



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2022 30 stp
Fakultet for realfag og teknologi

Karakterisering av partikkelfjerning i en mammutpumpe med u-bend

Characterization of particle removal in an airlift
pump with u-bend

Bjørg Synnøve Nigardsøy
Vann og miljøteknikk

Sammendrag

Målet med denne oppgaven er å undersøke om en mammutpumpe med et u-bend er et realistisk alternativ for å oppnå selvrensing i spillvannsledninger i områder med lite fall og krevende grunnforhold. Til dette formålet er en testmodell blitt bygd og brukt for å kartlegge hvordan lufttilførselen virker inn på pumpens evne til å løfte vann og fjerne syntetiske partikler av polyetyleneterftalat (PET) under ulike nedsenkningsforhold og partikelmengder.

Resultatene viser at mammutpumpen er selvrensende for alle de testede partikelmengdene, hvorav den største partikelmengden tilsvarte omtrentlig 70% av rørtverrsnittet i u-bendet. Videre viser selvrensningsegenskapene seg å være tilnærmet uavhengig av nedsenkningsforholdet, da det er vannhastigheten som er avgjørende. Imidlertid har nedsenkningsforholdet betydning for energibruken, og resultatene viser at et nedsenkningsforhold på 0.70-0.75 gir en god utnyttelse med hensyn til både energiforbruk og pumping av forholdsvis høye vannføringer.

Det er også blitt presentert en teoretisk modell for å forklare hvordan partiklene fjernes fra rørveggen og for å predikere hvilken vannføring som kreves for å fjerne partikler. Til slutt diskuteres også hvordan funnene fra denne studien kan overføres til reelle installasjoner med avløpspartikler.

Abstract

The aim of this thesis is to investigate whether an airlift pump with a u-bend is a realistic option for achieving self-cleaning in sewer pipes in areas with small slopes and demanding ground conditions. For this purpose, a test model is built and used to investigate how the air supply affects the pump's ability to lift water and remove synthetic particles of polyethylene terephthalate (PET) under different submergence ratios and particle amounts.

The results shows that the airlift pump is self-cleaning for all the tested particle amounts, of which the largest particle amount corresponded to approximately 70% of the cross-sectional area in the u-bend. Furthermore, the self-cleaning properties turn out to be almost independent of the submergence ratio, as it is the water velocity that is decisive. However, the submergence ratio is important for energy consumption, and the results show that a submergence ratio of 0.70-0.75 provides good utilization with regards to both energy consumption and pumping of relatively high water flows.

It has also been presented a theoretical model to explain how particles are removed from the pipe wall and to predict the necessary water flow to remove particles. At last, it is discussed how the findings from this study could be transferred to actual installations with sewage particles.

Forord

Denne avsluttende masteroppgaven er skrevet for masterprogrammet Vann og- miljøteknikk på fakultetet for realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet – NMBU. Masteroppgaven er skrevet våren 2022 og omfatter 30 studiepoeng.

Jeg vil først takke min hovedveileder Joachim Mossige, som gjennom gode innspill, konstruktive forslag og oppfølging har vært til stor hjelp gjennom arbeidet med denne oppgaven. Jeg vil også rette en takk til Vegard Nilsen for innspill, og konstruktive forslag til oppgaven.

Jeg vil rette en stor takk til Berry Packaging Norway, avd. Kambo som har vært behjelpelige med å anskaffe partiklene som har blitt brukt i dette forsøket.

Takk til verkstedet på NMBU og Sven Andreas Högfeldt som har hjulpet meg med å skaffe deler og sette opp forsøket med mammutpumpen. I tillegg vil jeg takke Tom A. Karlsen, som introduserte problemstillingen for meg.

Ås, juni, 2022

Björg Synnøve Nigardsøy

Innhold

Sammendrag	2
Abstract	3
Forord	4
Figurliste	7
Benevnelser	9
1. Motivasjon for oppgaven	10
2.1 Selvrensing i avløpsledninger	11
2.2 Mammutpumper	12
2.2.1 Geometriske parametere og driftsparametere	15
2.2.2 Strømningsregimer	16
2.2.3 Nedsenkingsforhold	17
2.2.4 Diameter på pumpen	19
2.2.5 Pumperørlengde	19
2.2.6 Luftinnblåsing (plassering, antall og design)	20
2.3 Partikkeltransport i mammutpumpe	21
2.4 Teoretisk modell av partikkeltransport	23
2.4.1 Partikler i suspensjon	23
2.4.2 Fjerning av enkeltpartikler i rørbendet	25
2.4.3 Fjerning av partikkelansamling i rørbendet	28
2.4.4 Skjærspenning	29
2.4.5 Modellering	30
3. Eksperimentelt oppsett og metode	32
3.1 Oppsett	32
3.2 Eksperimentell metode	36
4. Observasjoner	39
4.1 Observasjoner uten partikler	39
4.2 Observasjoner med partikler	42
5. Resultater og diskusjon	45
5.1.1 Kvantitative resultater uten partikler	45
5.1.2 Strømningsregimer	46
5.2 Resultater med partikler	49
5.2.1 Energiforbruk	49
5.2.2 Skjærspenning	50
5.2.3 Vannhastighet	52

5.3 Resultater for teoretisk validering av modell	53
7. Konklusjon.....	58
Referanser	61
Vedlegg.....	63
Vedlegg A. Resultater uten partikler	63
Vedlegg B. Friksjonsfaktor	72
Vedlegg C. Resultater fra partikkelforsøk.....	73
Vedlegg D. Usikkerheter for partikkelforsøk	75
Vedlegg E. Partikkelegenskaper	76
Vedlegg F Predikering av vannhastighet med iterasjon	78

Figurliste

Figur 1. Mulig utforming av mammutpumpe i prefabrikkert betongkum eller glassfiberarmert tank (Karlsen, 2020).	12
Figur 2. Skjematisk fremstilling av en mammutpumpe som består av et enkelt rør med en lufttilførsel i nedre del modifisert og hentet fra Catrawedarma et al. (2021).	13
Figur 3. Kommersielt mammutpumpeprodukt fra FloNergia Inc (FloNergia).	15
Figur 4. Strømningsregimer som kan oppstå i mammutpumpen ved ulike lufttilførsler (Taitel et al., 1980).	17
Figur 5. Vannføringskurver ved ulike nedsenkningsforhold for en mammutpumpe med 3.75m lengde og 25.4mm i indre diameter (Kassab et al., 2009).	18
Figur 6. Grafisk fremstilling som viser at vannføringen [kg/time] øker med rørlengden [m] (Bukhari, 2018).	20
Figur 7. Design av ulike typer lufttilførsel (Ahmed et al., 2016).	21
Figur 8. Figuren viser partikkelstrømningen [kg/time] opp mot luftstrømning [kg/time], med kurver som representerer partikkelstørrelser mellom 4,75 og 11,3 mm (Kassab et al., 2007).	22
Figur 9. Trendlinje som viser ytelsen til en mammutpumpe. (a), (b), (c) og (d) indikerer strømningsregimene, mens vannføringen, Q_L , lufttilførselen, Q_G , og partikkelstrømningen, Q_S , er vist langs aksene (Catrawedarma et al., 2021).	23
Figur 10. Krefter som virker på en partikkel med terminalhastighet.	25
Figur 11. Krefter som virker på en enkelt partikkel langs rørveggen i bendet.	26
Figur 12. Krefter som virker på en partikkelansamling i rørbendet.	28
Figur 13. (a) Skjematisk fremstilling (b) bilde av det eksperimentelle oppsettet	34
Figur 14. PET-partiklene som ble brukt under eksperimentene.	35
Figur 15. (a) viser en skjematisk fremstilling hvor partikkelansamlingen er angitt som det svarte området og (b) illustrer hvordan formel (23) kan brukes til å finne θ	37
Figur 16. Partikkelansamling bestående av 2032 partikler i tilsvarende rør som u-bendet.	38
Figur 17. Bilder av strømningsregimer i det vertikale røret. a) bubbly flow (0-1 l/min), b) bubbly-slug flow (4 l/min), c) slug flow (25 l/min), d) slug-churn flow (55 l/min) og e) churn flow (70 l/min).	41
Figur 18. (a) Forflytning av partikler i regime ii i horisontal del (b) Viser partikler som klarer å løsrive seg fra partikkelansamlingen og fjernes fra rørbendet, samt partikler som legger seg i fronten av ansamlingen.	43
Figur 19. Viser en skjematisk forestilling av de tre regimene fra venstre i) enkelt partikler ii) «sandyneforflytning» iii) pluggforflytning.	44
Figur 20. Vannføring (Q_L) mot lufttilførsel (Q_G) ved ulike nedsenkningsforhold (S_r) med standardavvik basert på alle målepunktene.	46
Figur 21. Observerte strømningsregimer knyttet opp mot en vannføringskurve med $S_r=0.82$	48
Figur 22. Effekten med hensyn til luften ved ulike partikkelkonsentrasjoner for noen ulike nedsenkningsforhold (S_r).	50
Figur 23. Nødvendig skjærspenning langs rørveggen mot antall partikler	51
Figur 24. Forholdet mellom vannhastigheten og synkehastigheten til en enkel partikkel mot antall partikler ved ulike nedsenkningsforhold.	52
Figur 25. Vannhastighet funnet ved iterasjon for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler.	54
Figur 26. Forholdet mellom vannhastigheten funnet ved iterasjon for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler.	55
Figur 27. Vannhastighet funnet ved iterasjon for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler. Dragkoeffisienten brukt i iterasjonsmetoden er funnet ved en formel som krever en kule form og den hydrauliske diameteren til partikkelen er brukt.	56
Figur 28. Forholdet mellom vannhastigheten funnet ved iterasjon for kuleformede partikler for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler.	57

Benevnelser

a	akselerasjon - [m/s^2]
A	Tverrsnittsareal - [m^2]
c_D	Dragkoeffisient - [-]
D	Diameter - [m]
f	Friksjonsfaktor - [-]
F_D	Dragkraft - [N]
F_R	Friksjonskraft - [N]
g	Gravitasjonskoeffisienten - [m/s^2]
m	Masse - [kg]
Q	Volumstrøm - [m^3/s]
S_r	Nedsenkningsforhold - [-]
v	Hastighet - [m/s]
v_0	Terminalhastigheten til en partikkel - [m/s]
V	Volumet til en partikkel - [m^3]
W	Tyngdekraft - [N]
α	Volumfraksjon for vann - [-]
ρ	Tetthet - [kg/m^3]
τ	Skjærspenning - [N/m^2]
μ	Friksjonskoeffisient - [-]
ν	Kinematisk viskositet - [m^2/s]

Indekser:

g	Gass
l	Væske
m	Modell
p	Partikler
v	Virkelighet

1. Motivasjon for oppgaven

Det er viktig å sørge for selvrensing i avløpsledninger for å hindre at partikler legger seg i bunnen av ledningene og over tid danner avleiringer som begrenser kapasiteten. En begrenset kapasitet kan i sin tur føre til oppstuvning av avløpsvann i kjellere, og for å hindre dette settes det derfor krav til at skjærspenningen som virker fra avløpsvannet på rørveggen overgår en kritisk verdi. Det kan imidlertid være utfordrende å sørge for at skjærspenningen er tilstrekkelig i tilfeller der overvann og spillvann har blitt separert i ulike ledninger, siden slik separering reduserer vannføringen. Tilsvarende problematikk oppstår også i områder med flatt terreng som følge av lave trykkfall mellom start- og endepunktet for et ledningstrekk.

En effektiv måte å øke vannføringen på er å grave dype grøfter slik at høydeforskjellen mellom innløp og utløp øker, men i områder med dårlige grunnforhold som for eksempel maritim leire, vil dette føre til et behov for å sette opp støttekonstruksjoner for tilbakeholdelse av løsmasser under utgraving. Dette både kompliserer og øker kostnadene til arbeidet, og det er derfor ønskelig å unngå å grave for dypt.

Et alternativ til å grave dype grøfter for hele strekningen, er å bruke pumpestasjoner til å heve spillvannsledningene underveis, slik at dybden som må graves blir redusert.

Pumpestasjoner er imidlertid dyre å etablere og har høye årlige driftskostnader knyttet til strømforbruk. Dette er derfor en ganske ineffektiv bruk av en pumpestasjon, og særlig i tilfeller der det er snakk om relativt små løftehøyder.

COWI har vært involvert i et område i Lisleby i Fredrikstad kommune med slike utfordringer og har utarbeidet et notat (Karlsen, 2020) for noen alternative løsninger til etablering av pumpestasjon. En av disse alternative løsningene er den såkalte mammutpumpen. Dette er en pumpe som består av et rør med en trykklufttilførsel, der oppdriften fra boblene som oppstår i røret løfter væsken opp og ut av pumpen.

Mammutpumpen har vist seg å være energieffektiv til å pumpe væsker ved lave løftehøyder, og er med sitt enkle design dessuten både robust og driftssikker. For å svare på spørsmålet om hvorvidt mammutpumpen er et realistisk alternativ til å oppnå selvrensing i områder med lite fall og krevende grunnforhold vil det i denne masteroppgaven bli benyttet en

nedskalert testmodell. Resultatene fra modelltestingen vil bli brukt til å kartlegge hvordan lufttilførselen virker inn på pumpens evne til å løfte vann og fjerne partikler under ulike nedsenkingsforhold og partikkelmengder. I tillegg vil det bli presentert en teoretisk modell som forklarer hvordan partiklene fjernes fra rørveggen og hvilken vannføring som kreves.

2.1 Selvreising i avløpsledninger

For å hindre gjentetting av avløpsledninger, og dermed sørge for selvreising stilles det ifølge VA/Miljøblad nr.79 (Lindholm, 2015) tre typer krav:

1. Minimum fall
2. Minimum vannhastighet som skal oppnås minst en gang per dag alle dager i året
3. Minimum skjærspenning som skal oppnås minst en gang per dag alle dager i året

Kravet om skjærspenning er ansett til å være det sikreste kriteriet fordi slepekraften som virker på partiklene vil variere med blant annet rørdiameter og ikke bare vannhastigheten, men også med geometriske parametere som rørdiameter og innsnevringforhold.

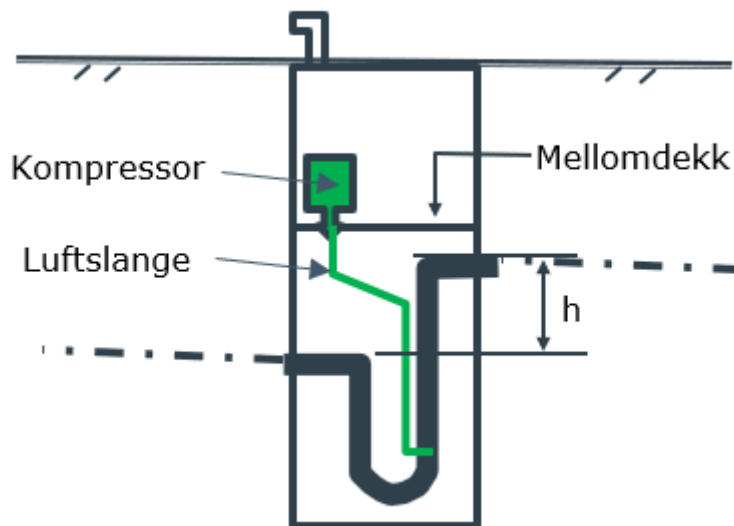
Skjærspenningen er definert som friksjonskraften vannet utøver langs rørveggene, og er størst i rørbunnen, mens den er null i vannspeilets nivå (Ødegaard, 2014).

Minimumsverdiene for skjærspenning tilsvarer 3-4 N/m² for plast og betongrør i fellessystemer og overvann, mens den er 2 N/m² for plast og betongrør i spillvannsledninger (Lindholm, 2015).

For at skjærspenningskravene skal oppfylles for en vannføring, krever en ledning med liten diameter mindre fall enn en ledning med stor diameter (Ødegaard, 2014). I virkeligheten vil rør med større diametere typisk ha en høyere vannføring, og fallet blir derfor i realiteten mindre. I separeringsprosjekter hvor overvann fjernes fra ledningen, vil vannføringen bli lavere, og det kan derfor være nødvendig å heve fallet på ledningsstrekket.

Som tidligere nevnt er det ikke realistisk å grave dypere for å sørge for et høyere fall. COWI har i sitt notat (Karlsen, 2020) utarbeidet en mulig utforming til en nivåløfter i form av mammutpumpen som vist i Figur 1. Forslaget går ut på å plassere en mammutpumpe nede i en prefabrikkert betongkum eller glassfiberarmert tank. U-bendet til mammutpumpen,

muliggjør en direkte tilkobling til en spillvansledning, og en sikker plassering av kompressoren kan oppnås ved å plassere den på et mellomdekk over mammutpumpen.

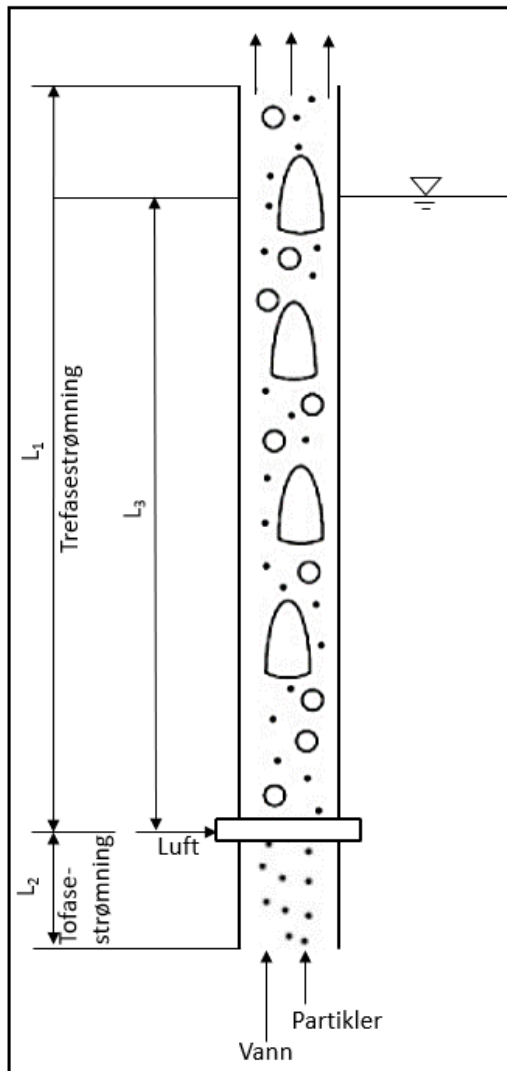


Figur 1. Mulig utforming av mammutpumpe i prefabrikkert betongkum eller glassfiberarmert tank (Karlsen, 2020).

2.2 Mammutpumper

En mammutpumpe, eller airlift pump på engelsk, er en type Pumpe som består av et enkelt rør med en tilførsel av luft i nedre del fra en luftkompressor eller lignende. Luften som blir tilført i det vertikale røret danner bobler med oppdrift som løfter væsken og eventuelle partikler ut av mammutpumpen. Ettersom boblene stiger i røret, vil også det hydrostatiske trykket som virker på boblene minke, og boblene vil dermed ekspandere noe. Når en boble ligger i kjølvannet til en annen, vil boblen ta igjen den andre og slå seg sammen og danner en større boble med høyere oppdrift. Figur 2 viser et typisk oppsett for en mammutpumpe med et vertikalt rør med et punkt for luftinnblåsing i nedre del som er selve drivkraften i pumpen. Vannet med partikler løftes og den delen som befinner seg under luftinnblåsingen blir sugd opp for å erstatte mengden som blir pumpet ut. Denne strømmingen omtales som to-fase strømming, da denne består av vann og partikler. Etter luftinnblåsingen blir det tilført en ytterligere fase, luft, og strømmingen kan nå betraktes som en tre-fase-strømming.

Nedsenkingsforholdet til mammutpumpen er uttrykt ved høyden fra lufttilførselen og opp til vannivået i forhold til den totale høyden som må overvinnes for å løfte vannet ut av mammutpumpen og starter fra punktet hvor luften blir introdusert. Nedsenkingsforholdet er i Figur 2 uttrykt som L_3/L_1 .



