truet. Det kreves umiddelbar innsats for at ikke funksjonaliteten reduseres."* Rapport B17 2013 ("Investeringsbehov i vann- og avløpssektoren") fra Norsk Vann (Ødegård et al., 2013) sier at investeringsbehovet i vann- og avløpssektoren frem mot 2030 er estimert til ca 490 milliarder kroner.

Kostnader knyttet til utbygging, drift og vedlikehold av offentlige VA-systemer betales av forbrukerne av systemene. Kommunene i Norge har separate budsjett for vann og avløp. Disse budsjettene baserer seg på selvkostprinsippet, som vil si at det ikke skal være noen fortjeneste knyttet til vann og avløp. Forbrukerne av VA-systemene betaler hvert år avgifter som skal dekke et års budsjett. I følge læreboka i vann- og avløpsteknikk (Ødegaard, 2012) var gjennomsnittsavgiften til vann og avløp ca. 7000 kroner per husstand i 2012.

Med de store utfordringene vann- og avløpssektoren står ovenfor kan det nok være nødvendig å øke satsene for vann og avløp i årene som kommer for å dekke større budsjett. Samtidig som investeringene må bli større, må det også vurderes om det er mulig å fornye, vedlikeholde og drifte VA-systemene på en bedre måte en dagens, for å få mer igjen for hver krone brukt.

Et av områdene i VA-teknikken hvor det kan være interessant å se på muligheten for optimalisering av anlegg, er trykksatte avløpsledninger. Trykksatte avløpsledninger er tilknyttet pumper. Bedre kjennskap til et slikt system kan muligens føre til bedre valg av pumpestørrelse, eller en bedre drift av pumpene.

En avløpspumpe velges og driftes ut fra hvor mye avløp den må pumpe og hvilket trykk pumpen må tilføre systemet. Trykket som en Pumpe må tilføre systemet er avhengig av kotehøyden den skal løfte avløpet til, og i tillegg må energitapet i rørsystemet tas med i regnestykket. Det er ofte snakk om ruheten til et system når energitapet skal beregnes. Norsk Vanns rapport 172/2013 deler betydningen av ruhet inn i 3 forskjellige kategorier. Disse

kategoriene vil brukes i denne oppgaven også. Fra Norsk Vanns rapport 172/2013 (Hafskjold, 2009) beskrives de 3 kategoriene slik:

1. *"Med rørruhet menes den ruheten som kan måles i rørveggen på et nytt rør. Dette er forskjellen mellom små groper og forhøyninger i et tverrsnitt av røret."*
2. *"Systemruheten er summen av singulærtap og rørruhet. Også ruheten som forårsakes av skjøter, bend og andre hindringer som ikke skyldes utførelse eller forfall, bør være inkludert i denne."*
3. *"Praktisk forekommende ruhet (kalles også bruksruhet) er et samlebegrep for den motstanden som vannet vil møte når det strømmer i røret, og er summen av systemruhet og driftsbetingelser som avleiringer, svanker, innstunke rør og lignende. Normalt er det denne ruheten som fordeles utover ledningene i nettet, slik at man ikke behøver å ta hensyn til singulærtap ved modellering og dimensjonering."*

1.1 Problemstilling og oppgavens utforming

Ut fra oppgavens bakgrunn er følgende problemstilling utformet:

Hvilken påvirkning har singulærtap på systemruheten, og i hvilken grad påvirker de pumpedriften?

Fremgangsmåte

For å finne en løsning på problemstillingen, skal denne oppgaven ta for seg et konkret ledningsnett og gjøre beregninger og analyser over energitap som friksjonstap og singulærtap og sette disse verdiene opp mot pumpene i systemet. Denne oppgaven tar for seg en avløpsledning som er under bygging ved Mysen i Eidsberg kommune. Dette er et ledningsstrekke som består av 4 pumpestrekk. Beregninger som gjøres i disse pumpestrekkene kan sammenliknes, og konklusjoner trekkes deretter. Økonomiske besparelser er av interesse, og en del av oppgaven vil ta for seg eventuelle økonomiske fordeler som kan komme av kjennskapet til singulærtapenes betydning.

Del 2 – Teori

2.0 – Innlednings til teori

Teorikapittelet vil legge grunnlaget for utregninger og forståelse for seinere arbeid i oppgaven. Viktige prinsipper innen fluidmekanikken og vann – og avløpshydraulikken vil beskrives på generelle grunnlag.

2.1 - Avløpstransportssystemer

Avløpsvann fra bolighus, institusjoner, industri og annet, blir transportert i rør fra der avløpsvannet er produsert, slik som fra dusj og toalett, og til renseanlegg og resipient. Store nettverk av rør ligger rundt under bakken i alle norske byer. Avløpstransportssystemer består av rør som transporterer avløpet, og i tillegg er det mange installasjoner og komponenter på avløpstransportsystemet som er nødvendige for å få transportert avløpet og som er til hjelp ved drift, vedlikehold og inspeksjon. Avløpstransportssystemer kan enten være systemer som kun transporter avløpsvann, da kalt separatsystem, eller det kan i tillegg transportere regnvann som må bli før bort fra gater, hustak og andre steder. Disse systemene kalles fellessystemer. Avløpstransportssystemer ligger under bakken, men følger terrenget. Det er mest ønskelig å legge avløpsrør på en slik måte at avløpet renner gjennom rørene på selvføll. Selvføllsrør er rør der det ikke tilføres energi til systemet for å transportere avløpet, men gravitasjonen får avløpet til å renne. Da avløpsledningene følger terrenget i størst mulig grad, vil noen rør ha en så høy stigning at avløpet ikke klarer å renne gjennom ved selvføll. I tilfeller hvor vannet ikke vil renne ved selvføll, må det legges pumpeledninger. Pumpeledninger er avløpsledninger som er tilknyttet en pumpe, og hvor pumpen tilfører en slik energi til avløpsvannet at trykket i rørene vil bli så høyt at avløpet kan transporteres oppover. Et avløpstransportsystem består ofte av både selvføllsledninger og pumpeledninger.

2.2 – Generelle VA-prinsipper

Innenfor VA-hydraulikken er det noen formler som går igjen i mange sammenhenger og som er en viktig del av VA-teknikken. Fysiske lover, beskrevet med formler, er viktig i VA-teknikken da disse kan beskrive vannets bevegelse og oppførsel.

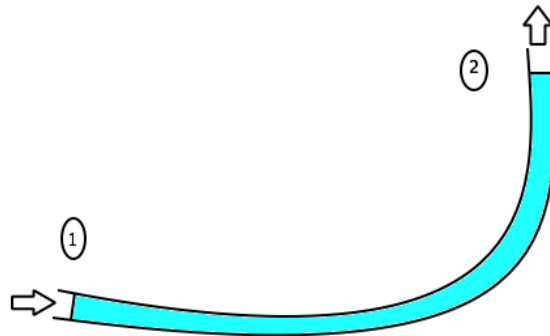
2.2.1 Energibevaring

Energi vil ikke kunne oppstå eller gå tapt, men kun gå fra en energiform til en annen. De forskjellige typene energiformene som ses på innenfor vannhydraulikk er:

- Bevegelsesenergi (kinetisk energi)
- Trykkenergi
- Stillingsenergi (den høyden vannet ligger på)
- Varme (friksjonstap)

Energi bevaringen kan beskrives ved hjelp av Bernoullis likning (1)

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma_2} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{tap} \quad (1)$$



Figur 1: Prinsippskisse av Bernoullis likning

Hvor:

$\frac{V_1^2}{2g}$ = bevegelsesenergien i punkt 1 (den hastigheten vannet har i punkt 1).

z_1 = Stillingenergien i punkt 1 (høyden til vannet i forhold til et referansepunkt)

$\frac{p_1}{\gamma_1}$ = Trykkenegien (trykket til vannet i punkt 1)

$\frac{V_2^2}{2g}$ = bevegelsesenergien i punkt 2 (den hastigheten vannet har i punkt 2)

z_2 = Stillingenergien i punkt 2 (høyden til vannet i forhold til et referansepunkt)

$\frac{p_2}{\gamma_2}$ = Trykkenegien (trykket til vannet i punkt 2)

h_{tap} = Varme (den energien som går tapt pga friksjon)

2.2.2 Kontinuitet

Masse vil ikke gå tapt gjennom et system.

- Vannmengde inn = vannmengde ut

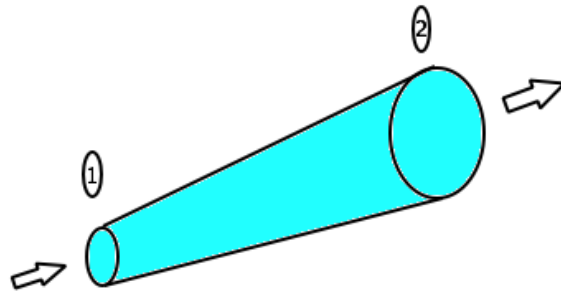
Massebevaringen kan beskrives med kontinuitetslikningen.

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 \\ Q &= V * A \\ Q_1 = Q_2 &= V_1 * A_1 = V_2 * A_2 \end{aligned} \quad (2)$$

Hvor:

- $Q_1 =$ Volumfluksen i punkt 1
(m^3/s)
- $Q_2 =$ Volumfluksen i punkt 2
(m^3/s)
- $V_1 =$ Vannhastigheten i punkt 1
(m/s)

- $V_2 =$ Vannhastigheten i punkt 2
- $A_1 =$ Tverrsnittsarealet i punkt 1
- $A_2 =$ Tverrsnittsarealet i punkt 2



Figur 2: Prinsippskisse for kontinuitetslikningen

2.2.3 Reynoldstall

Et Reynoldstall beskriver om et fluid beveger seg laminært eller turbulent. Det er en dimensjonsløs faktor som ble utledet av Henry Reynold. Reynoldstallet til et fluid som renner i et sirkulært rør er avhengig av viskositeten, hastigheten og tettheten til fluidet, samt rørarearealet som fluidet renner gjennom. Reynoldstallet er forholdet mellom treghetskrefter og viskositeten i et fluid (Mott, 1994). Reynoldstallet er gitt ved R , og kan finnes fra formel 3.

$$R = \frac{v * D}{\vartheta} \quad (3)$$

Hvor:

$R =$ Reynoldstallet

$v =$ Fluidhastigheten (m/s)

$D =$ Rørdiameter (m)

$\vartheta =$ Kinematisk viskositet (m^2/s)

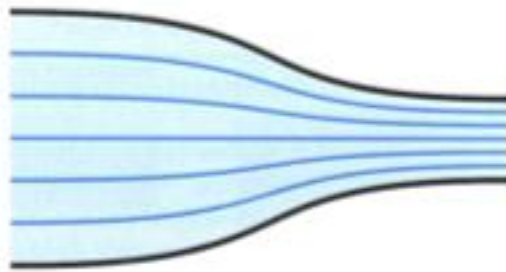
Laminær og turbulent strømning har forskjellige Reynoldstall. Følgende 3 områder kan Reynoldstallet deles inn i:

1. Laminær $R < 2000$
2. Kritisk strømning $2000 < R < 4000$
3. Turbulent $R > 4000$

2.2.4 Laminær og turbulent strømning

Laminær og turbulent strømning er to forskjellige strømningstyper. Egenskapene til de to strømningstypene er veldig forskjellige, og det er blant annet stor forskjell i hvordan energitap i en rørstrømning blir, alt ettersom hvilken strømningstype det er.

I laminær strømning vil partiklene bevege seg i definerte strømningslinjer. Et molekyl i fluidet vil følge én strømningslinje, og molekylene vil danne veldig tynne lag av strømningslinjer. Figur 3 (Franzini, 2009) viser en laminær strømning. Her symboliserer de mørkeblå linjene strømningslinjene. Strømningslinjene er forutsigbare, og strømningsmønsteret til et molekyl er forutsigbart.



Figur 3: Laminær strømning. Blå linjer viser strømningsmønster

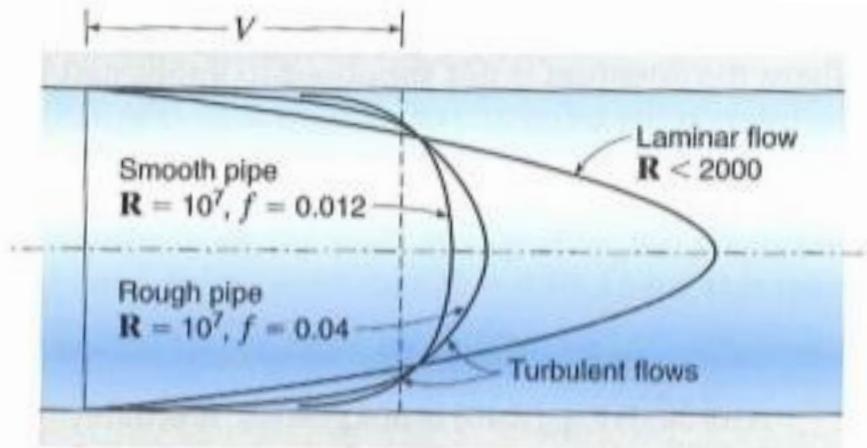
I motsetning til en laminær strømning, vil et molekyl i en turbulent strømning ikke ha et forutsigbart strømningsmønster. Figur 4 (Franzini, 2009), viser hvordan strømningslinjen til et molekyl kan være i en turbulent strømning. En turbulent strømning kjennetegnes ved at det er variasjoner i hastigheten i alle punkt i strømningsområdet (Franzini, 2009). Hastighetsforskjellene oppstår da det er mange små virvler av molekyler i fluidstrømningen. Disse virvlene "krasjer" i hverandre og får partiklene til å bevege seg helt tilfeldig rundt i fluidstrømmen. Synlige forstyrrelser og virvler i en fluidstrømning er ikke det samme som turbulent strømning som er beskrevet i dette kapittelet. Turbulent strømning som beskrevet i dette kapittelet ser tilsynelatende ut som laminær strømning (Franzini, 2009). Store synlige virvler og forstyrrelser betegnes som "forstyrret strømning".



Figur 4: Turbulent strømning. Strømningsmønster for en partikkel

2.2.5 Hastighetsprofil

Hastigheten til et fluid som strømmer i et rør er ikke den samme over hele rørets diameter. Reynoldstallet og da type strømning, samt rørets karakteristikk er med på å bestemme hastighetsprofilen til fluidet i røret. Figur 5 (Franzini, 2009) viser hastighetsprofiler til laminær og turbulent strømning i glatte og røffe rør.



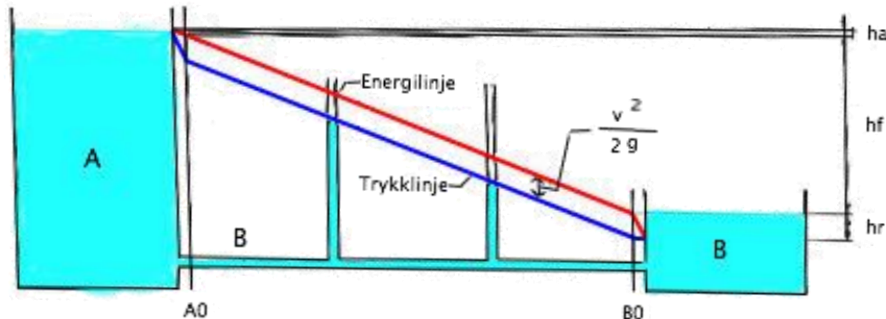
Figur 5: Hastighetsprofil ved laminær og turbulent strømning (Franzini, 2009)

Fluidhastigheten er alltid lik 0 akkurat ved overflaten til røret, mens den øker mot og har sitt maksimum ved senter av røret (Franzini, 2009). I en laminær strømning vil partiklene følge så å si rette linjer gjennom røret og bevegelsesmengden til en partikkel vil ikke påvirke andre partikler i stor grad. Siden hastigheten er null ved rørveggen og maks i midten av rørt, vil hastighetsprofilen bli parabolisk (Mott, 1994). I en turbulent strømning derimot beveger partiklene seg mer kaotisk og bevegelsesmengden til en partikkel kan påvirke alle partiklene rundt seg. Dette fører til et mer likt fordelt hastighetsprofil (Mott, 1994).

2.2.6 Energi i rørstrømning.

Forskjellige typer energi vil forekomme når et fluid strømmer i et rør. Figur 6 (Ødegaard, 2012) illustrerer de forskjellige typene energiformer i rørstrømning. Det vil være en trykenergier i røret. Denne energien er gitt ved den blå linjen. Trykenergien er det trykket som forekommer i røret. Når fluidet har en hastighet i røret vil det oppstå en kinetisk energi, gitt ved formelen $\frac{V_i^2}{2g}$. Kinetisk energi blir også kalt for bevegelsesenergi. Legges trykenergien og den kinetiske energien sammen, blir dette totalenergien som fluidet har i røret. Totalenergien er gitt ved energilinen - den røde linjen. Det er også en potensiell energi til i systemet. Høydeforskjellen mellom basseng A og B kalles for stillingsenergien eller potensiell energi. Denne potensielle energien er avhengig av den geodetiske høydeforskjellen mellom basseng A og B. I figur 6 viser energilinen at trykenergier og den kinetiske energien har gått

over til varmeenergi ved basseng B, vist som h_a , h_f og h_r . Der h_a er utløpstap, h_f er friksjonstap og h_r er innløpstap.



Figur 6: Energi i rørstrømning

2.2.7 Trykk:

Det er mange forskjellige enheter på trykk. Trykk er en enhet for det samme, nemlig kraft per areal, der kraft er lik masse ganget med akselerasjon. SI-enheten for trykk er Pa (Pascal) (Franzini, 2009). Mye brukte benevninger for trykk er atmosfære, bar og meter vannsøyle (spesielt innen for vann- og avløpsteknikken).

1 atmosfære er det trykket som atmosfæren presser på Jorden, ved havets overflate.

Atmosfæretrykk variere over Jordkloden, men gjennomsnittlig er den 101 350 Pa. En bar er definert som 100 000 Pa. Meter vannsøyle (mVs), er definert som det trykket en vannsøyle med volum 1000m^3 med tetthet $1000\text{kg}/\text{m}^3$, vil påføre et areal på 1 kvadratmeter. På Jorden, hvor den gjennomsnittlige gravitasjonskraften (akselerasjonen) er 9.81 m/s^2 , så vil 1 meter vannsøyle gi et trykk på et areal på 1m^2 , på 9810Pa ($1000\text{m}^3 * 9.81\text{m/s}^2 / 1\text{m}^2$).

2.2.8 Viskositet:

Viskositet er definert som et mål på et fluid indre motstand mot å deformeres, eller den innvendige friksjonen mellom fluidlag (Alexandru, 2001). Det er tiltrekningskrefter mellom molekyler i et fluid, og disse tiltrekningskreftenes styrke vil avgjøre et fluids viskositet (Cengel and Ghajar, 2011).

Absolutt viskositet (også bare kalt viskositet) kan bli regnet ut ved "Newtons likning for viskositet" (Franzini, 2009), og sier at viskositet er lik skjærspenningene mellom forskjellige lag i et fluid dividert med hastighetsgradienten til fluidstrømningen.

Ofte brukes forholdet mellom et fluids viskositet og tetthet i utregninger. Viskositeten (absolutt viskositet) til et fluid dividert med fluidets tetthet blir kalt kinematisk viskositet.

2.2.9 Ruhet:

Ruhet er en viktig faktor for dimensjonering av vann- og avløpsledninger. Den brukes blant annet i Colebrooks formel for å beregne friksjonsfaktoren til et rør, eller rørstrekk. Det finnes forskjellige definisjoner på ruhet. Det er vanlig å skille mellom 3 ruheter, og fra Norsk Vanns rapport 172/2013 beskrives de 3 kategoriene slik:

1. *"Med rørruhet menes den ruheten som kan måles i rørvæggen på et nytt rør. Dette er forskjellen mellom små groper og forhøyninger i et tverrsnitt av røret."*
2. *"Systemruheten er summen av singulærtap og rørruhet. Også ruheten som forårsakes av skjøter, bend og andre hindringer som ikke skyldes utførelse eller forfall, bør være inkludert i denne."*
3. *"Praktisk forekommende ruhet (kalles også bruksruhet) er et samlebegrep for den motstanden som vannet vil møte når det strømmer i røret, og er summen av systemruhet og driftsbetingelser som avleiringer, svanker, innstukne rør og lignende. Normalt er det denne ruheten som fordeles utover ledningene i nettet, slik at man ikke behøver å ta hensyn til singulærtap ved modellering og dimensjonering."*

Rørruheten beregnes eksperiment av rørprodusenter, mens systemruheten og bruksruheten finnes ved å gjøre tester på ledningsstrekk. Læreboken i vann- og avløpsteknikk (Ødegaard, 2012), har satt opp en oversikt over rørruhet og systemruhet for forskjellige rørtyper. Oversikten er satt opp i tabell 5 (Ødegaard, 2012).

Ledningsmateriale	Rørruhet	Ofte brukte ruheter i praksis (mm)
Plastrør (PVA, PE, etc)	0.002-0.007	0.1-0.4
Betongrør	0.3-0.1	1.0
Nye støpejernsrør med ny betongføring	0.3	0.5
Eldre støpejernsrør	0.8-1.5	1-1.5
Gamle rustne støpejernsrør	1.5-2.5	1.5-2.5

Tabell 5: Rørruheter (Ødegaard, 2012)

2.3 Energitap i rør

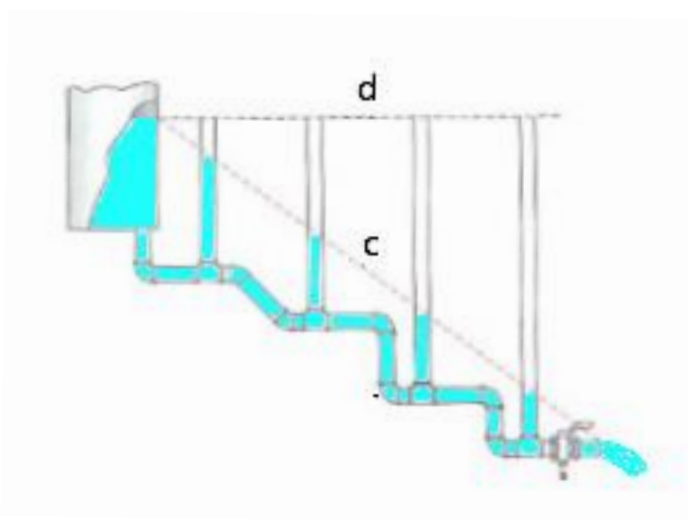
Energitapet i trykksatte rør deles opp i de to forskjellige typene energitap fiksjonstap og singulærtap. Friksjonstap er energitapet som oppstår pga. friksjonen mellom fluidet som strømmer i røret og rørvæggen. Singulærtap er energitap pga. elementer i rørene som fører til forstyrrelser av vannstrømmen. Veldig mange faktorer kan føre til singulærtap, men singulærtapene som sees på i denne oppgaven er singulærtap forbundet med endring i rørdimensjon, rørbend og sveisevulster. Fiksjonstapet er beskrevet i kapittel 2.5.1, mens singulærtapene er beskrevet i kapittel 2.5.2

2.3.1 – Friksjonstap

Bakgrunn

Ved fluidstrømning gjennom et rør vil en del av energien til fluidet gå over til varmeenergi pga. friksjon mellom fluidet og rørveggen.

Figur 7 (Ødegaard, 2012) viser et fluid som renner gjennom ledninger. Når ventilen i enden av rørene er stengt vil fluidet i de vertikale standrørene gå opp til linje d, som er trykklinjen og viser trykket i rørene. Fluidet i denne situasjonen er i ro og det vil ikke være noe friksjonstap i rørene. Når ventilen åpnes vil fluidet begynne å strømme i rørene og en del av trykkenergien i rørene vil gå over til varmeenergi. Linje c viser trykket i rørene når vannet strømmer gjennom.



Figur 7: Prinsippskisse for friksjonstap (Ødegaard, 2012)

Fysikk

Når et fluid strømmer gjennom et rør vil det oppstå krefter mellom fluidet og rørveggen. Partikler i vannet vil kollidere med partikler i rørveggen, og noen av energien i fluidet i bevegelse vil gå over til varmeenergi, pga. friksjonskrefter.

Likninger

Friksjonstapet mellom rørveggen og fluidet i røret kan beregnes ut fra Darcy-Weisbachs likning (4).

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

Hvor:

- h_L = Friksjonstap (m)
- f = friksjonskoeffisient
- L = Lengde på rør (m)
- D = Indre diameter (m)
- V = Hastighet på vannet (m/s)
- g = gravitasjonskonstanten (9.81 m/s^2)

Da det er lettere å måle den vannmengden som går gjennom et rør i forhold til vannhastigheten, kan kontinuitetslikningen (2) settes inn i formel 4 og vi får formel 4.1

$$h_L = \frac{f * L * Q^2 * 8}{g * \pi^2 * D^5} \quad (4.1)$$

Friksjonsfaktoren, f , er avhengig av blant annet rørruheten og Reynoldstallet. Forskjellige formler brukes avhengig av karakteristikken til røret og Reynoldstallet. Følgende 4 situasjoner krever 4 forskjellige likninger:

Laminær strømning:

Hvis det er en laminær strømning, altså Reynoldstall mindre enn 2000, må formel 5 brukes for å finne f .

$$f = \frac{64}{\mathbb{R}} \quad (5)$$

Hvor:

f = Friksjonsfaktor

\mathbb{R} = Reynoldtallet

Turbulent strømning – glatt rørstrømning:

Reynoldstall over 4000 tilsier at det er en turbulent strømning. Ved glatt rørstrømning, brukes formel 6 (Franzini, 2009)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{\mathbb{R} \sqrt{f}}{2.51} \right) \quad (6)$$

Hvor:

f = Friksjonsfaktor

Re = Reynoldtallet

Turbulent strømning – røff rørstrømning:

Reynoldstall over 4000 tilsier at det er en turbulent strømning. Ved røff rørstrømning, brukes formel 7 (Franzini, 2009)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log\left(\frac{3.7}{e/D}\right) \quad (7)$$

Hvor:

f = Friksjonsfaktor

e = Ruhet (m)

D = Rørdiameter (m)

Turbulent strømning – alle rørstrømninger:

Colebrook kom opp med en implisitt likning som kan brukes til å finne friksjonsfaktoren ved alle typer turbulente strømninger. Den er gitt ved formel 8 (Franzini, 2009)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log\left(\frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} + \frac{e/D}{3.7}\right) \quad (8)$$

Hvor:

f = friksjonskoeffisienten

Re = Reynoldstallet

D = Indre rørdiameter (m)

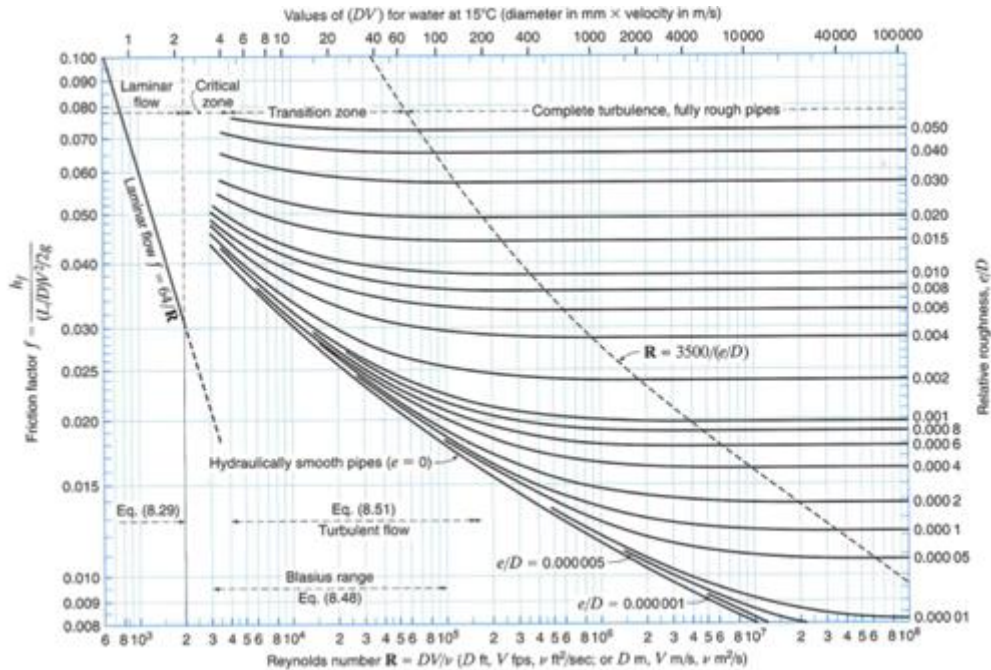
k = Absolutt ruhet (m)

Istedenfor å benytte seg av formel 4,5,6,7 og 8 ved beregning av friksjonsfaktoren, er det vanlig å bruke Moodys diagram, da denne krever lite regning. Colebrooks formel er en implisitt likning og kan være vanskelig å løse.

Moody diagram (figur 7 (Franzini, 2009)) er avhengig av Reynoldstallet og den relative ruheten for å finne friksjonsfaktoren. Den inneholder fire forskjellige soner:

1. Laminær sone (Reynoldstall > 2000)

2. Kritisk sone (Reynoldstall mellom 2000 og 4000)
3. "Transition" sone (Reynoldstall > 4000 og en sone mellom fullstendig glatt og røff rørstrømning)
4. Turbulent sone med helt røffe rør (Reynoldstall > 4000)



Figur 8: Moody diagram (Franzini 2009)

2.3.2 - Singulærtap

Betegnelsen singulærtap tar for seg energitap over et lite område, et område som ikke er representativ for resten av et system. All trykktap i et system bortsett fra friksjonstapet går under betegnelsen singulærtap. Geometrien og utformingen av området hvor singulærtapet skjer, har stor betydning for størrelsen av singulærtapet. Installasjoner og utforminger som kan forårsake singulærtap kan være endringer av rørdimensjoner, rørbend, sveisevulster, ventiler og målerutstyr og ellers alle andre forstyrrelser på systemet. Størrelsen på et singulærtap er som sagt avhengig av geometrien til objektet eller området hvor singulærtapet forekommer, samt at det er avhengig av fluidhastigheten over området. Generelt kan singulærtapets størrelse beskrives ved formel 9.

$$h_L = k * \frac{V^2}{2g} \quad (9)$$

Hvor:

h_L = Singulærtapets størrelse (m)

k = Singulærtapskoeffisient

V = Vannhastigheten (m/s)

g = Gravitasjonskonstanten (9.81 m/s^2)

Singulærtapskoeffisienten, k , er spesiell for hvert område hvor det er singulærtap. Denne koeffisienten bestemmes ofte ut fra eksperimenter.

2.3.2.1 – Dimensjonsendring

Bakgrunn

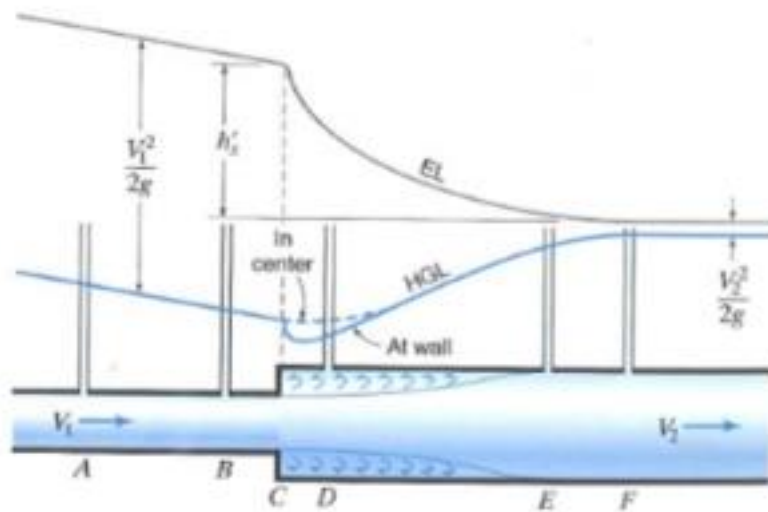
I et avløpsdistribusjonsnett finnes det ofte rør i forskjellige dimensjoner. Forskjellige deler av nettet har behov for ta unna forskjellige mengder avløp, og da benyttes forskjellige rørdimensjoner. Ved fornyelse av et avløpsnett er det gjerne kun deler av nettet som byttes ut, deler som lekker eller som ikke klarer å håndtere de avløpsmengdene de burde. Når deler av nettet erstattes med nye ledninger kan de nye og gamle ledningene ha forskjellige dimensjoner. Det må altså være en overgang mellom de to rørdimensjoner. Her skal vi se på 4 forskjellige overganger:

1. Brå rørekspsjon
2. Gradvis rørekspsjon
3. Brå rørinnsnevring
4. Gradvis rørinnsnevring

1. Brå rørekspsjon

Fysikk

I en brå rørekspsjon vil vannhastigheten plutselig bli lavere, pga. endringer i arealverrsnittet til røret. Strømningsmønsteret følger ikke rørveggen rett etter rørutvidelsen, men bruker distansen CE i figur 7 (Franzini, 2009) på å normaliserer seg og følge rørtverrsnittet. Mellom C og E vil det være en separasjon av vannstrømmen og rørveggen, noe som fører til turbulente virvelområder langs rørveggen. Det vil i tillegg oppstå små virvler i fluidstrømningen, pga. det divergerende strømningsmønsteret. (Franzini, 2009) De forstyrrende virvlene både langs rørveggen og i selve fluidstrømmen, er årsaken til energitapet ved en brå rørekspsjon.



Figur 9: Fluidstrømning ved brå rørekspansjon (Franzini 2009)

Likninger

Likning 10 (Mott, 1994) beskriver trykktapet ved brå rørekspansjon.

$$h_L = K * \left(\frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (10)$$

Hvor:

h_L = Energitap (m)

K = Tapskoeffisient

V_1 = Vannhastigheten før rørutvidelse (m/s)

g = Tyngdeakselerasjon (9,81m/s²)

Tapskoeffisienten, K , kan finnes analytisk ved likning 11 (Mott, 1994).

$$K = \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right) \right)^2 \quad (11)$$

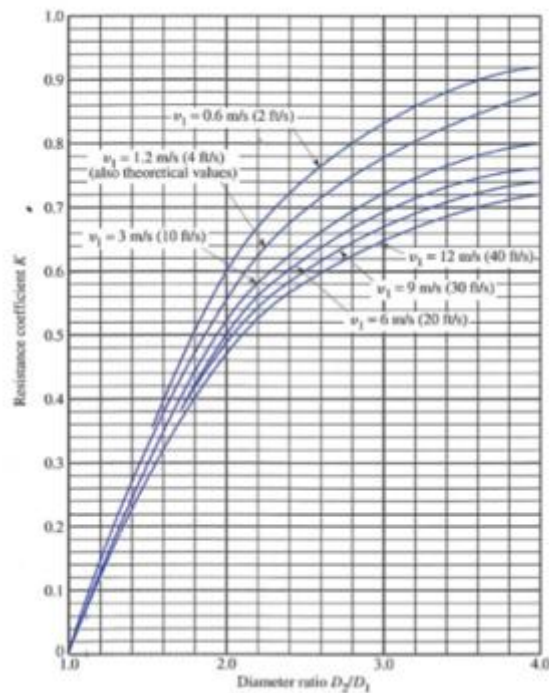
Hvor:

K = Tapskoeffisient

D_1 = Indre rørdiameter før ekspansjon (m)

D_2 = Indre rørdiameter etter ekspansjon (m)

I følge "Applied Fluid Mechanics" (Mott, 1994), er likning 3 noe usikker på hastigheter forskjellige fra 1.2 m/s, men anbefaler figur 10, som er eksperimentelle verdier, for K -verdier.