Figur 2. Skjematisk fremstilling av en mammutpumpe som består av et enkelt rør med en lufttilførsel i nedre del modifisert og hentet fra Catrawedarma et al. (2021). Figuren viser også en to-fasestrømningen før luften blir introdusert og går over til å bli en tre-fase-strømning. Videre er nedsenkingsforholdet, S_r , gitt av forholdet mellom høyden fra lufttilførselen og opp til vannivået og høyden og den totale høyden som må overvinnes for å løfte vannet med partikler ut av mammutpumpen gitt av L_3/L_1 .

Konseptet til mammutpumpen ble først introdusert av den tyske ingeniøren Carl Loescher i 1797, men det var først i 1846 i USA at den første praktiske anvendelsen av mammutpumpen fant sted, nærmere bestemt i Pennsylvanias oljefelt ifølge Castro et al. (1975). På bakgrunn av sitt enkle design uten noen bevegelige deler, er dette en driftssikker pumpe som heller ikke krever så mye vedlikehold (Catrawedarma et al., 2021). Dette gir mammutpumpen en bred anvendelse blant annet innen transport av korroderende og etsende væsker uten at dette går utover mammutpumpen, forutsatt at rørmaterialene er tilpasset væskene som transporteres. I avløpsrensaneanlegg blir mammutpumpen benyttet i transport av slam og som del av kontinuerlig sandfilter (Catrawedarma et al., 2021). Mammutpumpen kan også benyttes i irregulære brønner, der andre dypbrønnpumper ikke har nok plass (Kassab et al., 2009). I akvakultur brukes normalt sentrifugal- og impellerpumper til å transportere vannet, og sørger samtidig for en konstant vannstrøm i tillegg til at oksygen blir tilført ved hjelp av luftsteiner eller diffusorer. Begge systemene kan bli erstattet av en mammutpumpe som evner å utføre begge oppgaver samtidig, og kan dermed redusere kostnadene og energiforbruket til anlegget (Bukhari, 2018).

Mammutpumpen er energieffektiv ved små løftehøyder, noe som kan utgjøre en økonomisk fordel overfor andre mer konvensjonelle pumper. Ifølge FloNergia Inc. (FloNergia), et selskap som tilbyr mammutpumper til blant annet akvakultur og avløpsrensaneanlegg, har mammutpumpen et 50 - 70% lavere energiforbruk enn en sentrifugalpumpe. Figur 3 viser et av deres produkter.



Figur 3. Kommersielt mammutpumpeprodukt fra FloNergia Inc (FloNergia). Bildet viser komponenten hvor luften blir introdusert både radielt (2) og aksielt (3), såkalt dual injection. Videre er (1) Innløpet og (4) utløpet.

2.2.1 Geometriske parametere og driftsparametere

Ifølge Catrawedarma et al. (2021), kan parametere som påvirker ytelsen til mammutpumpen deles inn i to hovedkategorier; geometriske parametere og driftsparametere. Geometriske parametere inkluderer nedsenkningsforholdet, diameteren til røret, rørlengden, design og posisjonen for luftinnblåsing. Driftsparametere er knyttet til egenskapene til fluidene, størrelse, form og tetthet, men også lufttilførselen som ved ulike rater danner forskjellige strømningsregimer. Det er ikke alle parametere som er like aktuelle for denne oppgaven da en god del vil holdes konstante gjennom alle forsøk, men de gir allikevel et innblikk i hvordan de ulike parametere påvirker hverandre, deriblant lufttilførselen (mengden luft per tid) og nedsenkningsforholdet som endres gjennom forsøkene. Det kan dessuten være nyttig ved sammenligning av andre mammutpumpeforsøk hvor forskjeller i geometriske parametere og driftsparametere kan gi ulike resultater.

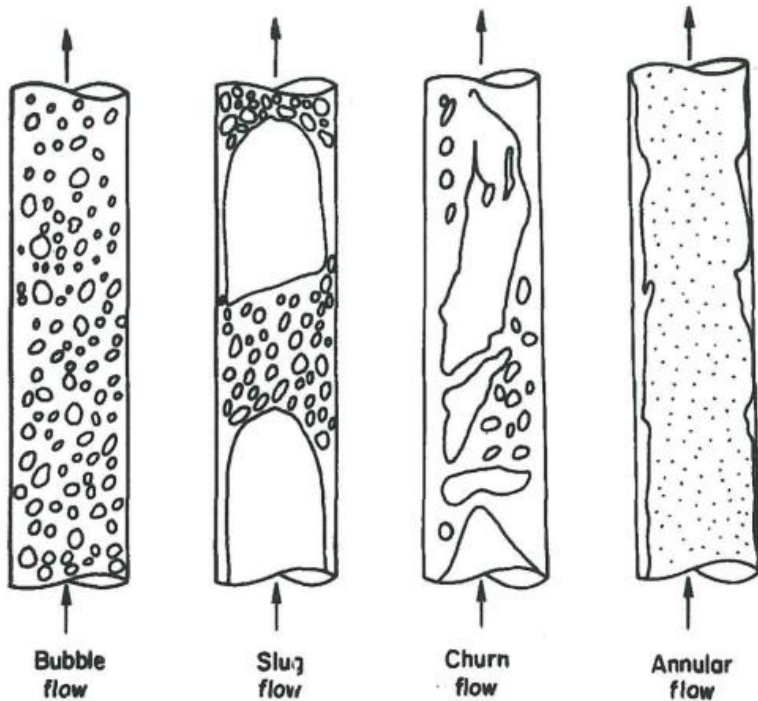
2.2.2 Strømningsregimer

Strømningsregimet som oppstår i det vertikale røret i mammutpumpen avhenger ikke bare av lufttilførselen, men påvirkes også av blant annet nedsenkningsforhold og rørdiameter. Men fra et utgangspunkt hvor man kun varierer luftmengden og holder alle variabler konstant, kan man skille mellom noen ulike strømningsregimer som illustrert i Figur 4. I de neste avsnittene forklares de ulike strømningsregimene som kan oppstå når luft tilføres vannfasen i en mammutpumpe.

Bubbly flow er et strømningsregime som inntreffer ved en lav lufttilførsel og karakteriseres av små diskrete bobler i en kontinuerlig vannfase (Hanafizadeh et al., 2011). Slugflow oppstår ved en ytterligere økning i luftstrømning, og består av Taylorbobler (Davies and Taylor, 1950) som er en prosjektilformet boble. En Taylorboble fyller opp nesten hele tverrsnittet, med enkelte små bobler i kjølvannet og forekommer vekselvis med lommer av vann, ofte i litteraturen omtalt som slugs. Disse vannlommene vil oppleve et sug fra vaken til Taylorboblen som er ovenfor samtidig som at Taylorboblen under dytter på vannet med hjelp av oppdriften. Det vil i prinsippet oppstå en stempeleffekt på samme måte som i en kaffetrakter. Churn flow har som følge av en ytterligere økning i luftstrømning en mer agitert strømning med en blanding av store bobler som kolliderer med hverandre, og danner større og forvrengte bobler, samt mindre sfæriske og elliptiske bobler som oftest dukker opp i vaken til de større boblene (Hewitt and Roberts, 1969). På grunn av den agiterte bevegelsen vil de større boblene også, kunne splittes i mindre bobler. Avstanden mellom gasslommene blir stadig mindre. Ved en høy luftinnstrømning oppstår annular flow, som er en type strømning med en typisk volumfraksjon for luft på henholdsvis 75-80% (Zeigarnik, 2010) og består av en kjerne av gass og dråper, mens vannet holder seg inntil rørveggen.

Strømningsregimet som gir den høyeste virkningsgraden til en mammutpumpe opptrådte ifølge Tighzert et al. (2013) og Hanafizadeh et al. (2011) rundt slug flow eller i overgangen til churn flow. I dette området er strømmingen inni røret preget av store bobler, og i overgangen til churn flow blir disse boblene dessuten lengre og skaper en større oppdrift. Tilbakestrømning, som er den strømmingen som virker i motsatt retning av hovedstrømmingen i røret, er heller ikke så fremtredende rundt disse strømningsregimene.

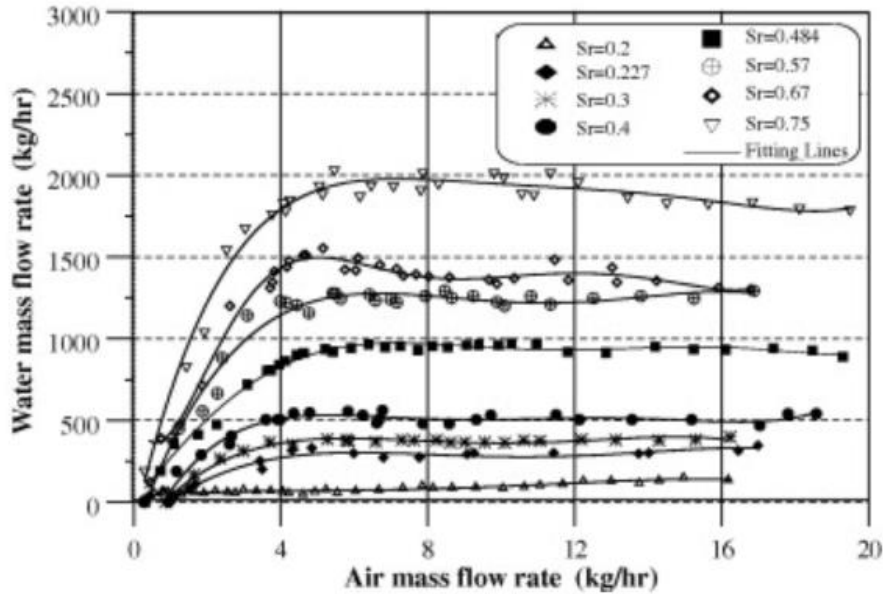
Ved høyere lufttilførsler vil vannføringen fortsette å øke, men det vil oppstå tap i form av mer kaotiske forhold i det vertikale røret med tilbakestrømning og virvler.



Figur 4. Strømningsregimer som kan oppstå i mammutpumpen ved ulike lufttilførsler. Bubble flow til venstre har den laveste lufttilførselen og deretter øker lufttilførselen mot høyre. (Taitel et al., 1980).

2.2.3 Nedsenkingsforhold

Nedsenkingsforholdet er den neddykkede rørlengden fra tilførselen av luft og opp til vannivået i forhold til den totale høyden fra tilførselen av luft og opp til toppen av røret, uttrykt med L_3/L_1 i Figur 2. Ved å øke dette forholdet, samtidig som lufttilførselen holdes konstant, vil vannføringen ut av mammutpumpen øke som illustrert i Figur 5. Dette skyldes i hovedsak at mindre energi er nødvendig for å løfte vannet ved en lavere løftehøyde.



Figur 5. Vannføringskurver ved ulike nedsenkningsforhold for en mammutpumpe med 3.75m lengde og 25.4mm i indre diameter (Kassab et al., 2009).

Nedsenkningsforholdet er en av parameterne som har størst innvirkning på mammutpumpens ytelse (Tighzert et al., 2013), og det er derfor viktig å bygge mammutpumpen slik at nedsenkningsforholdet er tilstrekkelig høyt. Flere studier har prøvd å undersøke hvilke områder for nedsenkningsforhold som viser best virkningsgrad. Kassab et al. (2009) og Hanafizadeh et al. (2011) utførte forsøk for noen nedsenkningsforhold i området 0.4 til 0.75 og 0.25 til 0.75, og i begge disse rapportene ble det funnet at det høyeste nedsenkningsforholdet som ble benyttet ga den høyeste virkningsgraden. Tighzert et al. (2013) oppdaget på sin side at virkningsgraden øker med nedsenkningsforhold opp til 0.75, og at virkningsgraden ble redusert utover dette.

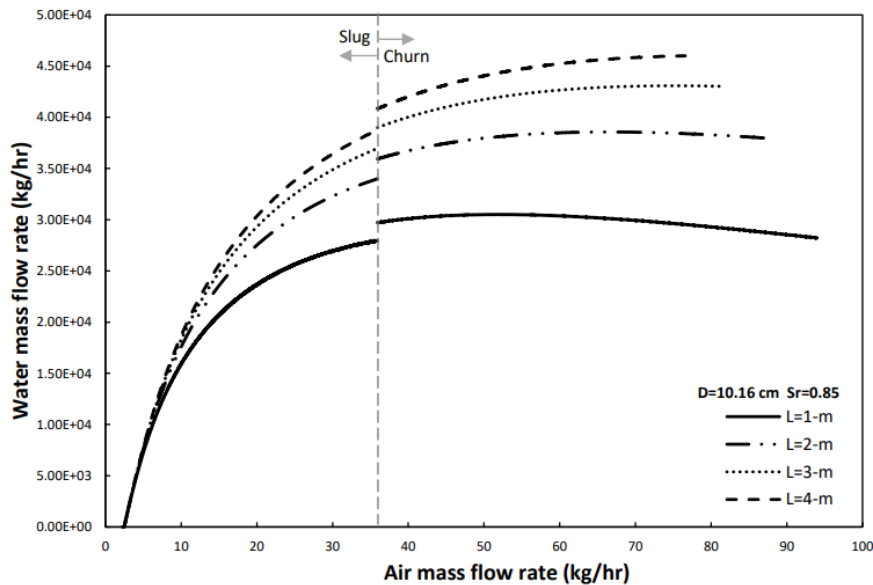
I tillegg til å påvirke ytelsen på mammutpumpen har dessuten nedsenkningsforholdet innvirkning på hvilket strømningsregime som opptrer for å løfte væsken ut av røret. Ved høyere nedsenkningsforhold er høyden som må overkommes mindre, og dermed også energien som skal til for å løfte vannet. I slike tilfeller kan til og med bubbly flow være tilstrekkelig for å oppnå en vannstrømning ut av mammutpumpen (Hanafizadeh et al., 2011). Ved lavere nedsenkningsforhold er det mer sannsynlig at vannstrømningen ut av mammutpumpen oppstår rundt churn flow regimet, hvor virkningsgraden begynner å bli lavere. Mer luft er nødvendig, og en større energibruk er forventet.

2.2.4 Diameter på pumpen

Diameteren har en innvirkning på både virkningsgraden, den utgående vannføringen, og på når overgangene mellom de ulike strømningsregimene oppstår. En større diameter fører til at påvirkning fra rørfriksjonen på strømmingen reduseres og dermed øker løfteeffektiviteten (Pougatch and Salcudean, 2008). Videre vil en økning i rørdiameter føre til at den maksimale vannstrømmingen blir høyere, mens den maksimale virkningsgraden går litt ned samtidig som den opptrer ved en høyere lufttilførsel. Overgangen mellom de ulike strømningsregimene oppstår dessuten senere ved større diametere sammenlignet med mindre (Bukhari, 2018).

2.2.5 Pumperørlengde

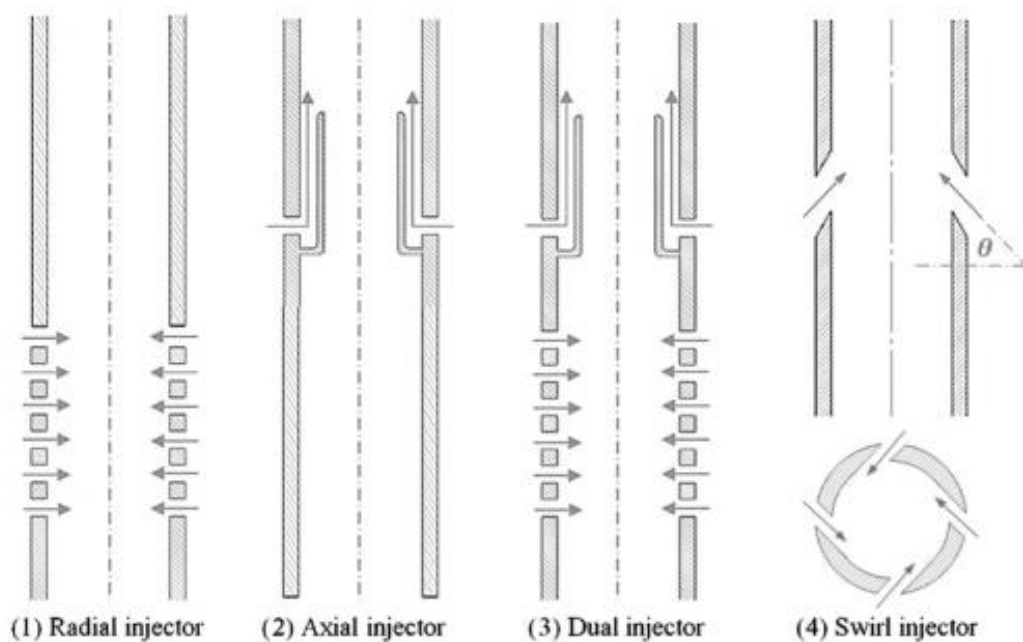
Rørlengden til mammutpumpen har betydning for ytelsen, og dette har blitt undersøkt av blant annet Bukhari (2018) og Kassab et al. (2009). Bukhari utførte forsøk for å kartlegge hvordan rørlengden til mammutpumpen påvirket ytelsen. Fire ulike lengder (1m, 2m, 3m og 4m) på stigerøret ble testet ved en konstant diameter, nedsenkningsforhold og lufttilførsel, og resultatene viste at en økt rørlengde ga en høyere ytelse som vist i Figur 6. Kassab et al. (2009) gjorde også et lignende forsøk, men da for flere ulike nedsenkningsforhold. For alle de testede nedsenkningsforholdene ble det funnet at en økning i rørlengde påvirket mammutpumpens ytelse positivt.



Figur 6. Grafisk fremstilling som viser at vannføringen [kg/time] øker med rørlengden [m] (Bukhari, 2018).

2.2.6 Luftinnblåsing (plassering, antall og design)

Det finnes mange forskjellige måter å sette opp lufttilførselen til mammutpumpen med hensyn til plassering, antall hull for lufttilførsel og design. Det er en stor enighet om at plasseringen av lufttilførselen i den nedre delen av det vertikale røret gir en god effekt, men det er ulike formeninger rundt antallet og størrelsen på hullene til lufttilførselen. Khalil et al. (1999) og Kassab et al. (2007) kom blant annet fram til at mange små hull ledet til et høyere potensiale for at boblene gikk sammen, og at det dermed oppstod en høyere oppdrift. Hu et al. (2012) oppdaget på sin side at pumpekapasiteten for væsker og partikler ble betydelig redusert da flere enn 3 hull ble benyttet. Retningen på luften kan også variere. Gjennom et forsøk utført av Ahmed et al. (2016) med ulike typer luftinjektorer ble radiell injeksjon, aksiell injeksjon, dobbel injeksjon og virvel injeksjon testet både for en konstant og pulserende luftstrømning. Figur 7 viser de ulike luftinjektorene fra forsøket. Det viste seg at dobbel injeksjon (utviklet av Ahmed og Badr et al. (2012)), bestående av både radiell og aksiell injeksjon var mest fordelaktige.



Figur 7. Design av ulike typer lufttilførsel (Ahmed et al., 2016); (1) Radiell injeksjon, (2) Aksial injeksjon, (3) Dobbel injeksjon og (4) Virvelinjeksjon. Studien viste at dobbel injeksjon ga best oppdrift, og dermed høyest vannføring.

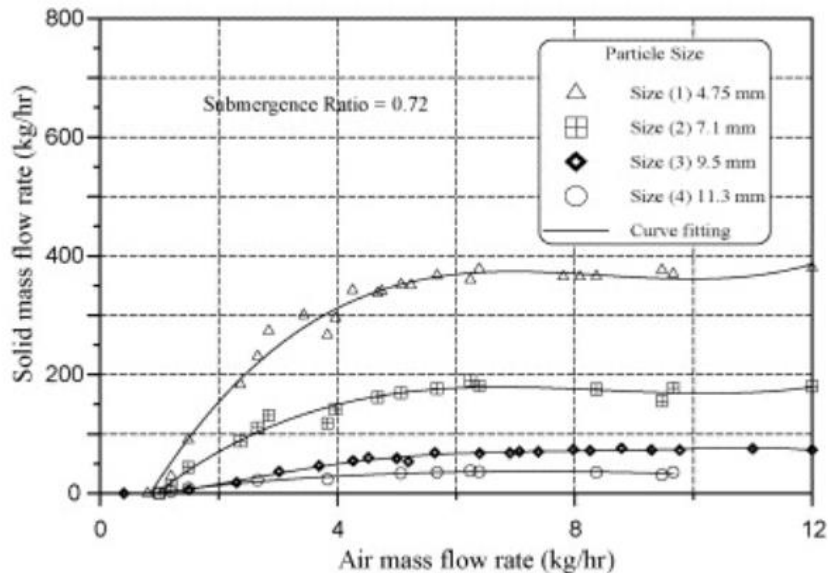
2.3 Partikkeltransport i mammutpumpe

Det er gjennomført flere studier for å kartlegge hvordan ulike partikkelegenskaper som form og tetthet påvirker ytelsen til mammutpumpen, i tillegg til hvilket strømningsregime som gir mest effektiv partikkelfjerning.

Ved å kombinere numeriske og eksperimentelle data fant Mahrous (2012) at å øke partikkelfjerningen (målt i kg/time) økte med partikkelkonsentrasjon så lenge stigerøret ikke ble tilstoppet.

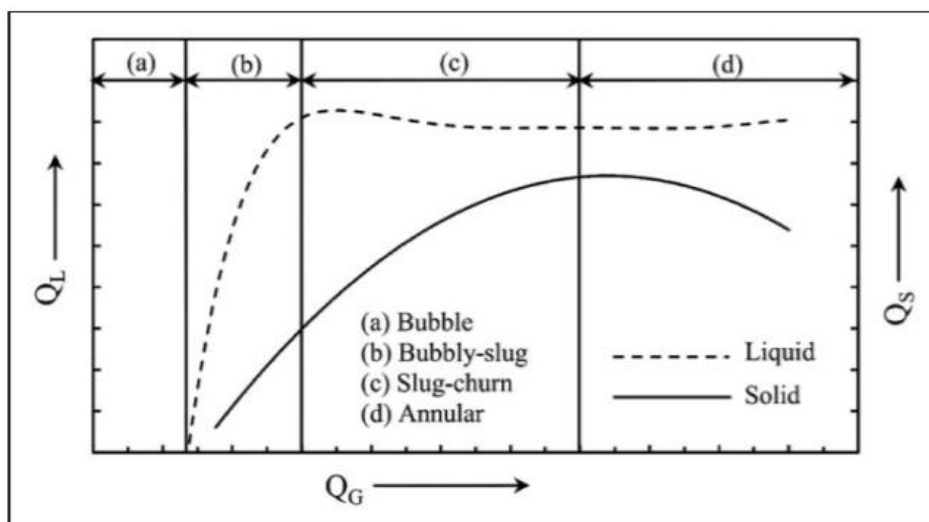
partikkelkonsentrasjonen ga en høyere ytelse til mammutpumpen med hensyn til partikkelstrømningen så lenge stigerøret ikke ble tilstoppet. (Mahrous, 2012) undersøkte også effekten av partikkeldiameteren på partikkelstrømningen og rapporterte at en større diameter førte til en større hastighetsforskjell mellom middelhastigheten til fluidet og hastigheten til partiklene. I tillegg økte dragkraften som krevdes for å løfte partikkelen grunnet en økning i partikkelens overflateareal. Kassab et al. (2007) utførte også forsøk for ulike partikkelstørrelser og undersøkte dessuten hvordan ulike nedsenkningsforhold påvirket partikkeltransporten (Figur 8). Resultatene viste også i dette tilfellet at det var mer effektivt

å pumpe mindre partikler enn større, og det ble funnet at et høyere nedsenkningsforhold ga et løft i kurven for virkningsgrad. I tillegg fant Kassab et al. (2007) at luftmengden som trengtes for å initiere partikkeltransporten ble mindre.



Figur 8. Figuren viser partikkelstrømningen [kg/time] opp mot luftstrømning [kg/time], med kurver som representerer partikkelstørrelser mellom 4,75 og 11,3 mm (Kassab et al., 2007). Resultatene viser at massestrømmen økte omvendt med partikkelstørrelsen, altså at det var mer effektivt å pumpe små enn store partikler.

Hvilket strømningsregime som er mest effektivt for transport av partikler i trefasestrømning har vist seg å være forskjellig fra transporten av vann under lik lufttilførsel, se Figur 9. Både Kassab et al. (2007) og (Enany et al., 2022) har undersøkt dette og konkluderte med at en lufttilførsel som ga et strømningsregime i nærheten av overgangen til annulær strømningsregime («annular flow») førte til at vannføringen ble litt lavere og flatet ut, mens partikkelstrømningen fortsatte å øke en liten periode lenger før den også flatet ut. Dette indikerer at luften også bidrar til å løfte partiklene i mammutpumpen (Enany et al., 2022).



Figur 9. Trendlinje som viser ytelsen til en mammutpumpe. (a), (b), (c) og (d) indikerer strømingsregimene, mens vannføringen, Q_L , lufttilførselen, Q_G , og partikkelstrømningen, Q_S , er vist langs aksene (Catrawedarma et al., 2021). Så lenge strømmingen befinner seg innenfor «Bubbly-slug» regimet øker vannføringen med lufttilførselen, men ved overgang til «Slug-churn» flater kurven ut. Kurven som viser partikkelstrømningen viser samme oppførsel, men er forskjøvet til høyre i forhold til vannføringskurven, og avtar dessuten ved overgang til det annulære («Annular») strømingsregimet.

2.4 Teoretisk modell av partikkeltransport

Til tross for at det har blitt gjennomført flere studier med fokus på hvordan ulike partikkelegenskaper påvirker partikkelstrømningen i en mammutpumpe, er det få eller ingen som har sett på kreftene som virker inn på ulike partikkelkonsentrasjoner avhengig av om de befinner seg i suspensjon eller om de er i kontakt med en rørvegg. Relevant teori blir derfor presentert i dette kapittelet for å gi en bedre forståelse av mekanismene bak partikkelfjerningen og for å predikere vannføringene som sørger for dette.

2.4.1 Partikler i suspensjon

Mammutpumpen består av et rørbend og et stigerør (se Figur 2.) og vil betraktes som selvrensende dersom partikler fjernes fra begge disse rørdelene. Når en partikkel befinner

seg i stigerøret vil den befinne seg i suspensjon og for å fjerne partikler kreves det at dragkraften fra vannet, F_D , overstiger tyngden til partiklene, W , altså at $F_D > W$, der

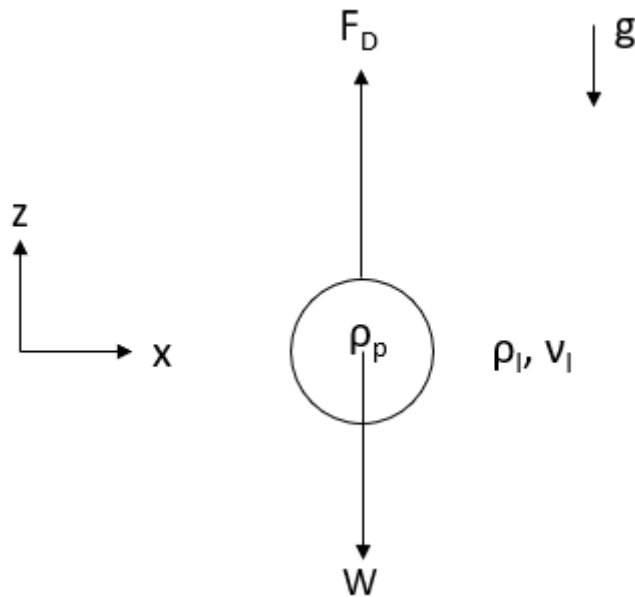
$$F_D = C_D A_{proj} \left(\frac{1}{2} \rho v_l^2 \right) \quad (1)$$

og

$$W = (\rho_p - \rho_l) V g \quad (2)$$

For å finne ut hvilken vannhastighet, v_l , som kreves for å oppfylle $F_D > W$ er det i denne oppgaven blitt gjennomført en såkalt synketest der terminalhastigheten, v_0 , er målt for et utvalg partikler. Terminalhastigheten kan uttrykkes ved at summen av kreftene er lik 0 som kjent fra Newtons 1.lov, og denne viste seg å være $v_0 = 0.097 \text{ m/s}$ for en enkelt partikkel. Dersom en partikkel holdes i ro ($v_0 = 0$) som vist i Figur 10 så kan vannhastigheten derfor antas å være $v_l = v_0$. Det vil si at dersom $v_l > v_0$ så vil partikkelen bevege seg oppover og ut av stigerøret slik at den fjernes. Men dersom $v_l < v_0$ så vil partikkelen falle (med hastighet $v_0 - v_l$) og dermed bli værende i røret.

Fra dette kan vi predikere hvilken vannføring som er nødvendig for å fjerne partikler som er i suspensjon i stigerøret (altså i fristrømmen) ved å benytte massebevaringsloven, $Q = vA$, der A er tverrsnittsarealet til røret. Det antas at v_l er konstant over tverrsnittsarealet bortsett fra et tynt grensesjikt nær veggen vi kan se bort fra fordi det er mindre enn partiklene. For å finne hvilken lufttilførsel som kreves for å oppnå ønsket vannføring ved et gitt nedsenkningsforhold kan man benytte seg av kalibreringskurver for Q_l mot Q_g , som vist i Figur 5. Slike diagrammer vil imidlertid avhenge av type mammutpumpe og det eksperimentelle oppsettet (diameter på lufttilførsel og stigerør, rørlengde m.m.). Det vil derfor utarbeides et tilsvarende diagram for mammutpumpen som er brukt i denne oppgaven (se kapittel 5.1.1).



Figur 10. Krefter som virker på en partikkel med terminalhastighet. Når dragkraften på partikkelen, $F_D = c_D A \frac{1}{2} \rho_l v_l^2$, er lik partikkelens vekt minus oppdrift, $W = (\rho_p - \rho_l)gV$, faller partikkelen med konstant terminalhastighet, v_l .

2.4.2 Fjerning av enkeltpartikler i rørbandet

For å fjerne partikler som ligger i ro langs bunnen i rørbandet (figur 11) vil det kreves at dragkraften fra vannet er større enn friksjonskraften mellom en partikkel og underlaget. Friksjonskraften er avhengig av vekten til partiklene i fluidet og den dimensjonsløse friksjonskoeffisienten, μ . Det er ikke blitt funnet en friksjonskoeffisient for de spesifikke plastikkmaterialene til henholdsvis rørbandet (Polyvinylklorid) og partiklene (polyetylentereftalat), og en generell friksjonskoeffisient for plastikk mot plastikk som er oppgitt til å være 0.4 brukes derfor isteden (u.å).

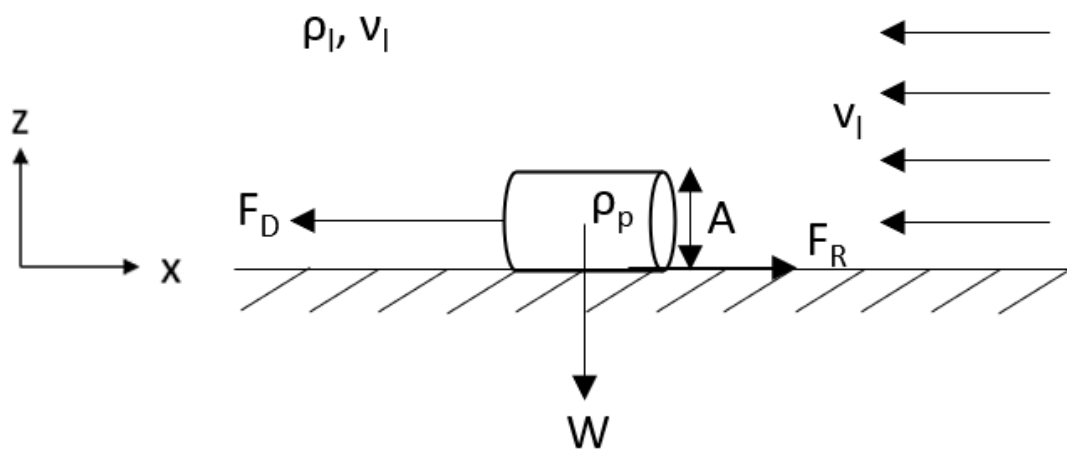
Partikkelens akselerasjon \vec{a} gitt ved Newtons 2.lov:

$$m_p \vec{a} = \Sigma \vec{F} = \vec{F}_D - \vec{W} \cdot \mu = \vec{F}_D - \vec{F}_R \quad (3)$$

, hvor m_p er partikkelens masse relativt til vannet og uttrykkes ved

$$m_p = \frac{W}{g} \quad (4)$$

Dersom $F_D - F_R > 0$, fører dette til at partikkelen akselereres mot venstre som vist i Figur 11.



Figur 11. Krefter som virker på en enkelt partikkel langs rørveggen i bendet. For at partikkelen skal settes i bevegelse må dragkraften, F_D , overvinne friksjonskraften mot underlaget, F_R , altså må $F_D > F_R$. Her er ρ_p partikkelens egenvekt, ρ_l fluidiets (her: vannets) egenvekt, V partikkelens volum, og $W = (\rho_p - \rho_l)Vg$ partikkelens normalkraft mot underlaget. Friksjonskraften mot underlaget er gitt ved $F_R = \mu W$, der μ er friksjonskoeffisienten, og F_D er gitt ved $F_D = c_D A \frac{1}{2} \rho_l v_l^2$, der v_l er vannhastigheten gjennom røret, og A partikkelens projiserte areal.

Vi kan uttrykke denne ulikheten med hensyn til vannhastigheten, v_l , som gir at

$$v_l = \sqrt{\frac{2W\mu}{C_D A \rho_l}} \quad (5)$$

Dragkoeffisienten som inngår i denne formelen er ikke kjent, og avhenger dessuten av vannhastigheten, v_l . For å løse denne ligningen benyttes en iterasjonsmetode hvor man

først gjetter v_l , og deretter bruker denne hastigheten til å beregne Reynoldstallet til strømmingen rundt partikkelen, $Re = v_l d / \nu_l$, der d er partikkeldiameteren og ν_l den kinematiske viskositeten til vannet ($\nu_l \sim 10^{-6} m^2/s$). Ved å bruke Reynoldstallet og anta en diskform for de sylindriske partiklene leser man deretter av dragkoeffisienten, c_D , fra et diagram for drakoeffisienter for aksesymmetriske objekter (se for eksempel Elger et al. (2016)). Dragkoeffisienten brukes deretter i formel (5) til å finne en ny v_l for neste iterasjon, og denne prosessen gjentas helt til en konstant verdi for v_l er oppnådd. De kritiske vannhastighetene funnet ved denne iterasjonsmetoden vil i kapittel 5 valideres opp mot de kritiske vannhastighetene fra eksperimentene.

Et alternativ til å lese av dragkoeffisienten for kurven for diskform i diagrammet (Elger et al., 2016), er å finne en hydraulisk diameter som oversetter den sylindriske partikkelen til en kule. Fremgangsmåten består av å sette det kjente volumet, V , til partikkelen lik volumet til en kule og deretter løse ligningen med hensyn til diameteren, d .

$$V = \frac{1}{6} \pi d^3 \quad (6)$$

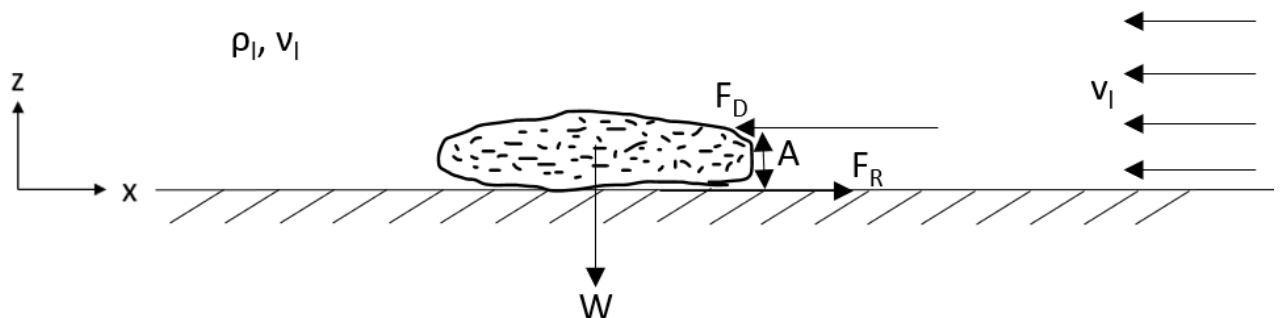
$$d = \sqrt[3]{\frac{6V}{\pi}} \quad (7)$$

Dragkoeffisienten kan videre finnes for en kule for Reynoldstall opp mot $3 \cdot 10^5$ ved hjelp av korrelasjonen som er foreslått av Clift and Gauvin (1970):

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) + \frac{0.42}{1 + 4.25 \cdot 10^4 Re^{-1.16}} \quad (8)$$

2.4.3 Fjerning av partikkelansamling i rørbundet

I tillegg til å fjerne enkeltpartikler fra rørveggen er det av interesse å fjerne ansamlinger av partikler, se Figur 12. Også i dette tilfellet kreves det at dragkraften overgår friksjonskraften, altså at $F_D > F_R$, og kritisk hastighet for partikkelfjerning finnes ved samme metode som beskrevet i kapittel 2.4.2 for enkeltpartikler. Diameteren til ansamlingen, som inngår i beregningen av Reynoldstall og dragkoeffisient, c_D , regnes ut i tre steg. Først måles høyden, h , til partikkelansamlingen (se Figur 16 og 17 i kapittel 3.2). Deretter brukes h og rørets diameter til å regne ut partikkelansamlingens projiserte areal, A , i strømningsretningen (x-retning). Ved å sette A til overflatearealet til en sirkel, $A = \pi D^2/4$, kan man i siste steg løse for diameteren D som brukes i beregningen av Reynoldstallet, $Re = v_l D/\nu_l$.



Figur 12. Krefter som virker på en partikkelansamling i rørbundet. For at partikkelansamlingen skal settes i bevegelse må dragkraften, F_D , overvinne friksjonskraften mot underlaget, F_R , altså må $F_D > F_R$. Friksjonskraften mot underlaget er gitt ved $F_R = \mu W$, der μ er friksjonskoeffisienten, og F_D er gitt ved $F_D = c_D A \frac{1}{2} \rho_l v_l^2$, der v_l er vannhastigheten gjennom røret.

Volumet til partikkelansamlingen er gitt av massetettheten og tørrvekten, og volumfraksjonen for vann er derfor ikke medregnet. Det legges derfor til en faktor for volumfraksjonen til vannet, α , og denne blir funnet gjennom forsøk som beskrevet i kapittel 3.2. På tilsvarende måte som i kapittel 2.4.2 kan iterasjonsmetoden brukes til å finne v_l ved en modifisering av formel (5) hvor

$$v_l = \sqrt{\frac{2W\mu}{C_D A \alpha \rho_l}} \quad (9)$$

, og er den hastigheten som sørger for å skape en dragkraft som overvinner friksjonskraften.