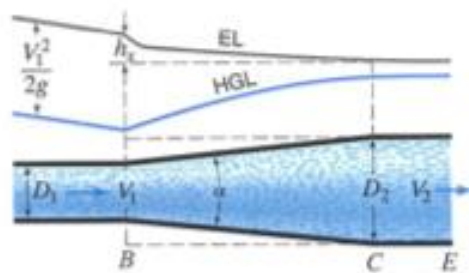


Figur 10: Eksperimentelle K-verdier ved brå rørekspansjon (Mott, 1994)

2. Gradvis rørekspansjon

Fysikk

For å unngå det energitapet som oppstår når strømningslinjene separeres fra rørveggen og danner virvler, ved en brå rørutvidelse, kan en gradvis rørutvidelse brukes. Vinkelen mellom to forskjellige rørdimensjoner vil avgjøre hvor stor turbulensen blir i dette området. Blir vinkelen for stor, slik at overgangen ligner en brå rørekspansjon vil vannstrømningen også her separeres fra rørveggen og danne virvler. Jo mindre vinkelen mellom to forskjellige rørdimensjoner er, jo lengre må overgangsområdet være, og friksjonstapet til rørveggen blir større. Figur 8 (Franzini, 2009) viser en gradvis rørekspansjon. Forholdet mellom friksjonstap og energitap pga. forstyrrende bevegelser i fluidet er avgjørende for valg av vinkelen til en gradvis rørekspansjon.



Figur 11: Fluidstrømning ved gradvis rørekspansjon (Franzini, 2009)

Likninger:

Trykktapet ved gradvis rørekspansjon er gitt ved likning 12 (Franzini, 2009).

$$h' = k' \left(\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \right) \quad (12)$$

Hvor:

h' = Energitap (m)

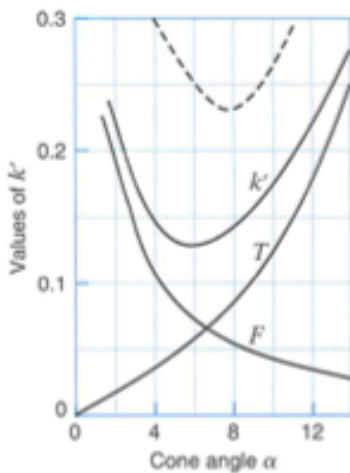
k' = Tapsfaktor

V_1 = Vannhastigheten for rørekspansjon (m/s)

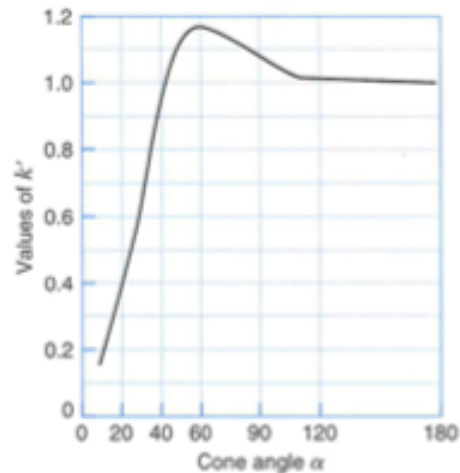
V_2 = Vannhastighet etter rørekspansjon (m/s)

g = Tyngeakselerasjon (9,81m/s²)

k' er en faktor som beskriver både friksjonstap og trykktap pga. turbulens. Figur 12 (Franzini, 2009) viser hvordan k' varierer med vinkelen mellom to forskjellige rørdimensjoner. For k' -verdier ved vinkler mellom 0 og 180 grader, kan figur 13 (Franzini, 2009) brukes.



Figur 12: k' -verdier ved gradvis rørekspansjon. Korreksjon for ekspansjonsvinkel (Franzini, 2009)

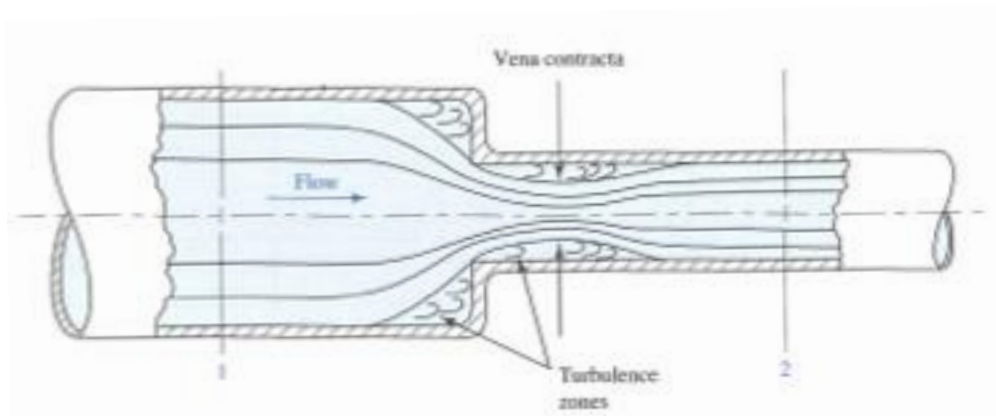


Figur 13: k' -verdier for vinkler mellom 0 og 180 grader (Franzini, 2009)

3. Brå rørinnsnevring

Fysikk

Ved en brå innsnevring vil vannhastigheten bli større pga. minkende rørareal. Som figur 11 (Mott, 1994) viser, vil ikke strømningslinjene følge rørveggen før innsnevringen, og området med virvler vil oppstå. Etter innsnevringen vil strømningslinjene føre til at arealet til den laminære strømmingen er mindre enn rørtverrsnittets areal, som altså er fenomenet vena kontraksjon. Etter vena kontraksjonen vil strømmingen utvide seg og følge rørveggen. Ved at det oppstår vena kontraksjon og deretter at strømmingen utvider seg, vil det oppstå et forstyrret virvelområde rundt vena kontraksjonen. Virveldannelsen som oppstår før rørinnsnevring og ved vena kontraksjonen fører til trykktap.



Figur 14: Fluidstrømning ved brå rørinnsnevring (Mott, 1994)

Likninger:

Trykktapet ved brå innsnevring kan finnes ved bruk av likning 13 (Mott, 1994).

$$h_L = K * \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (13)$$

Hvor:

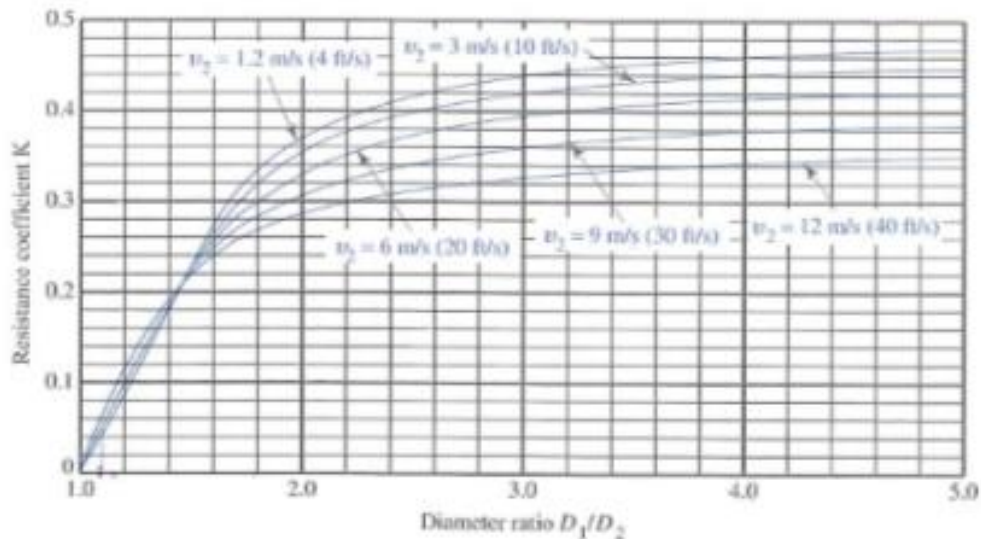
h_L = Energitap (m)

K = Motstandskoeffisient

V_2 = Vannhastigheten etter rørinnsnevring (m/s)

g = Tyngdeakselerasjon (9,81m/s²)

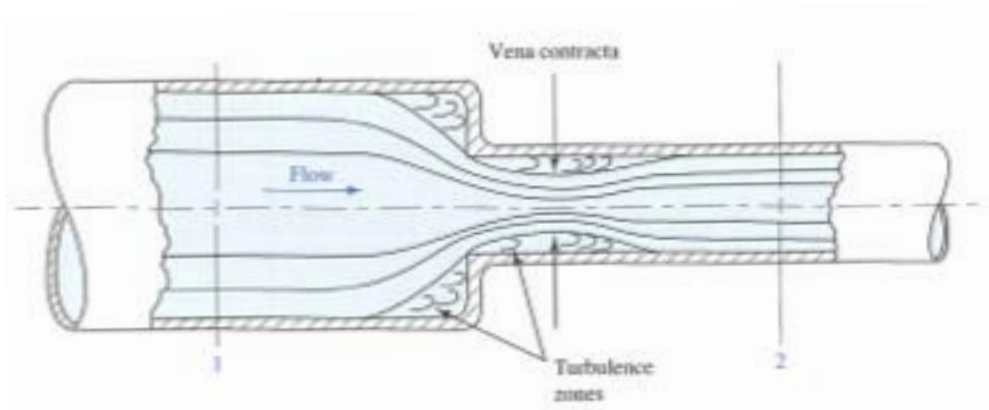
Motstandskoeffisienten, K , er avhengig av de to rørdiametrene før og etter innsnevring, og vannhastigheten etter innsnevring. Den kan finnes fra figur 11 (Mott, 1994).



Figur 15: Motstandskoeffisient, K , for brå rørinnsnevring (Mott, 1994)

5. Gradvis rørinnsnevring

Ved å ha en gradvis rørinnsnevring i forhold til en brå rørinnsnevring blir trykktapet mindre. Dette kommer av at en separasjon av strømningslinjene til vasset ikke oppstår i stor grad i en gradvis rørinnsnevring. Ved små vinkler mellom to rørdimensjoner, vil overgangen være lang og det vil bli et større friksjonstap. Figur 12 (Mott, 1994) viser en gradvis rørinnsnevring.



Figur 16: Gradvis rørinnsnevring (Mott, 1994)

Likninger

Likning 14 (Mott, 1994) kan brukes for å regne ut friksjonstapet ved gradvis rørinnsnevring.

$$h_L = K * \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (14)$$

Hvor:

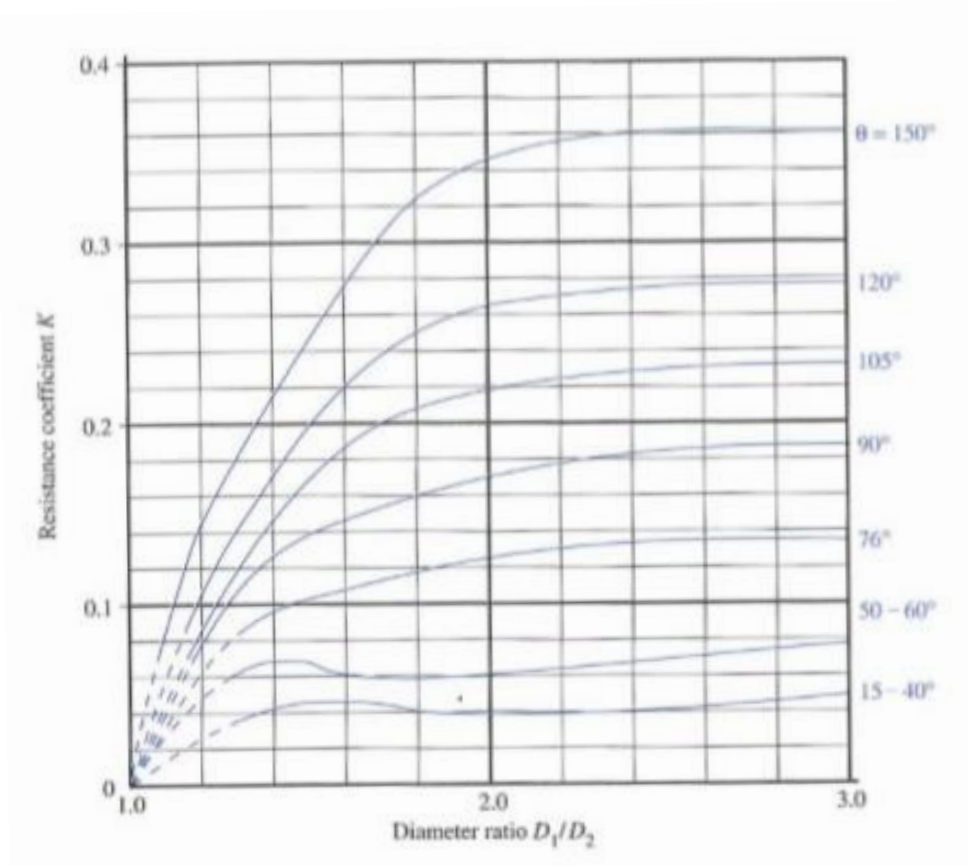
h_L = Energitap (m)

K = Motstandskoeffisient

V_2 = Vannhastigheten etter rørinnsnevring (m/s)

g = Tyngdeakselerasjon (9,81m/s²)

Motstandsfaktoren, K , tar for seg både friksjonstapet og energitap pga. virveldannelse i innsnevringen. Motstandsfaktoren, K , kan finnes fra figur 17 (Mott, 1994). K er avhengig av rørdiametrene før og etter innsnevring og vinkelen mellom de to rørdimensjonene. For å bruke figur 17, må Reynoldstallet være større enn $1 * 10^5$.



Figur 17: Motstandsfaktoren, K , for gradvis rørinnsnevring (Mott, 1994)

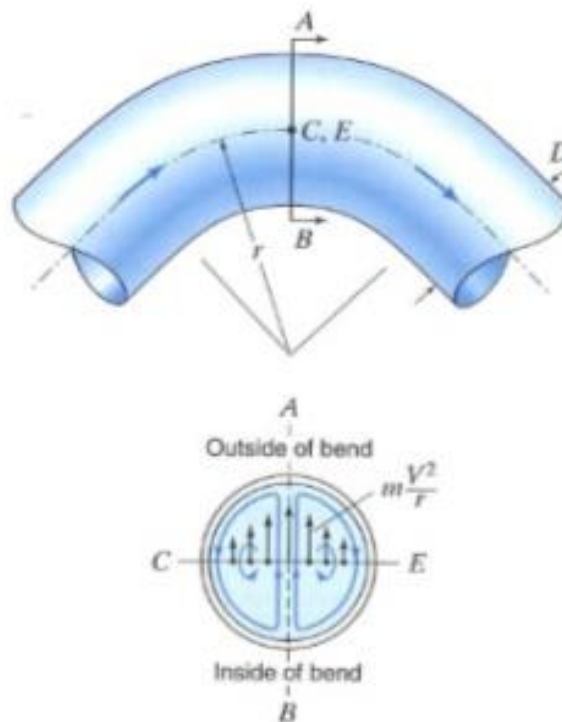
2.3.2.2 – Rørbend

Bakgrunn

Når ledninger prosjekteres og legges i bakken, er det flere faktorer som spiller inn for ledningen trasé. Økonomi, gjennomførbarhet og hensyn til eksisterende anlegg og bebyggelse er faktorer som kan avgjøre traseen. Når alle hensyn er tatt blir ledningen vanligvis lagt med en del vinkler og bend. Det er forbundet er ekstra energitap til rørbend.

Fysikk

Ved strømning gjennom et rørbend vil det pga. sentrifugalkraft oppstå et større trykk på yttersiden av rørbendet enn på innsiden (Franzini, 2009). Dette skjer fordi sentrifugalkraften på partiklene blir større jo høyere hastigheten til vannet er (Franzini, 2009), og fra hastighetsprofilen i figur 5, er det kjent at fluidhastighet i midten av røret er større enn nærmere rørveggen. Dermed er det en forskjell i sentrifugalkraft som virker på partiklene i midten av røret og på partiklene nærmere rørveggen. Denne forskjellen fører til at det blir en indre sirkulasjon i tverrsnittet av fluidstrømningen, som vist i figur 18 (Franzini, 2009).



Figur 18: Fluidstrømning i rørbend. Indre sirkulasjon forårsaket av sentrifugalkraft (Franzini 2009)

Den indre sirkulasjonen kombinert med at fluidhastigheten beveger seg aksialt gjennom røret, fører til en spiralvirvl gjennom rørbendet. Det er disse forstyrrende spiralvirvlene som fører til tap av energihøyde. Etter selve bendet kan spiralvirvlene fortsette i en lengde tilsvarende ca. 100 rørdiametere (Franzini, 2009).

Likninger

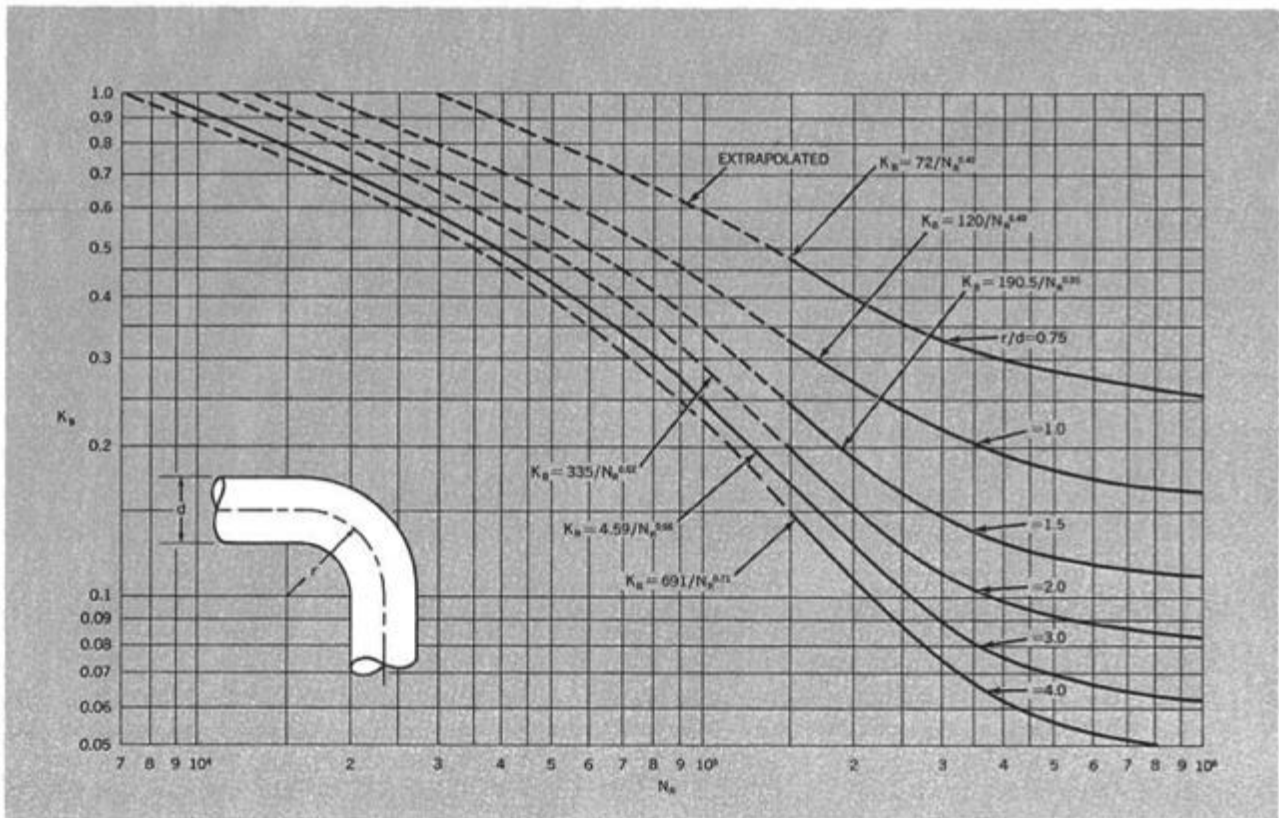
For å regne ut energitapet i et rørbend kan formel 15 brukes (Keller, 1969)

$$\Delta P = \left(f \frac{l}{d} + cK_B \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (15)$$

Hvor:

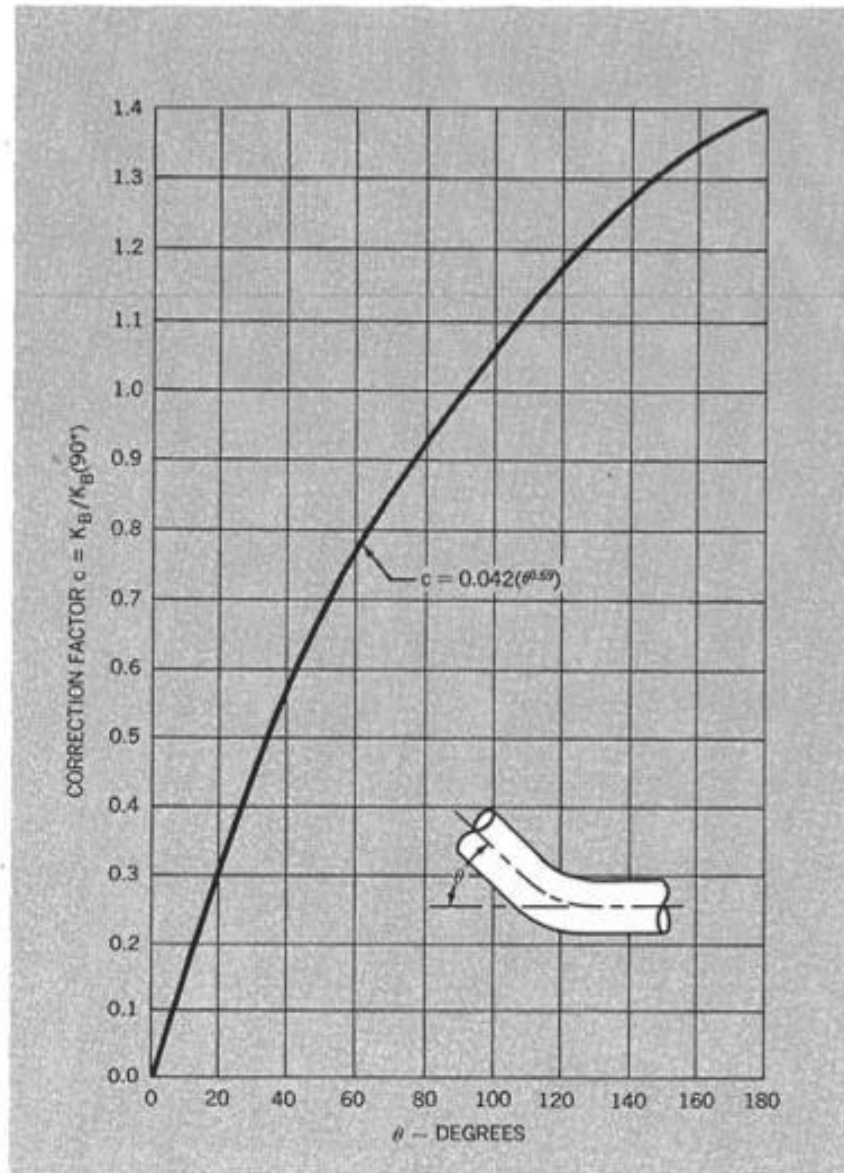
- ΔP = energitapet i rørbendet (m)
- f = Friksjonsfaktor
- l = Lengden til rørbendet (m)
- d = Indre diameter til rør (m)
- c = Motstandskoeffisient for 90 graders bend
- K_B = Korreksjonsfaktor for rørbendvinkel
- ρ = Tettheten til fluidet
- v = Vannhastigheten (m/s)

Motstandskoeffisienten, K_B , for et 90 graders bend kan finnes fra figur 19 (Keller, 1969). K_B avhenger av Reynoldstallet, rørbendets radius (fra senterlinje i røret) og rørets indre diameter.



Figur 19: Korreksjonsfaktoren K_B for et 90 graders bend ved forskjellige Reynoldtall og radius/diameter

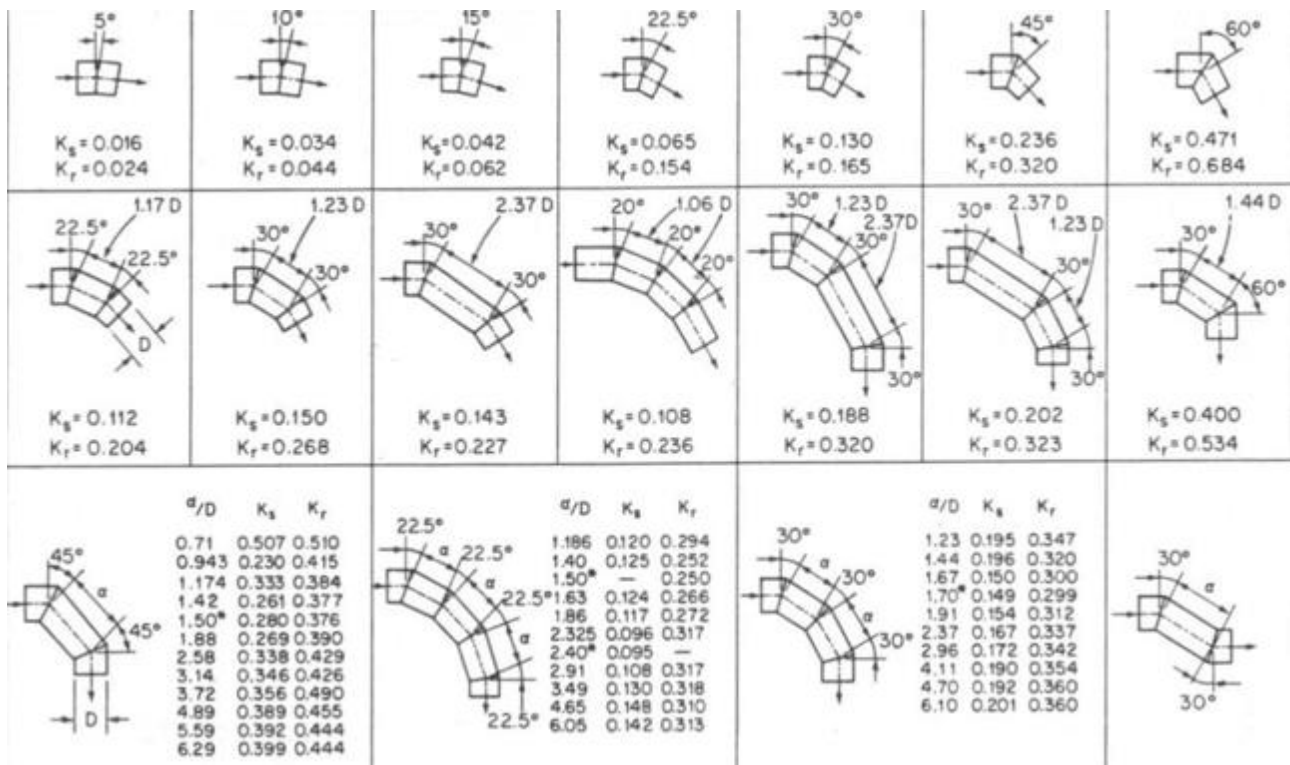
I tilfeller hvor rørbendet har en annen vinkel enn 90 grader må faktoren K_B ganges med korreksjonsfaktoren, C , for å korrigere for en annen vinkel enn 90 grader. Korreksjonsfaktoren, C , kan finnes fra figur 20 (Keller, 1969).



Figur 20: Korreksjonsfaktoren C . Korrigerer for vinkelen i et rørbend

Rørbend kan ha forskjellige utforminger. Innenfor VA-teknikken kan det være vanlig å sveise bend i vinkler, og de vil ikke ha den jevne rørbendvinkelen som beskrevet tidligere i dette

kapittelet. Fysikken bak friksjonstap i rørbend som ikke har den jevne overgangen, er enda mer kompleks. Eksperimenter er gjort med forskjellige rørbend, og konstanter, K, for singulærtapet er funnet. Konstanten, K, brukes som i likning 9. Fra nettstedet Toprak er en tabell med oversikt over K-faktorer i forskjellige typer rørbend vist. Disse K-faktorene er vist i figur 21 (Toprak)



Figur 21: Eksperimentelle K-verdier for forskjellige rørbend (Toprak)

I tabell 21 står K_s for mostandsfaktoren hvis det er en glatt rørstrømning, mens K_r er mostandsfaktoren for røffe rørstrømninger.

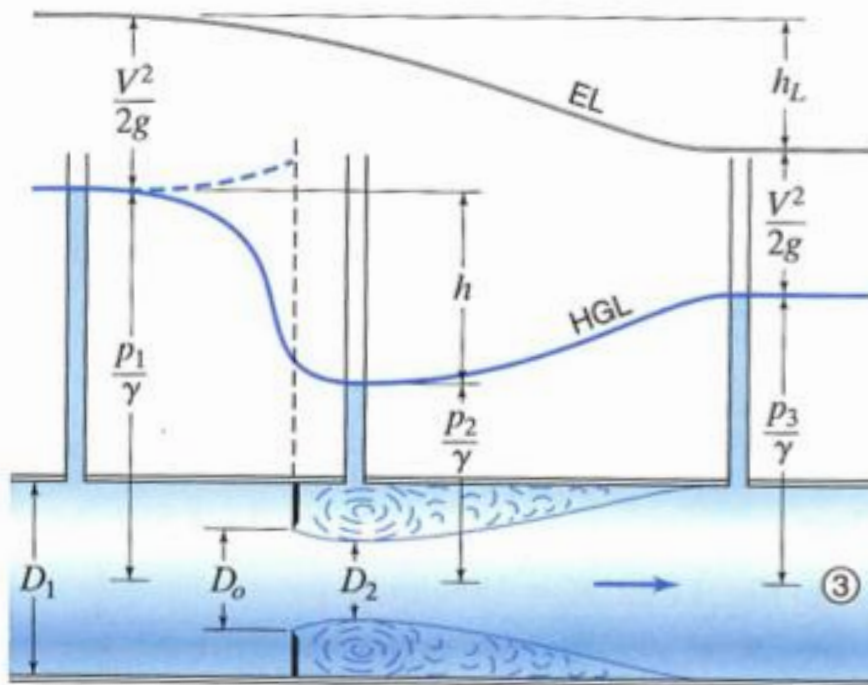
2.3.2.3– Sveisevulst

Bakgrunn

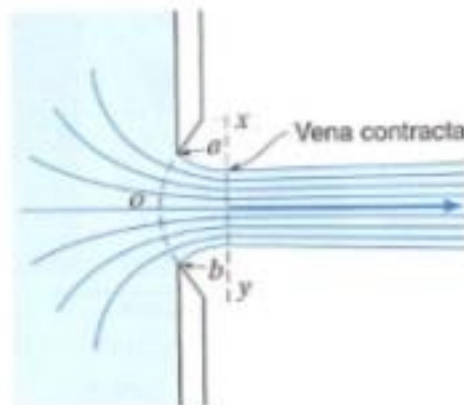
Transportsystemer av avløpsvann foregår ofte i lange ledninger som er sammensatt av mindre rørlengder. Rørlengdene kan variere, men er ofte på enten 6 eller 12 meter for PE-rør. For å sveise sammen rørlengder brukes som regel en metode som kalles speilsveising, men sammensveising med elektromuffe forekommer også. Speilsveising er en metode der to rør som skal sveises sammen varmes opp til en viss temperatur (se vedlegg 1 for spesifikasjoner) for deretter å presses sammen med et visst trykk (vedlegg 1). I denne prosessen vil det oppstå en sveisevulst – en opphevning. Denne vulsten varierer i størrelse fra rør til rør og fra sveis til sveis.

Fysikk

Som vist i figur 22 (Franzini, 2009) nedenfor, så er det en lokal innsnevring i røret. Fluidet strømmer i røret med diameter D_1 for så å strømme gjennom innsnevringen med diameter D_0 . Fra kontinuitetslikningen vil hastigheten til fluidet øke når arealet minker. Som vist i figur 23 (Franzini, 2009) vil stømningslinjene fra oppstrøms innsnevringen til nedstrøms innsnevringen føre til at minimum laminær strømningsdiameter oppstår litt nedstrøms innsnevring, med en diameter D_2 . Dette fenomenet kalles vena kontraksjon (Franzini, 2009). En jetstrøm oppstår da i midten av røret, mens mot rørvæggen oppstår det virvelstrømmer. Lengre nedstrøms røret vil strømmingen normaliserer seg over hele rørarealet. Virvlene rundt jetstrømmen fører til energitap, da noe av energien i vannet går over til varmeenergi.



Figur 22: Fluidstrømning gjennom lokal innsnevring (Franzini, 2009)



Figur 23: Strømningslinjer som fører til vena kontraksjon (Franzini, 2009)

Likninger

Energitalet over en innsnevring som vist i figur 22, kan finnes fra likning 16 (Franzini, 2009).

$$h_L = \frac{Q^2}{K^2 A_0^2 2g} \quad (16)$$

Hvor:

h_L = Trykktap (m)

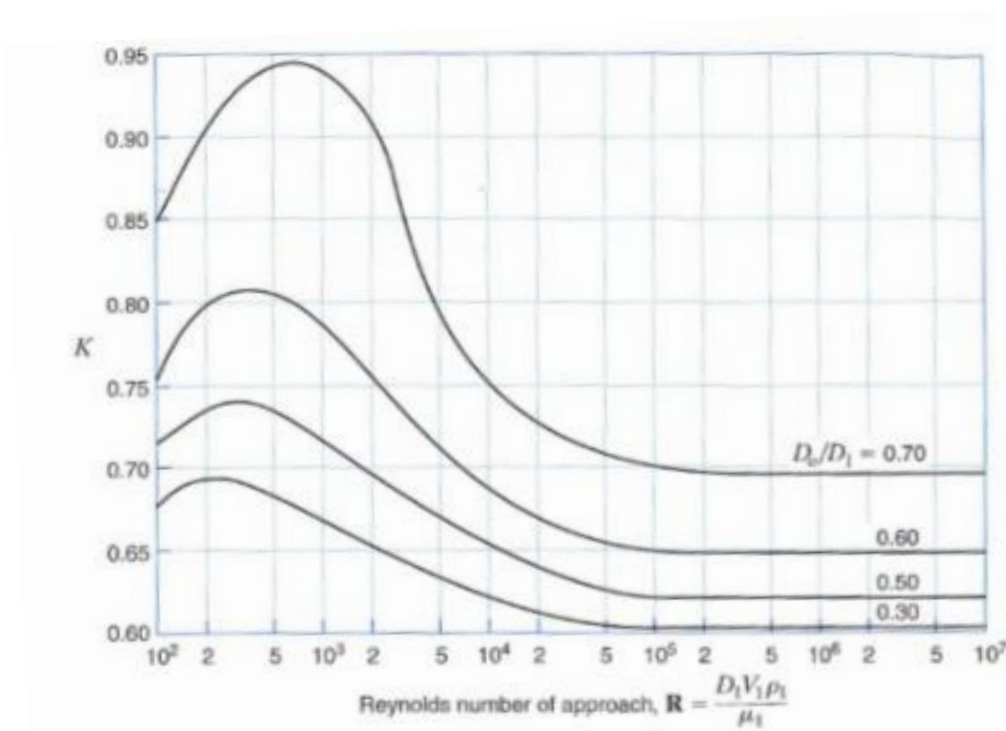
Q = Volumfluks (m^3/s)

K = Korreksjonsfaktor (avhenger av Reynoldtall og diameter D_1 og D_0)

A_0 = Arealet ved innsnevring (m^2)

g = Tyngdeakselerasjonen ($9,81\text{m}/\text{s}^2$)

Korreksjonsfaktoren, K , avhenger av Reynoldstallet oppstrøms innsnevring og rørdiametrene D_1 og D_0 . Graf 1 (Franzini, 2009) kan brukes for å finne K .



Figur 24: Korreksjonsfaktor K . Avhenger av Reynoldtallet og rørdiametre (Franzini, 2009)

2.4 Pumper

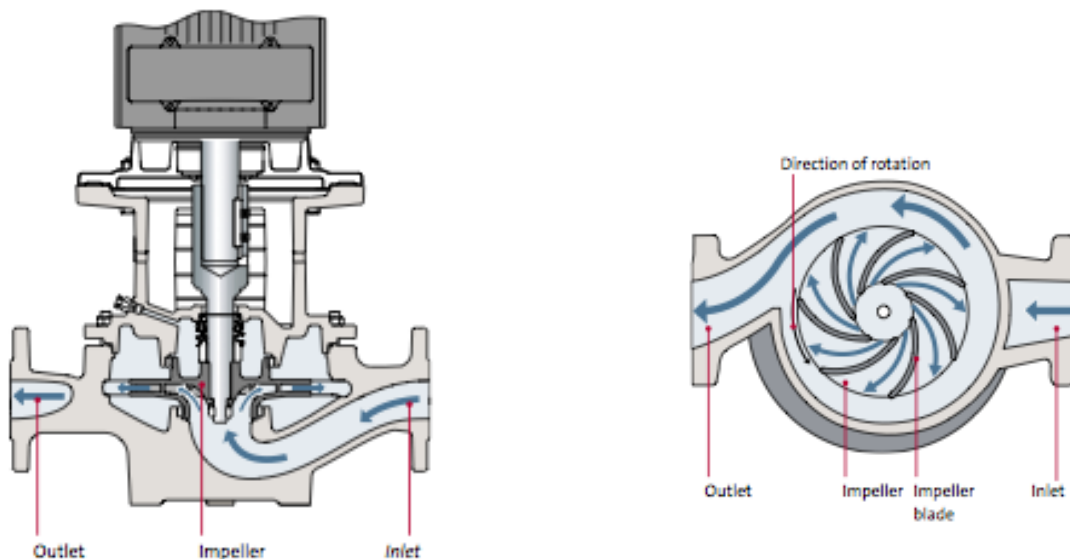
Bakgrunn

Fluider som strømmer i rør, kan måtte få tilført energi for å oppnå et større trykk. Dette kan være ønskelig for å klare å transportere fluidet til riktige kotehøyder. En måte å tilføre energi til fluidet, og øke dets trykk, er ved å sende fluidstrømmen gjennom en pumpe. Pumper blir brukt i veldig mange sammenhenger, og innenfor VA-teknikken er det vanlig å bruke pumper for å oppnå riktig trykk i VA-rørene.

Det finnes mange forskjellige typer pumper. Den vanligste pumpen innenfor VA-teknikken er sentrifugalpumper (Ødegaard, 2012), noe som skal beskrives nærmere i dette kapittelet.

Virkemåte

Virkemåten til en sentrifugalpumpe kan beskrives ved hjelp av figur 25 (Grundfos). Pumpen øker trykket til fluidet som går gjennom pumpen, ved at mekanisk energi fra motoren som er koblet til pumpen driver en impeller rundt, og denne impelleren øker hastigheten til vannet. Som vist i figur 25 vil fluidet strømme inn (sugd inn) til midten av en impeller, og derfra slynges fluidet rundt av impelleren, pga. sentrifugalkrefter, før det føres ut av pumpen. Fluidhastigheten vil ha en stor hastighet rett etter at den forlater impelleren, men pga. utformingen til pumpehuset vil tverrsnittsarealet fluidet strømmer i bli større, og vannhastigheten synker. Da energien som fluidet har etter at den forlater impelleren ikke vil forsvinne (konservering av energi), sier Bernoullies likning (likning 1) at når hastigheten minker må trykket øke.



Figur 25: Generell tegning av sentrifugalpumpe (Grundfos)

Trykk levert av pumper

Den totale energien en sentrifugalpumpe tilfører et fluid er avhengig av den totale energien i fluidet før og etter pumpen. En sentrifugalpumpe suger fluidet inn på innløpssiden, mens fluidet presses ut på utløpssiden av pumpen. Hvis energitap ses bort fra vil det totale trykket en Pumpe tilfører et fluid være lik summen av energi på inntakssiden minus summe av energi på utløpssiden. Dette kan beskrives ved likning 17 (Franzini, 2009).

$$h = \left(\frac{P_u}{\gamma} + \frac{V_u^2}{2g} + Z_u \right) - \left(\frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} + Z_i \right) \quad (17)$$

I likning 17, står u for utløpssiden, men i står for innløpssiden. Resten av paramterne er som beskrevet under "konservering av energi".

Virkeområdet

Trykket og volumstrømmen en Pumpe kan levere er avhengig av pumpen størrelse og pumpemotorens kraft. Fluidhastigheten til fluidet etter det forlater impellerne er avhengig av rotasjonshastigheten til impelleren, og impellerens størrelse (impellerens utforming har også en påvirkning). Impellerens rotasjonshastighet oppgis ofte i rpm, som står for revolutions per minute (omdreininger per minutt), eller Hz, (hertz), som er omdreininger per sekund. For å se på hvilken effekt rotasjonshastigheten har på volumfluksen, trykket levert og pumpens effektbehov kan affinitetslovene benyttes. Affinitetslovene sier noe om forholdet mellom to identiske Pumpe som drives med forskjellige rotasjonshastigheter (Franzini, 2009).

Affinitetslovene er beskrevet som følge (Mott, 1994):

Volumfluks:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (18)$$

Trykk:

$$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^2 \quad (19)$$

Effektbehov:

$$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^3 \quad (20)$$

Hvor:

1 = Pumpe 1

2 = Pumpe 2

Q = volumfluks

h = Trykkehøyde

P = Effektbehov

Virkningsgrad:

En viss energi må til for å drive impelleren i en pumpe rundt, men all denne mekaniske energien klarer ikke å bli overført til fluidet som strømme gjennom pumpen. Det er friksjon mellom forskjellige komponenter i motoren og en del av fluidet som blir slynget rundt av impelleren får ikke tilført 100% av den energien impelleren potensielt kan gi. Et forholdt mellom hvor mye energi en pumpemotor gir, og hvor mye energi fluidet som strømmer gjennom pumpa får kan beregnes for å vite hvor effektiv pumpen er. Mengden energi som blir tilført fluidet er avhengig av pumpens turtall. Effektiviteten til en pumpe, også kalt virkningsgraden er gitt av formel 21 (Franzini, 2009).

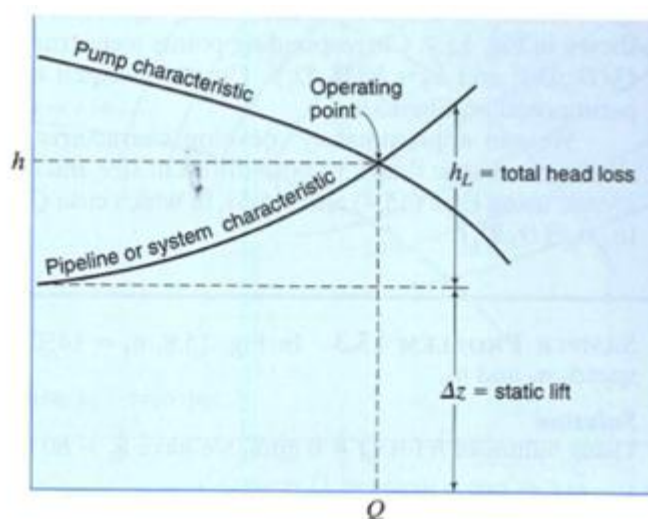
$$\eta = \frac{\text{energi tilført fluidet}}{\text{energi avgitt av pumpemotoren}} = \frac{\gamma * Q * h}{T * \omega} \quad (21)$$

Hvor:

η = Virkningsgraden T = Dreiemomentet på pumpeakselen
 γ = Tettheten til fluidet = Rotasjonshastigheten til akselen
Q = Volumfluksen
h = Trykket tilført fluidet

Pumpens driftspunkt:

En pumpe levere en viss volumfluks med et trykk. Forholdet mellom trykket pumpen tilsetter et fluid og volumfluksen er gitt fra pumpens pumpekararakteristikk. Trykket en pumpe gir ved en gitt volumfluks følger da en pumpegraf. For å finne ut hvilket trykk og volumfluks en pumpe gir til et rørsystem må en QH-kurve lages, og ledningskararakteristikken må legges inn. Ledningskararakteristikken forteller hvor mye trykk som må til får å transportere forskjellige mengder volumfluks gjennom rørsystemet. Som vist i figur 26 (Franzini, 2009), vil en pumpes driftspunkt være i det punktet hvor pumpens avgitte trykkehøyde og volumfluks er lik ledningsstrekkes motstandstrykk ved samme volumfluks.



Figur 26: Generell oppsett av driftspunktet til en pumpe (Franzini, 2009)

Del 3 – Beregninger og analyser

3.0 Innledning til beregning- og analysedel

Denne delen av oppgaven vil anvende teorien beskrevet tidligere på et spesifikt ledningsstrekke for å gjøre beregninger av singulærtaps og friksjonstaps størrelser. De totale energitapene vil være med på å lage ledningskarakteristikker, som kan brukes for å beregne systemruheten. Ledningskarakteristikkene vil også settes opp mot pumpekarakteristikker for å finne driftspunkt til pumpene. De forskjellige driftspunktene vil deretter brukes for å gjøre økonomiske beregninger.

3. Studieområde

Denne oppgaven tar utgangspunktet i et ledningsstrekke som holder på å bygges ved Mysen i Eidsberg kommune. Kyllingfabrikken Nortura utvider sin produksjon ved Mysen og det dens avløpsmengder vil øke betraktelig. De økte avløpsmengdene fører til at både avløpsnettet fra Nortura må oppgraderes og at selve renseanlegget ved Mysen må oppgraderes. Det bygges også ny E18 gjennom Mysen. Veitraseen går på en slik måte gjennom Mysen at det har vært ønskelig å legge avløpsledningene fra Nortura til renseanlegget langs E18, samtidig som byggingen av E18 foregår. Byggingen av ledningstraseen er delt opp i 3 deler. Pr dags dato er en del av ledningsstrekket lagt i bakken, et strekk er under legging, mens siste strekket, som går fra Nortura og opp til E18, er under prosjektering. Når ledningstraseen er ferdig lagt vil den se ut som vist i figur 3 under kapittel 3.1.

3.1 Inndeling av ledningsstrekke

Ledningsstrekket består av både selvfallsledninger og pumpeledninger. Da denne oppgaven ser på pumpestrekke, er hele ledningsstrekket delt opp i 4 delstrekke, hvor oppdelingen er gjort på en slik måte at vannføringen til en pumpestasjon er avgjørende for hvordan delstrekke er inndelt. Da det blir et tillegg av vann til ledningsstrekket der det er selvfallsledninger, pga infiltrasjon, vil selvfallsledningene som fører til økt vannmengde for en pumpestasjon høre til denne pumpens delstrekning. Figur 27 viser ledningstraseen i sin helhet fra Visterbekken pumpestasjon til trykkutløsningskum S32, siste trykkutløsningskum før selvfall til renseanlegg.

De 4 delstrekke er som følger:

Delstrekke 1: Visterbekken Pumpestasjon – S16

Delstrekke 2: S16 – S09

Delstrekke 3: S09 – S09B

Delstrekke 4: S09B – S32

I figur 27 er selvfallsledningene vist i blått, mens de trykksatte ledningene er vist i rødt. Til traseen i figur 27 er det også markert trykkutløsningskummene S17, S09, S09B og S32 samt pumpestasjonene Visterbekken, Hersletveien, Trarabekken og Torperveien.



Figur 27: Oversiktsbilde av ledningstraseen

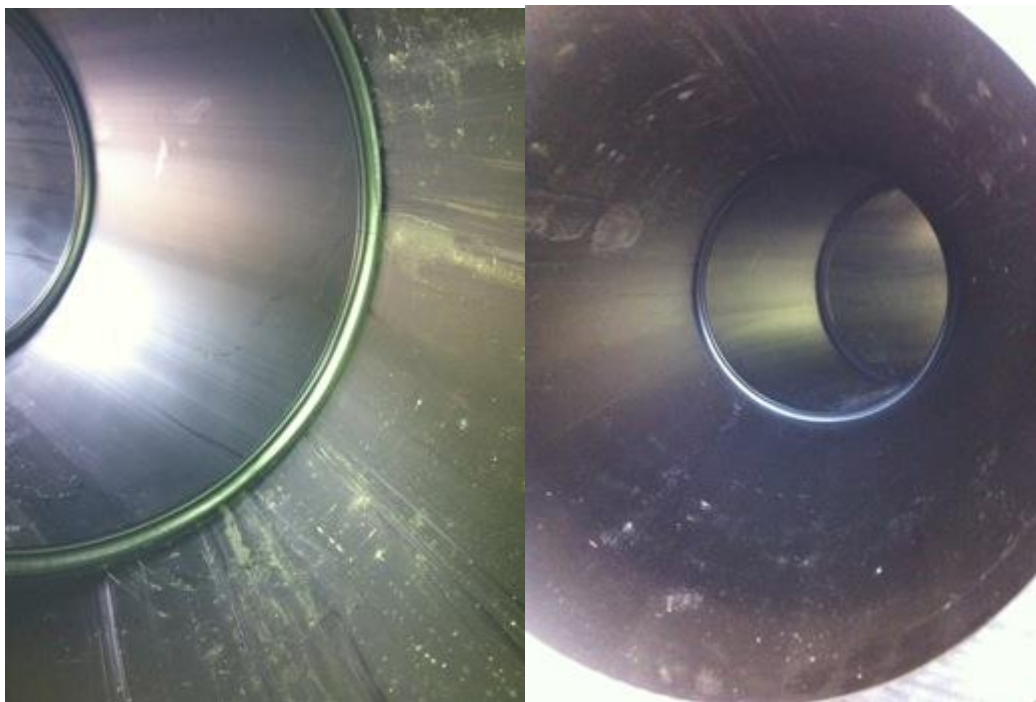
I kapittel 3.1.1 – 3.1.4 vil detaljtegninger av de 4 traseene i tillegg til beskrivelser av traseen og dens komponenter legges frem.

Alle de fire delstrekene har en del felles komponenter og egenskaper. De presenteres i dette kapitlet, og er gjennomgående for resten av oppgaven.

1

Rørstrekningene er sveiset sammen av 225 SDR17 PE-rør som hver har en lengden på 12m. Antatte sveisevulster i de forskjellige strekkene er "lengde på trykksatt rør/12 = antall vulster". Antall sveisevulster i virkeligheten kan variere fra det som brukes i denne oppgaven. Sammensveisingen av rørdelene er gjort av Multiplast AS. De har brukt en metode som kalles speilsveising for å sammensveise rørene. Et besøk er avlagt hos Multiplast AS sitt verksted i Ski

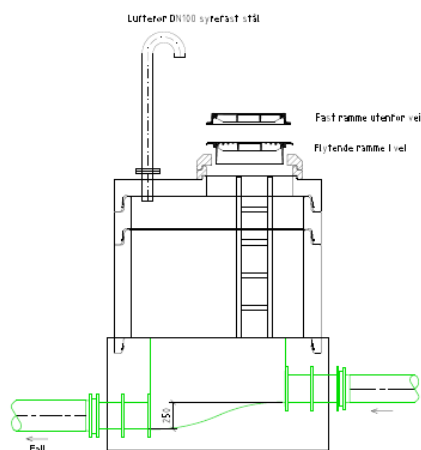
for å ta bilder av sveisevulster og få informasjon om sveisenes størrelse. Figur 28 viser hvordan sveisevulstene ser ut i et PE-355 rør, SDR17. Sveisevulstens bredde er avhengig av blant annet tykkelse på rør og trykket som blir påsatt speilsvisingen. Vedlegg 1 gir tall om forskjellige bredder av vulstene. Høyden til vulstene variere, men etter anbefalinger fra Multiplast AS vil høyden til en sveisevulst i PE 225 SDR17 rør ligge på mellom 3,5 og 5,5mm.



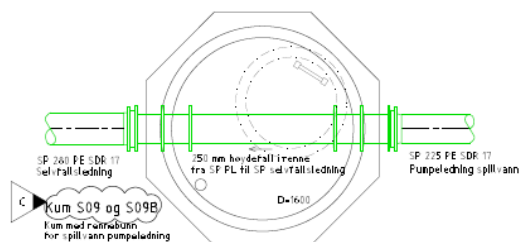
Figur 28: Bilde av sveisevulst (laget hos Multiplast Ski)

2

Kum S17, S09, S09B og S32 er vist med sitt snitt i figur 29 og i plan i figur 30. Trykklednings PE 225 SDR 17 fører avløpet inn i kummen. Avløpet føres ut av kummen i en selvfallslednings PE 280 SDR 17. Høydeforskjellen mellom innløp og utløp er 250mm.



Figur 29: Trykkutløsningkum snitt (Laget av Norconsult)



Figur 30: Trykkutløsningkum16 plan (laget av Norconsult)

3

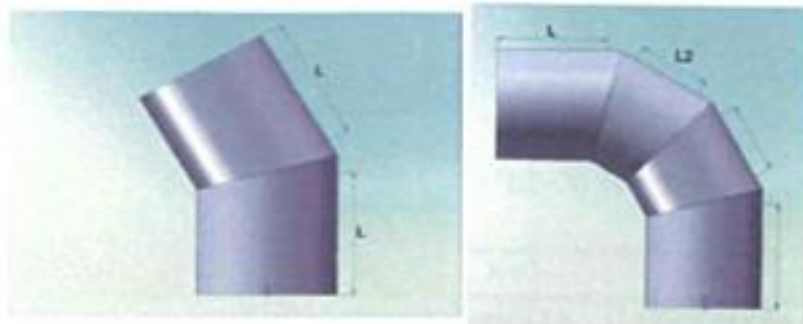
Rørdimensjonen til trykkrøret er PE225 SDR17. Dette røret har en ytre diameter på 225mm og en veggtykkelse på 13.4mm. Da plastrør oppgis med ytre diameter, må indre diameter regnes ut, da det er dette som er interessant for denne oppgaven. Den indre diameteren til dette røret er den ytre diameteren minus rørveggtykkelsen, og blir dermed $225 - 13.4 * 2 = 198.2\text{mm}$.

4

Den teoretiske rørruheten til dette røret settes til 0.007mm, da Norsk Vann (Lindholm et al., 2012) sier at den teoretiske rørruheten for PE-rør ligger på mellom 0.002mm og 0.007mm. Den høyeste teoretiske rørruheten velges, da denne vil gi det høyeste friksjonstapet.

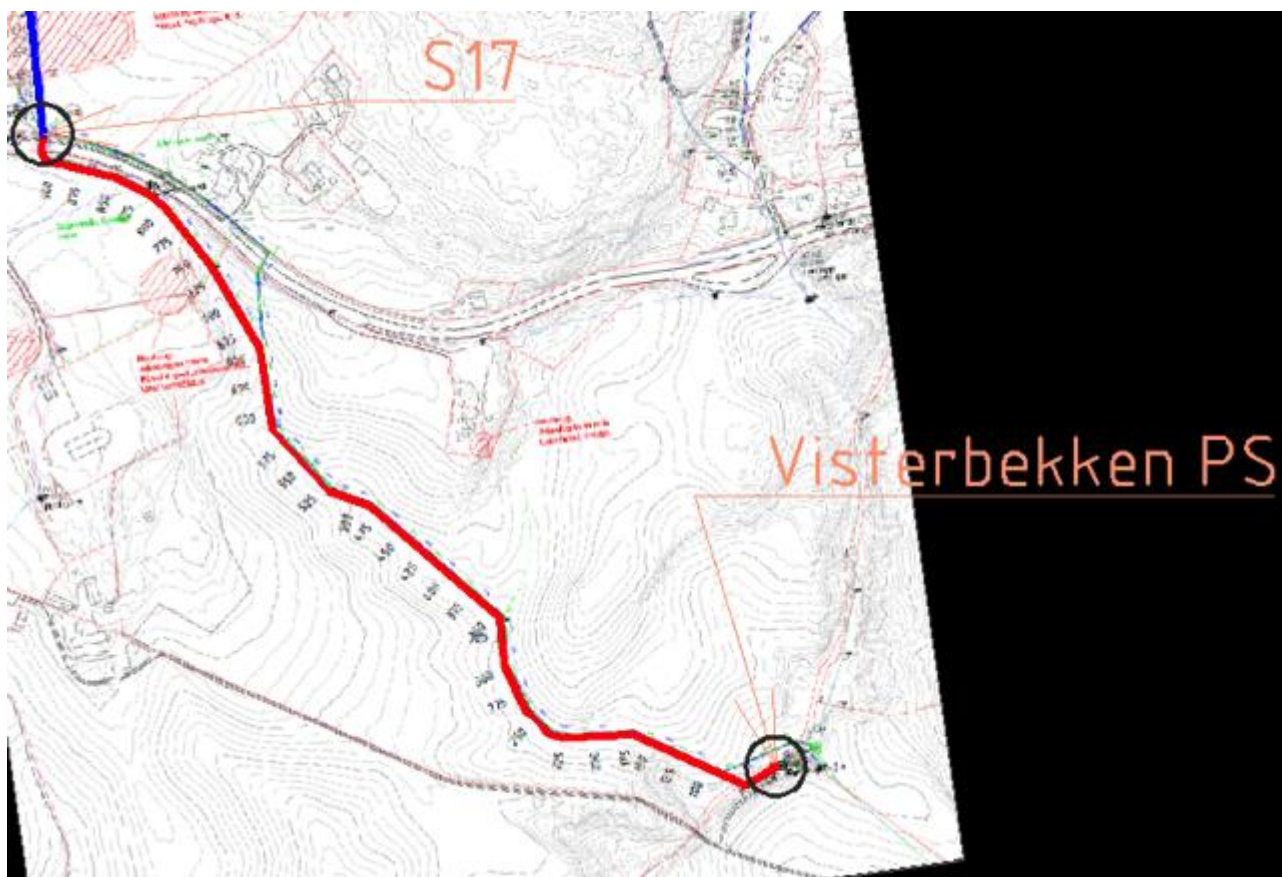
5

Rørbundene som er sveiset hos Multiplast kan ha former som vist i figur 31. Bildene i figur 31 er hentet fra Multiplast AS.



Figur 31: Rørbend

3.1.1 Delstrek 1: Visterbekken PS – S16



Figur 32: Delstrekning 1

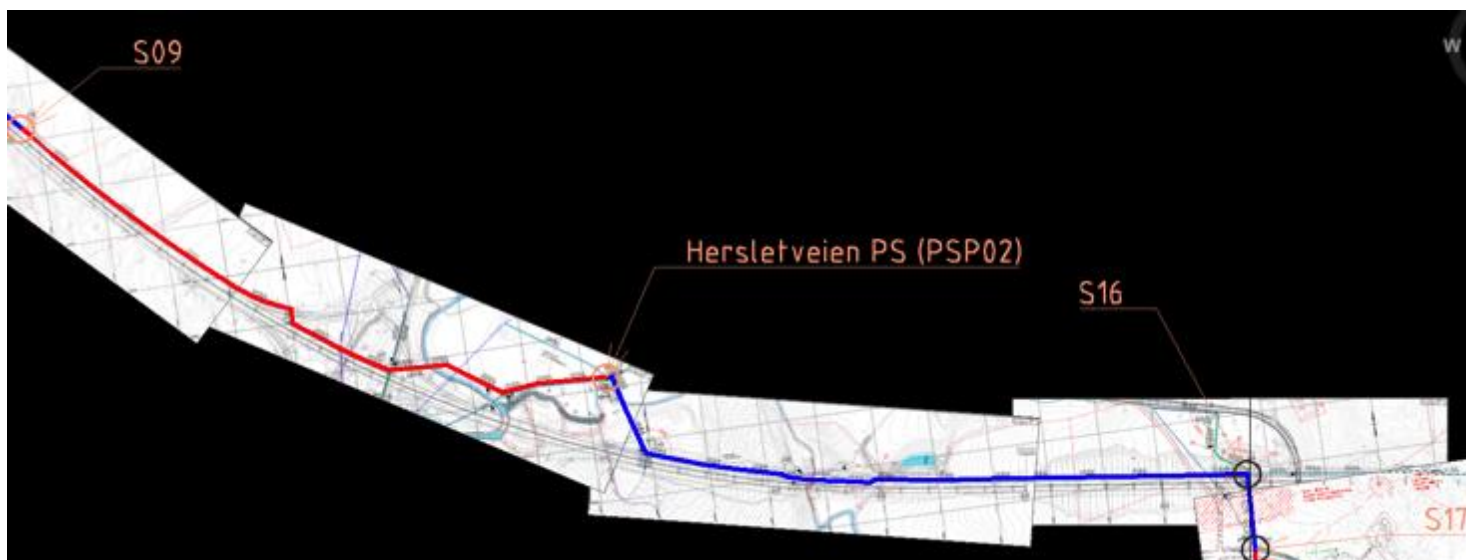
Delstrekning 1 går fra Visterbekken pumpestasjon, som ligger rett ved Nortura, og opp til trykkutløsningskum S17. Tabell 6 nedenfor gir informasjon hentet ut av nettet. Antall rørbend tar for seg rørbend i både x, y og z planet.

Ledningsstrekkets lengde	947m
Pumpeledning	947m
Selvfallsledning	0m
Statisk løftehøyde	29,46m
Rørdimensjon	225 SDR 17 (Innvendig diameter = 0.1982m)
Antall sveisevulster	79
Rørbend (antall, grader)	50,30,15,15,23,45,22,28,35,20,10,13,12,90,64 30,11,15,10,15,13,20,8,13,30,25,25,14
Dimensjonsendring	Nei

Tabell 6: Informasjon om delstrek 1

Visterbekken pumpestasjon er knyttet til dette delstrekket. Detaljer om pumpestasjonen kommer i kapittel 6.

3.1.2 Delstrek 2 – Hersletveien PS



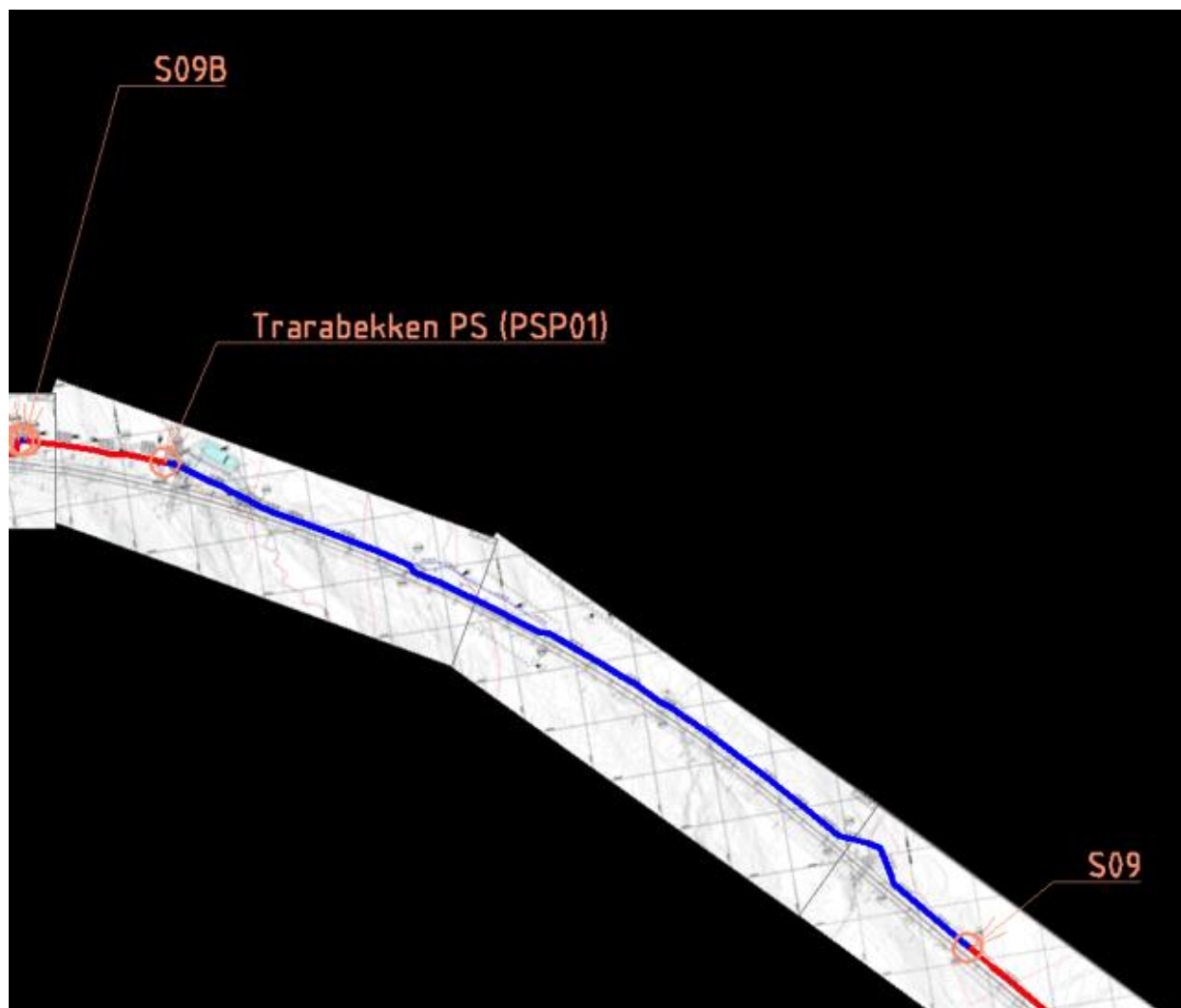
Figur 33: Delstrekning 2

Delstrekning 2 går fra trykkutløsningskum S17 og frem til trykkutløsningskum S09. Denne traseen følger ny E18. Hersletveien pumpestasjon er knyttet til dette delstrekket. Detaljer om pumpestasjonen kommer i kapittel 6. Tabell 7 nedenfor gir informasjon hentet ut av nettet. Antall rørbend tar for seg rørbend i både x, y og z planet.

Ledningsstrekkets lengde	2618m
Pumpeledning	1215m
Selvfallsledning	1403m
Statisk løftehøyde	22,91m
Rørdimensjon pumpeledning	225 SDR 17 (Innvendig diameter = 0.1982m)
Antall sveisevulster	101
Rørbend (antall, grader)	42,33,30,56,75,35,36,57,79
Dimensjonsendring	Nei

Tabell 7: Informasjon om delstrek 2

3.1.3 Delstrek 3 – Trarabekken PS



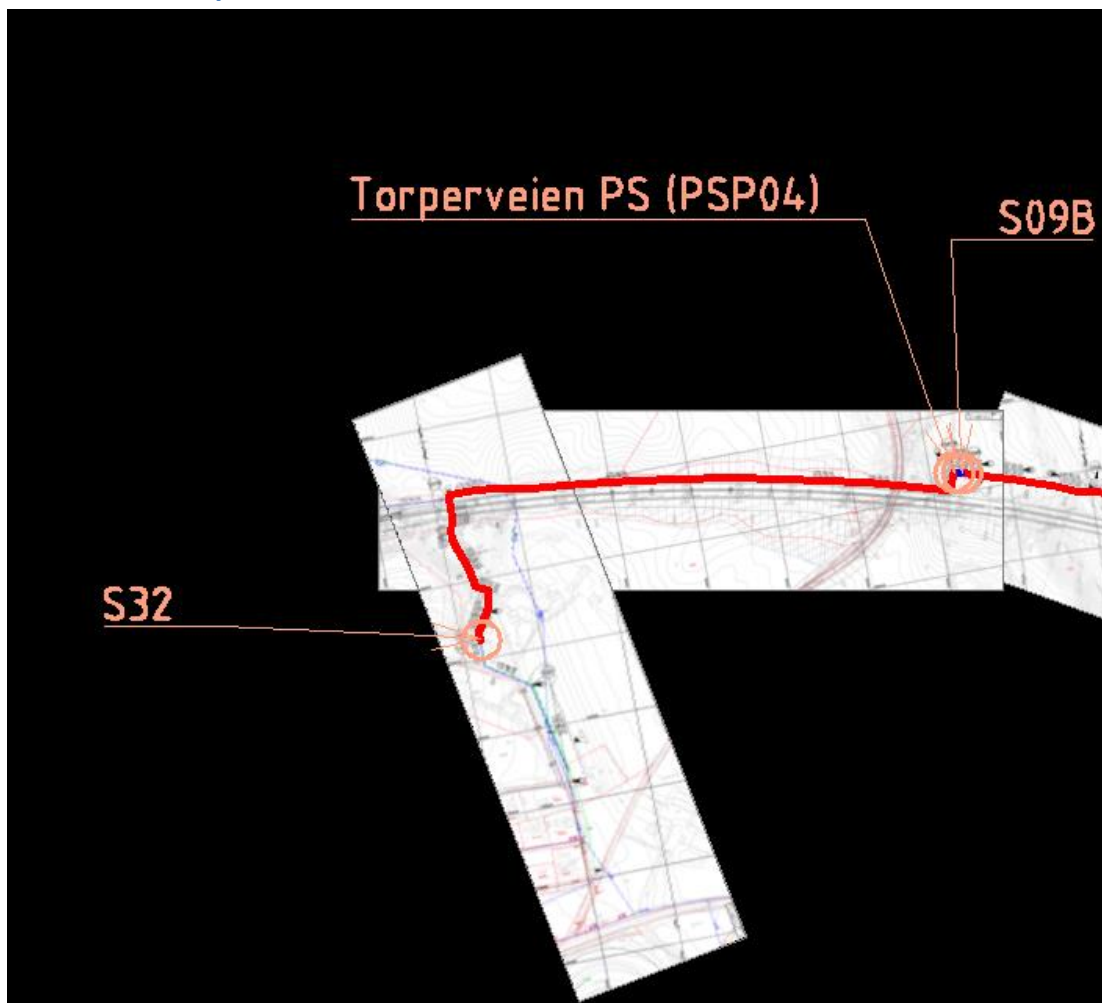
Figur 34: Delstrekning 3

Delstrek 3 går fra trykkutløsningskum S09 og frem til trykkutløsningskum S09B. Trarabekken pumpestasjon er knyttet til dette delstrekket. Detaljer om pumpestasjonen kommer i kapittel 6. Tabell 8 nedenfor gir informasjon hentet ut av nettet. Antall rørbend tar for seg rørbend i både x, y og z planet.

Ledningsstrekkets lengde	2311m
Pumpeledning	246m
Selvfallsledning	2065m
Statisk løftehøyde	21,93m
Rørdimensjon pumpeledning	225 SDR 17 (Innvendig diameter = 0.1982m)
Antall sveisevulster	20
Rørbend (antall, grader)	32,26,17,37,10
Dimensjonsendring	Nei

Tabell 8: Informasjon om delstrek 3

3.2.4 Delstrekning 4 – Torperveien PS



Figur 35: delstrekning 4

Delstrekning 4 går fra trykkutløsningskum S09B og frem til trykkutløsningskum S32. Torperveien pumpestasjon er knyttet til dette delstrekket. Detaljer om pumpestasjonen kommer i kapittel 6. Tabell 9 nedenfor gir informasjon hentet ut av nettet. Antall rørbend tar for seg rørbend i både x, y og z planet.