2.4.4 Skjærspenning

For en fylt ledning brukes vanligvis formel (10) for å kontrollere om en avløpsledning oppfyller skjærspenningskravet som sørger for selvrensing.

$$\tau_{maks} = \gamma R I \quad (10)$$

, hvor skjærspenningen, τ er lik den spesifikke vekten til vannet, γ , multiplisert med den hydrauliske radiusen, R , og helningen, I . Skjærspenningen kan i tillegg utledes fra friksjonsfaktorenn f , som er gitt ved forholdet mellom skjærspenningen som virker på rørveggen og det dynamiske trykket, $p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2$:

$$f = \frac{4 \cdot \tau_{vegg}}{\left(\frac{\rho \cdot v^2}{2}\right)} \quad (11)$$

Ved å regne ut Reynoldstallet for vannhastigheten i rørbendet kan Moody diagrammet for glatte rør (Moody, 1944) benyttes til å finne friksjonsfaktoren f , og løse ligningen med hensyn til skjærspenningen på veggen:

$$\tau_{vegg} = \frac{f \cdot \rho \cdot v^2}{8} \quad (12)$$

For å validere de eksperimentelle dataene sammenliknes målte verdier τ_{Vegg} med skjærspenningskrav som stilles til spillvannsledninger (se kapittel 2.1).

2.4.5 Modellering

Det er ønskelig å kunne estimere kritiske vannhastigheter i «felt», dvs. i virkeligheten, ut fra resultatene fra modelltestene gjort i denne oppgaven. For at dette skal være mulig er det sentralt at forholdet mellom kreftene i modell og virkelighet (drag og friksjon) samsvarer. Dette kan uttrykkes som:

$$\frac{F_{D,m}}{F_{R,m}} = \frac{F_{D,v}}{F_{R,v}}, \quad (13)$$

Der « m » står for modell, og « v » står for virkelighet. Innsatt for F_D og F_R gir dette:

$$\frac{C_{D,m} \frac{1}{2} A_{Tverrsnitt} \rho_m v_m^2}{\Delta \rho_m V_m \mu_m g} = \frac{C_{D,v} \frac{1}{2} A_{Tverrsnitt} \rho_v v_v^2}{\Delta \rho_v V_v \mu_v g} \quad (14)$$

Denne formelen benyttes til å beregne hastigheten for en modellkule basert på en avløpspartikkel med følgende verdier for variablene:

$$-d_v = 30 \mu m$$

$$-d_m = 2.81 mm$$

$$-\Delta \rho_v = 50 kg/m^3$$

$$-\Delta \rho_m = 395 kg/m^3$$

Ligning (14) kan forenkles til

$$\frac{\rho_m v_m^2 C_{D,m}}{\Delta \rho_m d_m \mu_m} = \frac{\rho_v v_v^2 C_{D,v}}{\Delta \rho_v d_v \mu_v} \quad (15)$$

Løst med hensyn på v_v gir dette:

$$v_v^2 = \frac{\rho_m v_m^2 C_{D,m} \Delta \rho_v d_v \mu_v}{\Delta \rho_m d_m \mu_m \rho_v C_{D,v}} \quad (16)$$

Dersom fluidet i begge tilfeller er likt, vil $\rho_m = \rho_v$, og får videre at

$$v_v^2 = \frac{v_m^2 C_{D,m} \Delta \rho_v d_v \mu_v}{\Delta \rho_m d_m \mu_m C_{D,v}} \quad (17)$$

Setter inn de kjente verdiene

$$v_v^2 = \frac{50 \cdot 30 \cdot 10^{-6}}{395 \cdot 2.81 \cdot 10^{-3}} \frac{v_m^2 C_{D,m} \mu_v}{\mu_m C_{D,v}} \quad (18)$$

Får dermed uttrykket for en modellkule for en avløpspartikkel til å bli

$$v_v = 0.037 \sqrt{\frac{\mu_v C_{D,m}}{C_{D,v} \mu_m}} v_m \quad (19)$$

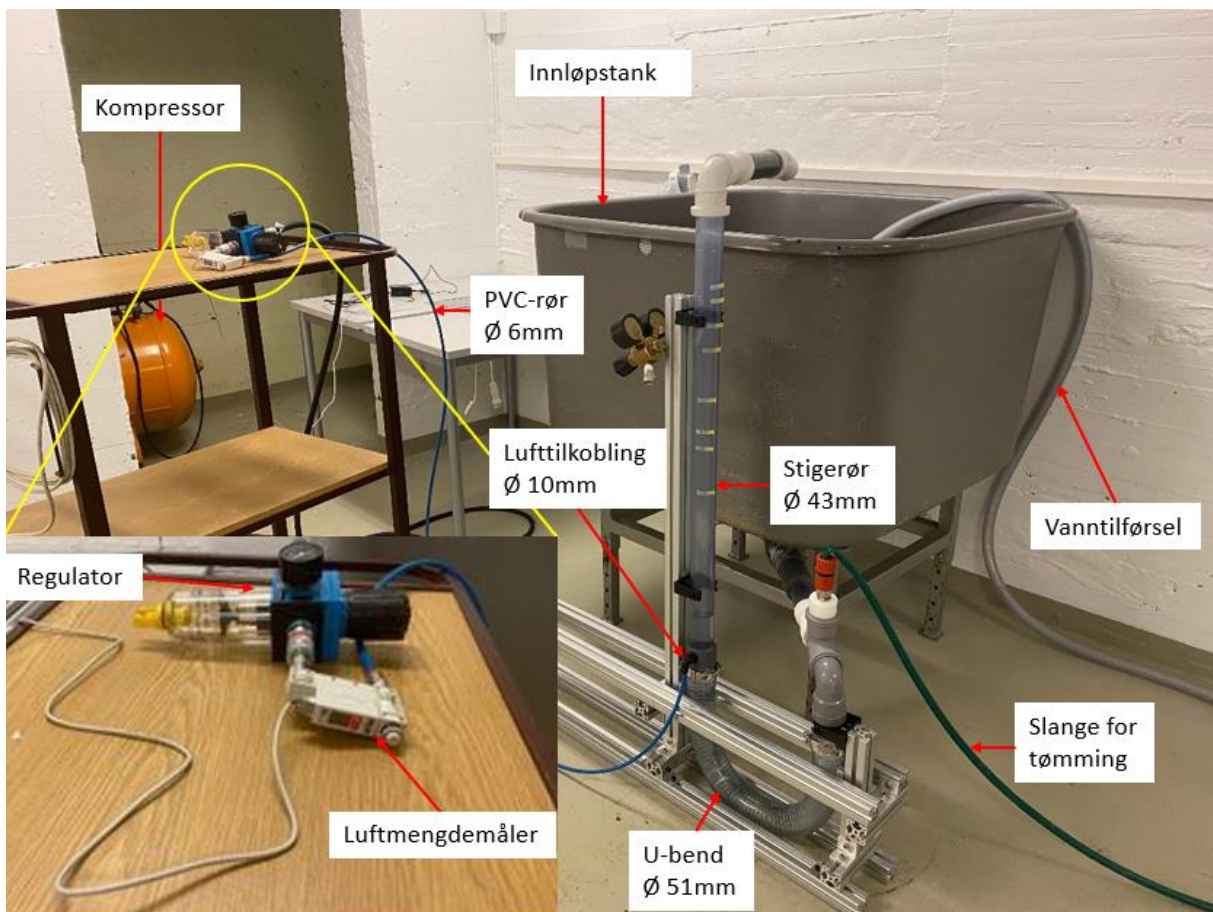
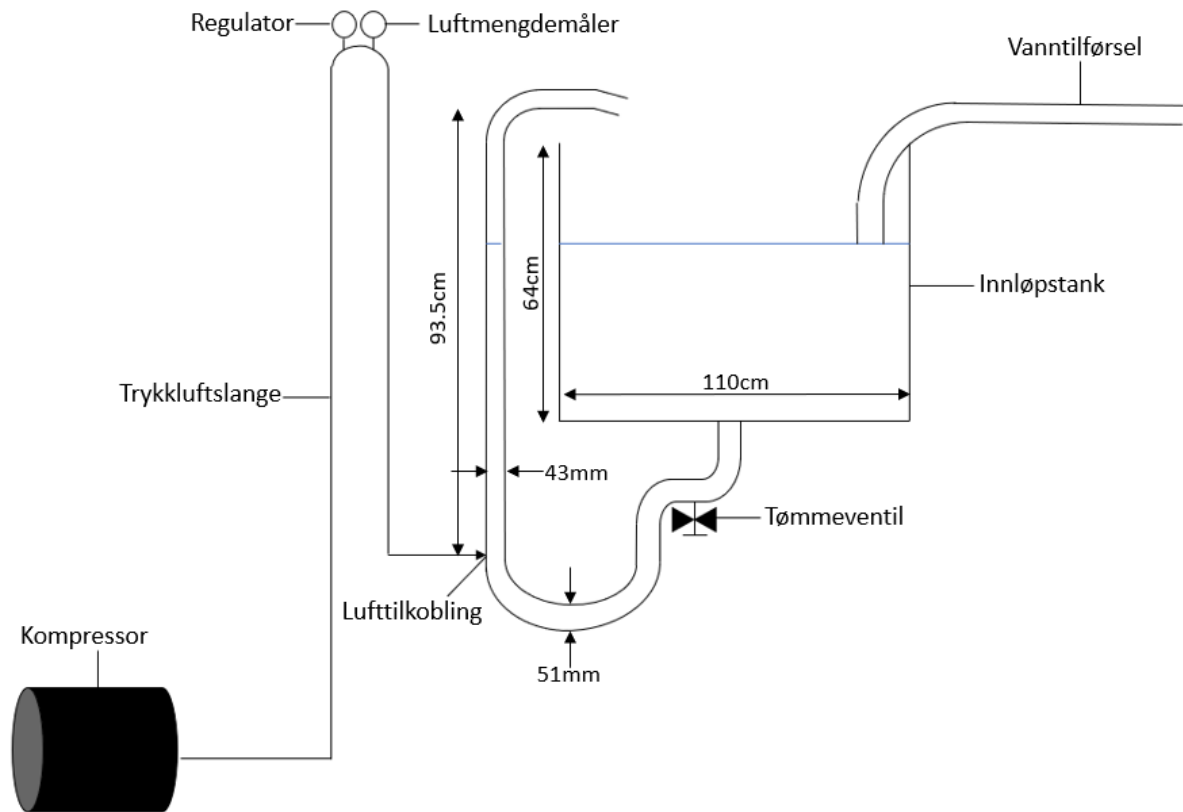
Hvis leddene inni kvadratrottegnet holdes konstant har vi dermed at kritisk vannhastighet i virkeligheten finnes ved å multiplisere vannhastigheten i modellen med en faktor på 0.037.

3. Eksperimentelt oppsett og metode

Dette kapitlet omhandler det eksperimentelle oppsettet til mammutpumpen og fremgangsmåten for de ulike forsøkene. Målet med den eksperimentelle studien er å danne grunnlaget for den teoretiske modellen og for å kunne validere den teoretiske modellen i kapittel 2.4 Teoretisk modell av partikkeltransport.

3.1 Oppsett

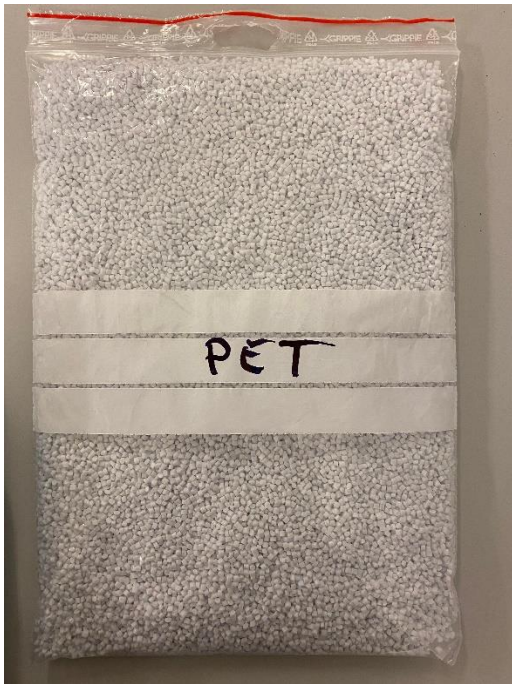
Oppsettet består av en stor innløpstank etterfulgt av et gjennomsiktig fleksibelt u-bend (PVC) med diameter 51mm og deretter et gjennomsiktig vertikalt rør av PVC med diameter 43mm som har et bend på toppen som vist i Figur 13. En trykkluftslange fører trykkluften fra kompressoren via en regulator etterfulgt av en luftmengdemåler og til slutt til innføringspunktet i den nedre delen av det vertikale røret like ovenfor det gjennomsiktige rørbendet. Den siste slangen som fører luften fra luftmengdemåleren og til mammutpumpen har en diameter på 6mm, mens hullet hvor luften blir introdusert radielt har en diameter på 10mm.



Figur 13. (a) Skjematisk fremstilling med høyde på stigerør (93.5cm), høyde på innløpstank (64cm) og bredde og lengde (110cm). (b) bilde av det eksperimentelle oppsettet, Kompressor, Innløpstank, PVC rør indre diameter 6mm, stigerør indre diameter 43mm, u-bend indre diameter 51mm, vanntilførsel, slange for tømming, regulator og luftmengdemåler.

En kompressor av typen EPC 440-250 (Eurocomp series), 1-trinns stempelkompressor blir brukt til å levere luft til mammutpumpen. Den har et maksimalt trykk på 10 bar, og kan levere 300 l/min luft under et trykk på rundt 6 bar. En trykkluftslange er koblet til kompressoren og det er videre koblet til en regulator av modellen MIDI F/R 15 produsert av Atlas Copco som endrer volumstrømmen til luften og måler trykket, samt en luftmengdemåler like etter. Luftmengdemåleren av modellen PFM711 som er produsert av RS Components ble brukt til å måle lufttilførselen inn i vannrøret og hadde en begrensning på 102 l/min. Regulatoren og luftmengdemåleren (se Figur 13 (b)) plasseres høyere enn innløpstanken for å hindre at vann kommer inn i måleutstyret når kompressoren er avslått.

Partiklene som ble benyttet under forsøkene (se Figur 14) er laget av PET (polyetylentereftalat) og har blitt levert av Berry Packaging Norway, avd. Kambo. De hadde en sylinderform med en lengde på $2.8 \pm 0.1\text{mm}$ og diameter på $2.3 \pm 0.3\text{mm}$. Tettheten til partiklene er oppgitt til å være i området $1390 - 1400 \text{ kg/m}^3$. Det vil videre antas en middelvei, altså 1395 kg/m^3 , med en usikkerhet på $\pm 3.3 \text{ kg/m}^3$.



Figur 14. PET-partiklene som ble brukt under eksperimentene. Partiklene er sylindrerformede med en lengde på $2.8 \pm 0.1\text{mm}$ og diameter på $2.3 \pm 0.3\text{mm}$, og har en egenvekt på $1395 \pm 3.3 \text{ kg/m}^3$.

Massen, m , til den enkelte partikkelen ble funnet gjennom en undersøkelse av et utvalg på 50 partikler. Den gjennomsnittlige verdien ble funnet til å være $1.63 \cdot 10^{-5} \pm 6.2 \cdot 10^{-8} \text{ kg}$.

Volumet til den enkelte partikkelen kan dermed uttrykkes ved:

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{1.63 \cdot 10^{-5}}{1395} = 1.17 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 \quad (20)$$

, med en usikkerhet på $\pm 4.2 \cdot 10^{-11} \text{ m}^3$.

Den hydrauliske diameteren til partikkelen kan som nevnt i kapittel 2.4 finnes ved å sette volumet til partikkelen lik formelen til en kule og løse med hensyn til diameteren d i formel (7):

$$d = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 1.17 \cdot 10^{-8}}{\pi}} = 2.81 \text{ mm} \quad (21)$$

, med en usikkerhet på $\pm 0.003\text{mm}$. Synkehastigheten til partiklene ligger gjennomsnittlig på $0.097 \pm 0.01\text{ m/s}$ og ble funnet ved å måle tiden en partikkel brukte på å synke en gitt høyde for et utvalg på 55 partikler. Videre er volumfraksjonen for vannet som befinner seg i mellomrommet i partikkelansamlingene i forhold til totalvolumet på 0.32 ± 0.009 . Metoden som ble benyttet for å måle volumhastigheten er beskrevet i det neste kapittelet.

3.2 Eksperimentell metode

I dette kapittelet blir fremgangsmåten til de ulike målingene og forsøkene forklart.

Volumfraksjon utgjort av vann er funnet ved gjennomføring av tre målinger, der en mengde partikler er plassert oppi et målebeger til et gitt nivå (30 ml). Deretter ble det helt oppi vann til dette nivået. Underveis ble det foretatt målinger ved å plassere et beger på vekten og deretter notere de ulike tilfellene med kun beger, deretter beger og partikler og til slutt beger, partikler og vann. Ved å kjenne de ulike massene til vann og partikler ble volumene beregnet med kjennskap til deres respektive massetettheter.

Videre ble målingen av vannføringen, Q_l , gjennomført med oppsamling av vann og en stoppeklokke. En målesylinder som rommet i underkant av 5 liter ble benyttet ved oppsamling av vann ved de lavere vannføringene. Da vannføringen ble såpass stor at det kun tok noen få sekunder å fylle målesylinderen ble det benyttet en stor bølge til å samle opp vann over en lengre periode. Deretter ble mesteparten helt oppi en annen bølge til 10 liter merket og den resterende mengden ble helt oppi målesylinderen.

Måling av lufttilførselen ble i sin tur gjennomført med avlesning av et digitalt display på luftmengdemåler, som angav verdier mellom 0 l/min og 102 l/min.

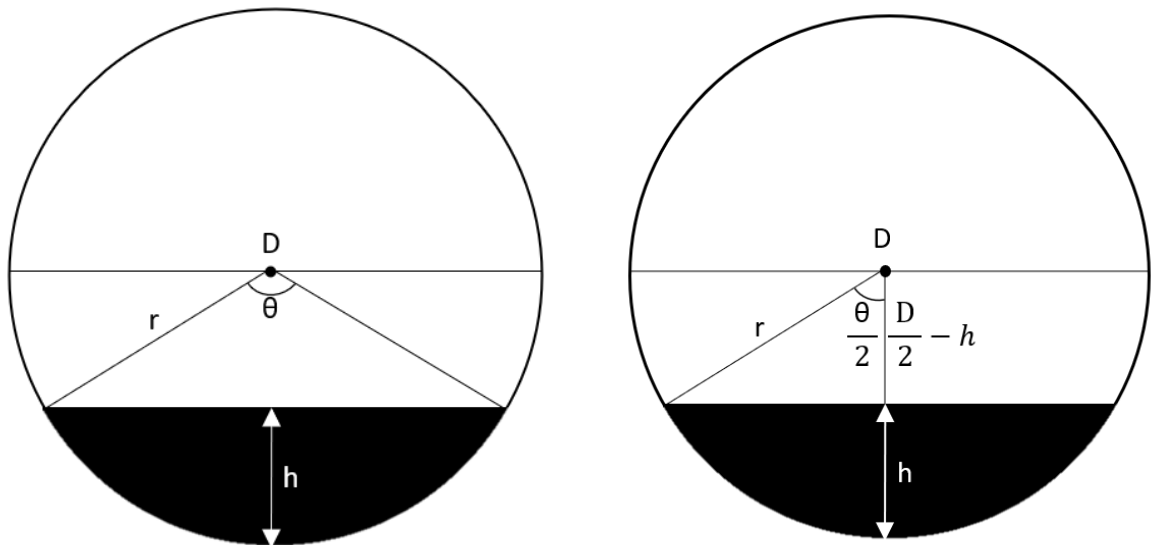
For å bestemme antallet partikler i partikkelansamlingene 409, 2032 og 11086 ble de først veid, og antallet ble deretter funnet ved gjennomsnittsvekten til den enkelte partikkel. Unntaket var for de fem partiklene som enkelt kunne telles.