Ledningsstrekkets lengde	854m
Pumpeledning	854m
Selvfallsledning	0m
Statisk løftehøyde	21,93m
Rørdimensjon pumpeledning	225 SDR 17 (Innvendig diameter = 0.1982m)
Antall sveisevulster	71
Rørbend (antall, grader)	31,17,40,26,15,45,49,89,88,29,27,24,50,69,25,32
Dimensjonsendring	Nei

Tabell 9: Informasjon om delstrekning 4

4.0 Dimensjoneringsgrunnlag

4.1 Avløpsmengder

Mengden avløpsvann som renner gjennom avløpssystemet må beregnes for å beregne trykktapet i systemet. Alt avløpet som transporteres gjennom de 4 trykksatte avløpsledningene beskrevet i denne masteroppgaven er samlet opp og starter sin reise gjennom systemet fra Trarabekken pumpestasjon. Tilknyttet Trarabekken pumpestasjon er kyllingfabrikken Nortura, 20 boliger og en skole.

Beregninger av avløpsmengdene tar delvis utgangspunktet i notater laget av Norconsult for beregninger og gjøres punktvis nedenfor:

20 boliger

Det er 20 eneboliger knyttet til dette anlegget. Når man ikke har tilgang til eksakt antall personer i en enebolig antas 3.5 personer per bolig. Det er altså knyttet 70 privatpersoner til anlegget. Da det ikke foreligger noen data på hvor mye avløps hver person produseres, brukes anbefalinger fra Norsk Vann (Lindholm et al., 2012) ,der avløpsmengdene er 150l/pe*d, og et tillegg på 5-10l/pe*d for drifting av anlegget (tilbakespyling og rørspyling).

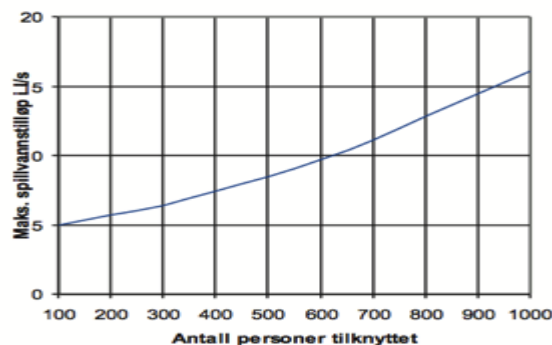
Døgnfaktoren er hentet fra læreboken i VA-teknikk (Ødegaard, 2012), og er vist i figur 1 (Ødegaard, 2012).

Type bebyggelse	Døgnfaktor, f_d maks	Timefaktor, k maks
Fritidsområder (campingplasser, fritidshus og lignende)	2,0-4,0	2,0-4,0
Spredt eller samlet bebyggelse med overveiende landbruksvirksomhet	2,0-3,0	2,0-3,0
Mindre samlet bebyggelse med overveiende byvirksomhet	1,5-2,0	1,5-2,5
Større samlet bebyggelse med differensiert byvirksomhet	1,3-1,5	1,5-1,7

Tabell 10:Time- og døgnfaktor (Ødegaard, 2012)

Norconsult sin rapport "Kontroll av ledningskapasitet – spillvannsledning fra Nortura til E18" velger på grunnlag av figur 1 døgnfaktoren til å være 2,5.

Timefaktoren er valgt på grunnlag av Norsk Vann 193/2012 (Lindholm et al., 2012) anbefalinger. Timefaktoren er hentet fra figur 2 (Lindholm et al., 2012).



Figur 36: Timefaktor - $Q=150l/ppd$ (Lindholm et al., 2012)

Figur 2 er basert på at vannmengden produsert per person er 150 liter. Det er antatt at 70 privatpersoner er tilknyttet anlegget. Norconsult har i sin rapport antatt, ut fra figur 2, en timefaktor på 5.0

Beregningsgrunnlag:

Døgnfaktor, $f_{d, maks} = 2,5$

Timefaktor, $k_{d, maks} = 5.0$

Avløp per pers = $160l/pe*d$

Beregning:

Midlere forbruk over året:

$$Q_{midl} = \frac{160 * \left(\frac{l}{pe * d}\right) * 70p}{24 * 60 * 60}$$

$$Q_{midl} = 0.13 \frac{l}{s}$$

Maks forbruk over året:

$$Q_{maks} = 0.13 \frac{l}{s} * 2.5 * 5$$

$$Q_{maks} = 1.625 \frac{l}{s}$$

Skole:

En skole i området bidrar også med avløp til systemet. Det er til sammen 100 elever og ansatte ved skolen. Det foreligger ikke noen tall på hvor mye avløps som kommer fra denne skolen. Norsk vanns rapport 193/2012 (Lindholt et al., 2012) er derfor lagt til grunn for beregningene, og de anbefaler $40l/pe*d$.

Time- og døgnfaktorene er antatt de samme som for de 2 boligene i samme området.

Beregningsgrunnlag:

Døgnfaktor, $f_{d, maks} = 2,5$

Timefaktor, $k_{d, maks} = 5.0$

Avløp per pers = $40l/pe*d$

Beregning:

Midlere forbruk over året

$$Q_{midl} = \frac{40 * \left(\frac{l}{pe * d}\right) * 100}{24 * 60 * 60}$$

$$Q_{midl} = 0.046 \frac{l}{s}$$

Maks forbruk over året

$$Q_{maks} = 0.046 \frac{l}{s} * 2.5 * 5$$

$$Q_{maks} = 0.563$$

Kyllingfabrikken Nortura:

Som beskrevet tidligere holder Nortura kyllingfabrikk på å utvide sin virksomhet på Hærland. I den forbindelse vil det bli en økt produksjon av avløp, som skal slippes på det kommunale avløpsnett. Beregninger gjort av Norconsult i rapporten "Kontroll av ledningskapasitet – spillvannledning fra Nortura til E18" sier at forventede avløpsmengder ved full utnyttelse av produksjonskapasitet ved Nortura er 600 000m³/år. Anlegget skal drives 6 dager i uken, slik at de 600 000m³/år produsert slippes på det kommunale ledningsnett i gjennomsnitt 6 ganger i uken.

Q_{midl} blir dermed:

$$Q_{midl} = \frac{600.000 \frac{m^3}{\text{år}}}{313 * 60 * 60 * 24}$$

$$Q_{midl} = 22.19 \frac{l}{s}$$

Norconsult har regnet ut at Q_{midl} er 22.5l/s, så jeg velger å bruke Norconsult sine beregninger. Nortura har et utjevningssjø for avløpet og det er derfor ikke benyttet en forskjell på Q_{midl} og Q_{maks}. Det er derimot benyttet en sikkerhetsfaktor på 20% for beregning av avløpsnett. Avløpsmengdene som brukes videre i oppgaven er:

$$Q_{maks} = Q_{midl} = 22.5 \frac{l}{s} * 1.20$$

$$Q_{maks} = Q_{midl} = 27.0 \frac{l}{s}$$

Infiltrasjon:

Infiltrasjon av grunnvann til rørene står ofte for en god del av vannet som transporteres. I de trykksatte rørene vil ikke vann infiltreres, da trykket er større inni røret enn på utsiden. De delene av nettet hvor det er selvføll vil det ikke være noe trykk i rørene, og grunnvann kan sige inn. Infiltrasjon til rørene avhenger av blant annet grunnvannsstand og tilstanden til røret. Norsk Vann (Lindholm et al., 2012) anbefaler å regne med at det infiltreres 0.4l/s*km, hvis man ikke har målinger som tilsier noe annet.

Totale spillvannsmengder:

Spillvannsmengdene som hver av pumpene må håndtere varierer, da mengden infiltrert vann vil øke med lengden av ledningen. Figur 11, 12, 13 og 14 viser spillvannsmengdene i henholdsvis pumpestasjon Visterbekken (Pumpe 1), Hersletveien (PSP02), Torperveien (PSP03) og Trarabekken (PSP01).

Pumpe 1	Qmid	Qmaks
20 Bolighus	0.13	1.625
Skole	0.046	0.563
Nortura	27	27
Infiltrasjon	0	0
Totalt:	27.176	29.188

Tabell 11: Avløpsmengder til Visterbekken PS

PSP02	Qmid	Qmaks
20 Bolighus	0.13	1.625
Skole	0.046	0.563
Nortura	27	27
Infiltrasjon	0.50524	0.50524
Totalt:	27.68124	29.69324

Tabell 12: Avløpsmengder til Hersletveien PS

PSP01	Qmid	Qmaks
20 Bolighus	0.13	1.625
Skole	0.046	0.563
Nortura	27	27
Infiltrasjon	1.331232	1.331232
Totalt:	28.507232	30.519232

Tabell 14: Avløpsmengder til Trarabekken PS

PSP03	Qmid	Qmaks
20 Bolighus	0.13	1.625
Skole	0.046	0.563
Nortura	27	27
Infiltrasjon	1.331232	1.331232
Totalt:	28.507232	30.519232

Tabell 13: Avløpsmengder til Torperveien PS

5. Beregning av energitap i de trykksatte ledningsstrekene

Den teoretiske rørruheten til dette røret settes til 0.007mm, da Norsk Vann (Lindholm et al., 2012) sier at den teoretiske rørruheten for PE-rør ligger på mellom 0.002mm og 0.007mm. Den høyeste teoretiske rørruheten velges, da denne vil gi det høyeste friksjonstapet.

Tettheten til avløpsvann kan variere, alt ettersom hvordan karakteristikken til avløpsvannet er. Det finnes tyngre komponenter enn rent vann i avløpsvannet, men det finnes også lettere komponenter, slik som fett. Da det er vanskelig å si hvilken tetthet avløpsvannet har, brukes det i denne oppgaven samme tetthet som for drikkevann (da dette er vanlig praksis for ingeniører). Tettheten til vannet settes dermed til 1.

Den kinematiske viskositeten til avløpsvannet er også avhengig av sammensetningen til avløpet. Da det er vanskelig å si noe om viskositeten, settes den til det samme som for drikkevann, altså 0.000001306 ved en avløpstemperatur på 10 grader.

Temperaturen til avløpsvannet kan variere, men en normal gjennomsnittstemperatur til avløpsvann ligger på ca. 10 grader celsius. Denne temperaturen brukes derfor i denne oppgaven.

Energitapet i sveisevulstene er beregnet på to forskjellige måter. En beregning er gjort ut fra formel 16, mens den andre beregningen er gjort ut fra formel 9, men K-faktor lik 0.7. Etter samtaler med Jan Kenneth deBartolo i Pipelife, en ekspert på PE-rør, viser det seg at de bruker formel 9, med K-faktor lik 0.7.

Når formel 16 brukes må figur 24 benyttes for å finne K-faktoren. K-faktoren er blant annet avhengig av forholdet D_0/D_1 (forholdet mellom rørdiameter før sveisevulst og rørdiameteren ved sveisevulst.). Forholdet blir 0.95 (188.2/198.2). I figur 24 finnes det ikke en graf som viser dette forholdet, og i utregningene her vil K-faktoren settes lik 1.

Energitapene som forårsakes av rørbendene hentes fra figur 21 og regnes ikke ut fra formel 15, da rørbendene i dette rørstrekke er sveiset sammen, og er ikke den jevne rørbendvinkelen.

Figur 21 viser K-faktorene som hører til de forskjellige rørbendene i de trykksatte rørstrekene. De forskjellige utformingene og vinklene i figur 21, kan ikke beskrive rørbendene som er i denne oppgaven helt nøyaktig, men en tilnærming er gjort

Friksjonstapene er beregnet ut fra formel 4.1. Denne formelen er blant annet avhengig av friksjonsfaktoren, f . Friksjonsfaktoren kan finnes fra Moodys diagram, ved å vite rørets faktiske ruhet og Reynoldstallet. For å få en mer nøyaktig beregning av friksjonsfaktoren, enn

det Moodys diagram vil gi (pga. vanskeligheter ved avlesning), brukes Colebrooks formel (formel 8), og ved iterasjon finnes friksjonsfaktoren.

Beregningene for energitapene er gjort i excel og på kalkulator. Informasjonen gitt i kapittel 3.2.1 – 3.2.4 ligger til grunn for beregningene.

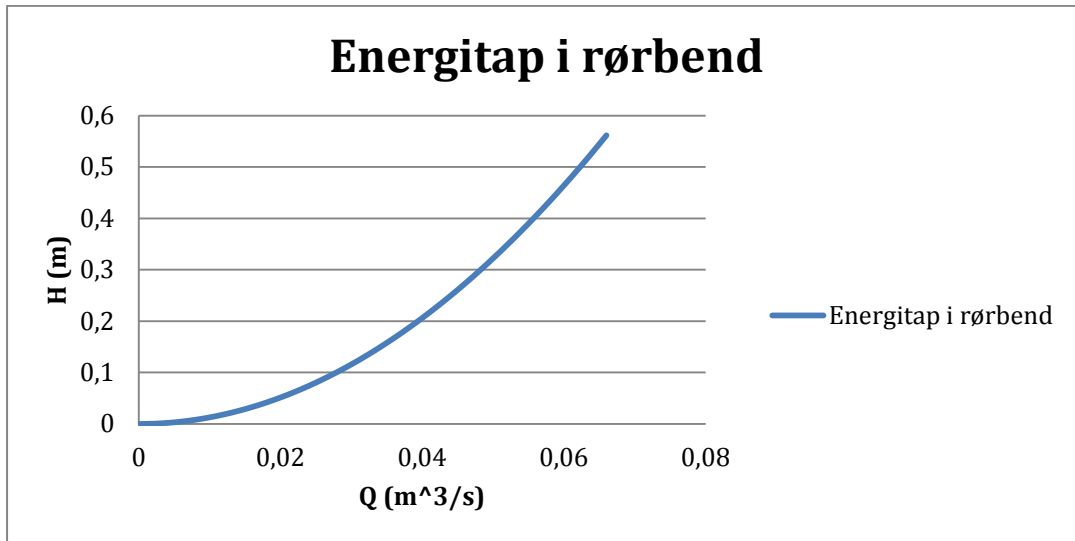
5.1 Energitap delstrek 1

En tilnærming av K-faktorene til bendene i nettet er vist i tabell 15, nedenfor.

Vinkel	K-verdi	Vinkel	K-verdi
50	0.3	64	0,15
30	0.13	30	0,13
15	0.042	11	0,034
15	0,042	15	0,042
23	0,065	10	0,034
45	0,236	15	0,042
22	0,065	13	0,038
28	0,1	20	0,06
35	0,18	8	0,03
20	0,06	13	0,038
10	0,034	30	0,13
13	0,038	25	0,1
12	0,036	25	0,1
90	0,117	14	0,042

Tabell 15: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrek 1

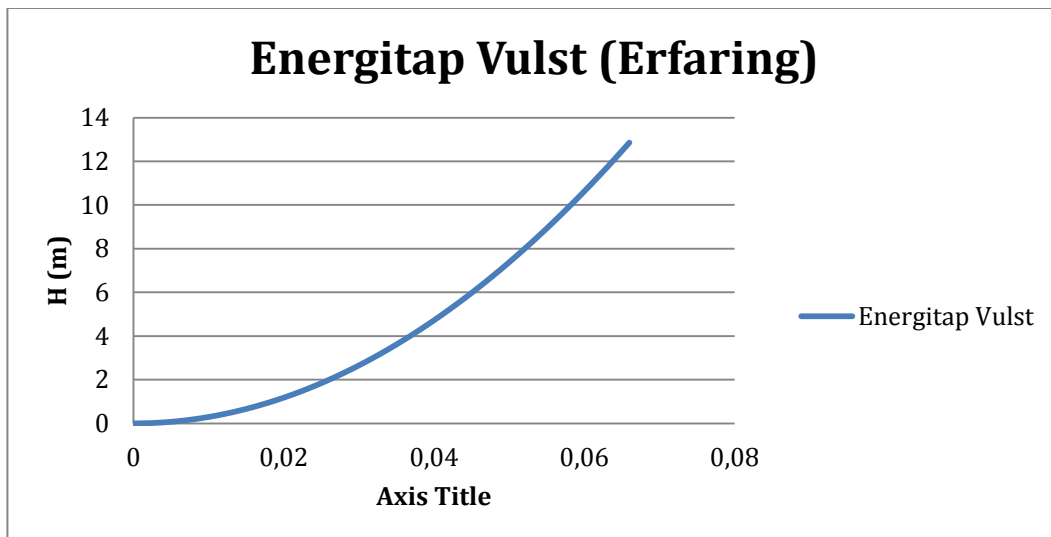
Formel 9 brukes for å regne ut energitapet som forårsakes av rørbendene. Figur 37 viser energitapet over rørbendene i dette delstrekket. Energitapet i rørbendene er regnet ut for en avløpsstrømning opp til 0.066 m³/s.



Figur 37: Energitap i rørbend. Delstrekk 1

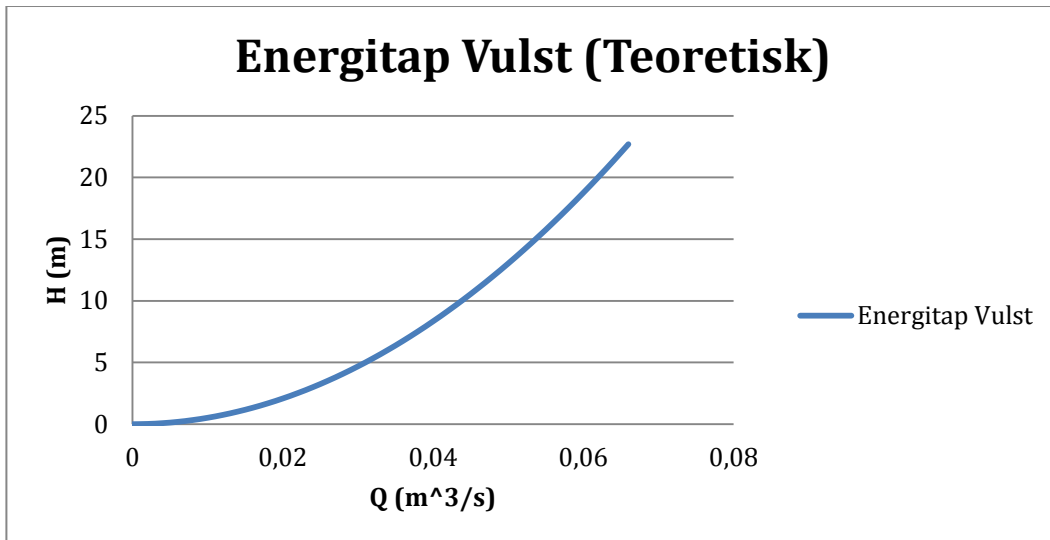
Figur 37 viser at energitapet øker eksponensielt. Dette er på grunn av formel 9, hvor vannhastigheten er kvadrert. Energitapet over bendene, samlet, ligger er på mellom 0 og ca. 0.58m innenfor volumfluksområdet 0-0.066 m³/s.

Energitapet over sveisevulstene er vist i figur 38 og 39. Der figur 38 er energitapet ved bruk av formel 9 og K-faktor lik 0.7, mens graf 39 er energitapet ved bruk av formel 16 og K-faktor lik 1.



Figur 38: Energitap i sveisevulster (erfaring). Delstrekk 1

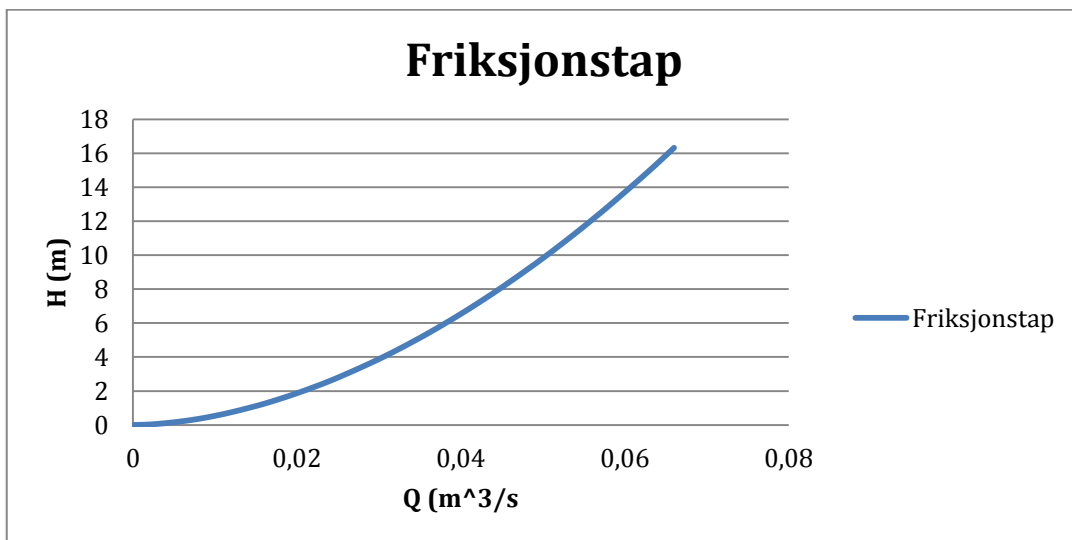
Energitapet over sveisevulstene hvor formel 9 brukes, med $K=0.7$ øker eksponensielt. Energitapet ligger på mellom 0 og ca. 13m ved volumfluks mellom 0 og 0.066 m³/s.



Figur 39: Energitap i sveisevulster (teoretisk). Delstrekk 1

Energitapet over sveisevulstene hvor formel 16 brukes, med $K=1.0$, øker eksponensielt med vannhastigheten. Energitapet ligger på mellom 0 og ca. 23m, med volumfluks fra 0 til 0.066 m^3/s .

Friksjonstapet i dette delstrekket er regnet ut fra formel 4,1, der friksjonsfaktoren, f , er funnet ved Colebrooks formel.



Figur 40: Friksjonstap. Delstrekk 1

Friksjonstapet øker eksponensielt med vannhastigheten, og går fra 0 energitap ved stillestående avløp, til ca 16m energitap ved volumfluks på 0.066 m^3/s .

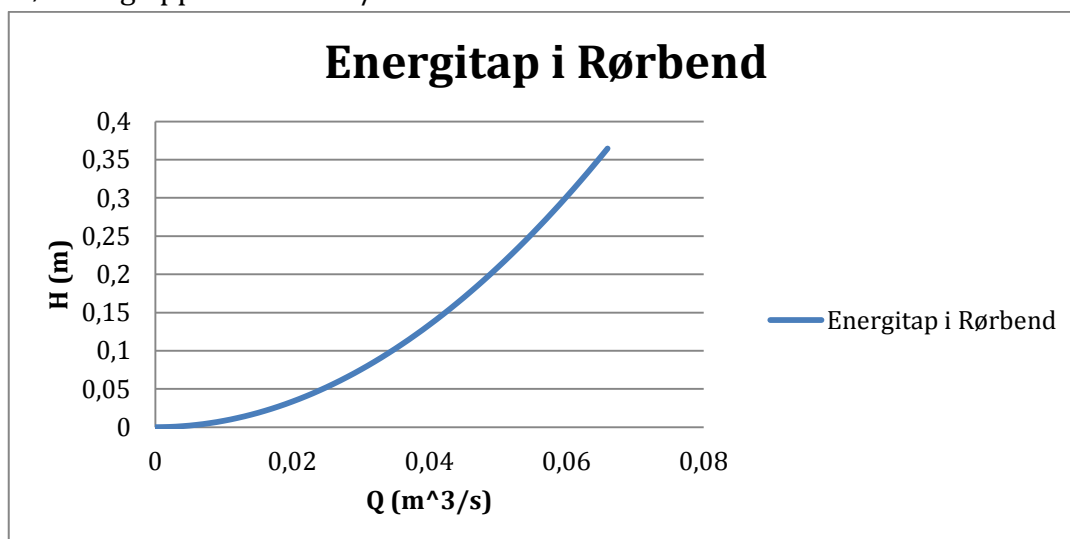
5.2 Energitap delstrekk 2

En tilnærming av K-faktorene til bendene i nettet er vist i tabell 16, nedenfor.

Vinkel	K-faktor
8	0.02
42	0.21
33	0.15
30	0.13
56	0.44
75	0.09
35	0.16
36	0.16
79	0.096
57	0.112

Tabell 16: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrekk 2

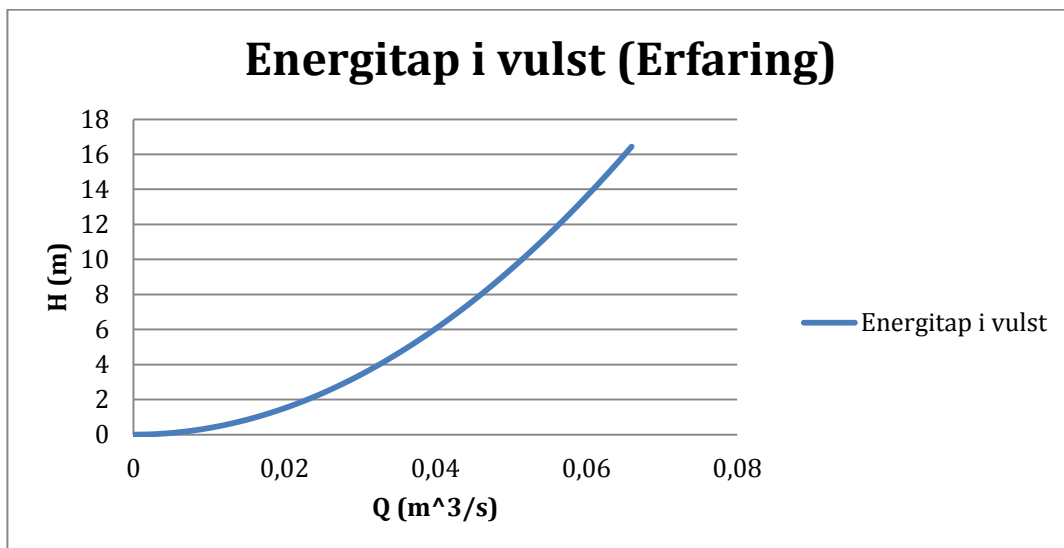
Formel 9 brukes for å regne ut energitapet som forårsakes av rørbendene. Figur 41 viser energitapet over rørbendene i dette delstrekket. Energitapet i rørbendene er regnet ut for en avløpsstrømning opp til $0.066 \text{ m}^3/\text{s}$.



Figur 41: Energitap i rørbend. Delstrekk 2

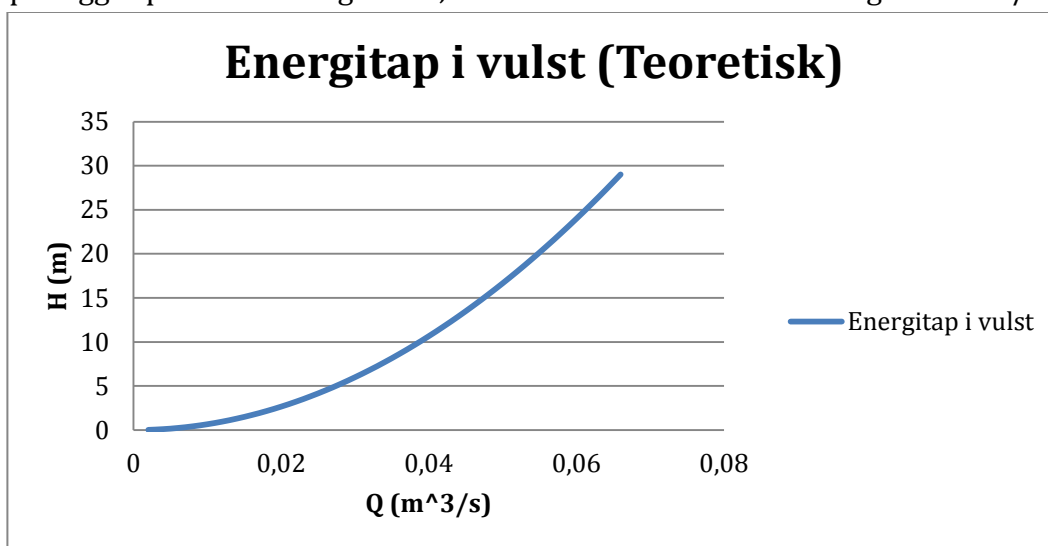
Figur 41, viser at energitapet øker eksponenielt. Energitapet over bendene, samlet, ligger er på mellom 0 og ca. 0.37m innenfor volumfluksområdet 0-0.066 m^3/s .

Energitapet over sveisevulstene er vist i figur 42 og 43. Der figur 42 er energitapet ved bruk av formel 9 og K-faktor lik 0.7, mens figur 43 er energitapet ved bruk av formel 16 og K-faktor lik 1.



Figur 42: Energitap i sveisevulster (Erfaring). Delstrekk 2

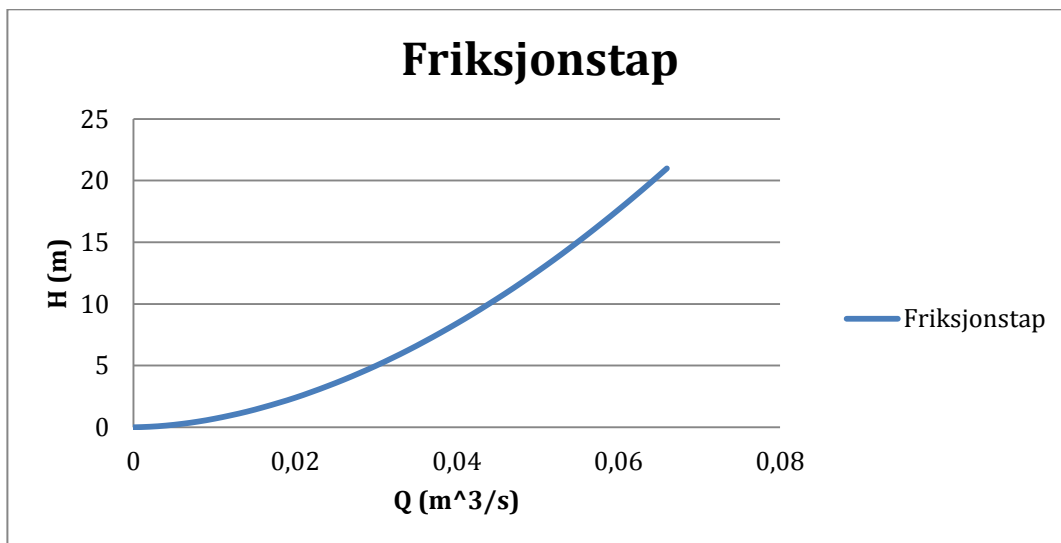
Energitapet over sveisevulstene hvor formel 9 brukes, med $K=0.7$ øker eksponensielt. Energitapet ligger på mellom 0 og ca. 16,4m ved volumfluks mellom 0 og 0.066 m³/s.



Figur 43: Energitap i sveisevulster (teoretisk). Delstrekk 2

Energitapet over sveisevulstene hvor formel 16 brukes, med $K=1.0$, øker eksponensielt med vannhastigheten. Energitapet ligger på mellom 0 og ca. 29m, med volumfluks fra 0 til 0.066 m³/s.

Friksjonstapet i dette delstrekket er regnet ut fra formel 4,1, der friksjonsfaktoren, f , er funnet ved Colebrooks formel.



Figur 44: Friksjonstap. Delstrek 2

Friksjonstapet øker eksponensielt med vannhastigheten, og går fra 0 energitap ved stillestående avløp, til ca 21m energitap ved volumfluks på 0.066 m³/s

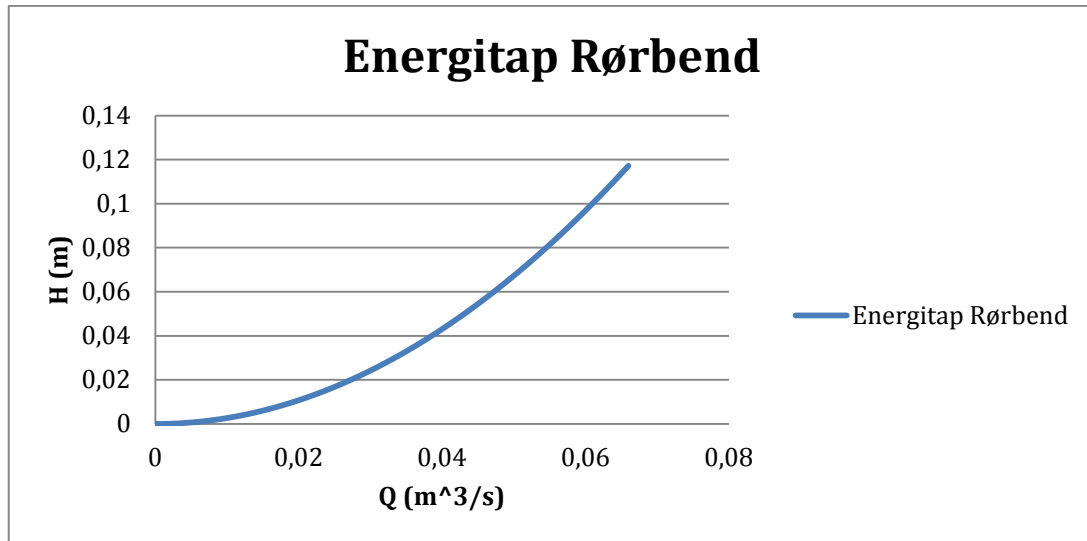
5.3 Energitap delstrek 3

En tilnærming av K-faktorene til bendene i nettet er vist i tabell 17, nedenfor.

Vinkel	K-faktor
32	0.13
26	0.09
17	0.05
37	0.2
10	0.034

Tabell 17: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrek 3

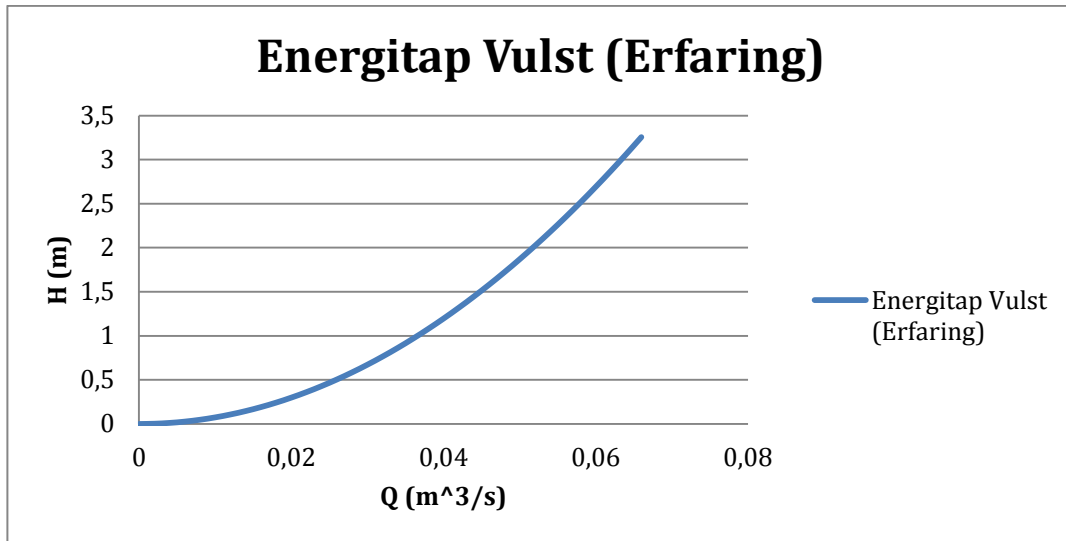
Formel 9 brukes for å regne ut energitapet som forårsakes av rørbendene. Figur 45 viser energitapet over rørbendene i dette delstrekket. Energitapet i rørbendene er regnet ut for en avløpsstrømning opp til 0.066 m³/s.