Overflatearealet til de ulike partikkelansamlingene ble også funnet ved noen høydemålinger av partikkelansamlingene i et tilsvarende rør som rørbendet vist i Figur 16, og ble funnet ved å bruke denne formelen:

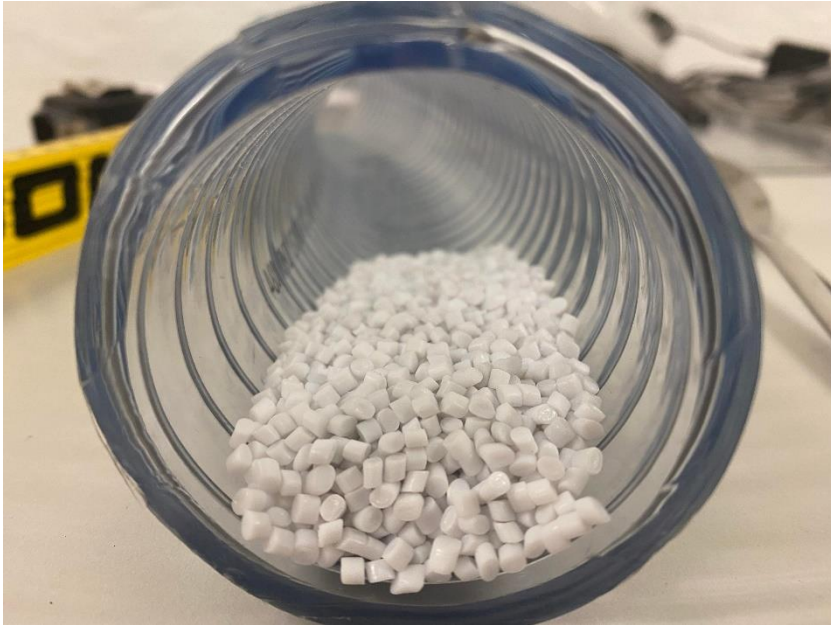
$$A = \frac{r^2}{2}(\theta - \sin(\theta)) = \frac{D^2}{8}(\theta - \sin(\theta)) \quad (22)$$

, der A er det fargede området som vist i Figur 15 og θ er vinkelen funnet ved hjelp av formel (23). Formelen avhenger av kjennskap til to av sidene i trekanten som er vist i Figur 15 (b) der den ene siden er radien og den andre er høyden mellom partikkelansamlingen og sentrum.

$$\theta = 2 \cos^{-1} \left(\frac{\left(\frac{D}{2} - h\right)}{\left(\frac{D}{2}\right)} \right) \quad (23)$$



Figur 15. (a) viser en skjematisk fremstilling hvor partikkelansamlingen er angitt som det svarte området og (b) illustrer hvordan formel (23) kan brukes til å finne θ .



Figur 16. Partikkelansamling bestående av 2032 partikler i tilsvarende rør som u-bendet.

I de tilfeller hvor $h > D$ må fremgangsmåten endres litt og arealet til partikkelansamlingen kan finnes ved å ta tverrsnittsarealet til røret minus det minste arealet som ikke inneholder partikler. $(h - \frac{D}{2})$ må i dette tilfellet benyttes i telleren i formel (23).

Forsøk 1 - Væsketransport

I dette forsøket var målet å lage et diagram tilsvarende Figur 5 ved å måle lufttilførselen opp mot målt vannføring ut av pumpen ved noen ulike nedsenkningsforhold (0.4, 0.5, 0.54, 0.6, 0.65, 0.7, 0.75, 0.8 og 0.82) som holdes konstante under hvert forsøk. For hvert nedsenkningsforhold ble lufttilførselen endret omtrentlig 5-8 ganger ved hjelp av en regulator. Ved hver lufttilførsel ble det gjennomført minst 3 målinger av vannmengden som kunne leses av det digitale displayet til luftmengdemåleren.

Forsøk 2 - Partikler

I dette forsøket ble det foretatt målinger for å finne den kritiske lufttilførselen som sørger for fjerning av de ulike partikkelkonsentrasjonene (5, 409, 2032 og 11086 partikler) over de ulike nedsenkningsforholdene. Forsøket startet med å plassere en gitt mengde partikler ned i rørbendet (mest mulig midtstilt) og deretter økte lufttilførselen gradvis til det punktet hvor alle partiklene ble fjernet fra rørbendet for de ulike nedsenkningsforholdene.

4. Observasjoner

4.1 Observasjoner uten partikler

Ved å variere lufttilførselen mellom 0 og 98 l/min for det høyeste nedsenkningsforholdet 0.82, ble det forsøkt å visuelt bestemme hvilke lufttilførsler som ga de ulike strømningsregimene ved hjelp av filmopptak. Strømningsregimene som har blitt observert er vist i Figur 17 med tilhørende lufttilførsler og består av: Bubbly flow (0-1 l/min), Bubbly-slug flow (4 l/min), slug flow (25 l/min), slug-churn flow (55 l/min) og churn flow (70 l/min).

På grunn av begrensninger med luftmengdemåleren var det ikke mulig å videre øke lufttilførselen slik at annulær strømning (annular flow) kunne opptre. Filmopptakene ble dessuten brukt til å observere oppførselen til de ulike strømningsregimene som beskrevet nedenfor.

Bubbly flow var preget av en kontinuerlig vannsøyle hvor boblene stort sett var uavhengige av hverandre, og fortrengte vannet i stigerøret opp en liten høyde. Det ble videre observert at boblene som kolliderte med hverandre ikke nødvendigvis gikk sammen og dannet en større boble. Boblene så i stor grad ut til å holde på formen sin til tross for at kolliderte med hverandre.

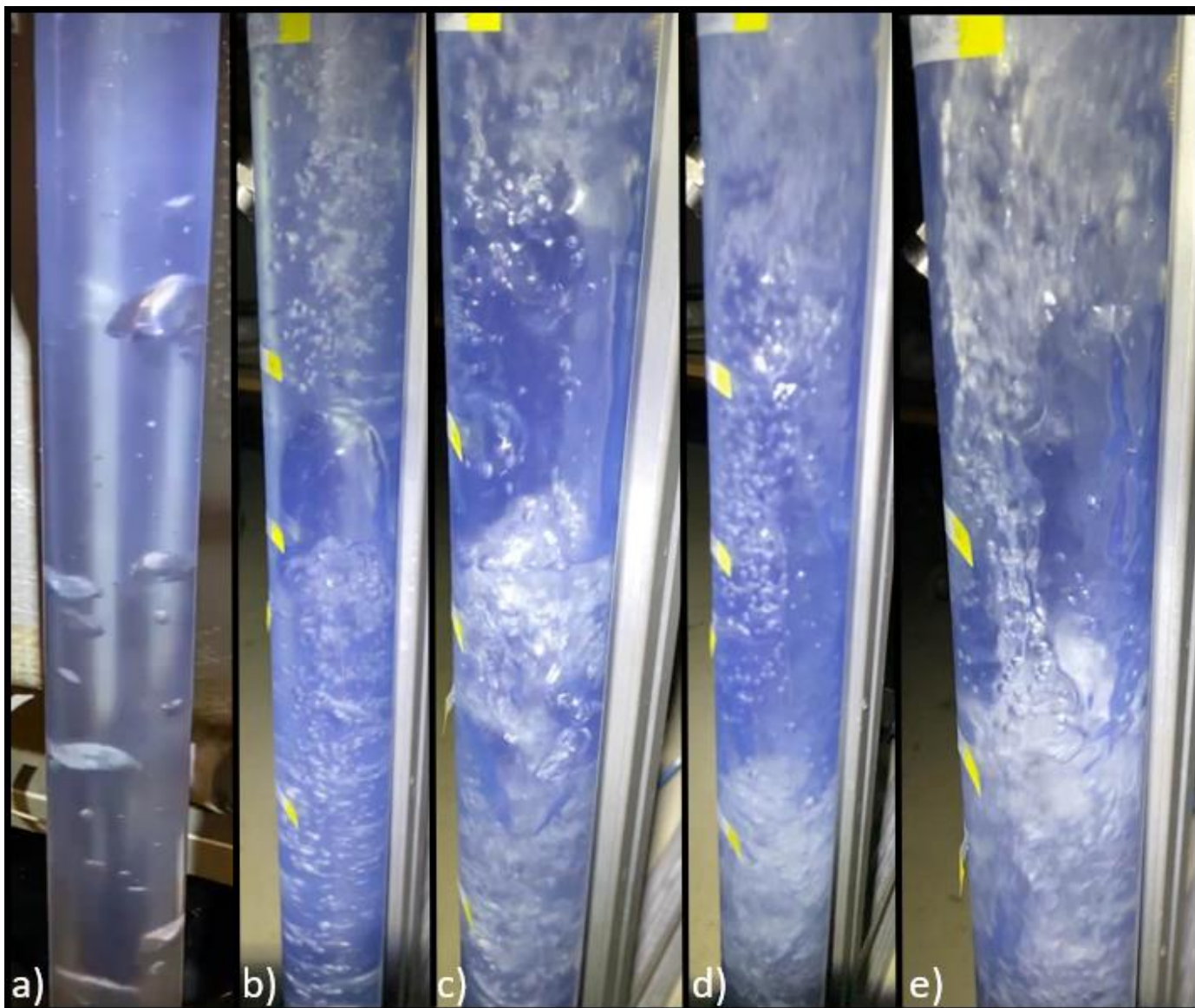
I overgangen mellom bubbly flow og slug flow, begynte det å dannes større bobler, og ved tilfeller hvor mindre bobler tok igjen de større, ble de oftere absorbert og dannet stadig større bobler. Årsaken til at mindre bobler kunne ta igjen de større foregående til tross for

en lavere oppdrift skyldtes trolig at kjølvannet hadde et lavere trykk som ga en mindre motstand og dermed gjorde det mulig for de mindre boblene å ta igjen boblene som befant seg ovenfor. Noe som dessuten forklarer hvorfor boblene hadde en tendens til å øke i størrelse desto lengre oppe i stigerøret de befant seg.

Ved slug flow ble det dannet Taylorbobler som hadde en diameter omtrent tilsvarende tverrsnittet i det vertikale røret, med en buet front og en tilnærmet flat akterende. Det kunne videre observeres at mindre bobler som befant seg foran en Taylorboble ble skjøvet unna langsmed rørveggen. En del av disse mindre boblene ble absorbert i bakkant av Taylorboblen, mens de resterende boblene ble værende i vannlommen under og oppførte seg likedan ved neste Taylorboble. Noen nye små bobler ble dessuten dannet i overgangen mellom enden på Taylorboblen og vannfasen.

I overgangen mellom slug og churn flow begynte lengden på luftlommene å øke, samtidig som at tilbakestrømninger (reverse flow) og virvler begynte å bli mer fremtredende.

Da avstanden mellom Taylorboblen ble mindre, og churn flow oppstod, ble det stadig mer kaotiske forhold i det vertikale røret. Forholdene i røret var preget av områder med høye gasskonsentrasjoner med en pulserende oppførsel, og det var dessuten vanskeligere å skille mellom vannfilmen langs rørveggen og det som foregikk innerst i røret. Boblene så dessuten ut til å få en mer deformert form, og gikk sammen med andre bobler slik at disse ble større, samtidig som de i større grad delte seg opp. Ved det høyeste nedsenkningsforholdet (0.82) og ved lufttilførselen på 98 l/min begynte det også å se ut som strømningsregimet begynte å nærme seg annulær strømning ved at avstanden mellom luftlommene ble stadig mindre.



Figur 17. Bilder av strømningsregimer i det vertikale røret. a) bubbly flow (0-1 l/min), b) bubbly-slug flow (4 l/min), c) slug flow (25 l/min), d) slug-churn flow (55 l/min) og e) churn flow (70 l/min).

4.2 Observasjoner med partikler

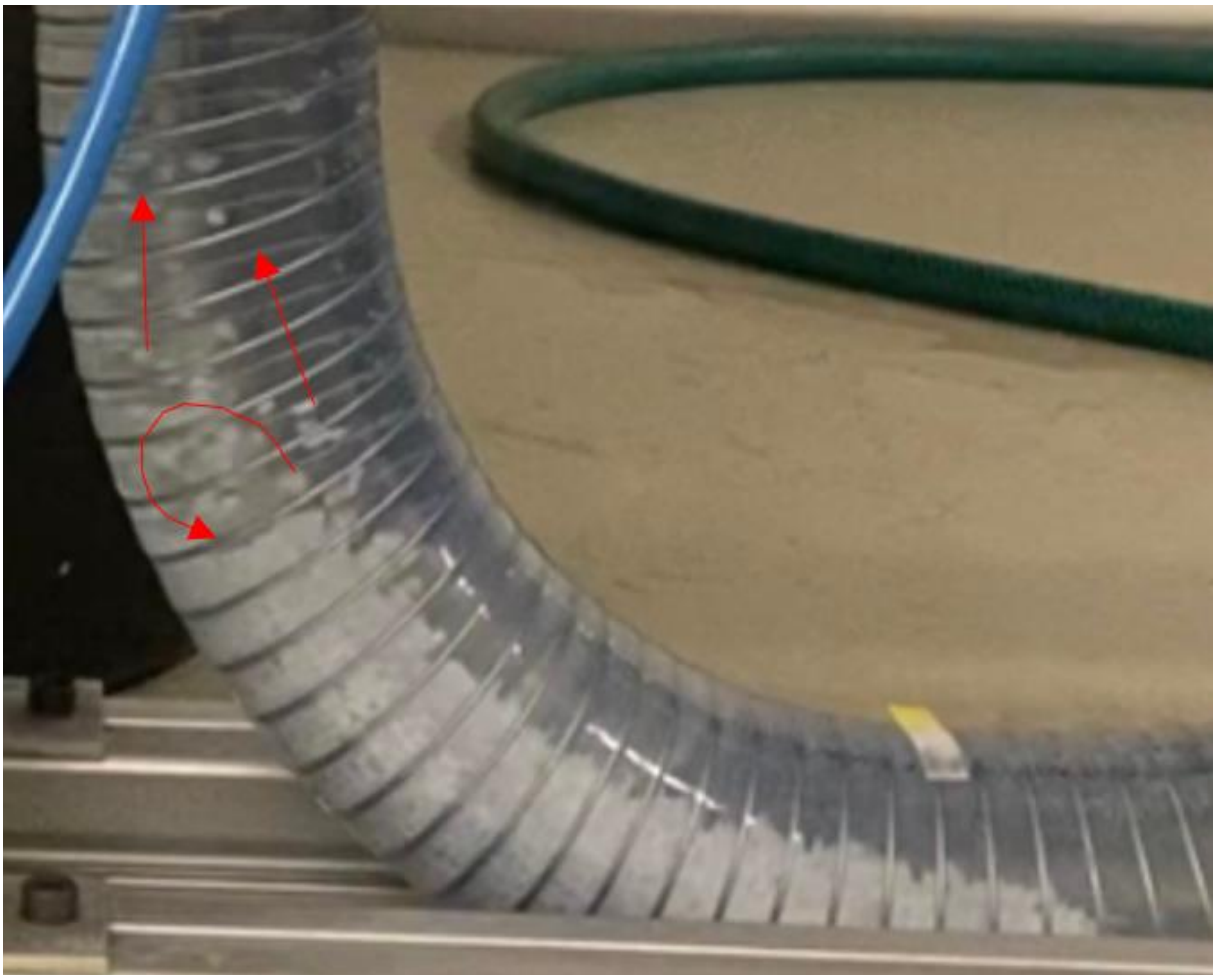
Ved å variere partikkelkonsentrasjonen ble det observert tre distinkte regimer for partikkelforflytning i rørbendet (illustrert i Figur 19).

- i) Enkeltpartikler
- ii) «sandyneforflytning»
- iii) Pluggforflytning

Den nødvendige lufttilførselen som sørget for partikkelfjerning for de ulike partikkelkonsentrasjonene ble i tillegg notert gjennom en gradvis økning til det kritiske punktet ble nådd.

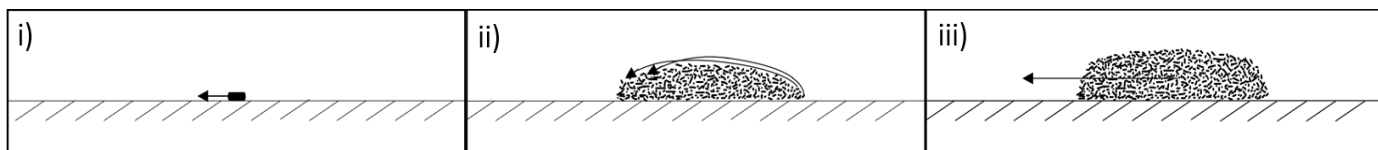
I regime i) ble det observert at partiklene beveget seg langs bunnen av rørbendet. Deretter flyttet de seg oppover i rørbendet til et kritisk punkt hvor vannets hastighet løftet partiklene opp et stykke, samtidig som tyngden til partiklene førte til at partiklene ikke flyttet seg videre oppover, men holdt seg mer eller mindre i ro. Med en økning i lufttilførselen fra dette punktet ble alle partiklene fjernet.

For regime ii) var bevegelsene preget av at det var en ansamling med partikler med bindekrefter mellom partiklene som holdt dem samlet. Dette resulterte i at det krevdes en større lufttilførsel under tilsvarende forhold som regime i) for å initiere en bevegelse. Bevegelsen til partikkelansamlingen var preget av en «sandyneforflytning» som vist i Figur 18 (a), hvor de bakerste partiklene ble løftet og la seg i front. Denne bevegelsen gikk sakte, men sikkert i den horisontale delen, men en ytterligere økning i lufttilførselen måtte til for å løfte ansamlingen høyere i bendet. Enkelte partikler klarte å slå seg løs fra ansamlingen som vist i Figur 18 (b) idet de var i ferd med å legge seg i front, mens de resterende holdt seg stabilt oppe i rørbendet ved hjelp av vannstrømmen, men samtidig tynget ned fra vekten til partikkelansamlingen. Forbi dette punktet ble stadig flere partikler fjernet helt til ansamlingen ble stadig mindre og dermed beveget seg høyere i rørbendet til den til slutt var helt fjernet.



Figur 18. (a) Forflytning av partikler i regime ii i horisontal del (b) Viser partikler som klarer å løsrive seg fra partikkelansamlingen og fjernes fra rørbendet, samt partikler som legger seg i fronten av ansamlingen.

For regime iii) ble rørbendet fylt opp med flere tusen partikler, men det var fortsatt omtrentlig en centimeter fra å fylle hele rørtverrsnittet (\varnothing 5.1cm), som tilsvarer ca. 70% av rørtverrsnittet. Ved oppstart ble partiklene dyttet litt unna (mot høyre) idet luften først ble introdusert, deretter ble det satt i gang en bevegelse i retning lufttilførselen (mot venstre) og flere partikler ble fjernet, grunnet at tverrsnittet for vannet var såpass liten at hastigheten i dette området ble høyere. Dermed ble en del av partiklene løsrevet fra partikkelansamlingen, men etter hvert som tverrsnittet ble større og fordelte seg mer jevnt utover rørbendet ble hastigheten lavere. En liten periode etter dette skjedde det lite før partikkelansamlingen etter en videre gradvis økning i lufttilførselen begynte å bevege seg. Fra dette punktet var det en mer eller mindre konstant fjerning av partikler, samtidig som at partikkelansamlingen oppførte seg som regime ii) «sandyneforflytning» ved at de bakerste partiklene ble løftet og la seg i front. Både iii) og ii) hadde tilnærmet like kritiske hastigheter på luften før alle partiklene ble fjernet.



Figur 19. Viser en skjematisk forestilling av de tre regimene fra venstre i) enkelt partikler ii) «sandyneforflytning» iii) pluggforflytning. Pilene indikerer bevegelsen til partikkelen(e) i i) og ii), mens pilen i iii) viser bevegelsen til hele ansamlingen.

Særlig for regime iii), men også for regime ii) hendte det at små luftbobler festet seg til et fåtall av partiklene. Det kunne til en viss grad begrenses grunnet at mesteparten av disse partiklene fløt opp i det vertikale røret der man under litt omrøring kunne fjerne boblen for deretter å la partikkelen synke og legge seg til ro i partikkelansamlingen i bunnen av rørbendet. Dette viste seg å være verre å få gjort noe med i de tilfellene hvor en luftboble festet seg mellom to eller flere partikler. Dette skyldtes at de i større grad «gjemte» seg i partikkelansamlingen slik at de både var vanskeligere å oppdage, men også å fjerne ved omrøring. I regime ii) skjedde dette noen ganger, mens omfanget var noe større for regime iii). Ulempen med at luftboblene festet seg til partikler var at dette bidro til at partiklene ble

løftet lettere enn de andre, og disse var derfor noen av de første partiklene som ble fjernet fra mammutpumpen under forsøkene.