Figur 45: Energitap i rørbend. Delstrekk 3

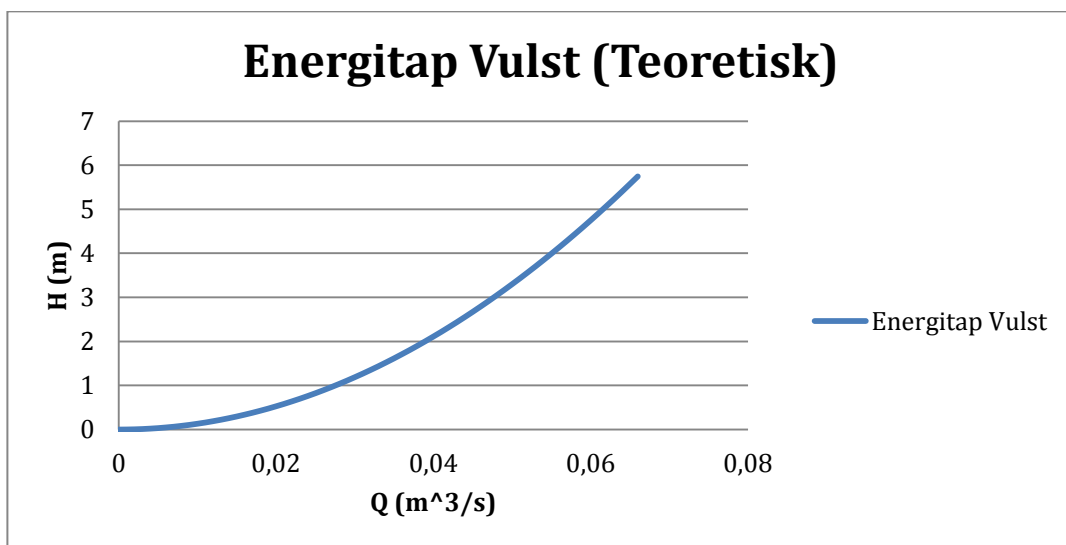
Figur 45 viser en eksponensiell vekst. Ved null volumfluks er energitapet lik null, mens ved en volumfluks på 0.066 m³/s vil energitapet være rett i underkant av 0.12m.

Energitapet over sveisevulstene er vist i figur 46 og 47. Der figur 46 er energitapet ved bruk av formel 9 og K-faktor lik 0.7, mens figur 47 er energitapet ved bruk av formel x og K-faktor lik 1.



Figur 46: Energitalap i sveisevulster (erfaring). Delstrekk 3

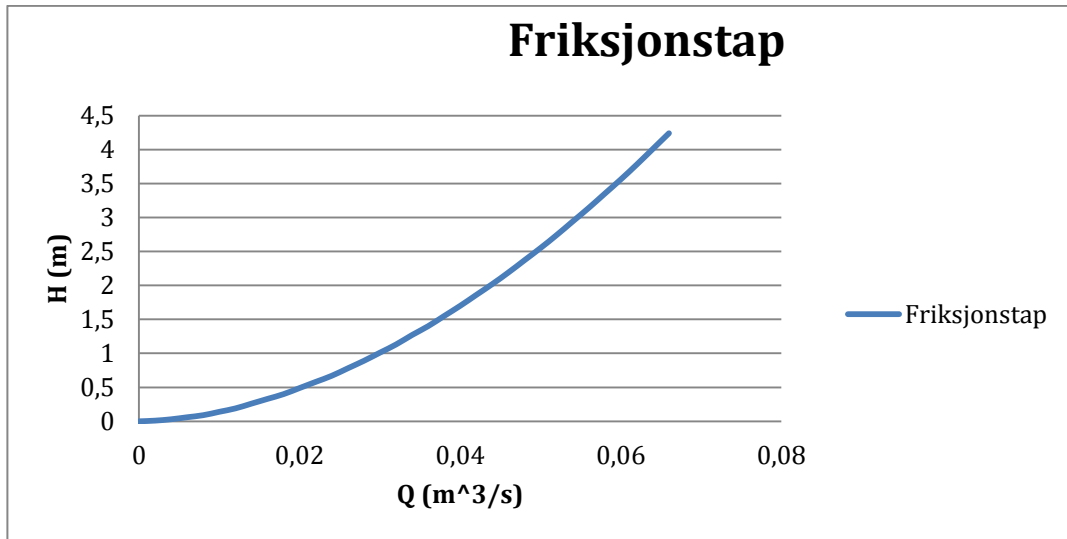
Energitalapet over sveisevulstene hvor formel 9 brukes, med $K=0.7$ øker eksponensielt. Energitalapet ligger på mellom 0 og ca. 3,3m ved volumfluks mellom 0 og 0.066 m³/s.



Figur 47: Energitalap i sveisevulster (teoretisk). Delstrekk 3

Energitalapet over sveisevulstene hvor formel 16 brukes, med $K=1.0$, øker eksponensielt med vannhastigheten. Energitalapet ligger på mellom 0 og ca. 5,9m, med volumfluks fra 0 til 0.066 m³/s.

Friksjonstapet i dette delstrekket er regnet ut fra formel 4,1, der friksjonsfaktoren, f , er funnet ved Colebrooks formel.



Figur 48: Friksjonstap. Delstrekk 3

Friksjonstapet øker eksponensielt med vannhastigheten, og går fra 0 energitap ved stillestående avløp, til ca 4,3m energitap ved volumfluks på 0.066 m³/s.6.4

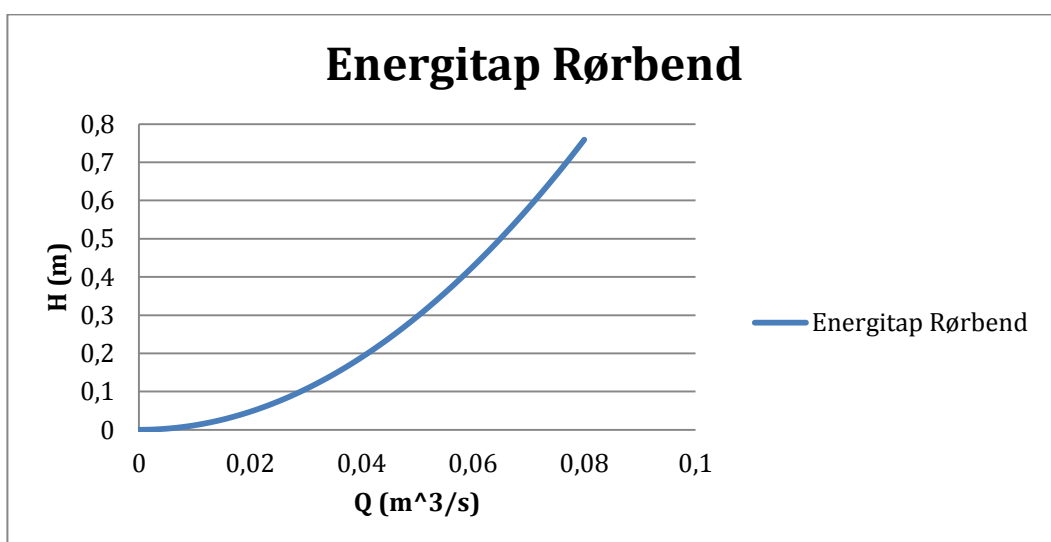
5.4 Energitap delstrekk 4

En tilnærming av K-faktorene til bendene i nettet er vist i tabell 18, nedenfor.

Vinkel	K-faktor
31	0.13
13	0.04
40	0.21
26	0.09
15	0.042
45	0.236
49	0.25
89	0.117
88	0.117
29	0.13
27	0.09
24	0.08
50	0.3
69	0.17
25	0.09
32	0.13

Tabell 18: Rørbend og tilhørende K-verdier i delstrekk 4

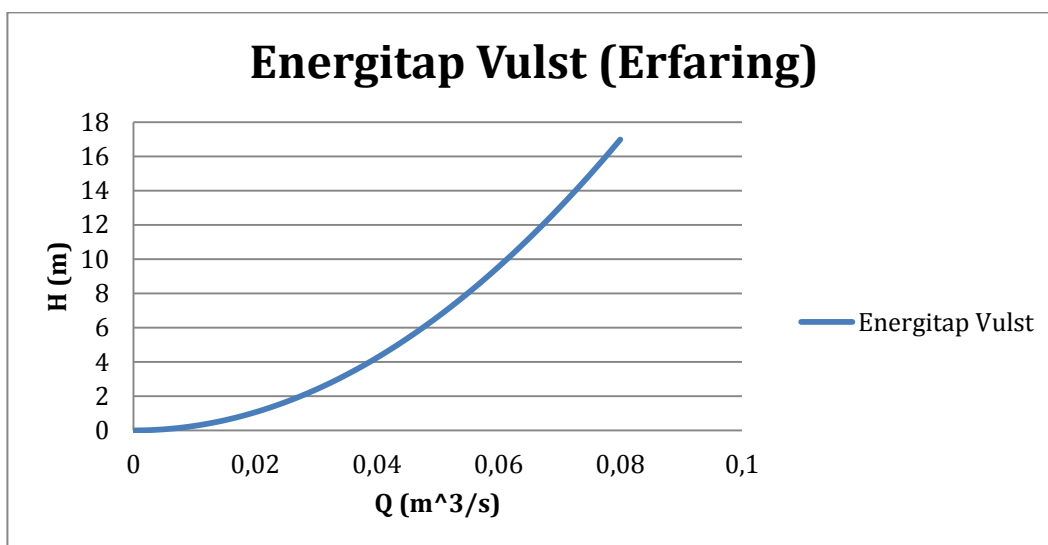
Formel 9 brukes for å regne ut energitapet som forårsakes av rørbendene. Figur 49 viser energitapet over rørbendene i dette delstrekket. Energitapet i rørbendene er regnet ut for en avløpsstrømning opp til $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$.



Figur 49: Energitap i rørbend. Delstrekk 4

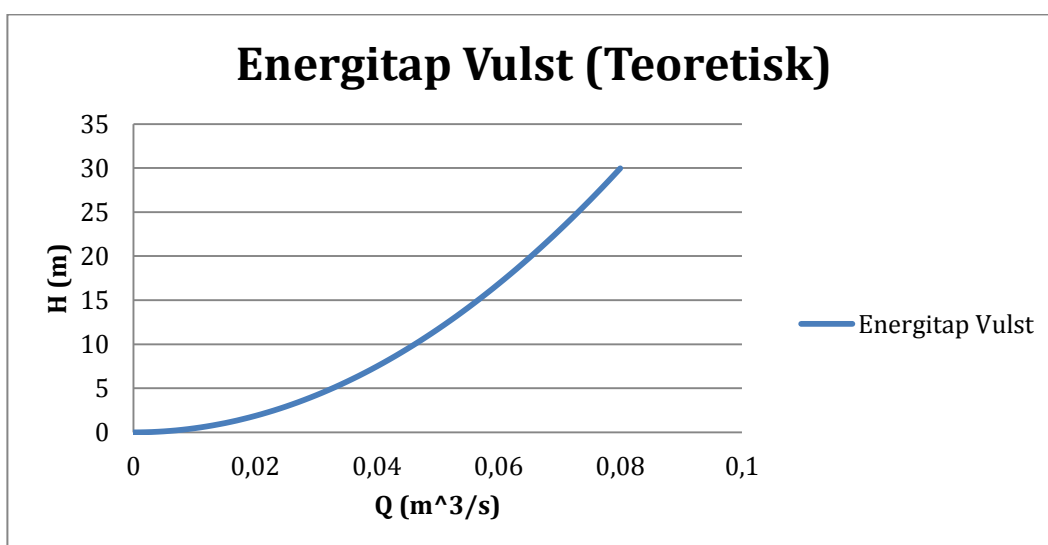
Figur 49 viser en eksponensiell vekst. Ved null volumfluks er energitapet lik null, mens ved en volumfluks på $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$ vil energitapet være ca. 7.8 m .

Energitapet over sveisevulstene er vist i figur 50 og 51. Der figur 50 er energitapet ved bruk av formel 9 og K-faktor lik 0.7 , mens figur 51 er energitapet ved bruk av formel 16 og K-faktor lik 1 .



Figur 50: Energitap i sveisevulster (erfaring). Delstrekk 4

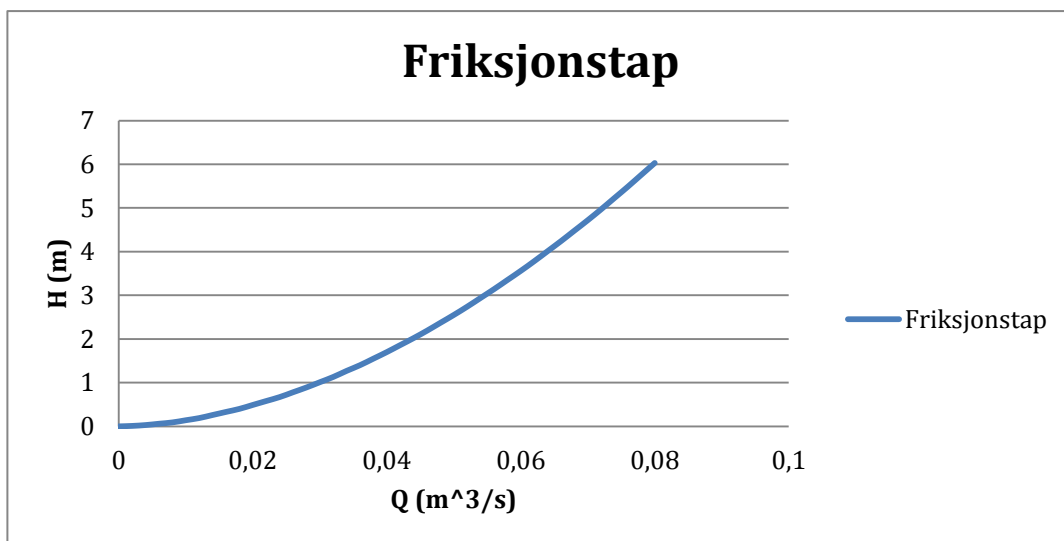
Energitapet over sveisevulstene hvor formel 9 brukes, med $K=0.7$ øker eksponensielt. Energitapet ligger på mellom 0 og ca. 17 m ved volumfluks mellom 0 og $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$.



Figur 51: Energitap i sveisevulster (teoretisk). Delstrekk 4

Energitalapet over sveisevulstene hvor formel 16 brukes, med $K=1.0$, øker eksponensielt med vannhastigheten. Energitalapet ligger på mellom 0 og 30m, med volumfluks fra 0 til $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$.

Friksjonstapet i dette delstrekke er regnet ut fra formel 4,1, der friksjonsfaktoren, f , er funnet ved Colebrooks formel.



Figur 52: Friksjonstap. Delstrek 4

Friksjonstapet øker eksponensielt med vannhastigheten, og går fra 0 energitalapet ved stillestående avløp, til ca 6m energitalapet ved volumfluks på $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$.

6. Pumpeegenskaper

I dette kapitlet skal pumpestasjonene og pumpene gjennomgås. Pumpestasjonenes komponenter og pumpenes egenskaper beskrives her.

Pumpestasjonene som beskrives i denne oppgaven er de pumpestasjonene som skal brukes på det nye ledningsnett i Mysen. Det er Grundfos som er leverandør av pumpestasjonene, og bilder og informasjon om pumpestasjonene og pumpenes egenskaper er hentet fra Grundfos. Pr. 24.04.2014 er pumpestasjonene Trarabekken og Torperveien ferdig bygget og klare for å settes i drift. Hersletveien pumpestasjon er ikke bygget enda, men dimensjonering er gjort, og data om pumpestasjonene foreligger. Visterbekken pumpestasjon er ikke bygget og er heller ikke ferdig prosjektert.

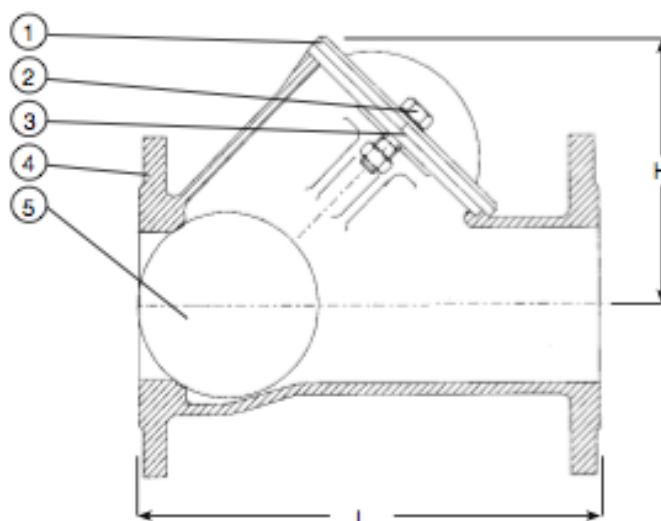
De forskjellige pumpestasjonene har mange av de samme komponentene, men det er fortsatt noen forskjeller mellom dem. Mange av komponentene slik som en del ventiler, har ikke noen påvirkning på pumpedriften. Derimot har en tilbakeslagsventil og en frekvensomformer betydning for pumpedriften. Både tilbakeslagsventil og frekvensomformer er komponenter i alle de 4 pumpestasjonene. En beskrivelse av tilbakeslagsventilen og frekvensomformerer sees nedenfor.

Tilbakeslagsventil

En tilbakeslagsventil er en ventil som kun tillater avløpsvannet til å gå den ene veien i ventilen. Hvis trykket blir lavere nedstrøms ventilen i forhold til trykket oppstrøms ventilen vil avløpsvannet renne i en slik retning at en kule i tilbakeslagsventilen slår inn og blokkerer innløpet, og avløpet oppstrøms tilbakeslagsventilen stopper opp. Figur 54 (AVK) viser et bilde av tilbakeslagsventil "AVK kule tilbakeslagsventil, PN10, DN150". Det er denne tilbakeslagsventilen som brukes i alle de 4 pumpestasjonene. Figur 53 (AVK) viser et snitt av den samme tilbakeslagsventilen.



Figur 54: Tilbakeslagsventil (AVK.no)



Figur 53: Tilbakeslagsventil, snitt (AVK.no)

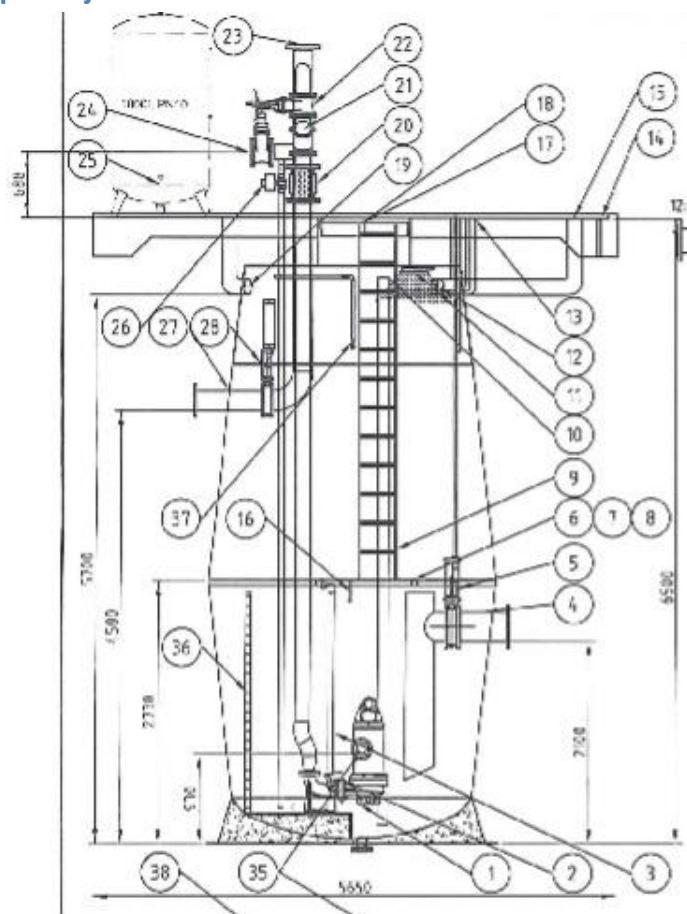
Frekvensomformer

Pumper har ofte kun en "kjør eller ikke kjør"-funksjon. Det vil si at når pumpen skrues på går den kun på ett turtall, det kan ikke reguleres etter behov. Kobler man en frekvensomformer til en pumpe motor vil denne styre frekvensen pumpen skal gå på. En frekvensomformer gjør at pumpen får en myk start og stopp, noe som minsker risikoen for trykkstøt. Med en frekvensomformer kan man drive pumpen på et best mulig turtall, uavhengig av hva pumpens turtall egentlig er (kan ikke overskride pumpen maksimale turtall). Grundfos bruker en egenprodusert frekvensomformer, kalt CUE, i 4 fire pumpe stasjonene. I tegningsgrunnlaget til pumpe stasjonene, laget av Grundfos er det ikke spesifisert hvilke frekvensomformere som brukes, men figur 18 (Grundfos) viser et bilde av forskjellige CUE-frekvensomformere som Grundfos bruker i sine systemer.



Figur 55: Frekvensomformer. (Grundfos)

6.1 Visterbekken pumpestasjon



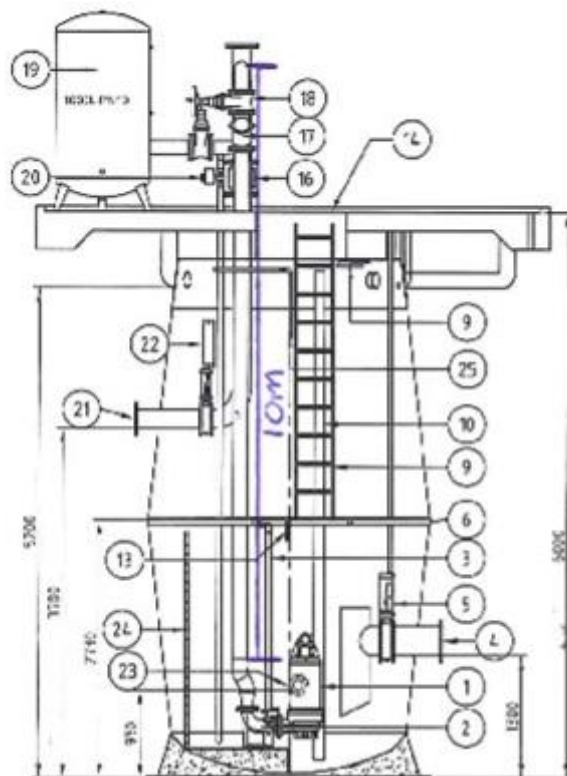
Figur 56: Visterbekken pumpestasjon

Figur 56 viser en tegning av Visterbekken pumpestasjon. Interessante komponenter og tall for beregning av pumpas drift og for energitapet i pumpestasjonene trekkes frem i tabell 19.

Bend	2*90 grader 1*180 grader
Tilbakeslagsventil	0.5m trykktap (figur 16)
Stålrør DN100	0,5m
Stålrør DN150	6,98m
Stålrør DN200	4,78m
Dimensjonsendring	Fra DN150 til DN200 (Brå ekspansjon) Fra DN100 til DN150 (Gradvis ekspansjon)
Pumpe	SE1.75.100.170.2.52S.C.N51D(Grundfos)
Frekvensomformer	CUE fra Grundfos

Tabell 19: Viktige informasjon og komponenter til Visterbekken pumpestasjon

6.2 Hersletveien pumpestasjon



Figur 57: Hersletveien pumpestasjon

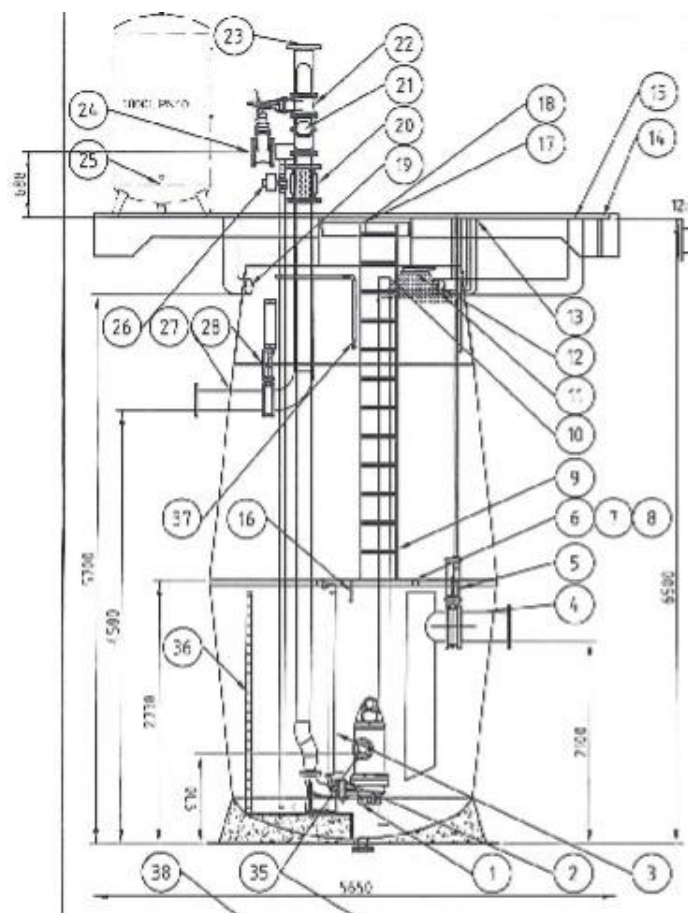
Figur 57 viser en tegning av Hersletveien pumpestasjon.

Interessante komponenter og tall for beregning av pumpas drift og for energitapet i pumpestasjonene trekkes frem i tabell 20.

Bend	2*90 grader 1*180 grader
Tilbakeslagsventil	0.5m trykktap (figur 16)
Stålrør DN100	0,735m
Stålrør DN150	10.0m
Stålrør DN200	7.2m
Dimensjonsendring	Fra DN150 til DN200 (Brå ekspansjon) Fra DN100 til DN150 (Gradvis ekspansjon)
Pumpe	SE1.75.100.170.2.52S.C.N51D(Grundfos)
Frekvensomformer	CUE fra Grundfos

Tabell 20: Viktig informasjon og komponenter til Hersletveien pumpestasjon

6.3 Trarabekken pumpestasjon



Figur 58: Trarabekken pumpestasjon

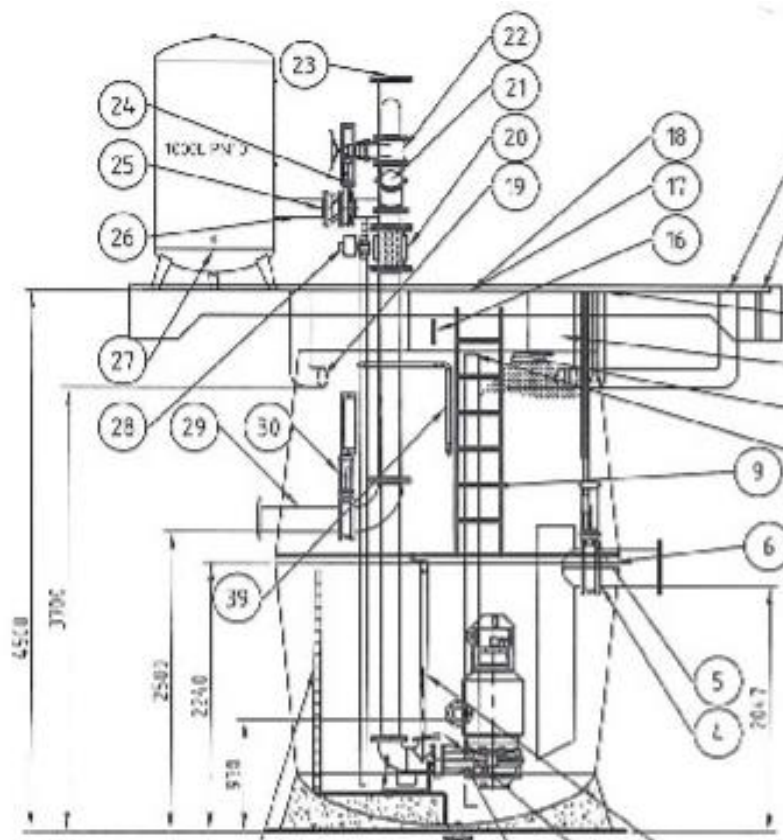
Figur 58 viser en tegning av Trarabekken pumpestasjon.

Interessante komponenter og tall for beregning av pumpas drift og for energitapet i pumpestasjonene trekkes frem i tabell 21.

Bend	2*90 grader 1*180 grader
Tilbakeslagsventil	0.5m trykktap (figur 16)
Stålrør DN100	0,5m
Stålrør DN150	6,98m
Stålrør DN200	4,78m
Dimensjonsendring	Fra DN150 til DN200 (Brå ekspansjon) Fra DN100 til DN150 (Gradvis ekspansjon)
Pumpe	SE1.75.100.170.2.52S.C.N51D(Grundfos)
Frekvensomformer	CUE fra Grundfos

Tabell 21: Viktig informasjon og komponenter til Trarabekken pumpestasjon

6.4 Torperveien pumpestasjon



Figur 59: Toperveien pumpestasjon

Figur 59 viser en tegning av Toperveien pumpestasjon. Interessante komponenter og tall for beregning av pumpas drift og for energitapet i pumpestasjonene trekkes frem i tabell 22.

Bend	2*90 grader 1*180 grader
Tilbakeslagsventil	0.5m trykktap (figur 16)
Stålrør DN100	0,735m
Stålrør DN150	5,67m
Stålrør DN200	6,10m
Dimensjonsendring	Fra DN150 til DN200 (Brå ekspansjon)
Pumpe	S1.80.125.500.4.62H.C.398.GND (Grundfos)
Frekvensomformer	CUE fra Grundfos

Tabell 22: Viktig informasjon og komponenter til Torperveien pumpestasjon

7. Energitap i pumpe-stasjonene

Teorikapittelet ligger til grunn for beregningene av energitapene i pumpe-stasjonen. I denne oppgaven beregnes energitapene i pumpe-stasjonen etter at avløpet har forlatt pumpen. Ved beregning av energitapene i pumpe-stasjonen, vil en del av parameterne være like som for beregning av energitap i rørsystemet. Som beskrevet i kapittel 5, vil tettheten til avløpet antas å være 1. Den kinematiske viskositeten antas å være 0.000001306. Temperaturen antas å være 10 grader. Friksjonstapet i rørene vil bli beregnet ut fra de samme formlene og prinsippene som i kapittel 5.

I rørsystemene i pumpe-stasjonene antas det å ikke være sveisevulster.

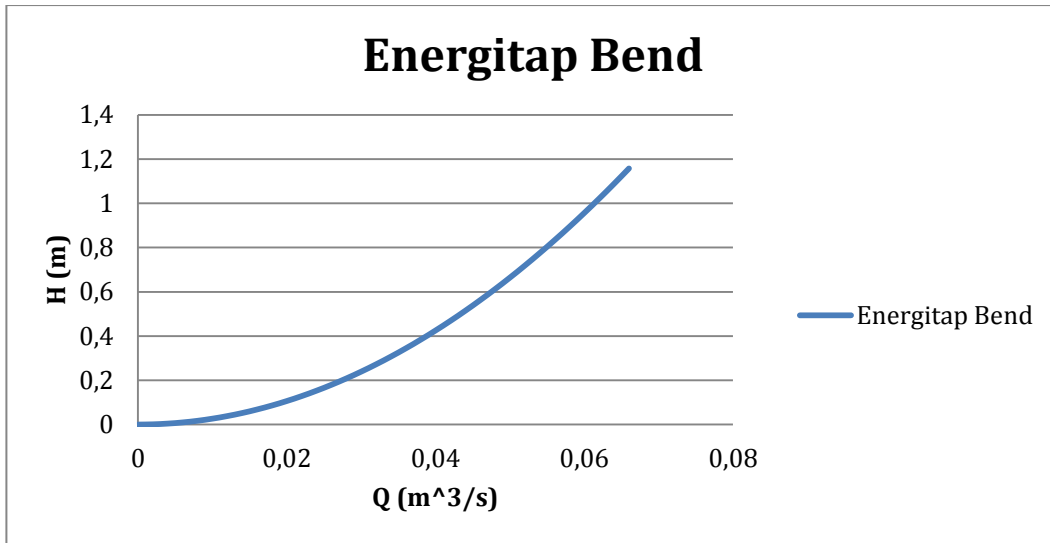
I alle de fire pumpe-stasjonene er det dimensjonsendringer. I både Visterbekken PS, Hersletveien PS og Trarabekken PS er det en brå rørekspsjon og en gradvis rørekspsjon. I Torperveien PS er det kun en brå rørekspsjon. For beregninger av brå rørekspsjon benyttes formel 10. Denne er avhengig av en korreksjonsfaktor, K. Korreksjonsfaktoren er avhengig av forholdet mellom rørdimensjonen før ekspansjon rørdimensjonen etter ekspansjon. I alle de fire pumpe-stasjonene vil denne være $150\text{mm}/200\text{mm} = 0.95$. For alle pumpe-stasjonene utenom Torperveien PS, er det også en gradvis rørekspsjon. Denne rørekspsjonen er lik for alle, og energitapet over rørekspsjonen beregnes ut fra formel 12. Denne formelen er avhengig av vinkelen mellom de to rørdimensjonene. Denne vinkelen er beregnet til ca. 4 grader, og ut fra figur 13, så blir k-faktoren lik 0.15.

I de fire pumpe-stasjonene er det 3 rørbend i hver stasjon. Hver stasjon har to 90-graders rørbend, i tillegg til ett 180-graders rørbend. Grunnet bendenes utforming er det mulig å bruke likning 15 for å beregne energitapet i disse bendene. Likning 15 er avhengig av korreksjonsfaktorene fra figur 19 og 20. Korreksjonsfaktoren fra formel 20 er kun avhengig av vinkelen til bendet, mens korreksjonsfaktoren i graf 19 er avhengig av Reynoldstallet og forholdet mellom rørradiusen og den indre diameteren til røret. Da forholdet mellom rørradiusen og den indre rørdiameteren er større enn den største grafen i figur 19, velges den største grafen, som gjelder for $r/d=0.75$. Reynoldstallet variere med hastigheten i røret, og ettersom Reynoldstallet variere både over og under $1 \cdot 10^6$, som er det høyeste Reynoldstallet i grafen, velges $1 \cdot 10^6$ som Reynoldstall. Korreksjonsfaktoren fra graf 19 settes dermed lik 0.25.

Det er plassert en tilbakeslagsventil i alle de fire pumpe-stasjonene. Denne er plassert på røret med dimensjon DN150, og har selv en indre rørdiameter på 150mm. Energitapet i denne baserer seg på en graf funnet hos sulzer.com (Sulzer).