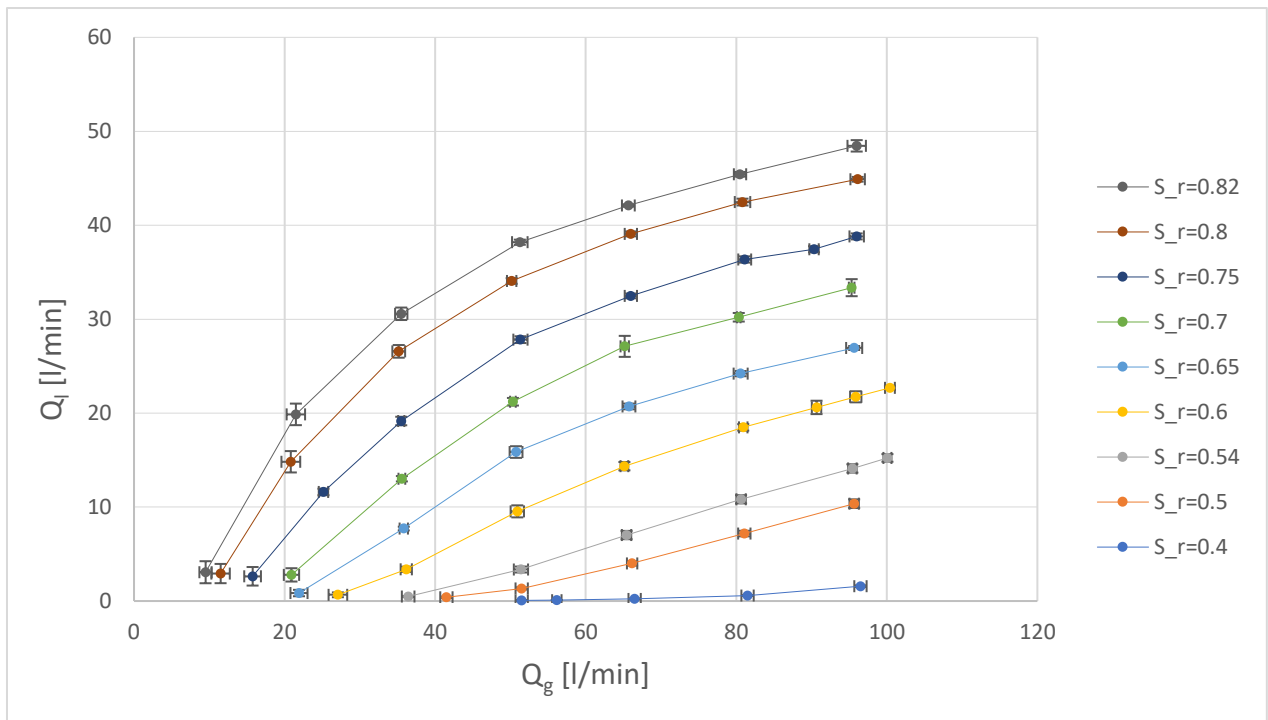
5. Resultater og diskusjon

5.1.1 Kvantitative resultater uten partikler

Figur 20 viser lufttilførselen, Q_g , langs x-aksen og vannføringen, Q_l , langs y-aksen for ulike nedsenkningsforhold, S_r . Den generelle tendensen til kurvene viser en bratt stigning til å starte med som siden begynner å flate ut. På grunn av begrensninger i luftmengdemåleren var det ikke mulig å hente data for luftmengder over 102 l/min (7.3 kg/time) og det var dermed ikke mulig å følge kurvenes videre utvikling. Ved sammenligning av resultater fra Kassab et al. (2009) jamfør Figur 5, kan man observere at den generelle utviklingen til kurvene samsvarer med tendensen vist i Figur 20. Forskjellen ligger imidlertid i at Kassab et al. (2009) utførte forsøk med en høyere lufttilførsel som ga hele utviklingen til kurvene og fikk dermed med seg toppunktet og at kurvene deretter sank litt før de flatet ut.

På grunn av ulike dimensjoner i Kassab et al. (2009) sitt forsøk (lengde 3.75m og diameter 25.4mm) fra dette forsøket (lengde 0.935m og diameter 43mm) førte dette til at resultatene i denne oppgaven er forskjøvet mer mot høyre (krever en høyere tilførsel av luft), i tillegg til at vannføringene ut av mammutpumpen er høyere.

Videre kan det observeres i Figur 20. at et lavere nedsenkningsforhold krever en høyere lufttilførsel sammenlignet med de høyere nedsenkningsforholdene for å kunne løfte vann ut av mammutpumpen. Dette viser at pumpen driftes mest effektivt for høyere nedsenkningsforhold.



Figur 20. Vannføring (Q_l) mot lufttilførsel (Q_g) ved ulike nedsenkningsforhold (S_r) med standardavvik basert på alle målepunktene.

Resultatet for vannføringskurvene ved ulike lufttilførsler og nedsenkningsforhold i Figur 20 brukes videre i forsøk med partikler, der det blir antatt at en partikkel ikke påvirker mammutpumpens ytelse. Det vil si at det antas at en gitt lufttilførsel for et gitt nedsenkningsforhold gir den samme vannføringen for tilfeller uten og med partikler. For å finne verdier for vannføringer ved hjelp av lufttilførsler som befinner seg mellom målepunktene benyttes lineær interpolasjon.

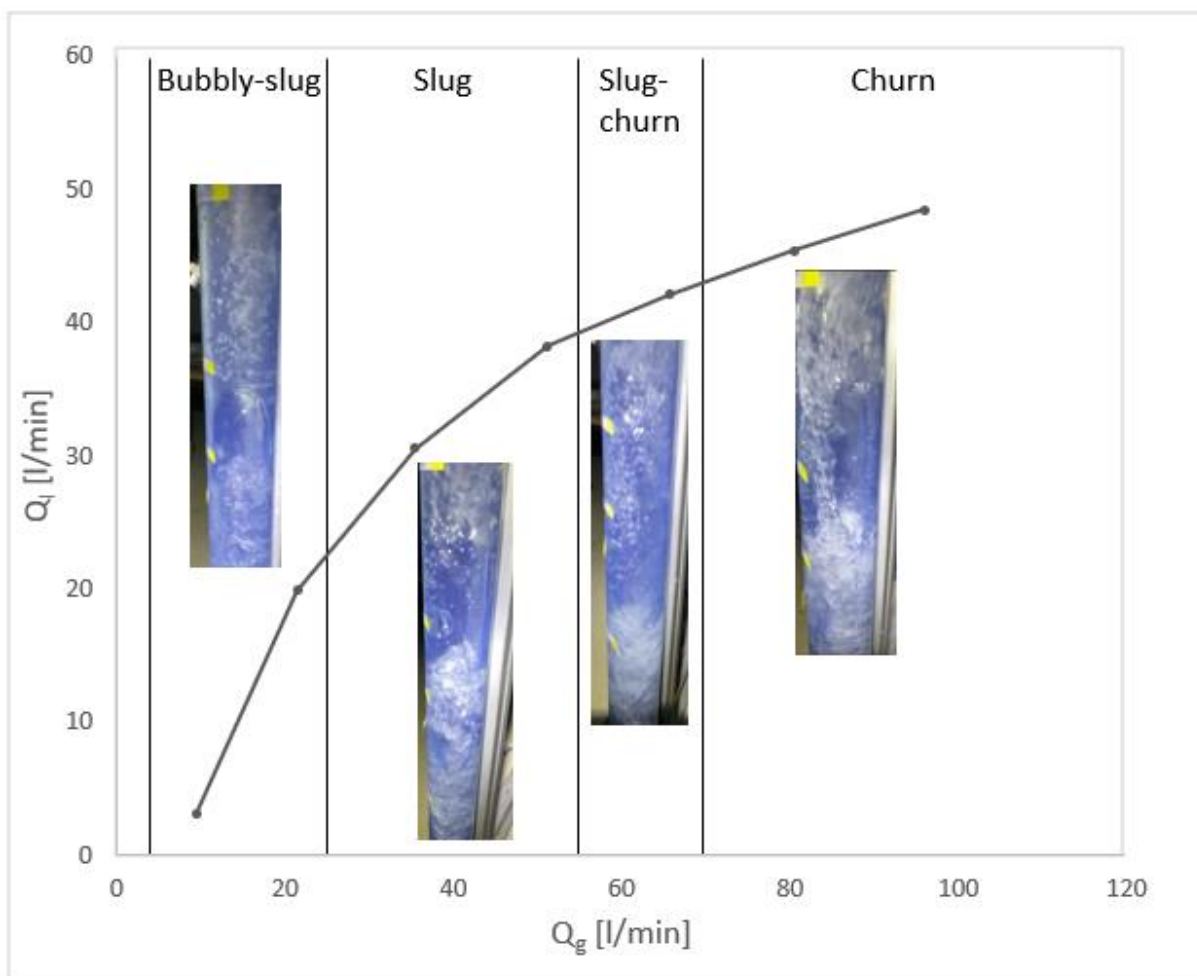
5.1.2 Strømningsregimer

Bildene som er tatt for de ulike lufttilførselene (0-1 l/min, 4 l/min, 25 l/min, 55 l/min og 70 l/min) ser ut til å stemme overens med andres illustrasjoner da man blant annet kan se diskrete bobler i bubbly flow, Taylorboblen i slug flow og en stadig mer kaotisk og støtvis strømning i churnflow beskrevet av blant annet Hanafizadeh et al. (2011) og Taitel et al. (1980). Plasseringen av strømningsregimet i vannføringskurven i Figur 21 viser at både bubbly-slug flow og slug flow har et høyt stigningstall, noe som innebærer at det er en høy

utnyttelse av luften som blir tilført mammutpumpen i forhold til vannføringen ut av mammutpumpen, men vannføringen er spesielt lav for bubbly-slug flow. Videre befinner slug-churn flow seg mer mot høyre i diagrammet for en høyere lufttilførsel. Stigningstallet til grafen er litt mindre og viser tegn til å begynne å flate ut, men vannføringen er forholdsvis høy. Churn flow har et tilsvarende stigningstall, men det kreves en stadig høyere lufttilførsel. Det kan derfor anbefales å benytte en lufttilførsel som befinner seg i området slug-flow og slug-churn flow for å kunne operere mammutpumpen energieffektivt, men samtidig sørge for en høy utadgående vannføring.

Det knyttes en relativ stor usikkerhet til nøyaktigheten av bestemmelsen av de ulike strømningsregimene på grunn av en glidende overgang mellom regimene, men det er allikevel blitt gjort et forsøk på å fastslå disse med bakgrunn av beskrivelser fra andre studier og illustrasjoner som vist i Figur 4. Det kan derfor forekomme at de egentlige er forskjøvet mer mot venstre eller høyre med hensyn til lufttilførselen.

Det er videre forventet at disse strømningsregimene vil tiltre ved omtrentlig de samme lufttilførslene også for de resterende vannføringskurvene. Forskjellen vil trolig ligge i at det er en lavere statisk høyde ved lavere nedsenkningsforhold hvor strømningsregimene får mindre tid til å etablere seg og dermed blir mindre effektiv. I tillegg vil løftehøyden bli høyere ved en nedgang i nedsenkningsforholdet, noe som vil føre til at en ytterligere økning i lufttilførselen er nødvendig for å kunne løfte vannet ut av stigerøret og dermed også hvilket strømningsregime som oppnår dette.



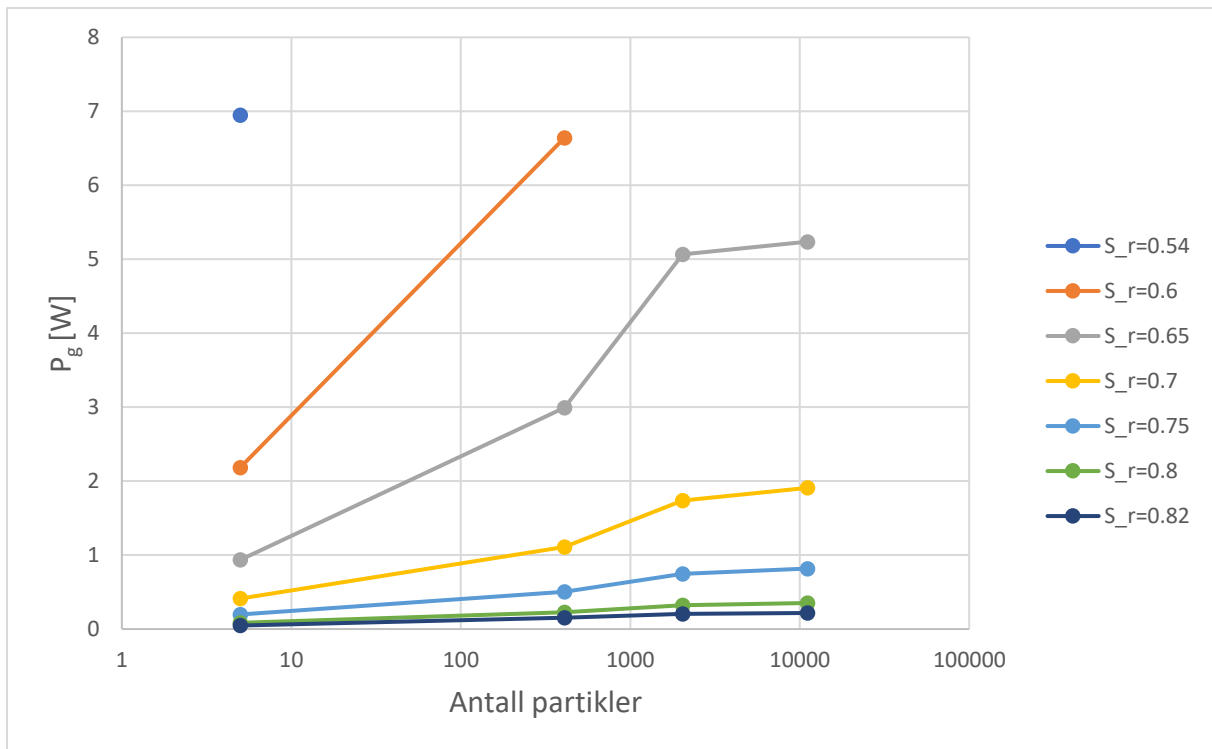
Figur 21. Observerte strømningsregimer knyttet opp mot en vannføringskurve med $S_r=0.82$. Bubbly-slug flow gjelder for Q_g mellom 4 og 25 l/min, slug flow gjelder for Q_g mellom 25 og 55 l/min, slug-churn gjelder for Q_g mellom 55 l/min og 70 l/min og churn flow gjelder for Q_g 70 l/min og til en ukjent verdi utenfor kurvens område.

5.2 Resultater med partikler

For pumper utgjør strømforbruket en betydelig andel av de samlede driftskostnadene, og det er derfor nyttig å kunne estimere dette for å vurdere mammutpumpen opp mot andre alternativer. Figur 22 viser hvilken effekt, P_g , på lufttilførselen som kreves for å fjerne en gitt partikkelmengde ved ulike nedsenkningsforhold, S_r . Det stilles dessuten krav til skjærspenningen og det kan derfor være interessant å finne ut hvor store skjærspenningene er som sørger for partikkelfjerning i mammutpumpen er (se Figur 23). Vannhastighetene er videre undersøkt for å kunne sammenligne disse opp mot synkehastigheten til den enkelte partikkelen og er vist i Figur 24. Vannhastigheten er deretter brukt til å validere den teoretiske modellen i kapittel 2.4.5.

5.2.1 Energiforbruk

Som forventet øker effekten som kreves for partikkelfjerning med antallet partikler; dette skyldes at den kritiske vannhastigheten (som avhenger av lufttilførselen, se Figur 22) øker med partikkelmengden. Denne ser allikevel ut til å flate ut for de fleste kurvene i området rundt 2032-11086 partikler. Nedsenkningsforholdet bidrar lite til partikkelfjerningen i den forstand at det er vannhastigheten som er den avgjørende faktoren som sørger for partikkelfjerning. Nedsenkningsforholdet har imidlertid en innvirkning på det nødvendige energiforbruket i form av tilført luft. Et høyere nedsenkningsforhold (0.7 og oppover) krever en lavere lufttilførsel for å oppnå en tilsvarende hastighet som et tilfelle med et lavere nedsenkningsforhold, og for de aller høyeste nedsenkningsforholdene (0.8 og 0.82) kan det dessuten se ut til at partikkelmengden er av mindre betydning for den nødvendige effekten. I praksis vil det ikke egne seg å drifte pumpen under altfor høye nedsenkningsforhold da formålet tross alt er å heve nivået til væsken med partikler, det kommer dessuten fram av Figur 22 at reduksjonen i nødvendig effekt minker med høyere nedsenkningsforhold. Det anbefales derfor å bruke et nedsenkningsforhold på 0.7 eller 0.75.



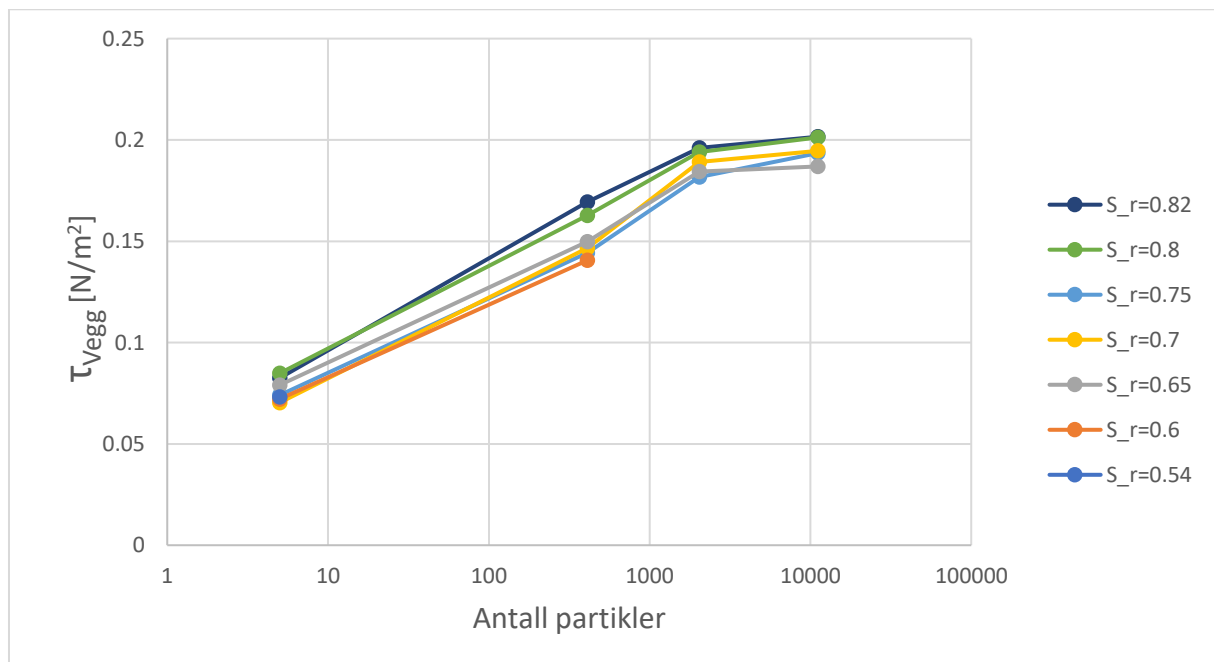
Figur 22. Effekten med hensyn til luften ved ulike partikkelkonsentrasjoner for noen ulike nedsenkningsforhold (S_r). Standardavvik er ikke vist i denne figuren fordi den er mindre enn størrelsen på symbolene (se vedlegg D.1).

5.2.2 Skjærspenning

Den nødvendige skjærspenningen for å fjerne partiklene i bunnen ligger i området 0.07-0.20 N/m² (se Figur 23), mens minimumsverdien for skjærspenning er oppgitt til å være 2 N/m² for plast og betongrør i spillvannsledninger for å sørge for selvrensing ifølge Lindholm (2015). Forskjellen mellom kravet som blir stilt til skjærspenning i spillvann og skjærspenningen som sørger for partikkelfjerning er stor, og det kan hende at kravet er for konservativt og eventuelt bør justeres litt ned for mammutpumper, noe som vil redusere driftskostnadene. Det er imidlertid usikkert hvordan resultatene eventuelt kan overføres til mer typiske avløpspartikler med størrelsen 30µm (Azéma et al., 2002, Ashley et al., 1994). Grunnet avløpspartiklenes størrelse er det nærliggende å tenke seg at de i større grad følger vannstrømmen, og dermed krever en lavere skjærspenning enn det som er funnet i dette eksperimentet. Riktignok kan belegg bestående av slam og fett legge seg i bendet slik at det allikevel er nødvendig med en nokså høy skjærspenning, men det er ikke mulig å si noe utover dette uten å gjennomføre fysiske forsøk.

Videre ser det ut til at nedsenkningsforholdet er av minimal betydning på den nødvendige skjærspenningen siden kurvene ligger så nærme hverandre som de gjør, men en økt partikkelmengde fører til en høyere nødvendig skjærspenning. Nok en gang flater kurvene ut i området 2032-11086 partikler, noe som kan indikere at mammutpumpen er selvrensende også for større partikkelmengder.

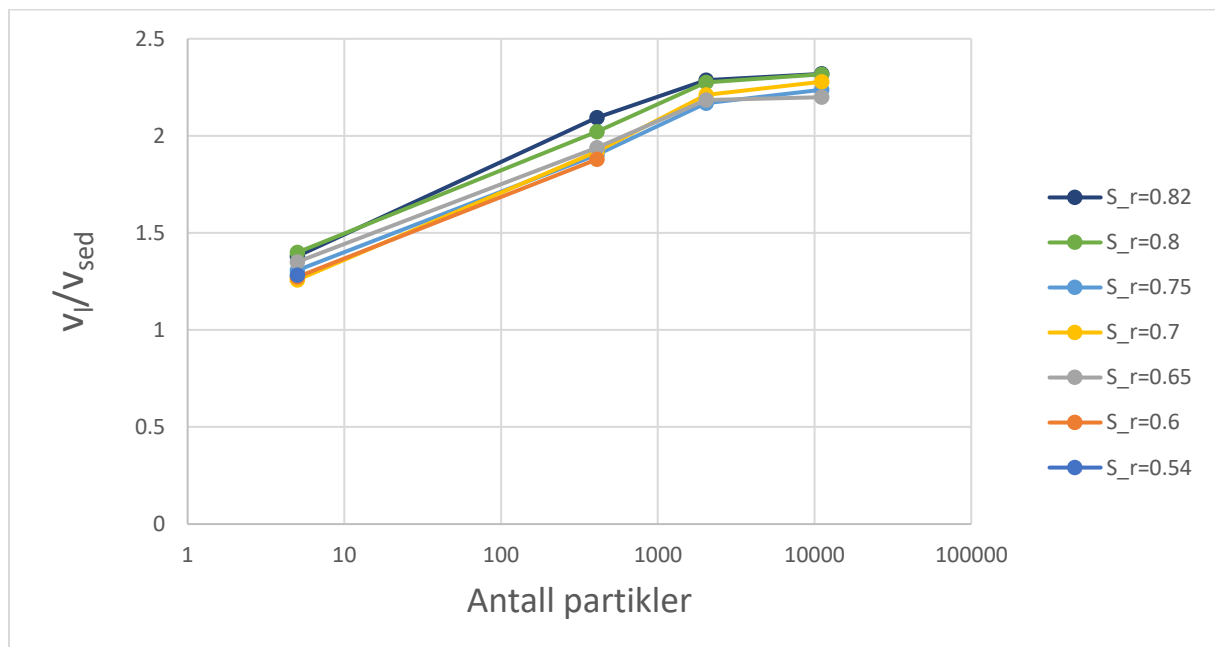
Ved større partikkelmengder vil et mindre tverrsnitt som er tilgjengelig for vannfasen nede i rørbendet føre til en økt vannhastighet, og dermed vil sterkere krefter virke på partiklene. Kraftene som oppstår, vil redusere partikkelansamlingen i rørbendet helt til det nye tverrsnittsarealet for vannfasen øker og hastigheten reduseres. For å sørge for en videre partikkelstrømning må lufttilførselen økes til et nivå som sørger for at den gjenværende partikkelansamlingen blir fjernet. Over en viss partikkelkonsentrasjon (2032-11086) har en ytterligere økning i partikkelkonsentrasjonen mindre å si for den nødvendige skjærspenningen, og demonstrerer dessuten at mammutpumpen kan fungere selv i tilfeller som tilsier at røret står ovenfor en betydelig risiko for gjentetting.



Figur 23. Nødvendig skjærspenning langs rørveggen mot antall partikler. Standardavvik er ikke vist i denne figuren fordi den er mindre enn størrelsen på symbolene (se vedlegg D.2).

5.2.3 Vannhastighet

For å bestemme hvilke vannhastigheter som kreves for å fjerne partikler kan det også utføres en enkel synketest der man måler partiklenes terminalhastighet, v_{sed} . Figur 24 viser hvordan forholdet mellom v_l og v_{sed} varierer med partikelmengden, men i området 2032-11086 flater denne ut, og en høyere partikkelkonsentrasjon vil ha liten innvirkning på nødvendig vannhastighet. Den nødvendige vannhastigheten er mellom 1.26-2.32 ganger så høy som synkehastigheten. Betydningen av nedsenkningsforholdet ser heller ikke ut til å påvirke resultatene siden kurvene for de ulike nedsenkningsforholdene i stor grad sammenfaller.



Figur 24. Forholdet mellom vannhastigheten og synkehastigheten til en enkel partikkel mot antall partikler ved ulike nedsenkningsforhold. Standardavvik er ikke vist i denne figuren fordi den er mindre enn størrelsen på symbolene (se vedlegg D.3).

5.3 Resultater for teoretisk validering av modell

Den kritiske vannhastigheten som sørger for fjerning av partikler i rørbendet er funnet ved iterasjon med en friksjonskoeffisient satt lik 0.4. Ved sammenligning av eksperimentelle data valideres den teoretiske modellen som beskrevet i kapittel 2.4: Teoretisk modell av partikkeltransport.

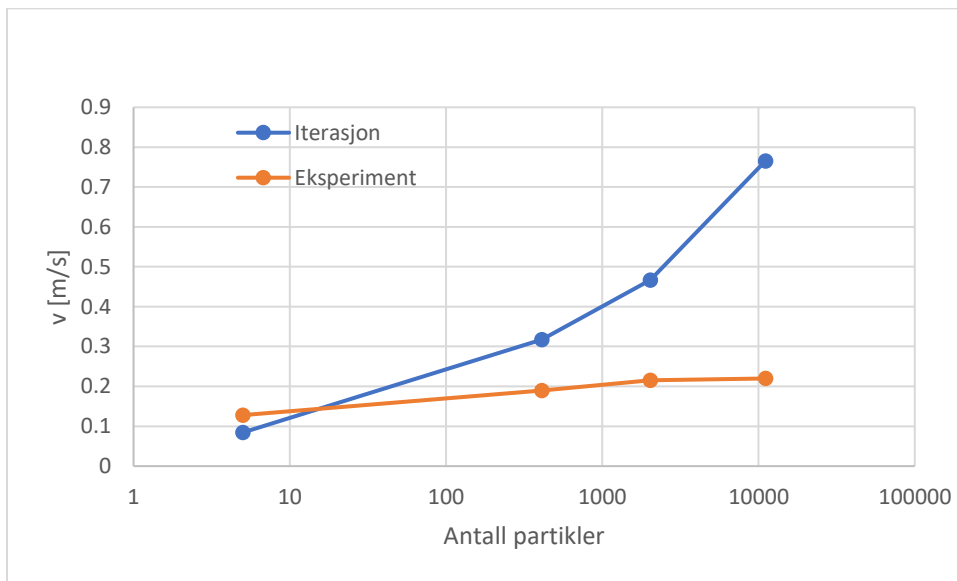
Figur 25 viser den kritiske vannhastigheten funnet ved iterasjon der det er brukt en friksjonskoeffisient på 0.4 sammenlignet med eksperimentelle data. Forskjellen mellom hastigheter fra iterasjon og eksperiment øker betydelig med partikkelkonsentrasjonen, noe som kan indikere at det kan være krefter mellom partiklene i partikkelansamlingen som ikke har blitt tatt høyde for i modellen. Modellen er basert på antagelsen om at alle partiklene danner en større enhet med en samlet vekt og at alle partiklene blir fjernet samtidig, men i virkeligheten er det også krefter som virker inn på hver enkelt partikkel i ansamlingen og partikler vil dessuten kunne løsrive seg fra partikkelansamlingen underveis.

I kapittel 4 ble det beskrevet tre regimer for forflytningen av partikler i rørbendet; i) enkelt partikler ii) «sandyneforflytning iii) pluggforflytning. Der ble det observert at regime iii) endret seg etter at partikkelmengden ble redusert og gikk over til regime ii). Denne utviklingen viser at det blir feil å basere modellen på antagelsen om at alle partikler i en ansamling utgjør en større felles enhet. Det er også gjennomført forsøk for å finne volumfraksjonen som opptas av vann i partikkelansamlingen og denne kan også bidra med en usikkerhet i modellen.

Videre er den generelle friksjonskoeffisienten for plastikk mot plastikk brukt siden den faktiske friksjonskoeffisienten mellom PET-partiklene og rørbendet bestående av PVC ikke er kjent. Det knyttes derfor en viss usikkerhet til denne verdien. I tillegg er det en stor usikkerhet til oppførselen til friksjonskoeffisienten i en større partikkelansamling. Daerr and Douady (1999) beskriver i et forsøk med granulært medium bestående av flere lag med glasskuler at friksjonskoeffisienten som virker på det innerste laget er størst, og deretter reduseres over flere lag, altså med avstanden fra det innerste laget. Denne sammenhengen kan i stor grad forklare hvorfor avviket mellom resultatene fra modellen som er utarbeidet og resultatene fra eksperimentene øker med partikkelkonsentrasjonen. I modellen holdes friksjonskoeffisienten konstant, noe som fører til en overprediksjon i vannhastigheten som

blir stadig større. Et uttrykk som tar hensyn til partikkelkonsentrasjonen og forflytningsmønsteret er derfor nødvendig for å utarbeide en mer nøyaktig modell.

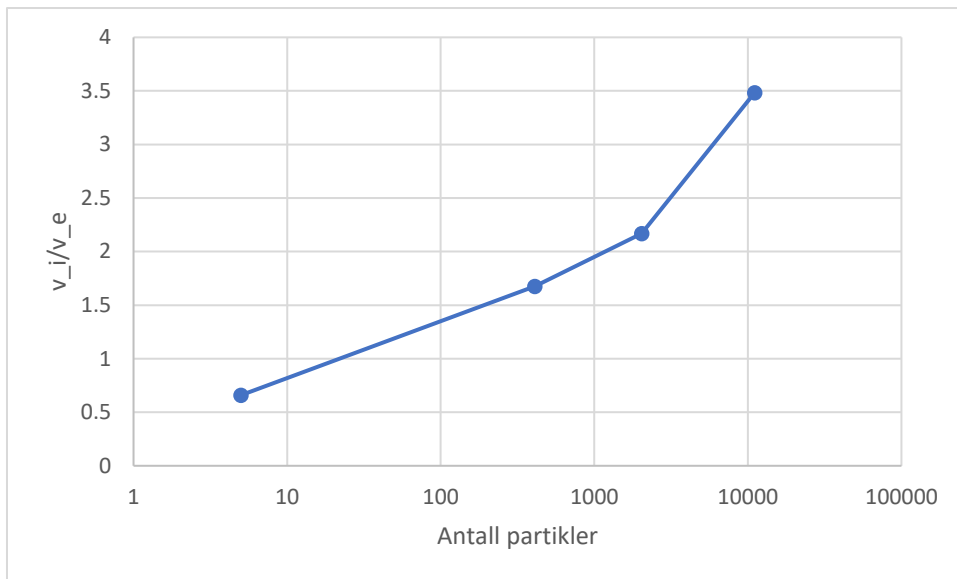
Dette innebærer at modellen ikke kan benyttes for partikkelansamlinger der partiklene påvirker hverandre. Modellen gir imidlertid god nøyaktighet der antallet partikler er lavt nok til at de kan bevege seg uavhengige av hverandre. Dette er tilfellet for de fem partiklene og er vist i Figur 25 som det første punktet.



Figur 25. Vannhastighet funnet ved iterasjon for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler.

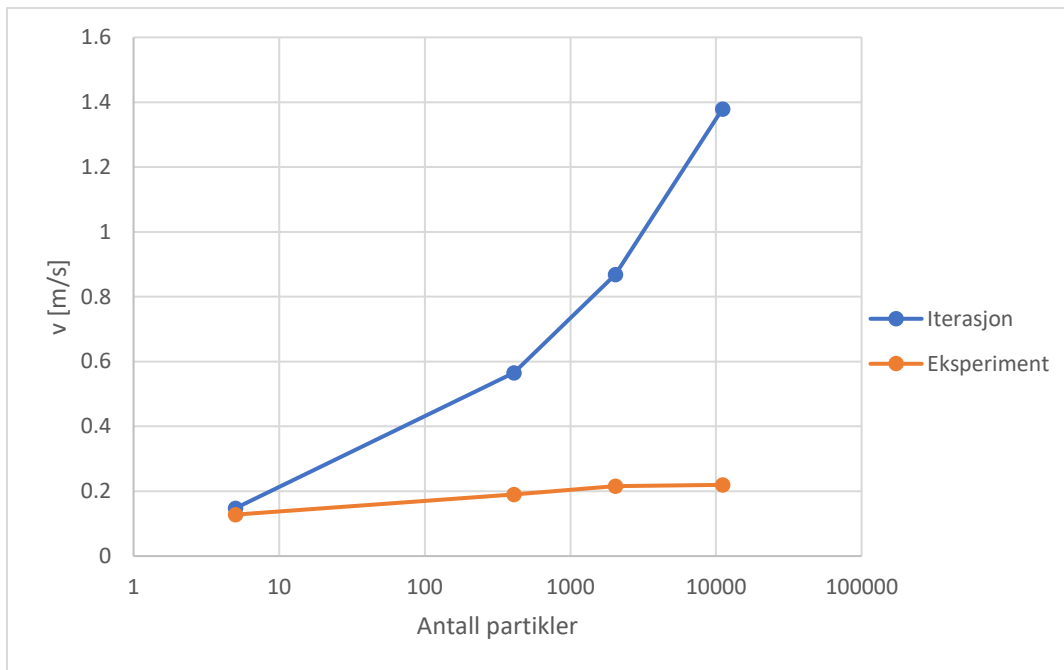
I Figur 26 er forholdet mellom vannhastigheten funnet ved iterasjon og hastigheten fra eksperimentelle data vist på y-aksen, mens x-aksen viser partikkelkonsentrasjonen.

Vannhastigheten for iterasjonen, v_i , er 0.7–3.5 ganger vannhastigheten fra eksperimentelle data, v_e .



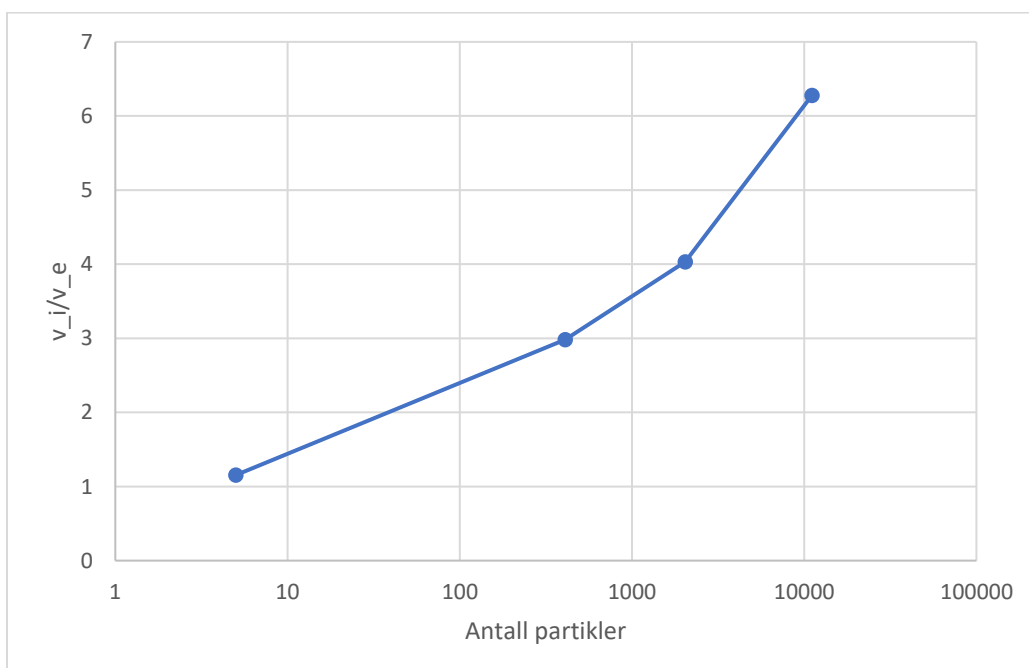
Figur 26. Forholdet mellom vannhastigheten funnet ved iterasjon for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler.

I iterasjonsmetoden er de sylindriske partiklene antatt å ha en diskform ved avlesning i diagram for dragkoeffisienten, c_D (Lapple and Shepherd, 1940), da denne formen lignet mest, men den hydrauliske diameteren til partikkelen er dessuten funnet for å se nærmere på effekten valget av form får å si for resultatene. Dette betyr at c_D kan finnes ved å bruke Reynoldstallet fra iterasjonsmetoden direkte i formel (8), som forutsetter at partikkelen har kuleform. Resultater for partikkelen med en hydraulisk diameter er vist i Figur 27 og har et godt samsvar mellom iterasjon og eksperiment for fem partikler med en friksjonskoeffisient på 0.4. Forskjellen er 15% mellom iterasjon og eksperimentelle data, som er en tydelig forbedring i forhold til resultatet med diskformede partikler, der avviket var på 40% (se Figur 25).



Figur 27. Vannhastighet funnet ved iterasjon for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler. Dragkoeffisienten brukt i iterasjonsmetoden er funnet ved en formel som krever en kule form og den hydrauliske diameteren til partikkelen er brukt.

I Figur 28 er forholdet mellom vannhastigheten funnet ved iterasjon for kuleformede partikler og hastigheten fra eksperimentelle data vist på y-aksen, mens x-aksen viser partikkelkonsentrasjonen. Vannhastigheten for iterasjonen, v_i , er 1.2–6.3 ganger vannhastigheten fra eksperimentelle data, v_e .



Figur 28. Forholdet mellom vannhastigheten funnet ved iterasjon for kuleformede partikler for friksjonskoeffisient $\mu=0.4$ og vannhastigheten funnet fra eksperiment mot antall partikler.

I kapittel 2.4.5 ble et uttrykk for de kritiske vannhastighetene utledet for en avløpspartikkel på $30\mu m$ som vist i formel (19) i et forsøk på å overføre resultatene fra den teoretiske modellen for et tilfelle med avløpsvann. Forutsetningen for å bruke denne modellen er som tidligere nevnt i dette kapitlet at partikkelantallet må være lavt nok til at de ikke påvirker hverandre.