7.1 Visterbekken PS

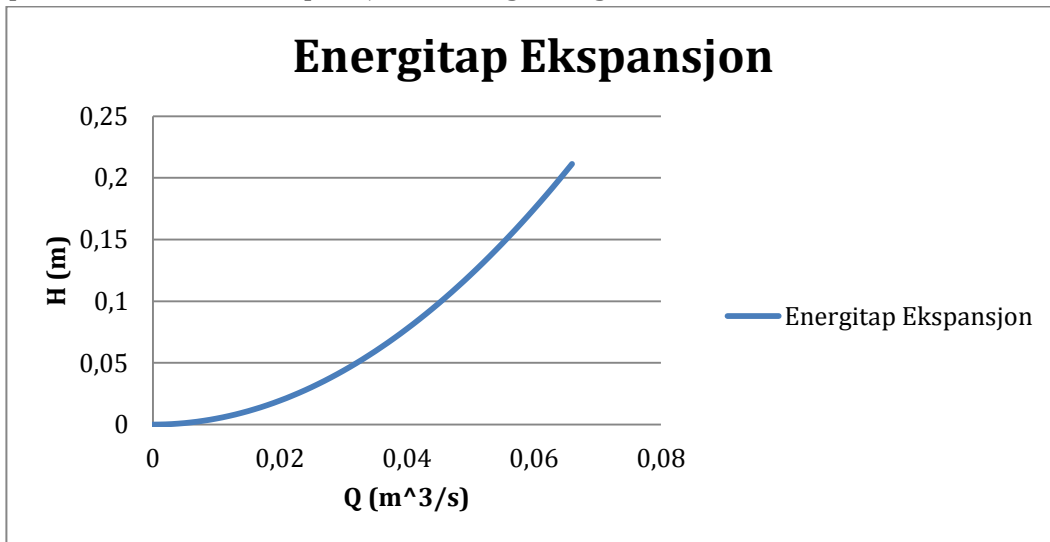
Energitalet over rørbendene er gitt i figur 60 nedenfor.



Figur 60: Energitalet i rørbend i Visterbekken PS

Energitalet i rørbendene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalet null, mens ved en volumfluks på 0.066m³/s er energitalet ca. 1.18m.

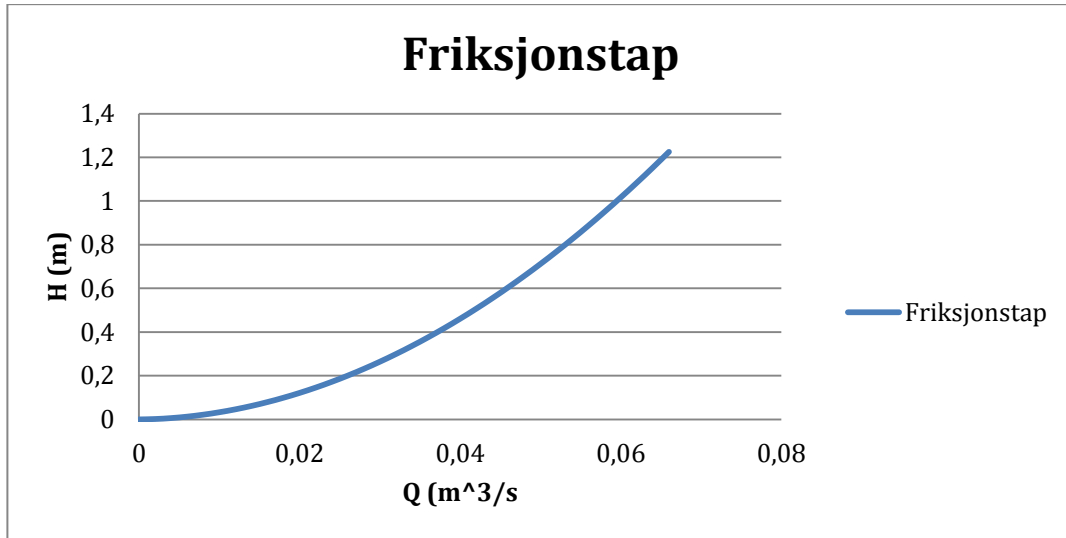
Energitaletene ved de to r rekspsjonene er gitt i figur 61, nedenfor.



Figur 61: Energitalet i rørekspsjon i Visterbekken PS

Energitalet over r rekspsjonene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalet null, mens ved en volumfluks på 0.066m³/s er energitalet ca. 2.2m.

Friksjonstapet i rørene i pumestasjonen er gitt av graf 62, nedenfor

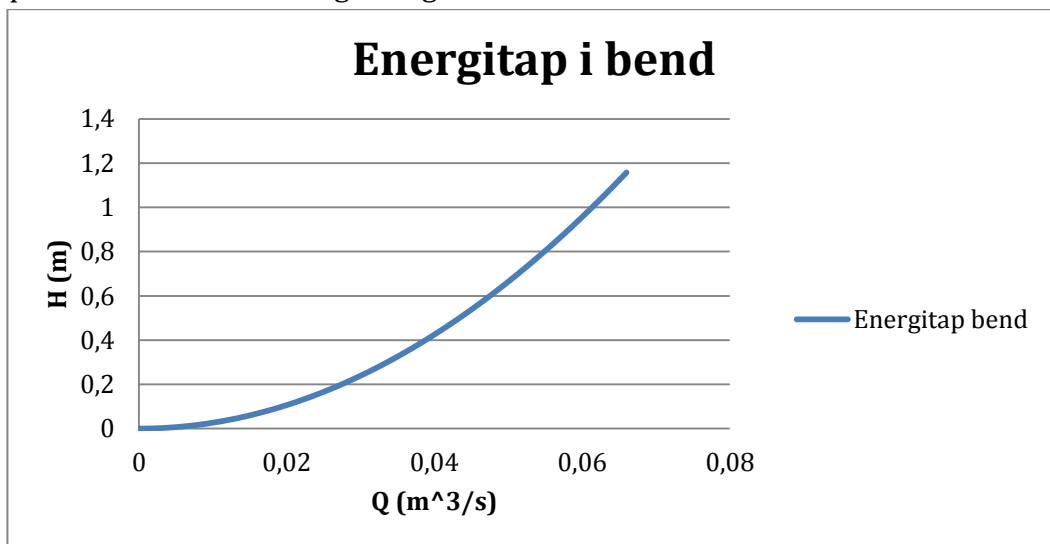


Figur 62: friksjonstap i Visterbekken PS

Friksjonstapet øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitapet null, mens ved en volumfluks på 0.066 m^3/s er energitapet ca. 1.2m.

7.2 Hersletveien PS

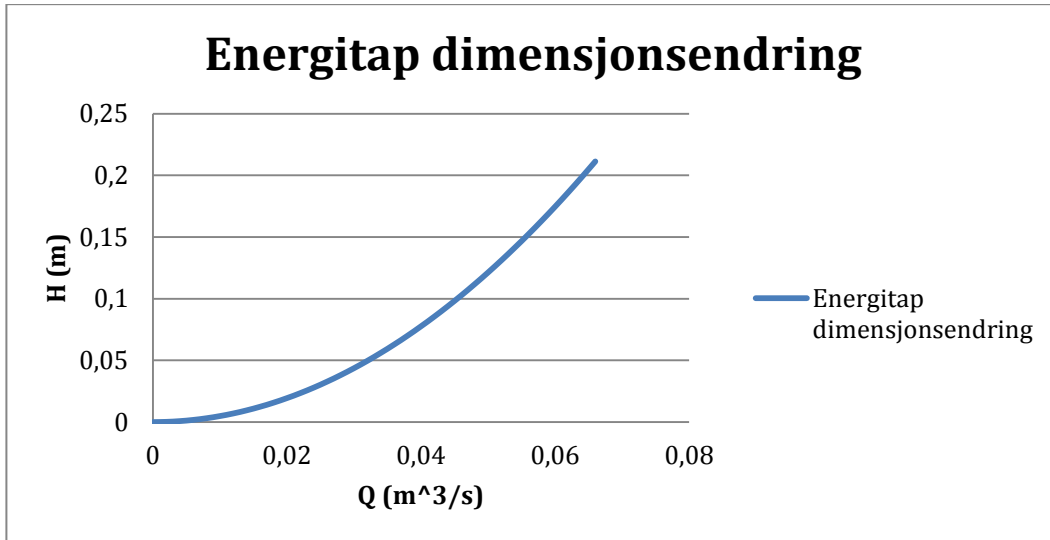
Energitapet over rørbendene er gitt i figur 63 nedenfor.



Figur 63: Energitap i rørbend i Hersletveien PS

Energitapet i rørbendene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitapet null, mens ved en volumfluks på 0.066 m^3/s er energitapet ca. 1.18m.

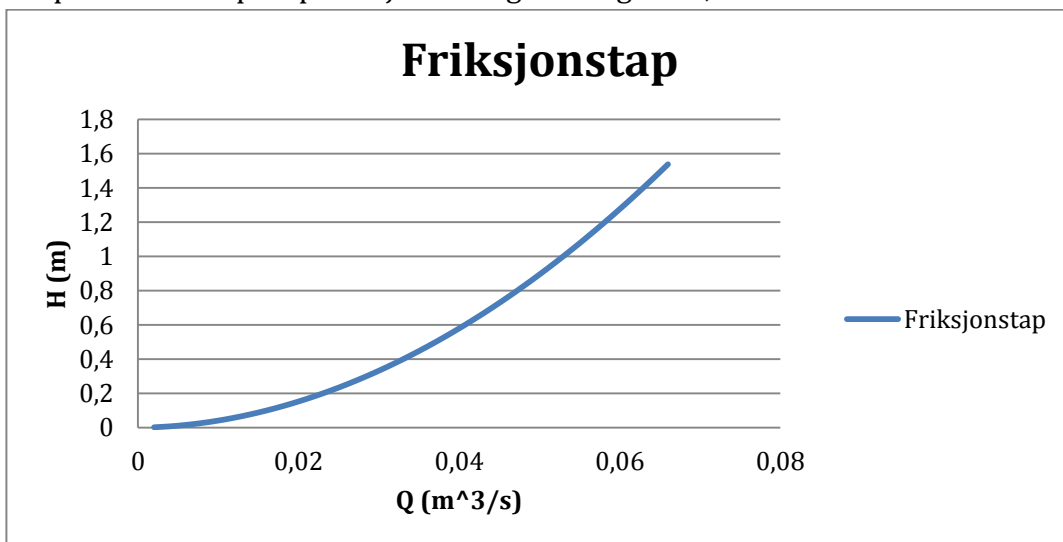
Energitalapene ved de to r rekspanasjonene er gitt i figur 64, nedenfor.



Figur 64: Energitalap i r rekspanasjon i Hersletveien PS

Energitalapet over r rekspanasjonene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalapet null, mens ved en volumfluks på 0,066m³/s er energitalapet ca. 2.2m.

Friksjonstapet i rørene i pumpestasjonen er gitt av figur 65, nedenfor

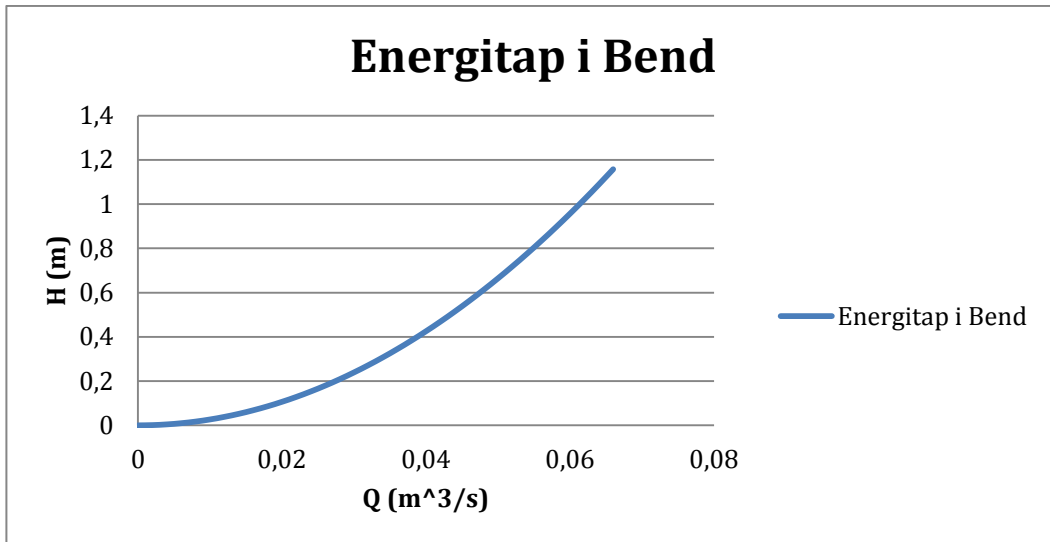


Figur 65: Friksjonstap i Hersletveien PS

Friksjonstapet øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalapet null, mens ved en volumfluks på 0,066m³/s er energitalapet ca. 1.58m.

7.3 Trarabekken PS

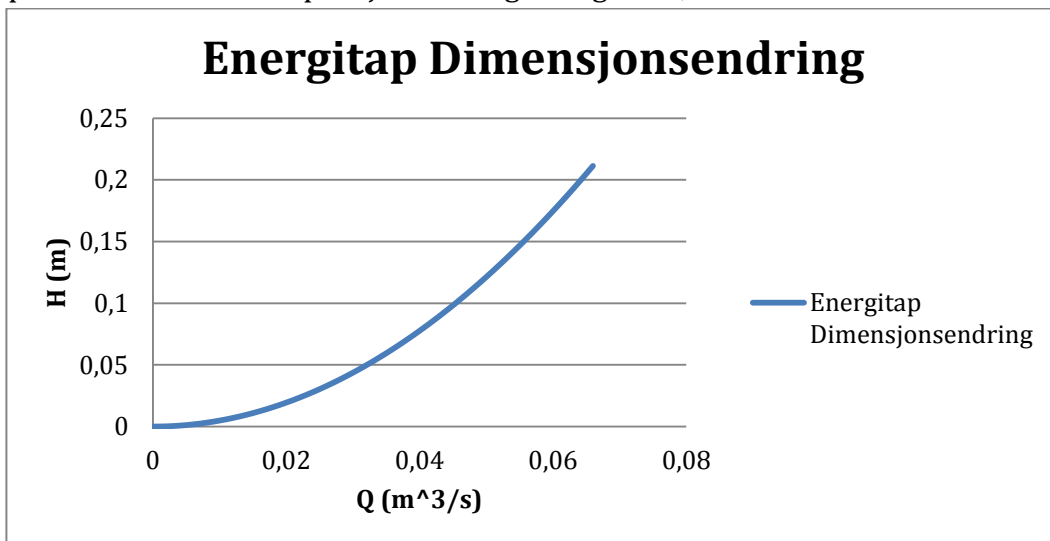
Energitalpet over rørbendene er gitt i figur 66 nedenfor.



Figur 66: Energitalpet i rørbend i Trarabekken PS

Energitalpet i rørbendene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalpet null, mens ved en volumfluks på 0.066m³/s er energitalpet ca. 1.18m.

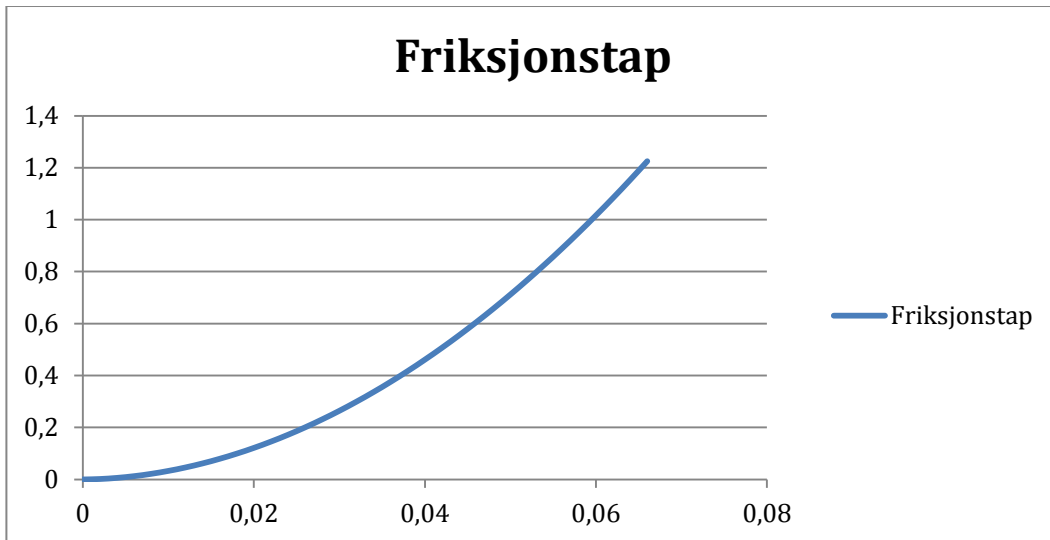
Energitalpetene ved de to r rekspsjonene er gitt i figur 67, nedenfor.



Figur 67: Energitalpet i rørekspsjon i Trarabekken PS

Energitalpet over r rekspsjonene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalpet null, mens ved en volumfluks på 0.066m³/s er energitalpet ca. 2.2m.

Friksjonstapet i rørene i pumpe­stasjonen er gitt av figur 68, nedenfor

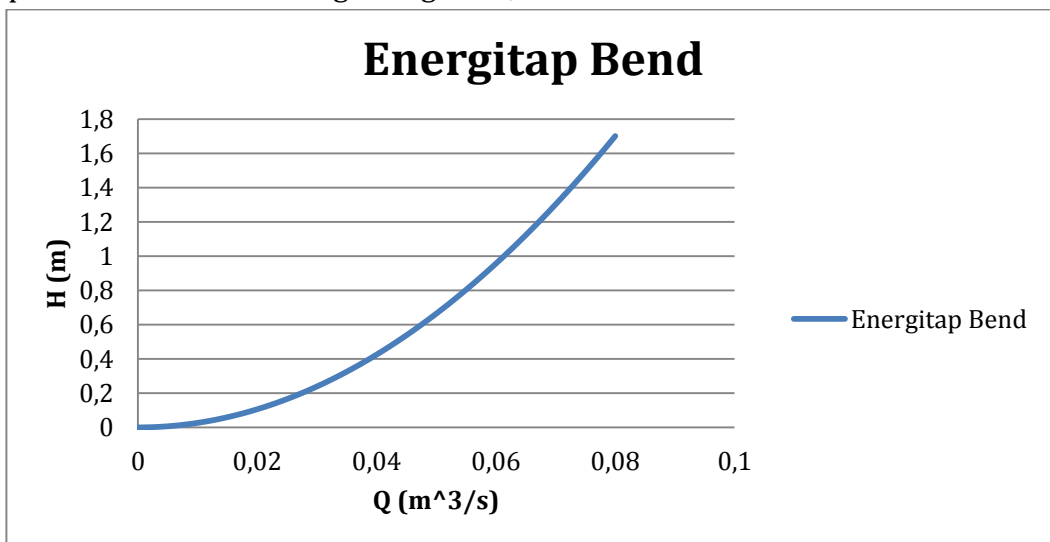


Figur 68: Friksjonstap i Trarabekken PS

Friksjonstapet øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitapet null, mens ved en volumfluks på 0.066m³/s er energitapet ca. 1.2m.

7.4 Torperveien PS

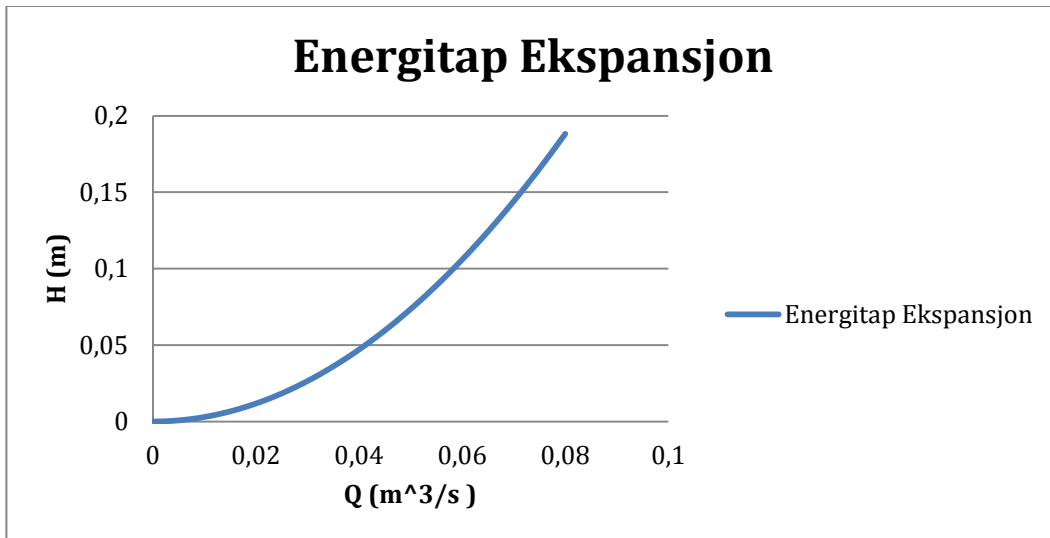
Energitapet over rørbendene er gitt i figur 69, nedenfor.



Figur 69: Energitap i rørbend i Torperveien PS

Energitapet i rørbendene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitapet null, mens ved en volumfluks på 0.08m³/s er energitapet ca. 1.7m.

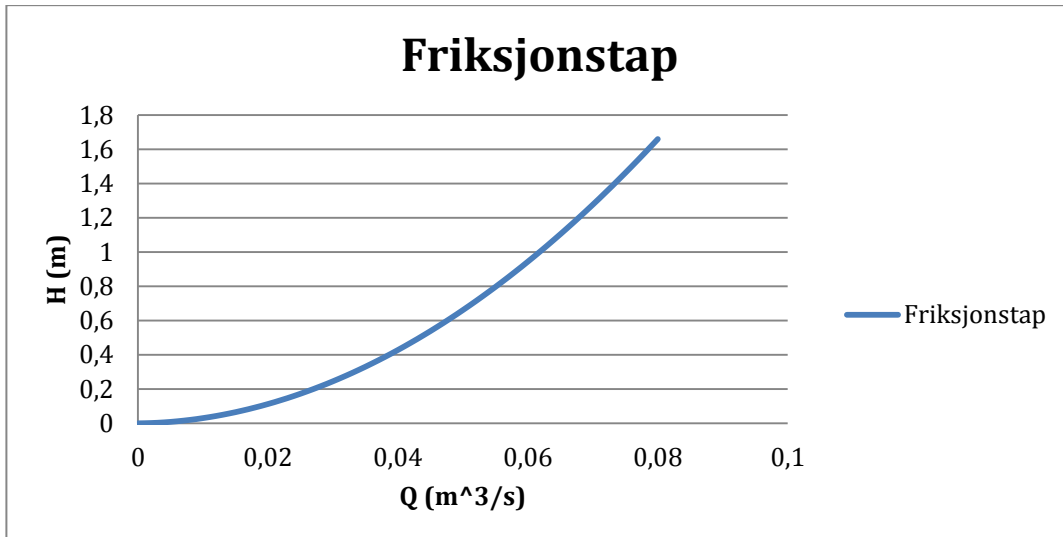
Energitalapene ved de to r rekspsjonene er gitt i figur 70, nedenfor.



Figur 70: Energitalap i rørekspsjon i Torperveien PS

Energitalapet over r rekspsjonene øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalapet null, mens ved en volumfluks på 0.08m³/s er energitalapet ca. 0.19m.

Friksjonstapet i rørene i pumpe-stasjonen er gitt av figur 71, nedenfor



Figur 71: Friksjonstap i Torperveien PS

Friksjonstapet øker eksponensielt med volumfluksen. Ved null volumfluks er energitalapet null, mens ved en volumfluks på 0.08m³/s er energitalapet ca. 1.65m.

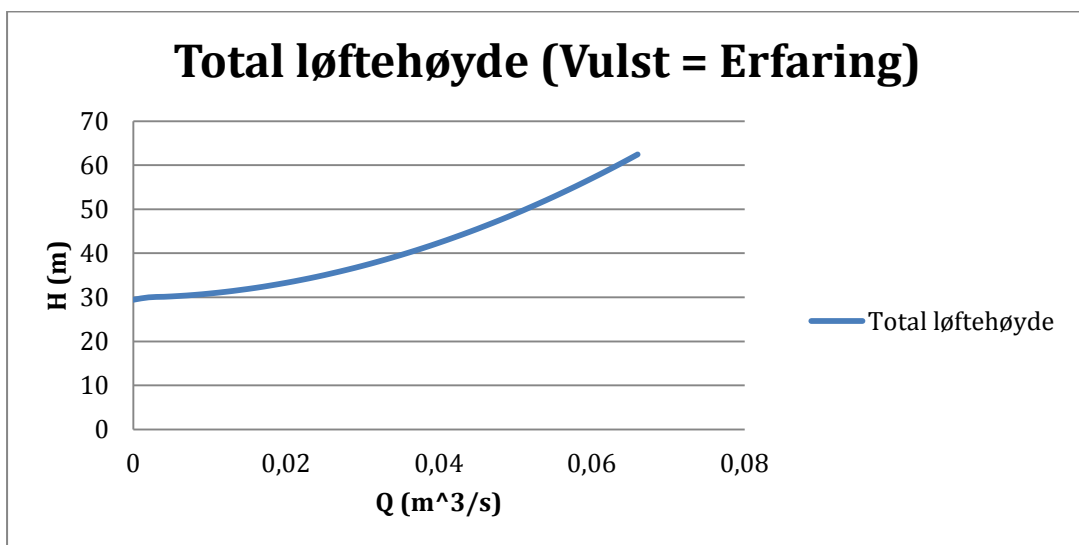
8.0 Ledningskarakteristikk

8.1 Teoretisk ledningskarakteristikk

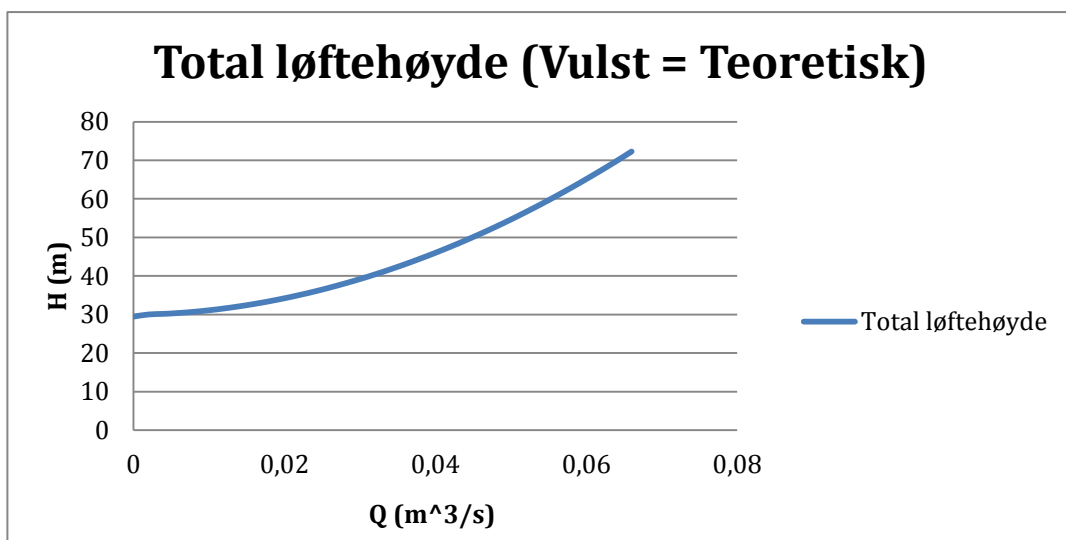
I kapittel 8 er de forskjellige energitapene beregnet og presentert hver for seg. I Dette kapittelet skal all energitap legges sammen, og sammen med den geodetiske løftehøyden utgjør det ledningsstrekks ledningskarakteristikk. Da energitapet over sveisevulstene varierer mye med helt teoretisk utregning (likning 16) og ved bruk av erfaringstall (likning 9), vil det bli presentert 2 ledningskarakteristikker for hvert delstrek. Ledningskarakteristikken ved bruk av likning 9 for sveisevulsten vil betegnes som "vulst=erfaring", mens ledningskarakteristikken ved bruk av likning 16 for sveisevulsten betegnes som "vulst=teoretisk".

Ledningsstrek 1:

Den geodetiske løftehøyden er 29,46m. Ledningskarakteristikken er vist i figur 72, hvor i denne inngår erfaringstall for energitapet i sveisevulsten, mens i figur 73 inngår teoretisk energitap i sveisevulst. Beregningene av disse ledningskarakteristikkenes er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,066 m³/s.



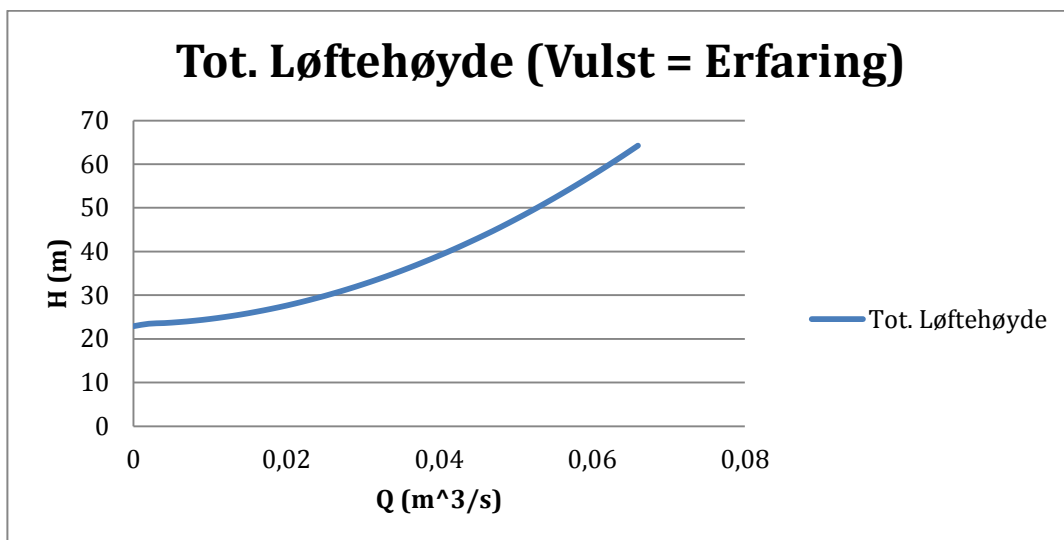
Figur 72: Teoretisk løftehøyde i delstrekning 1. (Vulst=erfaring)



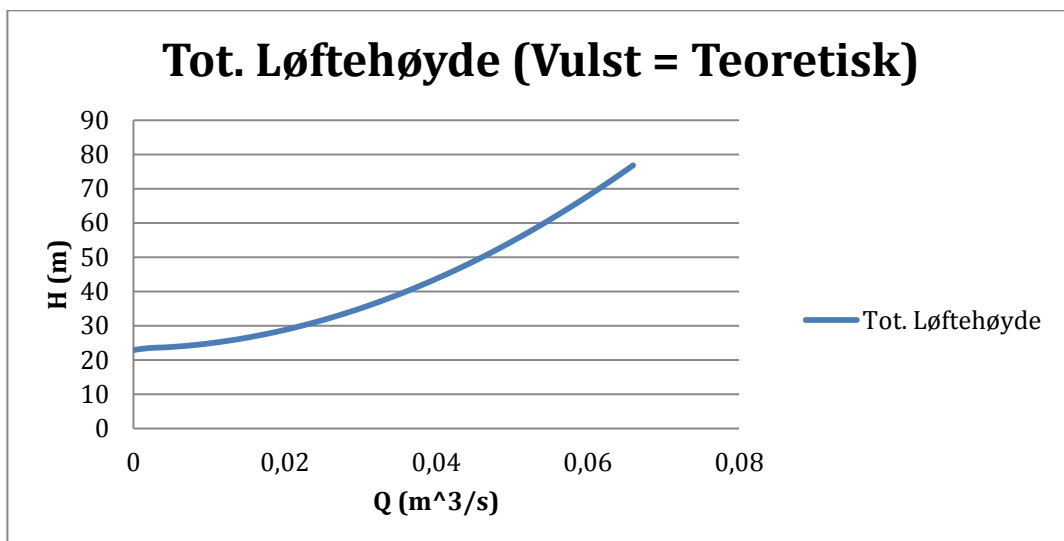
Figur 73: Teoretisk løftehøyde i delstrekning 1. (Vulst=teoretisk)

Ledningsstrek 2:

Den geodetiske løftehøyden i dette delstrekket er 22.91m. Ledningskarakteristikken er vist i figur 74, hvor i denne inngår erfaringstall for energitapet i sveisevulsten, mens i figur 75 inngår teoretisk energitap i sveisevulst. Beregningene av disse ledningskarakteristikkene er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,066 m³/s.



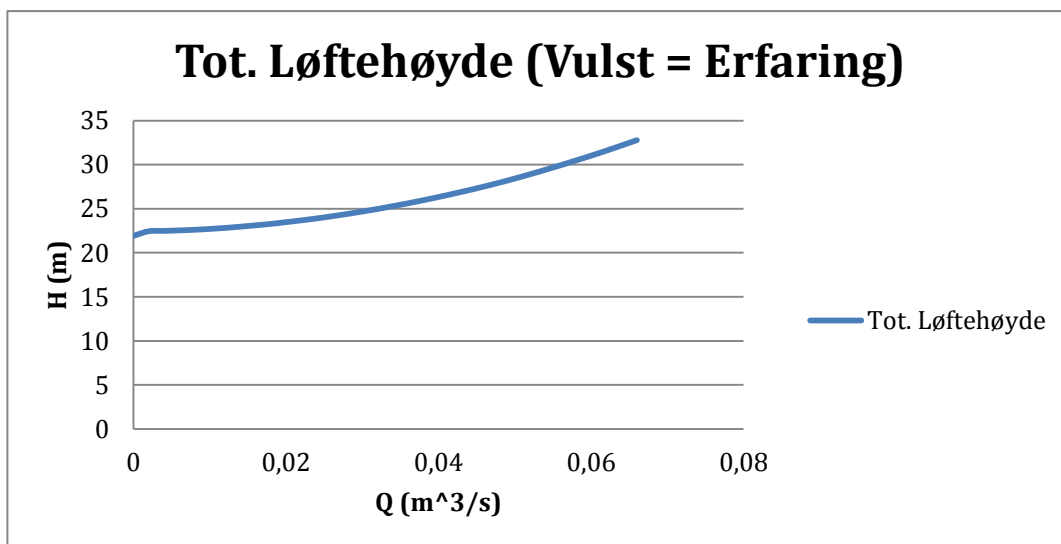
Figur 74: Teoretisk løftehøyde i delstrkning 2. (vulst=erfaring)



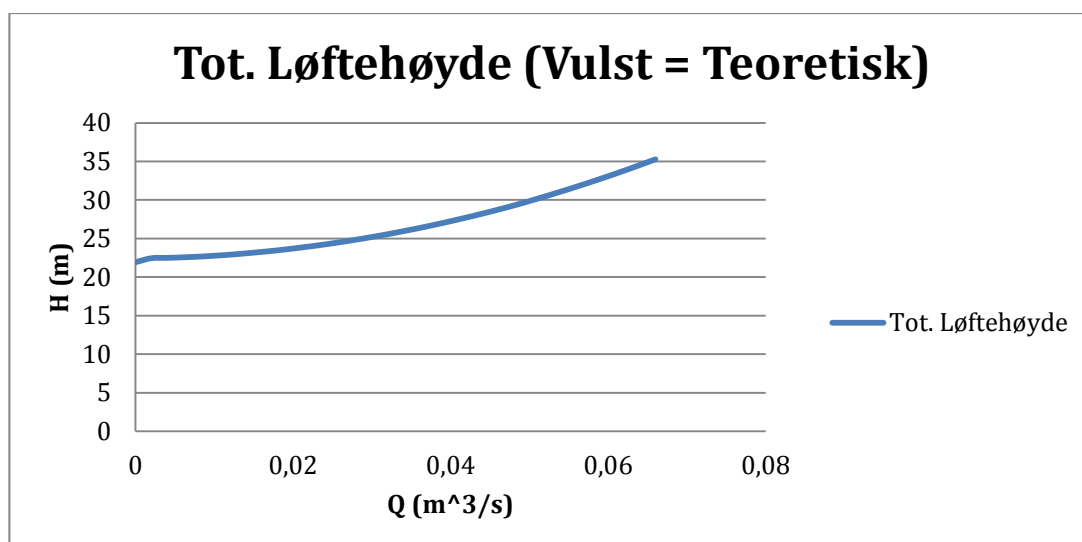
Figur 75: Teoretisk løftehøyde i delstrekning 2. (Vulst = teoretisk)

Ledningsstrek 3:

Den geodetiske løftehøyden i dette delstrekket er 21.93m. Ledningskarakteristikken er vist i figur 76, hvor i denne inngår erfaringstall for energitapet i sveisevulsten, mens i figur 77 inngår teoretisk energitap i sveisevulst. Beregningene av disse ledningskarakteristikkene er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,066 m³/s.



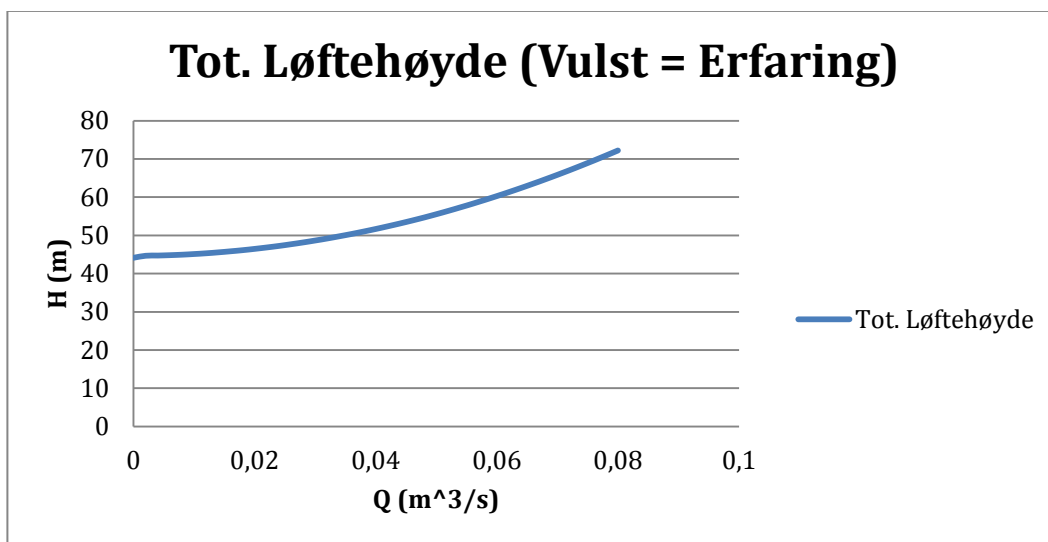
Figur 76: Teoretiskløftehøyde i delstrekning 3. (Vulst = erfaring)



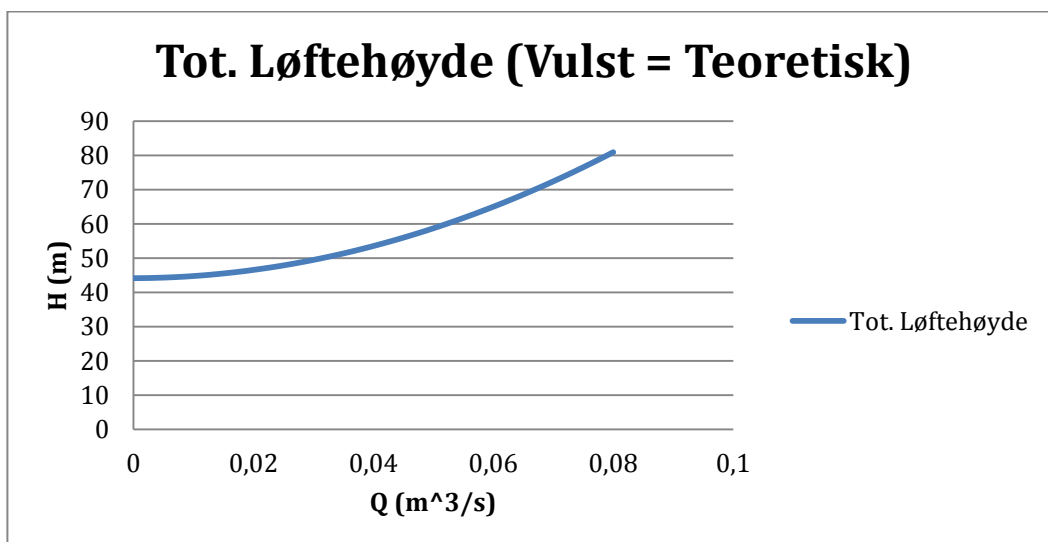
Figur 77: Teoretisk løftehøyde i delstrekning 3. (Vulst = teoretisk)

Ledningsstrek 4:

Den geodetiske løftehøyden i dette delstrekket er 44,14m. Ledningskarakteristikken er vist i figur 78, hvor i denne inngår erfaringstall for energitapet i sveisevulsten, mens i figur 79 inngår teoretisk energitap i sveisevulst. Beregningene av disse ledningskarakteristikkene er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,08m³/s.



Figur 78: Teoretisk løftehøyde i delstrekning 4. (Vulst = erfaring)



Figur 79: Teoretisk løftehøyde i delstrekning 4. (Vulst = teoretisk)

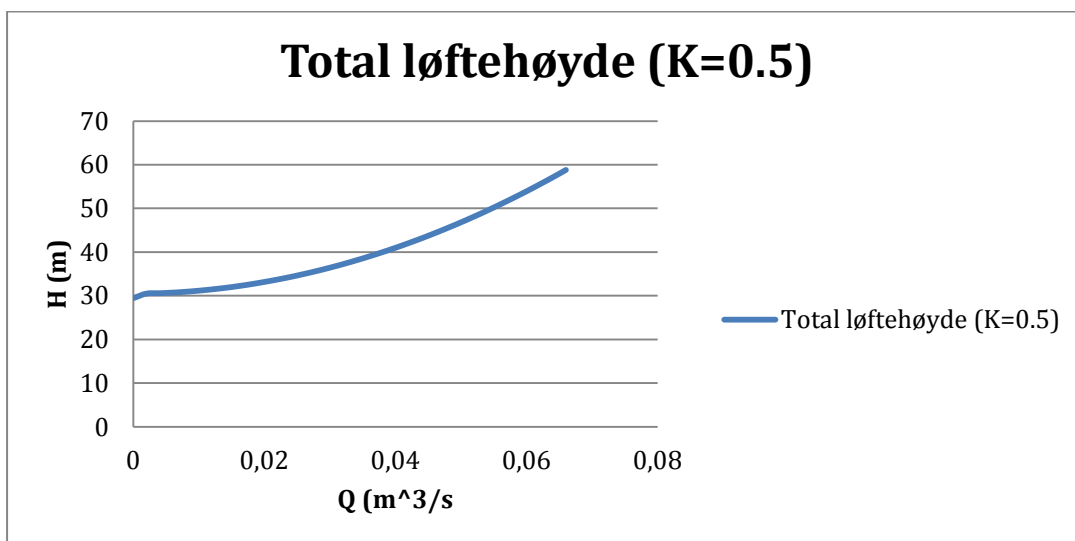
8.2 Ledningskarakteristikk ved normal energitapsberegning

Som beskrevet tidligere i denne oppgaven er det vanlig blant ingeniører å bruke en bruksruhet når energitapet i et ledningsnett skal beregnes. Denne bruksruheten tar høyde for alle singulærtap i tillegg til friksjonstap. Norconsult ved Jon Arne Engan har beregnet friksjonstapet i de fire pumpestrekkene ved å bruke en systemruhet på 0.5mm. Den kinematiske viskositeten til avløpsvannet er satt til $1.31 \cdot 10^{-6}$ og det er antatt et singulærtap på 1mVs i pumpestasjonen.

Ved bruk av teorien om friksjonstap, og kjennskap til geodetisk løftehøyde for de forskjellige delstrekene, beregnes den totale løftehøyden.

Deltrekk 1:

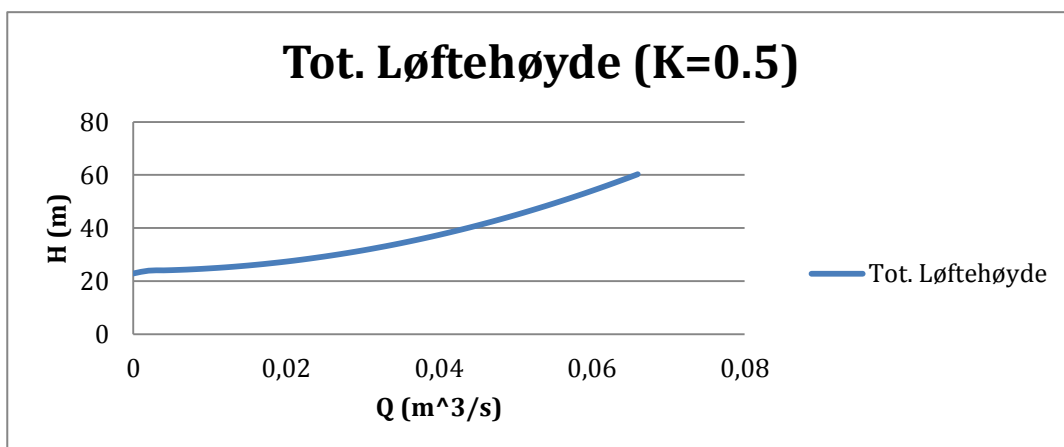
Beregningene av denne ledningskarakteristikken er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,066 m^3/s .



Figur 80: Teoretisk løftehøyde ved K=0,5 for delstrekning 1

Delstrek 2:

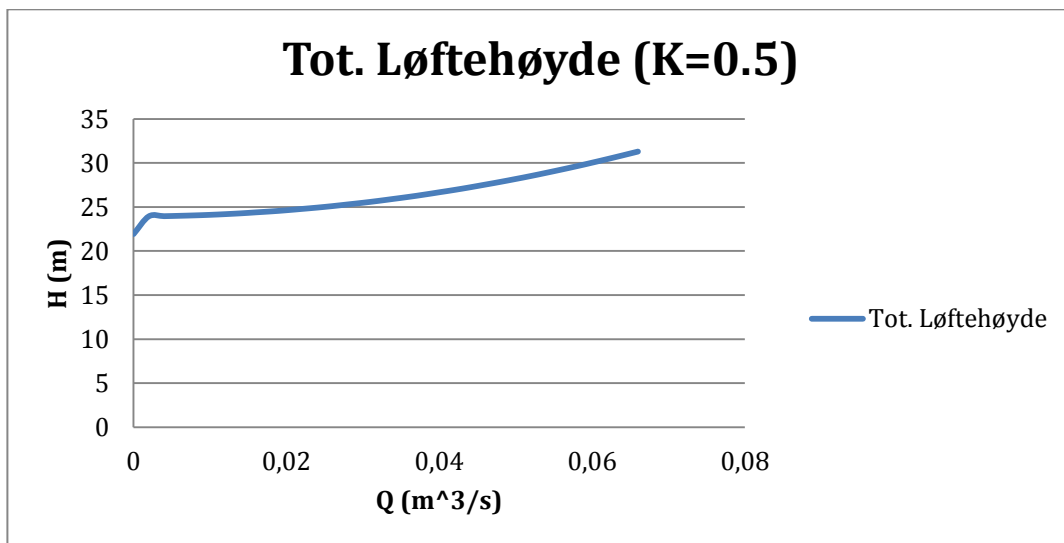
Beregningene av denne ledningskarakteristikken er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,066 m^3/s .



Figur 81: Teoretisk løftehøyde ved K=0,5 for delstrekning 2

Delstrek 3:

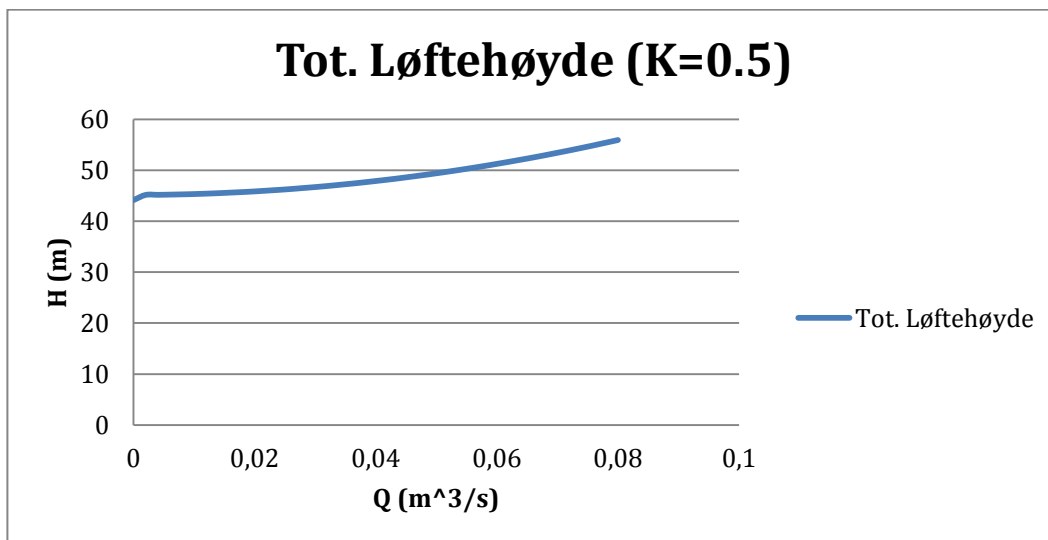
Beregningene av denne ledningskarakteristikken er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,066 m³/s.



Figur 82: Teoretisk løftehøyde ved K=0,5 i delstrekning 3

Delstrek 4:

Beregningene av denne ledningskarakteristikken er gjort for volumfluks mellom 0 og 0,08m³/s.



Figur 83: Teoretisk løftehøyde ved K=0,5 i delstrekning 4

8.3 Ruhetsberegninger

De totale energitapene i de forskjellige trykksatte delstrekene i tillegg til den geodetiske løftehøyden, gitt i kapittel 9.1, gir hvert av delstrekene en ledningskarakteristikk. Denne ledningskarakteristikken er avhengig av friksjonstapet og energitapene forårsaket av singulærtap. På samme måte som energitapene og ledningskarakteristikken beregnes i kapittel 9.2, ved bruk av en systemruhetsfaktor, kan ledningskarakteristikken funnet i kapittel 9.1 brukes til å finne systemruhetsfaktoren for de forskjellige ledningskarakteristikken. Tabell 23 nedenfor gir de forskjellige systemruhete for de forskjellige ledningskarakteristikken i de fire delstrekene. Systemruhetsfaktorene er funnet for de forskjellige ledningstrekene når kun friksjonstapet og et singulærtap er tatt med. Hele pumpe-stasjonen er regnet som et singulærtap. Tabell 24 viser systemruhetsfaktorene ved friksjonstap+bendtap, friksjonstap + tap i pumpe-stasjonen, friksjonstap + tap over bend (erfaringsstall på bend) og friksjonstap + tap over bend (teoretisk beregning på bend).

	K=0,5	Vulst = Erfaring	Vulst = Teoretisk
Delstrek 1	0,5	1,075	2,34
Delstrek 2	0,5	0,985	2,20
Delstrek 3	0,5	2,510	4,22
Delstrek 4	0,5	1,089	1,76
	K-verdi	K-verdi	K-verdi

Tabell 23: Systemruhetsfaktor for delstrek 1, 2, 3 og 4

	Bend	Pumpe-stasjon	Vulst = Erfaring	Vulst=Teoretisk
Delstrek 1	0,0206	0,1278	0,6533	1,6980
Delstrek 2	0,0152	0,1067	0,6532	1,6955
Delstrek 3	0,01815	0,8719	0,6366	1,6255
Delstrek 4	0,0210	0,1376	0,6500	1,6895
	K-verdi	K-verdi	K-verdi	K-verdi

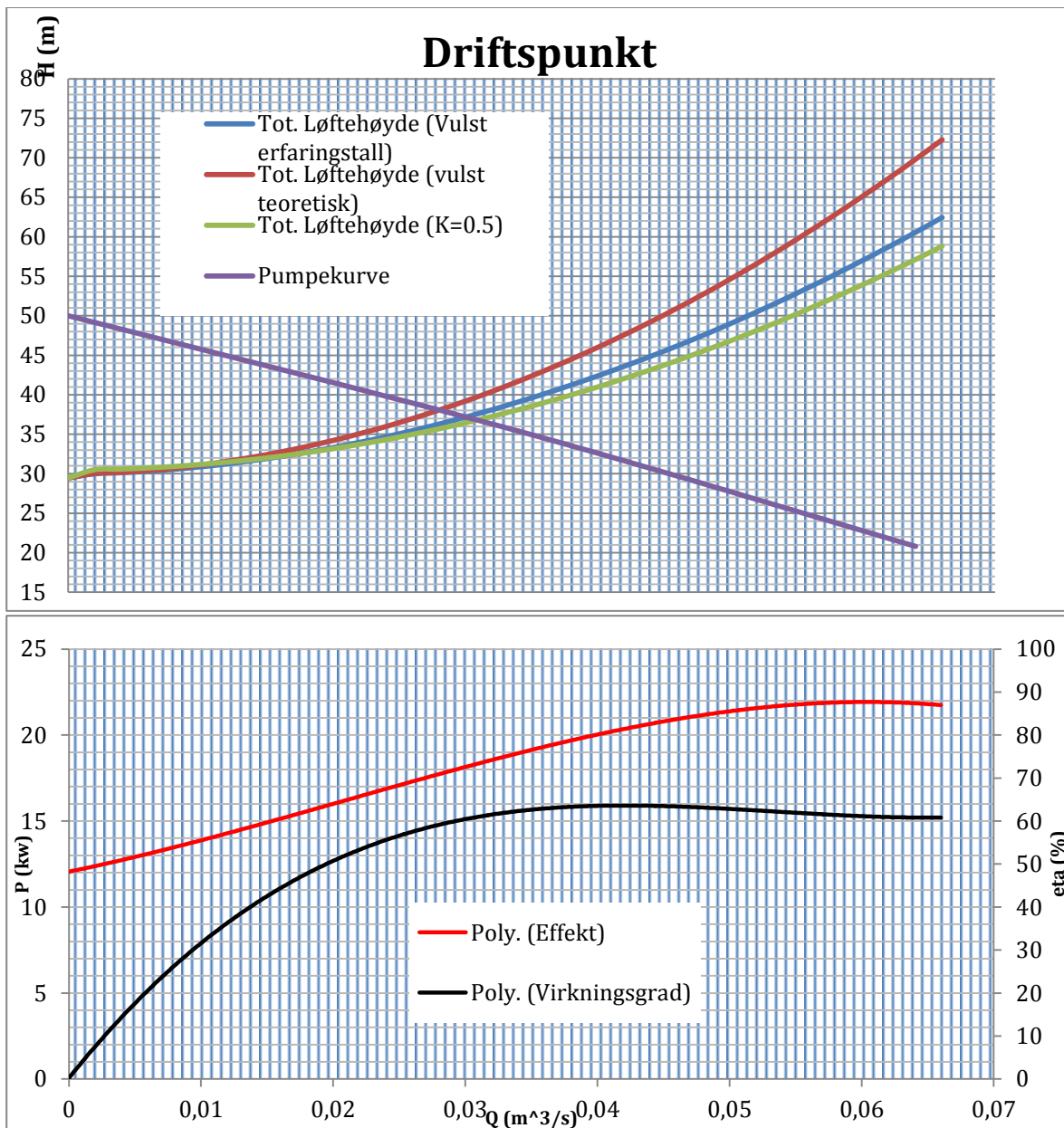
Tabell 24: Systemruhetsfaktor for delstrek 1, 2, 3 og 4 hvor singulærtapene vises med sitt bidrag

9. Driftspunkt

Driftspunktet til en pumpe, er beskrevet i teorikapitlet (kapittel 2,6) om pumper. Grafene som kommer i dette kapitlet vil sette ledningskarakteristikkene som er regnet ut i kapittel 8 opp mot pumpekarakteristikken, som er hentet fra Grundfos.

Effektbehovet og virkningsgraden til pumpene avhenger av driftspunktet til pumpa. Driftspunktene settes opp mot effekt- og virkningsgradsgrafer. Effektbehovet og virkningsgraden er hentet fra Grundfos sine data, som er vedlagt (Vedlegg 2).

Delstrek 1:



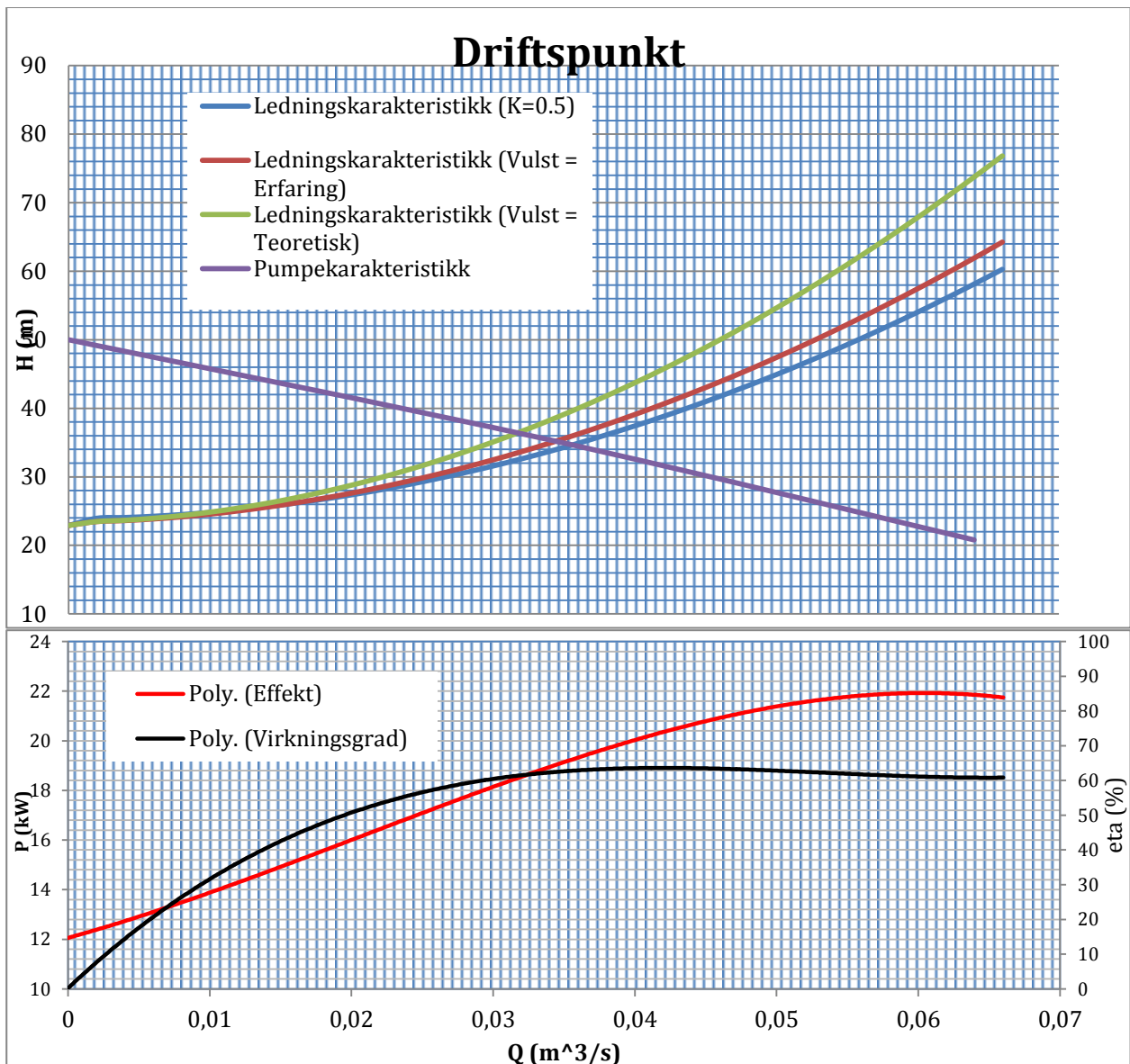
Figur 84: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Visterbekken PS

Driftspunktet og tilsvarende effektforbruk og virkningsgrad er vist i tabell 25 nedenfor.

	Q (m ³ /s)	H (m)	P (kW)	Eta (%)
Ledningskarakteristikk (K=0.5)	0,031	36,9	18,35	61,40
Ledningskarakteristikk (Vulst Erfaringstall)	0,030	37,3	18,2	60,00
Ledningskarakteristikk (Vulst = Teoretisk)	0,0285	38,0	17,8	57,8

Tabell 25: Driftspunkt og tilhørende effektforbruk og virkningsgrad til Visterbekken pumpestasjon

Delstrekk 2:



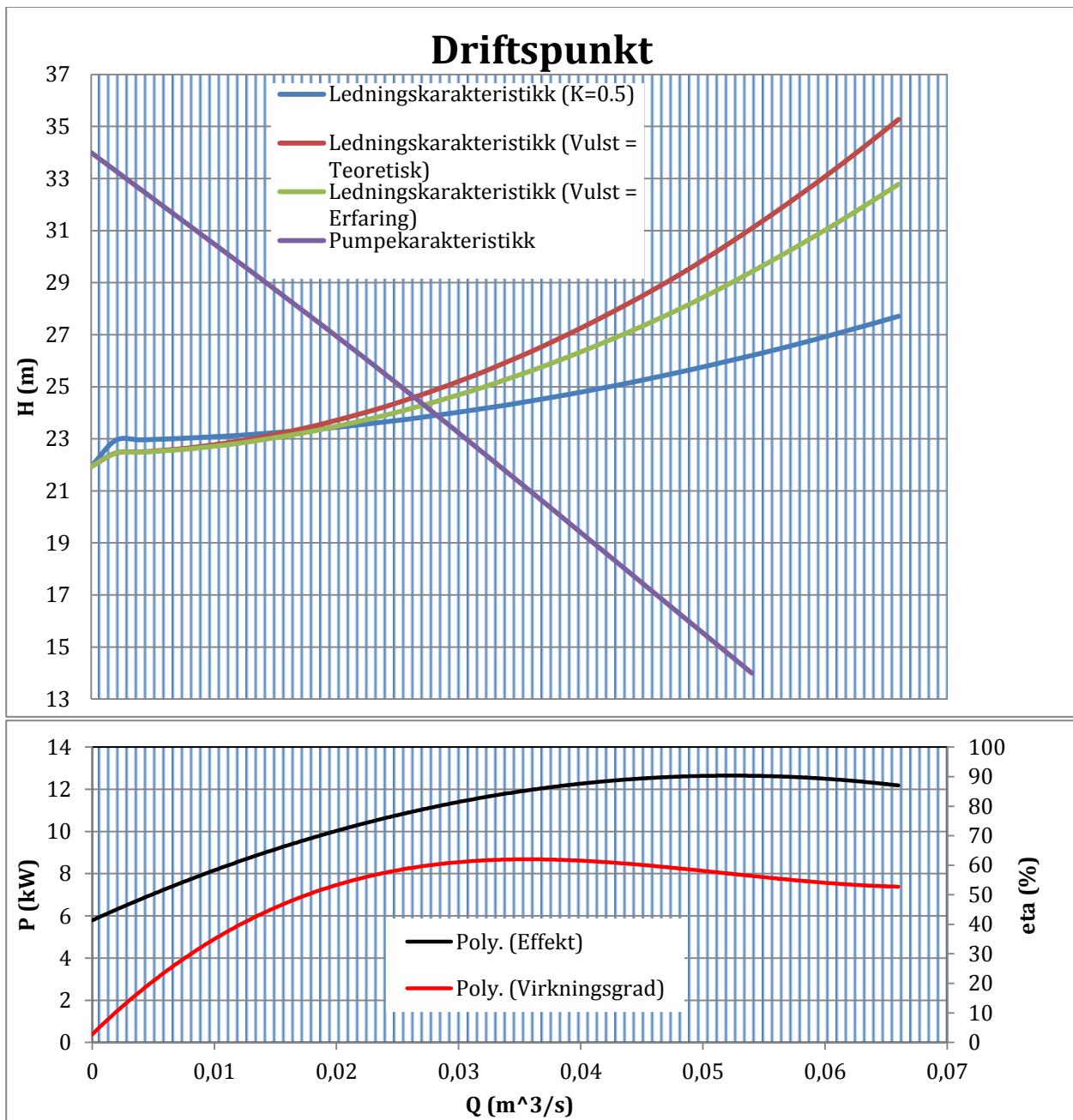
Figur 85: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Hersletveien pumpestasjon

Driftspunktet og tilsvarende effektforbruk og virkningsgrad er vist i tabell 26 nedenfor.

	Q (m ³ /s)	H (m)	P (kW)	Eta (%)
Ledningskarakteristikk (K=0.5)	0,0360	34,8	19,2	62
Ledningskarakteristikk (Vulst Erfaringstall)	0,0345	35,7	19,0	62
Ledningskarakteristikk (Vulst = Teoretisk)	0,0320	36,5	18,6	60

Tabell 26: Driftspunkt og tilhørende effektforbruk og virkningsgrad ved Hersletveien pumpestasjon

Delstrek 3:

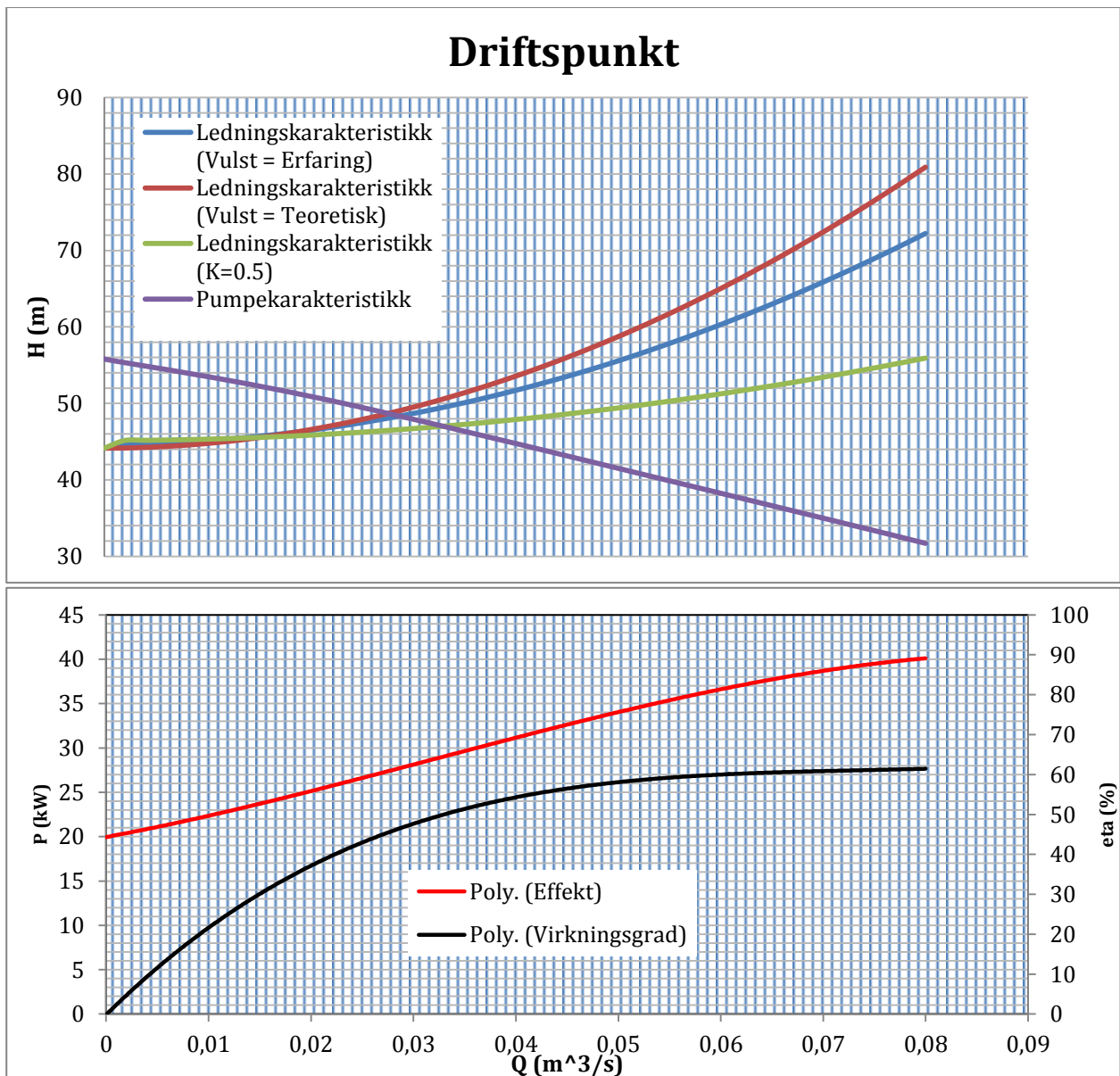


Figur 86: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Trarabekken pumpestasjon

	Q (m ³ /s)	H (m)	P (kW)	Eta (%)
Ledningskarakteristikk (K=0.5)	0,02892	23,82	11,28	60,22
Ledningskarakteristikk (Vulst Erfaringstall)	0,02702	24,29	11,11	59,11
Ledningskarakteristikk (Vulst = Teoretisk)	0,02648	24,74	10,98	57,55

Tabell 27: Driftspunkt og tilhørende effektbehov og virkningsgrad ved Trarabekken pumpestasjon

Delstrek 4:



Figur 87: Driftspunkt, effektbehov og virkningsgrad. Torperveien pumpestasjon

Driftspunktet og tilsvarende effektforbruk og virkningsgrad er vist i tabell 28 nedenfor.

	Q (m ³ /s)	H (m)	P (kW)	Eta (%)
Ledningskarakteristikk (K=0.5)	0,0290	47,94	28,10	46,42
Ledningskarakteristikk (Vulst Erfaringstall)	0,0258	48,88	26,58	43,280
Ledningskarakteristikk (Vulst = Teoretisk)	0,0245	49,35	26,26	42,14

Tabell 28: Driftspunkt og tilhørende effektbehov og virkningsgrad ved Torperveien pumpestasjon

10. Økonomisk analyse

Med opplysninger fra kapittel 9, kan en økonomisk beregning gjøres for energiforbruket for de forskjellige pumpene i de forskjellige driftspunktene. Energiforbruket beregnes over et helt år, og mengden avløp som må pumpes beregnes fra Q_{mid} i kapittel 4.1. I denne beregningen antas det at pumpene pumper den årlige avløpsmengden kontinuerlig, uten start og stopp. En pris på 1kr per kWh, antas å være kostnaden for til sammen energiforbruk og nettleie.

Delstrekk 1 – Visterbekken pumpestasjon

	K=0.5	Vulst = Erfaring	Vulst = Teoretisk
Q_{mid} (m³/s)	0,027176	0,027176	0,027176
Tot. volum (m³/år)	857022	857022	857022
Q_{pumpe} (m³/s)	0,031	0,030	0,0285
Pumpetid (timer)	7679,4	7935,4	8353,0
P (kW)	18,35	18,2	17,8
Tot. kWh per år	140917,0	144424,3	148683,4
Pris (kr)	140917,0	144424,3	148683,4

Tabell 29: Energiforbruket over et år for Visterbekken PS

Delstrekk 2 – Hersletveien pumpestasjon

	K=0.5	Vulst = Erfaring	Vulst = Teoretisk
Q_{mid} (m³/s)	0,02768	0,02768	0,02768
Tot. volum (m³/år)	872916	872916	872916
Q_{pumpe} (m³/s)	0,0360	0,0345	0,0320
Pumpetid (timer)	6735,46	7028,31	7577,40
P (kW)	19,2	19,0	18,6
Tot. kWh per år	129320,8	133537,9	140939,6
Pris (kr)	129320,8	133537,9	140939,6

Tabell 30: Energiforbruk over et år for Herlsetveien PS

Delstrekk 3 – Trarabekken pumpestasjon

	K=0.5	Vulst = Erfaring	Vulst = Teoretisk
Q_{mid} (m³/s)	0,028507	0,028507	0,028507
Tot. volum (m³/år)	898996	898996	898996
Q_{pumpe} (m³/s)	0,02892	0,02702	0,02648
Pumpetid (timer)	8634,89	9242,08	9430,55
P (kW)	11,28	11,11	10,98
Tot. kWh per år	97401,6	102679,5	103547,4
Pris (kr)	97401,6	102679,5	103547,4

Tabell 31: Energiforbruk over et år for Trarabekken PS

Delstrek 4 - Torperveien pumpeasjon

	K=0.5	Vulst = Erfaring	Vulst = Teoretisk
Q_{mid} (m³/s)	0,028507	0,028507	0,028507
Tot. volum (m³/år)	898996	898996	898996
Q_{pumpe} (m³/s)	0,0290	0,0258	0,0245
Pumpetid (timer)	8611,1	9679,1	10192,7
P (kW)	28,10	26,58	26,26
Tot. kWh per år	241971,9	257270,5	267660,3
Pris (kr)	241971,9	257270,5	267660,3

Tabell 32: Energiforbruk over et år for Torperveien PS

Del 4 – Diskusjon og konklusjon

11. Diskusjon

Beregningene som er gjort i denne oppgaven baserer seg på prosjekteringstegninger utarbeidet av Norconsult AS. Denne oppgaven tar ikke for seg ledningsettet identisk slik som Norconsult har prosjektert det, men det er gjort noen forenklinger. I virkeligheten er det veldig viktig at kotehøyder følges, da dette har påvirkning på hvordan hele ledningsstrekket kan kobles sammen. Denne oppgaven har ikke brukt de helt samme geodetiske løftehøydene mellom pumpestasjonene og utløsningkummene, som Norconsult har prosjektert. Da denne oppgaven ikke skal brukes til seinere valgt, av Norconsult, vil oppgaven bli en hybrid mellom prosjekterte verdier og tenkte verdier. Hele ledningstrekket er delt opp i 4 delstrekk, mens i virkeligheten er det mulig at et ekstra delstrekk vil kobles på systemet. Dette delstrekket tilfører systemet større avløpsmengder, og vil ha en betydning for energitapenes størrelser og driften av pumpesystemene, men da det ikke er avklart at dette delstrekket vil kobles på denne oppgavens ledningsstrek, er den utelatt.

Denne oppgavens beregninger er gjort for å finne systemruheten, altså en ruhet der energitap pga. dårlig utført arbeid ikke regnes med. Det vil sannsynligvis være små områder av nettet der det er dårlig utførte arbeider, som vil føre til singulærtap. Systemruheten og bruksruheten kan ikke sammenliknes direkte, men det antas at de ligger i ca. samme området.

Torperveien og Trarabekken pumpestasjon er ferdigbygget og informasjonen som er hentet om den er veldig nøyaktig. Hersletveien pumpestasjon er per dags dato (10.05.2014) ikke bygget, men prosjektert, slik at informasjon om denne pumpestasjonen er ganske nøyaktig. Visterbekken pumpestasjon er derimot ikke prosjektert enda, og all informasjon om denne pumpestasjonen er antatt lik Torperveien pumpestasjon. Dette kan føre til store forskjeller i hvordan driftspunktet til pumpen i denne stasjonen er i virkeligheten og i teorien.

Resultater:

De forskjellige energitapenes størrelser vil være avhengig av avløpshastigheten gjennom rørene, og skal de forskjellige ledningskarakteristikkene sammenliknes, må de sammenliknes for samme vannhastighet, eller volumfluks. Derimot er systemruheten uavhengig av avløpshastigheten, og det kan gjøres sammenlikninger mellom de forskjellige ledningskarakteristikkene både for samme delstrekk og mellom de forskjellige delstrekke. Som vist i tabell 23, vil systemruheten, enten det gjelder for teoretiske vulsttall eller erfaringstall for vulst, være større enn $K=0.5$. Systemruhetene for beregninger med formel 16 for energitapet over vulster er omtrent dobbelt så stor som for beregningene med erfaringstall. Tallene funnet i denne oppgaven tilsier at systemruheten er mye større enn den som brukes av Norconsult, på $K=0.5$. I delstrekk 3 er derimot systemruheten veldig mye større enn for resten av systemruhetene. Grunnen til at systemruheten er så stor for dette delstrekket, er at det er såpass kort. Jo kortere ledningsstrekket er, dess større påvirkning har singulærtapene i forhold til friksjonstapet. Da friksjonstapet i denne oppgaven er regnet ut med en ruhetsfaktor på 0,007mm, vil det ikke ha så veldig stor betydning på det totale energitapet, hvis delstrekket er kort. For sammenlikningens skyld så står singulærtapene for 72% av det totale energitapet i delstrekk 3 (vulst=erfaring), mens i delstrekk 4 står

singulærtapene for 49,73% av det totale energitapet (ved $Q=0,04 \text{ m}^3/\text{s}$). Læreboka i vann- og miljøteknikk (Ødegaard, 2012) oppgir at det anbefales å bruke bruksruheter på mellom 0,1 og 0,4mm, mens Norsk Vanns rapport 172/2009 anbefaler bruksruheter på mellom 0,25 og 0,4mm. Norconsult bruker som skrevet tidligere en bruksruhet på 0,5mm. De anbefalte verdiene på bruksruheter differensieres veldig fra systemruhetene som er funnet i denne oppgaven. En av årsakene til den store forskjellen i ruhet kan skyldes sveisevulstene. I noen rørsystemer fjernes sveisevulsten, og noen systemer legges med materialer som ikke sammenkobles på en slik måte at en sveisevulst oppstår. Som det kan ses i grafene i kapittel 5.1,2,3 og 4, så har sveisevulstene en stor påvirkning på det totale energitapet. I denne oppgaven er et helt teoretisk energitap over sveisevulstene beregnet ut fra likning 16. Denne formelen er ikke spesifikt laget for sveisevulster, så sveisevulstens form og størrelse kan være så forskjellig fra det teorien tilsier at den skal være, at denne teorien ikke kan brukes på sveisevulster. Jan Kenneth deBartolo i pipelife har jobbet mye med PE-rør og sveisevulster, og kom med en anbefaling av å bruke likning 9, men k-verdi 0,7 for beregning av energitapet over sveisevulstene. Energitapet over sveisevulstene beregnet med Jan Kenneth deBartolos anbefalinger viser seg å gi energitap over sveisevulstene som i noen volumflukser er halvparten av størrelsen til energitapet som er regnet ut fra formel 16. De to forskjellige måtene å regne ut energitapet over sveisevulstene viser at rørsystemene er veldig følsomme for energitapene i sveisevulstene. Da energitapene over sveisevulstene variere så pass mye ved bruk av de to forskjellige formlene, kan det være lurt å spørre seg om det finnes andre beregningsmetoder for energitap over sveisevulster som kan passe bedre til sveisevulstene i denne oppgavens system. Videre viser det seg at energitapet forårsaket av rørbendene er veldig små. Disse energitapene har liten påvirkning på det totale energitapet i systemet. En eventuell tanke om at en ledningstrasé burde legges med tanke på hvordan rørbendenes effekt på energitapet blir, ser ut til å være unødvendig. Det kan allikevel vurderes om for brå og store vinkler kan føre til store uønskede energitap.

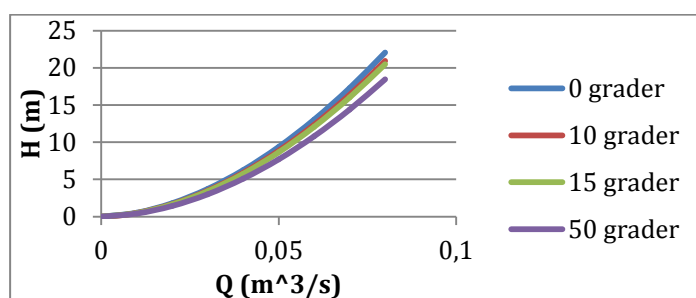
Energiforbruk

Det totale energiforbruket over et år for hver av pumpene og for hvert av de forskjellige ledningskarakteristikkene tar utgangspunkt i at pumpene pumper kontinuerlig et helt års tilførsel av avløpsvann. I realiteten vil pumpene starte og stoppe flere ganger i timen, alt ettersom hvor stor tilrenningen av avløpsvann er. Energiforbruket ved oppstart og stopp av pumpa er det ikke sett nærmere på i denne oppgaven, men dette vil nok ha en betydning på det årlige energiforbruket. Pumpene må bruke enda lengre tid på å nå det riktige driftspunktet når den totale løftehøyden blir større, slik som er beregnet tilfeller i flere situasjoner.

Kinematisk viskositet

Den kinematiske viskositeten i denne oppgaven tar utgangspunkt i at avløpsvannet har den samme tettheten og viskositeten som reint vann. Reinholdtallet, og da en del av energitapene i

rørsystemene er avhengig av den kinematiske viskositeten, så den kan ha en påvirkning på de totale energitapene. I avløpsvann finnes mange forskjellige komponenter, slik som avføring, kluter, q-tips, fett og ellers alt annet som havner i avløpet hjemme hos folk. I tillegg kommer det en stor andel avløp fra kyllingfabrikken Nortura. Avløpskarakteristikken fra Nortura kan også ha en effekt på hvordan den kinematiske viskositeten er. Det er vanlig praksis å bruke en kinematisk viskositet på $1,306 \cdot 10^{-6}$ ved 10 grader celsius, slik som Norconsult ved Jon Arne Engang har gjort i sine beregninger. Da det er en usikkerhet til den kinematiske viskositeten til avløpsvannet kan en følsomhetsanalyse være interessant å gjøre for energitap med forskjellige kinematiske viskositeter. Figur 88 viser den kinematiske viskositetens påvirkning på friksjonstapet i delstrekning 4. Her er den kinematiske viskositeten gitt for rent vann ved 0, 10, 15 og 50 grader celsius, hvor den kinematiske viskositetene er henholdsvis $(1,785-1,306-1,139-0,553) \cdot 10^{-6}$. Som vist i figur 88, så vil den kinematiske viskositeten ha en merkbar betydning på friksjonstapet. I videre arbeid med oppgaven kan det være interessant å ta prøver og gjøre analyser for å finne den kinematiske viskositeten til avløpsvannet. Den kinematiske viskositeten er som nevnt avhengig av tettheten til avløpsvannet. Tettheten til avløpet vil også være interessant for pumpedriften, da pumpens effekt og virkeområde av avhengig av dette.



Figur 88: Følsomhetsanalyse ved endring av den kinematiske viskositeten

Teori og praksis

Beregningene i denne oppgaven baserer seg på likninger og faktorer som ikke er bygget opp rundt og rettet inn mot akkurat et slikt system som det avløpssystemet i Mysen er. Hvordan likningene passer for bend, sveisevulster og rørutvidelse, vil ha en stor betydning på om resultatet av beregningene i denne oppgaven kan tilnærmes de virkelige verdiene. Som diskutert tidligere i diskusjonskapitlet ligger det en stor usikkerhet i energitapene i sveisevulstene og likninger som brukes for å beregne dem. Energitapene i rørbendene er beregnet for to forskjellige måter i denne oppgaven. I pumpeasjonen er det rørbend som har en slik fasong at formel 15 kan brukes til å beregne energitapet. Denne formelen er blant annet avhengig av korreksjonsfaktoren K_B som finnes fra figur 19. Denne figuren gir verdier for forskjellige r/d , men det er ingen av grafene i denne figuren som passer eksakt inn med rørbendene i pumpeasjonene. Det er gjort antagelser på hva K_B vil være. Om disse antagelsene er riktige vites ikke, da det ikke foreligger noe mer informasjon om korreksjonsfaktoren K_B utenfor grafens område. For rørbendene i ledningsstrekkeene er figur

21 lagt til grunn for å finne K-verdier. K-verdiene som er valgt ut fra denne figuren er kun tilnærminger, da ikke alle vinkelstørrelsene som forekommer i ledningsnettets er gitt i figuren. I de tilfeller hvor et rørbend har en slik vinkel som også oppgis i figur 21, er det ikke sikkert at utformingen av rørbendet er slik som oppgitt i figuren.

Forskjellen mellom hvordan ledningsnettets utforming er, og likningene som brukes for å beregne energitapet kan gi store forskjeller på de teoretiske og faktiske energitapene.

Unøyaktigheter i beregninger

I teorien om energitap i rørbend er det nevnt at størsteparten av energitapet forbundet med et rørbend kommer av virvelstrømmer som kan forårsake tap av energi opp til en lengde tilsvarende 100 rørdiametre. Virvelstrømmene vil forårsake mer ujevn strømming i røret, og Reynoldstallet kan endres. Endret Reynoldstall vil ha en påvirkning på friksjonstapet. Da virvelstrømmene kan være så lange som opp til $100 \cdot \text{rørdiameter}$, og det er mange rørbend i hele ledningsstrekningen, kan det føre til at friksjonstapet beregnet i hele ledningsstrekkingen baserer seg på feil Reynoldstall og friksjonsfaktoren vil være forskjellig fra det som er beregnet i denne oppgaven.

For hver sveisvulst er det beregnet et singulærtap som foregår over en viss distanse i røret. Denne distansen hvor singulærtapet virker over er også tatt med i beregningene av friksjonstapet. Det er altså beregnet for mye energitap for hver 12m, altså for hver sveisvulst. Den distansen som singulærtapet knyttet til sveisvulsten virker, er uvis i denne oppgaven, men det er gjort en antagelse på at den er så liten at friksjonstapet kan beregnes over hele ledningsstrekkingens lengde. Om dette er en god antagelse vites ikke i denne oppgaven.

Unøyaktigheten i beregningene vil nok være med på å spille en rolle på hvor stor systemruheten blir, men hvor stor rolle det spiller vites ikke.

Andre kilder til energitap

I høybrekk er det muligheter for dannelser av gasslommer. Gasslommer i høybrekk er et vanlig fenomen, og vanlig praksis kan være å installere lufteventiler i høybrekk for å få ut gassen. For dette ledningsstrekkingen vites det ikke om det er installert lufteventiler. Hvis det vil oppstå gasslommer i høybrekk kan disse ha en betydning på energitapet. Avløpsstrømmingen kan muligens bli forstyrret av disse gasslommene, og noe av energien i avløpet kan gå over til varmeenergi. Det er ikke gjort beregninger på dette i denne oppgaven, men det kan tenkes at det vil bidra til det totale energitapet i rørsystemet.

Avløpsstrømmingen fra en trykksatt rørledning og ut i trykkutløsningskummen er antatt å skje under slike forhold at trykkutløsningskummen tar unna alt avløpet som kommer inn i kummen, og da er tom for avløpsvann. Altså at avløpsmengden ut av kummen ikke er mindre enn avløpsmengden inn i kummen. Skulle det skje at det føres mer avløps inn i kummen, enn det som går ut, vil det bli oppstuvning i kummen. En oppstuvning i kummen kan føre til at innløpet blir dykket i avløpsvann og avløpsstrømmen inn i kummen får en høyere motstand. Det er ikke gjort grundige beregninger på om det er mulighet for oppstuvning i kummen, og

det eventuelle energitapet som vil oppstå pga. dette. Raske beregninger er gjort på dette, men ikke tatt med i denne oppgaven. Beregningene tilsa at det ikke ville bli oppstuvning, mens Alexander Skovly i Grundfos mener av erfaring at oppstuvning i trykkuløsningkummer er vanlig. Energitap i forbindelse med oppstuvning i trykkuløsningkummer kan være interessant å se videre på.

12. Konklusjon

Beregningene i denne oppgaven viser at den teoretiske systemruheten er mye høyere enn det som opereres med i vanlig praksis. Det kan se ut som om singulærtap, som ofte blir sett bort fra, da disse er tenkt at gir et neglisjerbart energitap, kan ha en større effekt på systemruheten enn antatt. Spesielt sveisevulster ser ut til å stå for en stor del av energitapet i trykksatte pumpeledninger for avløp.

Økonomisk sett konkluderer denne oppgaven med at pumpeutgiftene vil være høyere enn det som er tenkt med bruk av en bruksruhet på $K=0,5$.

Litteraturliste

ALEXANDRU, A. 2001. *Principles of Fluid Mechanics* Upper Saddle River, New Jersey 07458.

AVK. Available: http://www.avk-shop.no/datasheets/53_35_003.pdf.

CENGEL, Y. & GHAJAR, A. 2011. *Heat and mass transfer*, Mc-Graw-Hill.

FRANZINI, E. J. F. A. J. B. 2009. *Fluid Mechanics with engineering applications*.

GRUNDFOS. Available: <http://www.grundfos.com/content/dam/Global Site/Industries %26 solutions/Industry/pdf/The Centrifugal Pump.pdf>.

HAFSKJOLD, L. S. 2009. Trykktap i avløpsnett. 172/2009.

KELLER, G. R. 1969. *Hydraulic system analysis*, Hydraulic & Pneumatics Magazine.

LINDHOLM, O., ENDRESEN, S., TØNDER SMITH, B. & THOROLOFSSON, S. 2012. Veiledning i dimensjonering og utforming av VA-transportssystem 193/2012 *Norsk Vann*.

MOTT, R. L. 1994. *Applied fluid mechanics*.

ØDEGAARD, H. 2012. *vann- og avløpsteknikk*.

ØDEGÅRD, J., PERSON, M. & BAADE-MATHISESEN, T. 2013. Investeringsbehov i vann- og avløpssektoren *Norsk Vann B17 - 2013*.

RIF 2011. State of the nation.

SULZER. Available: <https://http://www.sulzer.com/nb/-/media/Documents/ProductsAndServices/Pumps and Systems/Pumping Stations/ProductInformation/Wastewater Faecal Free/ABS Check Valves/Check Valves TDS.pdf>.

TOPRAK. Available: <http://web.deu.edu.tr/atiksu/ana58/friction.html>.

Vedlegg

Vedlegg 1 – Størrelser på sveisevulster (Multiplast AS)

Vedlegg 2 – Pumpeinformasjon (Grundfos)

Vedlegg 3 – Tilbakeslagsventil

Vedlegg 1

Anbefalte bredder på sveisevulstene. Fått fra Multiplast AS.



egeplast

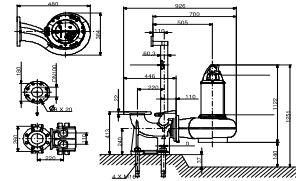
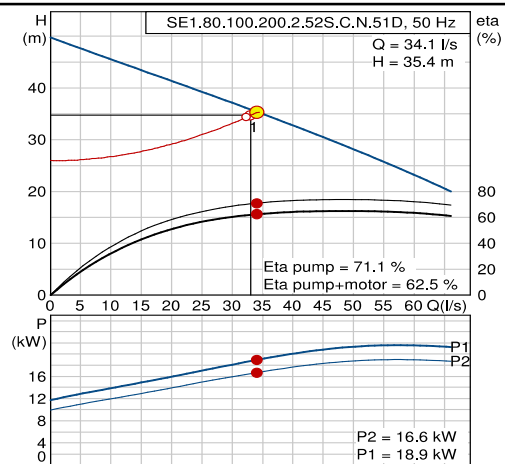
Sveiseparameter speilsveising PE 80 – PE 100

Dim. Utv.	SDR= * Diam. : godstykk	Godst., min.	Sveise- flate i cm ²	Trykk i smelte- fasen N/mm ²	Vulst for trykklos oppv. mm	Oppv- tid uten trykk sek.	Max omstill- ingst. sek.	Trykk- oppb.tid sek.	Sveise trykk N/mm ²	Sveise/ Kjøletid Min.	Anbefalte vulstbredde mm			
90	26	3,5	9,51	0,15	1	50	3	3	0,15	11	4-6			
	17,6	5,1	13,6		1	75					↓	↓	12	5-8
	17	5,4	14,3		1	80					5	5	12	5-8
	11	8,2	21,06		1,5	120							13	7-10
	7,4	12,3	30,21		1,5	159							15	9-12
110	33	3,4	11,70	0,15	1	51	4	3	0,15	11	4-6			
	26	4,2	14,27		1	64					↓	↓	11	4-7
	17,6	6,3	20,51		1	94							12	6-9
	17	6,6	21,53		1,5	99							12	6-9
	11	10,0	31,40		1,5	150							14	8-11
7,4	15,1	45,25	2,0	196	6	7	17	10-14						
125	33	3,9	14,83	0,15	1	58	5	4	0,15	11	4-6			
	26	4,9	18,48		1	73					↓	↓	11	4-7
	17,6	7,1	26,28		1,5	106							12	6-9
	17	7,4	27,59		1,5	111							12	6-9
	11	11,4	40,66		1,5	170							15	9-12
7,4	17,1	58,50	2	222	7	7	18	11-15						
140	33	4,3	18,73	0,15	1	64	5	4	0,15	12	4-7			
	26	5,4	22,82		1	81					↓	↓	12	5-8
	17,6	8,0	33,16		1,5	120							13	7-10
	17	8,3	34,81		1,5	124							13	7-10
	11	12,7	51,12		2	190							16	9-12
7,4	19,2	73,15	2	249	7	7	19	12-18						
160	33	4,9	24,33	0,15	1	73	5	5	0,15	13	4-7			
	26	6,2	29,94		1,5	93					↓	↓	13	6-9
	17,6	9,1	43,12		1,5	136							14	8-11
	17	9,5	45,27		1,5	142							14	8-11
	11	14,6	65,66		2,0	219							17	10-14
7,4	21,9	95,69	2,0	284	7	8	21	12-18						
180	33	5,5	30,67	0,15	1	82	5	6	0,15	13	5-8			
	26	7,0	38,03		1,5	105					↓	↓	13	6-9
	17,6	10,2	54,38		1,5	153							15	8-11
	17	10,7	57,09		1,5	160							15	8-11
	11	16,4	84,25		2,0	246							18	11-15
7,4	24,6	120,86	2,0	319	8	9	22	14-19						
200	33	6,2	37,73	0,15	1,5	93	5	6	0,15	13	6-9			
	26	7,7	46,49		1,5	115					↓	↓	13	6-9
	17,6	11,4	67,51		1,5	171							16	9-12
	17	11,9	70,21		1,5	178							16	9-12
	11	18,2	103,90		2,0	273							19	12-16
7,4	27,3	149,41	2,0	354	8	9	24	15-20						
225	33	6,9	47,92	0,15	1,5	103	5	6	0,15	13	6-9			
	26	8,7	59,09		1,5	130					↓	↓	14	7-10
	17,6	12,8	85,29		2,0	192							16	9-12
	17	13,4	88,70		2,0	200							17	10-14
	11	20,5	131,64		2,0	305							20	12-18
7,4	30,8	187,82	2,0	400	8	10	25	16-21						
250	33	7,7	59,32	0,15	1,5	115	5	6	0,15	14	6-9			
	26	9,7	73,19		1,5	145					↓	↓	15	8-11
	17,6	14,2	105,14		2,0	213							17	10-14
	17	14,8	109,34		2,0	222							17	10-14
	11	22,7	162,66		2,0	340							21	13-18
7,4	34,2	231,74	2,0	444	8	10	27	17-22						
280	33	8,6	74,11	0,15	1,5	129	6	7	0,15	15	7-10			
	26	10,8	91,29		1,5	162					↓	↓	15	8-11
	17,6	15,9	131,85		2	238							18	10-14
	17	16,6	137,12		2	249							18	11-15
	11	25,5	203,78		2	382							23	14-19
7,4	38,3	290,67	2	497	10	12	29	17-22						
315	33	9,7	93,92	0,15	1,5	145	6	8	0,15	15	8-11			
	26	12,2	115,0		2	183					↓	↓	16	9-12
	17,6	17,9	166,99		2	268							19	11-15
	17	18,7	173,66		2	280							19	12-16
	11	28,6	258,01		2	429							24	15-20
7,4	43,0	367,26	2	559	10	13	31	18-23						
355	33	10,9	119,86	0,15	1,5	163	7	9	0,15	16	8-11			
	26	13,7	146,82		2	205					↓	↓	17	10-14
	17,6	20,1	211,37		2	301							20	12-18
	17	21,1	219,82		2	315							20	12-18
	11	32,3	327,29		2	484							26	16-21
7,4	48,5	367,26	2	630	11	14	34	20-25						

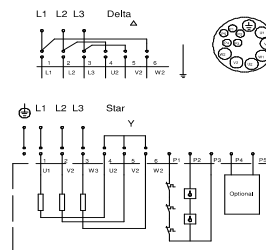
Vedlegg 2

Informasjon om Hersletveien pumpestasjon (Fra Grundfos v/Aleksander Skovly)

Beskrivning	Värde
Art. nr:	SE1.80.100.200.2.52S.C.N.51D .N.51D 98179929 5710629632760
Tekniskt:	
Resultierende flöde::	34.1 l/s
Max. flöde:	66.1 l/s
Resultierende lyfthöjd för pumpen:	35.4 m
Max. tryck:	44 m
Typ av hjul:	S-TUBE
Max. partikelstorlek:	80 mm
primär axeltätning:	SIC-SIC
Sekundär axeltätning:	SIC-CARBON
Kylmantel:	Utan kylmantel
Material:	
Pumphus:	Gjutjärn EN-GJL250
Pumphjul:	Gjutjärn EN-GJL250
Material:	Whole pump in cast iron
Motor:	Gjutjärn EN-GJL250
Installation:	
Max. omgivningstemperatur:	40 °C
Sugsida:	DN100
Trycksida:	DN100
Max. installationsdjup:	20 m
Installation:	C
Inst. torr/våt:	D/S
Installation:	vertikal
Kopplingsfot:	96090994
Vertikal inst.:	96308237
Basstativ:	96102255
Typstorlek:	52
Vätska:	
Pumpad vätska:	Vatten
Vätsketemperatur område:	0 .. 40 °C
Vätsketemp.:	20 °C
Densitet:	998.2 kg/m ³
Elektriskdata:	
Antal poler:	2
Max strömförbrukning:	37 A
Uttagen effekt - P1:	23 kW
Effektförbrukning - P2:	20 kW
Nätfrekvens:	50 Hz
Märkspänning:	3 x 380-415/660-690 V
Spänningstolerans:	+10/-10 %
Startmetod:	star/delta
Max antal starter per timme:	20
Nominell ström:	39-36/23-22 A
Beräknad ström vid noll belastning:	13 A
Varvtal:	2937 Varvtal
Motorns verkningsgrad vid full belastning:	88 %
Motorverkningsgrad vid 3/4 last:	88 %
Motorverkningsgrad vid 1/2 last:	85 %
Kapslingsklass (EC 34-5):	68
Isolationsklass (EC 85):	H
Explosionsskyddad:	N
Ex-protection standard:	N
Motorskydd:	THERMISTOR
Kabellängd:	15 m
Kabeltyp:	S1BN8-F
Kabelstorlek:	7X4+ 5X1,5
Kabelresistans:	4,95 mOhm/m
R:	0,260 Ohm
Cos phi 1/1:	0,89
Cos phi 1/2:	0,79
Cos phi 3/4:	0,86
Styrningar:	
Fuktgivare:	med fuktighetssensor



Wiring diagram. 12-wire cable



Informasjon om Trarabekken pumpestasjon (Grundfos v/Alexander Skovly)

Description	Value
Product No:	SE1.75.100.150.2.52S.C.N.51D 98174801 5710629622204
Technical:	
Max flow:	61.9 l/s
Resulting head of the pump:	25 m
Head max:	35 m
Type of impeller:	S-TUBE
Maximum particle size:	75 mm
Primary shaft seal:	SIC-SIC
Secondary shaft seal:	SIC-CARBON
Cooling jacket:	with cooling jacket
Materials:	
Pump housing:	Cast iron EN-GJL250
Impeller:	Cast iron EN-GJL250
Material:	Whole pump in cast iron
Motor:	Cast iron EN-GJL250
Installation:	
Maximum ambient temperature:	40 °C
Pump inlet:	DN100
Pump outlet:	DN100
Maximum installation depth:	20 m
Installation:	C
Inst dry/wet:	D/S
Installation:	vertical
Auto-coupling:	96090994
Inst vertical:	96308237
Base stand:	96102255
Frame range:	52
Liquid:	
Pumped liquid:	Any Newtonian liquid
Liquid temperature range:	0 .. 40 °C
Liquid temp:	20 °C
Density:	998.2 kg/m ³
Electrical data:	
Number of poles:	2
Maximum current consumption:	29 A
Power input - P1:	17 kW
Rated power - P2:	15 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 380-415/660-690 V
Voltage tolerance:	+10/-10 %
Start. method:	star/delta
Max starts per. hour:	20
Rated current:	30-28/18-17 A
Starting current:	180 A
Rated current at no load:	11.6 A
Rated speed:	2947 rpm
Motor efficiency at full load:	88 %
Motor efficiency at 3/4 load:	84 %
Motor efficiency at 1/2 load:	80 %
Enclosure class (IEC 34-5):	68
Insulation class (IEC 85):	H
Explosion proof:	no
Ex-protection standard:	N
Motor protec:	KLIXON
Length of cable:	10 m
Cable type:	S1BN8-F
Cable size:	7X4+ 5X1,5
Cable resist.:	4,95 mOhm/m
Cos phi 1/1:	0,88
Cos phi 1/2:	0,75
Cos phi 3/4:	0,84
Controls:	
Moisture sensor:	with moisture sensors
Water-in-oil sensor:	without water-in-oil sensor

Wiring diagram, 12-wire cable

Informasjon om Torperveien pumpestasjon (Grundfos v/Alexander Skovly)

Description	Value
Product No:	S1.80.125.500.4.62H.C.398.G.N.D
	95113216
	5700310200828
Technical:	
Max flow:	90 l/s
Resulting head of the pump:	49 m
Head max:	67.4 m
Actual impeller diameter:	398 mm
Type of impeller:	1-CHANNEL
Maximum particle size:	80 mm
Primary shaft seal:	SIC-SIC
Secondary shaft seal:	SIC-CARBON
Cooling jacket:	with cooling jacket
Materials:	
Pump housing:	Cast iron
	EN-GJL-250
	AISI A48 30
Impeller:	Cast iron
	EN-GJL-250
	AISI A48 30
Motor:	Cast iron
	EN-JL1040
	AISI A48 30
Installation:	
Range of ambient temperature:	-20 .. 40 °C
Flange standard:	DIN
Pump inlet:	150
Pump outlet:	125
Pressure stage:	PN 10
Installation:	C
Inst dry/wet:	D/S
Installation:	vertical
Auto-coupling:	96782145
Frame range:	62
Liquid:	
Pumped liquid:	Any Newtonian liquid
Liquid temperature range:	0 .. 40 °C
Density:	998.2 kg/m ³
Electrical data:	
Number of poles:	4
Maximum current consumption:	102 A
Power input - P1:	56 kW
Rated power - P2:	50 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 400 V
Voltage tolerance:	+10/-10 %
Start. method:	star/delta
Max starts per. hour:	15
Starting current:	527 A
Rated speed:	1470 rpm
Motor efficiency at full load:	89 %
Motor efficiency at 3/4 load:	90 %
Motor efficiency at 1/2 load:	89 %
Enclosure class (IEC 34-5):	68
Insulation class (IEC 85):	F
Explosion proof:	no
Ex-protection standard:	N
Motor protec:	KLIXON
Length of cable:	10 m
Cable size:	2X4X16MM2+1X7X1,5MM2
R:	0,121 Ohm
Cos phi 1/1:	0,80
Cos phi 1/2:	0,63
Cos phi 3/4:	0,74
Controls:	
Water-in-oil sensor:	without water-in-oil sensor
Others:	
Net weight:	680 kg

Performance curves
 S1.80.125.500.4.62H.C.398.G.N.D, 50 Hz
 Q = 25 l/s
 H = 49 m
 n = 91 % / 45.6 Hz
 Eta pump = 50.4 %
 Eta pump+motor = 45.1 %
 P2 = 23.8 kW
 P1 = 26.6 kW
 NPSH = 2.82 m

Mechanical drawing

Electrical connection diagram

Item	Description
1	Power cable
2	Water in oil sensor
3	Control cable
4	Motor connection

Vedlegg 3

Informasjon om energitap i trykkreduksjonsventilen

ABS kule tilbakeslagsventil

Tilbakeslagsventil i støpejern eller PE (klaffventil) for horisontal eller vertikal montering i henhold til EN12050-4

ABS kule tilbakeslagsventil

ABS kule tilbakeslagsventil er i hovedsak laget for bruk i kloakk og annet avløpsvann. Designet på kule tilbakeslagsventilen er slik at kula åpner og stenger uten problemer, når ventilen åpner, er det fullt gjennomløp. Kula er selvrensende, slik at sedimenteringer som oppstår når ventilen er stengt, fjernes av den rullende bevegelsen når kula ruller til full åpen posisjon. Ventilen har et lokk som kan åpnes for inspeksjon, uten å demontere rørapplegget. Ved liggende montering må man passe på at ventilen monteres riktig vei. (Slik at kula "triller" ned og tetter når pumpa stopper.)

Dimensjoner:

G 1¼", G 1½", G 2", G 2½" Med innvendige gjenger.
DN 80, DN 100, DN 150 med flenser.

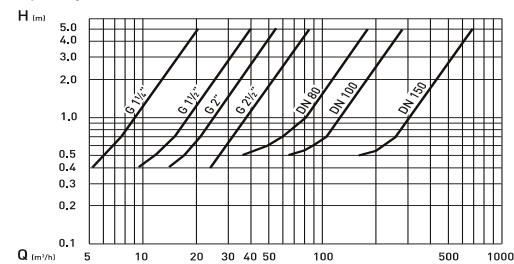
Maks trykk: 10 bar

Maks. temperatur:

G 1¼"-G 2½" = 70 °C
DN 80-DN 150 = 120 °C



Trykktap



H = løftehøyde Q = mengde

Fordeler

- Stillelukende og effektiv tetting.
- Ingen slag ved lange rørlengder.
- Selvrensende pga kula sin bevegelse.
- Ingen slitedeler.
- Lufteskruer (enkelte modeller).
- Vertikal eller horisontal installasjon.
- Minimum trykktap.
- Fullt gjennomløp.

ABS klaff tilbakeslagsventil

ABS klaff tilbakeslagsventil er en ventil med hus i PBTP plastikk materiale til bruk i kloakk og annet avløpsvann. Det er en to-delt ventil med en klaff som er hengslet i en støpt, gummiert hengsle. Denne åpner helt, slik at det ikke blir en innsnevring i forhold til rørdimensjonen. Dette gjør at det blir et minimalt trykktap over ventilen, og redusert sjanse for at ventilen tetter seg. Lufting kan gjøres med lufteskruen i siden av ventilen.

Størrelser:

G 1¼", G 1½", G 2" Med innvendige gjenger.

Maks trykk: 4 bar

Test trykk: 6 bar

Materialer

Kule tilbakeslags ventil	
Hus	Støpejern EN-GJL-250
Kule (G 1¼" - G 2½")	Fenol plastikk
Kule (DN 80 - DN 150)	NBR med hul aluminium kjerne
Bolter	Stainless steel
Tettning	NBR
Klaff ventil	
Hus	PBTP plastikk
Klaff tettning	NBR
Lufteskruer R ¼"	Galvanisert stål
Flap valve - G 1½" & G2"	
Flap seal	NBR
Fasteners	Stainless steel



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Postboks 5003
NO-1432 Ås
67 23 00 00
www.nmbu.no