Videre ga formelen en faktor på 0.037 multiplisert med den modellerte vannhastigheten dersom leddene i kvadratrottegnet holdes konstant. Dette vil i praksis føre til at vannhastigheten som kreves for å fjerne avløpspartikler i rørbendet blir så lav at det kun er nødvendig med en lufttilførsel som sørger for at avløpsvannet blir løftet ut av mammutpumpen. I virkeligheten vil friksjonskoeffisientene og dragkoeffisienten for modellen og avløpspartiklene under kvadratrottegnet være ulike i tillegg til at friksjonskoeffisienten og dragkoeffisienten ikke er kjent for avløpspartikkelen. Dette fører til en usikkerhet som vil kunne påvirke faktoren som multipliseres med den modellerte vannhastigheten.

Til tross for at vannføringen er forventet å være lav for avløpspartikler er det usikkert hvordan biofilm og beleggdannelse langs rørveggen vil oppføre seg og det er derfor nødvendig å gjennomføre fysiske eksperimenter med vann som inneholder biologiske partikler som i større grad etterligner avløpsvann enn vann med PET-partiklene som er brukt i dette forsøket. Forsøk med PET-partiklene har allikevel vist at mammutpumpen er i stand til å fjerne større partikler enn den typiske avløpspartikkelstørrelsen ($30\mu m$) over store partikkelkonsentrasjoner som nesten fyller opp hele rørtverrsnittet.

7. Konklusjon

Denne oppgaven har undersøkt om mammutpumpen er et realistisk alternativ til å oppnå selvrensing i områder med lite fall og krevende grunnforhold gjennom forsøk for en nedskalert testmodell. Spesielt har denne testmodellen blitt brukt til å kartlegge hvordan lufttilførselen virker inn på pumpens evne til å løfte vann og fjerne partikler i et u-bend under ulike nedsenkningsforhold og partikelmengder. Resultatene har vist at mammutpumpen fungerer godt til å løfte både vann uten og med partikler.

I tilfellet uten partikler har høye nedsenkningsforhold vist seg å være godt egnet med hensyn til den utgående vannføringen til mammutpumpen, hvor den høyeste vannføringen som ble registrert gjennom forsøkene var 48.9 l/min for et nedsenkningsforhold, S_r , på 0.82.

Strømningsregimer som viste seg i stigerøret har videre blitt forsøkt knyttet opp mot en vannføringskurve for $S_r=0.82$, og det ble funnet at det mest energieffektive området som samtidig ga en forholdsvis høy vannføring befant seg rundt slug flow og slug-churn flow.

For å kartlegge partikkelfjerningen under ulike strømningsregimer og nedsenkningsforhold er det blitt brukt syntetiske polyetylentereftalat (PET) partikler (2.8mm lengde og 2.3 mm bredde). PET-partiklene er større enn den typiske størrelsen på avløpspartikler ($30\mu m$) og det er følgelig forventet at mammutpumpen også kan brukes til å fjerne avløpspartikler siden det krever en mindre dragkraft, og dermed en lavere vannhastighet.

For en situasjon hvor omtrentlig 70% av rørtverrsnittet i rørbendet var blitt fylt opp med PET-partikler viste det seg at det var en høy initiell partikkelforflytning ut av mammutpumpen som siden ble litt mindre da vannfasen fikk et større tilgjengelig tverrsnittsareal. Dette viser at partikkelfjerningen i mammutpumpen fungerer godt i tilfeller som normalt har en betydelig risiko for gjentetting. Det er allikevel usikkert om dette også gjelder for avløpsvann hvor slam og fett potensielt kan danne avleiringer i u-bendet, og det er derfor nødvendig å gjennomføre fysiske forsøk som adresserer denne problematikken for å få klarhet i dette.

Resultater med partikler viste at et energiforbruket ble redusert kraftig med økende nedsenkningsforhold opptil $S_r=0.75$, men at høyere nedsenkningsforhold enn dette, som kun oppnås ved å grave dypt, kun ga en minimal reduisering. På grunnlag av dette anbefales

det å benytte et nedsenkningsforhold i området $S_r=0.70-0.75$. Videre viste det seg at nedsenkningsforholdet var av minimal betydning for nødvendig skjærspenning og vannhastighet som sørget for at alle partiklene ble transportert opp av rørbendet. Den nødvendige skjærspenningen som sørget for fjerning av partikler i rørbendet viste seg også å være betydelig lavere ($0.07-0.020 \text{ N/m}^2$) enn minimumskravet som stilles til spillvannsledninger for å sikre selvrensing (2 N/m^2). Videre viste den nødvendige vannhastigheten at den økte med partikkelmengden inntil området for 2032-11086 partikler, hvor vannhastigheten nærmet seg en konstant verdi.

En teoretisk modell har videre blitt utformet og validert opp mot eksperimentelle data hvor den viste seg å være best egnet for enkelt partikler framfor større partikkelansamlinger. For å ta høyde for den irregulære formen til partiklene ble det beregnet en hydraulisk diameter som ble brukt til å predikere kritisk vannhastighet for partikkelfjerning, med et avvik fra de eksperimentelle dataene på kun 15%. For at modellen skal kunne brukes for partikkelansamlinger bør den utbedres slik at den i større grad tar hensyn til komplekse forflytningsmekanismer som opptrer i eksperimentet, samt hvordan friksjonskoeffisienten varierer med høyden på partikkelansamlingen og partikkelkonsentrasjonen.

For å identifisere egnet lufttilførsel under ulike nedsenkningsforhold i reelle installasjoner bør det gjennomføres forsøk der mammutpumpen brukes til å heve nivået til en spillvannsledning. Dette vil innebære å undersøke hvor stort oppsamlingsvolum mammutpumpen vil ha behov for oppstrøms i tillegg til hvor ofte den bør kjøres for å optimalisere driften og samtidig sørge for at ikke avløpsvannet blir stillestående for lenge. Dette kan oppnås ved hjelp av forsøk med avløpsvann der en oppskalert eksperimentell modell benyttes. I et slikt tilfelle bør et større spenn for lufttilførselen benyttes for å få med seg hele utviklingen til vannføringskurvene. En høyere lufttilførsel vil også kunne vise hvordan partikkelfjerningen oppfører seg for et lavere nedsenkningsforhold enn det som var mulig å teste for i denne oppgaven (under $S_r=0.54$). Helt til slutt burde den teoretiske modellen som har blitt presentert i denne oppgaven utvikles videre for å bedre prediksjonen av kritisk vannføring for partikkelansamlinger, og ikke bare for enkeltpartikler. I kombinasjon med vannføringskurver, kalibrert for den aktuelle mammutpumpen, vil en slik modell kunne brukes til å predikere nødvendig lufttilførsel som gir grunnlag for å estimere energiforbruket.

Dersom dette en gang i fremtiden kan bli oppnådd vil det gjøre det enklere å kunne lage kommersielle mammutpumper som kan tilpasses ulike formål.

Referanser

- AHMED, W., AMAN, A., BADR, H. & AL-QUTUB, A. 2016. Air injection methods: The key to a better performance of airlift pumps. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 70, 354-365.
- AHMED, W. H. & BADR, H. M. 2012. Dual-injection airlift pumps: An enhanced performance. *Particulate Science and Technology*, 30, 497-516.
- ASHLEY, R., ARTHUR, S., COGHLAN, B. & MCGREGOR, I. 1994. Fluid sediment in combined sewers. *Water Science and Technology*, 29, 113-123.
- AZÉMA, N., POUET, M.-F., BERHO, C. & THOMAS, O. 2002. Wastewater suspended solids study by optical methods. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 204, 131-140.
- BUKHARI, S. 2018. *Improving the Airlift pump prediction model for aquaculture Application*. University of Guelph.
- CASTRO, W., ZIELINSKI, P. & SANDIFER, P. Performance characteristics of air lift pumps of short length and small diameter. Proceedings of the annual meeting-World Mariculture Society, 1975. Wiley Online Library, 451-461.
- CATRAWEDARMA, I., DEENDARLIANTO & INDARTO 2021. The performance of airlift pump for the solid particles lifting during the transportation of gas-liquid-solid three-phase flow: A comprehensive research review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 235, 606-628.
- CLIFT, R. & GAUVIN, W. 1970. Proceedings of Chemeca 70. Butterworths Melbourne.
- DAERR, A. & DOUADY, S. 1999. Two types of avalanche behaviour in granular media. *Nature*, 399, 241-243.
- DAVIES, R. & TAYLOR, G. I. 1950. The mechanics of large bubbles rising through extended liquids and through liquids in tubes. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 200, 375-390.
- ELGER, D. F., LEBRET, B. A., CROWE, C. T. & ROBERTSON, J. A. 2016. *Engineering Fluid Mechanics*, Singapore, Wiley.
- ENANY, P., SHEVCHENKO, O. & DREBENSTEDT, C. 2022. Particle Transport Velocity in Vertical Transmission with an Airlift Pump. *Fluids*, 7, 95.
- FLONERGIA. *Novel Airlift Pumps from FloNergia* [Online]. Available: <https://www.flonergia.com/> [Accessed 15.05.2022].
- HANAFIZADEH, P., GHANBARZADEH, S. & SAIDI, M. H. 2011. Visual technique for detection of gas-liquid two-phase flow regime in the airlift pump. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 75, 327-335.
- HEWITT, G. F. & ROBERTS, D. 1969. Studies of two-phase flow patterns by simultaneous x-ray and fast photography. Atomic Energy Research Establishment, Harwell, England (United Kingdom).
- HU, D., TANG, C.-L., CAI, S.-P. & ZHANG, F.-H. 2012. The effect of air injection method on the airlift pump performance. *Journal of fluids engineering*, 134.
- KARLSEN, T. A. 2020. Sanering av avløpsledninger i Karstensvei på Lisleby. Utfordringer med selvrensing.: COWI.
- KASSAB, S., KANDIL, H., WARDA, H. & AHMED, W. 2007. Experimental and analytical investigations of airlift pumps operating in three-phase flow. *Chemical Engineering Journal*, 131, 273-281.
- KASSAB, S. Z., KANDIL, H. A., WARDA, H. A. & AHMED, W. H. 2009. Air-lift pumps characteristics under two-phase flow conditions. *International journal of heat and Fluid Flow*, 30, 88-98.
- KHALIL, M., ELSHORBAGY, K., KASSAB, S. & FAHMY, R. 1999. Effect of air injection method on the performance of an air lift pump. *International Journal of heat and fluid flow*, 20, 598-604.

- LAPPLE, C. & SHEPHERD, C. 1940. Calculation of particle trajectories. *Industrial & Engineering Chemistry*, 32, 605-617.
- LINDHOLM, O. 2015. Dimensjonering av avløpsledninger. Selvreising. NMBU.
- MAHROUS, A. 2012. Numerical study of solid particles-based airlift pump performance. *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, 7, 221-230.
- MOODY, L. F. 1944. Friction factors for pipe flow. *Trans. Asme*, 66, 671-684.
- ØDEGAARD, H. 2014. *Vann og avløpsteknikk*, Norsk Vann.
- POUGATCH, K. & SALCUDEAN, M. 2008. Numerical modelling of deep sea air-lift. *Ocean Engineering*, 35, 1173-1182.
- TAITEL, Y., BARNEA, D. & DUKLER, A. 1980. Modelling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. *AIChE Journal*, 26, 345-354.
- TIGHZERT, H., BRAHIMI, M., KECHROUD, N. & BENABBAS, F. 2013. Effect of submergence ratio on the liquid phase velocity, efficiency and void fraction in an air-lift pump. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 110, 155-161.
- ZEIGARNIK, Y. A. 2010. *Annular flow* [Online]. Thermopedia. Available: <https://www.thermopedia.com/content/11/> [Accessed 08.02.2022].

Vedlegg

Vedlegg A. Resultater uten partikler

Tabell A.1. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.40$.

S _r =0.40				
Målinger	Q _g , [l/min]	Q _l , [l/min]	Q _g , gj [l/min]	Q _l , gj [l/min]
1	50.5	0.06659934	51.5	0.069104627
	51.5	0.07321875	56.16666667	0.088794279
	52.5	0.06749579	66.5	0.222652648
2	55.5	0.09334238	81.5	0.586811444
	56	0.07982202	96.5	1.579992435
	57	0.09321844		
3	65.5	0.18629257		
	66.5	0.29956439		
	67.5	0.18210099		
4	80.5	0.64544205		
	81.5	0.54539018		
	82.5	0.56960209		
5	95.5	1.45771875		
	96.5	1.59873796		
	97.5	1.6835206		

Tabell A.2. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.50$.

S _r =0.50				
Målinger	Q _g , [l/min]	Q _l , [l/min]	Q _g , gj [l/min]	Q _l , gj [l/min]
1	40.5	0.333365651	41.5	0.400685235
	41.5	0.40607617	51.5	1.340784355
	42.5	0.41296159	66.16666667	4.004971542
	40.5	0.293101959	81.07142857	7.183470063
	41.5	0.439361102	95.66666667	10.3632184
	42.5	0.519244939		
2	50.5	1.204381566		
	51.5	1.291169671		
	52.5	1.310846235		
	50.5	1.320420592		
	51.5	1.33790995		
	52.5	1.579978119		
3	65.5	3.713176424		
	66	3.852981048		
	67.5	4.37208427		
	65.5	3.812159586		
	66	4.112830609		
	66.5	4.166597313		
4	80	6.815293767		
	80.5	7.502990741		
	81	7.022872603		
	80.5	7.278583094		
	81	6.781073124		
	82	7.290371531		
5	82.5	7.59310558		
	95	9.974749038		
	95.5	10.02103558		
	96.5	10.05937214		
	95	10.10359142		
	95.5	11.07741163		
	96.5	10.94315057		

Tabell A.3. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.54$.

S_r=0.54				
Målinger	Q_g, [l/min]	Q_l, [l/min]	Q_g, gj [l/min]	Q_l, gj [l/min]
1	35.5	0.498997954	36.41666667	0.48169166
	36.5	0.642528897	51.4	3.355592635
	37.5	0.675269167	65.42857143	7.024843783
	35.5	0.253049469	80.64285714	10.82970957
	36	0.32092	95.42857143	14.11375252
	37.5	0.499384475	100.0833333	15.23275369
2	50.5	2.952526987		
	50.5	3.016758417		
	51.5	3.151138816		
	52	3.60032125		
	50	3.136659876		
	50.5	3.218759665		
	51.5	3.173430746		
	52	3.68434654		
	52.5	3.756752869		
	53	3.865231187		
3	64.5	6.62791151		
	65	6.371205882		
	65.5	7.286513672		
	65	6.666593525		
	65.5	7.168799191		
	66	7.70208		
	66.5	7.350802703		
4	80.5	10.59216292		
	81.5	10.56361667		
	81.5	10.90047981		
	80	10.27561154		
	80	10.97841122		
	80.5	10.66904712		
	80.5	10.806981		
	81.5	11.8513663		
5	95	13.8998475		
	95.5	13.64888415		
	95.5	14.39841964		
	94.5	13.80607614		
	95	13.90721556		
	95	15.13813421		
	95.5	13.8998475		
	96.5	14.21159548		
6	100	15.79664899		
	100.5	14.87523133		
	100.5	15.0575598		

	99	14.99520168		
	100	15.79664899		
	100.5	14.87523133		

Tabell A.4. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.60$.

S_r=0.60				
Målinger	Q_g, [l/min]	Q_l, [l/min]	Q_g, gj [l/min]	Q_l, gj [l/min]
1	25.5	0.266515336	27.08333333	0.663252433
	27	0.559125	36.16666667	3.376884297
	28.5	1.052036627	50.91666667	9.545136552
	25.5	0.494751667	65.14285714	14.35603051
	27.5	0.726415162	80.92857143	18.48487344
	28.5	0.880670806	90.66666667	20.61087268
2	35.5	3.284299934	95.875	21.73948787
	36.5	3.641996474	100.4166667	22.69368307
	37	3.697346386		
	35	2.927844706		
	36	3.142891735		
	37	3.566926546		
3	50	9.532277228		
	50	9.244955204		
	51	9.29833237		
	50.5	8.520375132		
	51.5	10.28231037		
	52.5	10.39256901		
4	64.5	13.61279508		
	65	14.1363		
	65.5	14.29096875		
	64.5	14.62795948		
	65	14.04645975		
	65.5	14.78665785		
	66	14.99107266		
5	80	18.29628266		
	80.5	18.52781183		
	81.5	17.87551255		
	81.5	18.22743613		
	80.5	18.80113486		
	81	18.72437311		
	81.5	18.94156296		
6	90	19.62438943		
	90.5	20.92340463		
	91.5	21.28482397		

	95	21.15901844		
7	95.5	21.71442391		
	96.5	22.55160652		
	96.5	21.53290258		
8	100	22.66293177		
	100	22.69254163		
	100.5	22.55550652		
	100	22.41974146		
	100.5	22.85488901		
	101.5	22.97648802		

Tabell A.5. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.65$.

S _r =0.65				
Målinger	Q _g , [l/min]	Q _l , [l/min]	Q _g , gj [l/min]	Q _l , gj [l/min]
1	20.5	0.420646638	21.91666667	0.851716158
	22	0.82391674	35.83333333	7.715933927
	24	1.489120797	50.75	15.85976157
	21	0.659917747	65.75	20.71302407
	21.5	0.664212571	80.58333333	24.20771011
	22.5	1.052482453	95.66666667	26.9351915
2	35.5	7.698838384		
	36	7.928315656		
	36.5	7.862957502		
	35	7.308199532		
	35.5	7.72389693		
	36.5	7.773395556		
3	49.5	15.01463085		
	50.5	15.84434951		
	52	16.91457731		
	50	15.34468154		
	51	15.74118754		
	51.5	16.29914268		
4	65	20.90767742		
	66	20.64960989		
	66.5	20.4331647		
	64.5	20.35793899		
	65.5	20.66569355		
	67	21.2640599		
5	79.5	23.65482077		
	80.5	24.17865782		
	81.5	24.55642544		
	79.5	24.20280067		
	80.5	24.38475616		

	82	24.26879981		
6	94.5	26.90230556		
	95.5	26.83333767		
	96.5	26.64040336		
	94.5	27.01820931		
	95.5	27.33403571		
	97.5	26.88285741		

Tabell A.6. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.70$.

S_r=0.70				
Målinger	Q_g, [l/min]	Q_l, [l/min]	Q_g, gj [l/min]	Q_l, gj [l/min]
1	19.5	1.83046875	20.91666667	2.784536774
	20.5	2.163759958	35.58333333	13.01699656
	21.5	3.118920146	50.33333333	21.21474292
	20	2.421617009	65.1875	27.10919109
	21.5	3.280236979	80.33333333	30.20496567
	22.5	3.892217799	95.33333333	33.35498296
2	35	12.80999284		
	35	12.81798109		
	36	12.68170422		
	35.5	13.36506663		
	36	13.00640736		
	36	13.42082721		
3	50	21.04162967		
	50.5	20.4251228		
	51	21.45649491		
	50	21.27117038		
	50	21.40395255		
	50.5	21.69008721		
4	64.5	26.11610567		
	64.5	26.29978537		
	65	26.01116715		
	65	26.06524408		
	66	26.86799558		
	65	28.21421667		
	65.5	28.74908333		
	66	28.54993085		
5	80	30.22618605		
	80.5	29.3957459		
	80.5	29.84774066		
	80	30.63079751		
	80.5	30.67329878		
	80.5	30.45602514		

6	95	32.71514563		
	95	31.96877986		
	96	32.92018065		
	95	33.76868164		
	95.5	34.65936		
	95.5	34.09775		

Tabell A.7. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.75$.

S _r =0.75				
Målinger	Q _g , [l/min]	Q _l , [l/min]	Q _g , gj [l/min]	Q _l , gj [l/min]
1	14	1.30621442	15.75	2.633819531
	15	1.726642754	25.16666667	11.61180056
	16	2.827029903	35.5	19.16315419
	15.5	2.376459951	51.33333333	27.82145149
	16.5	3.272697862	66	32.47978177
	17.5	4.293872296	81.125	36.35547868
2	24.5	11.27589301	90.33333333	37.44308864
	25	11.47055391	96	38.81261026
	26	12.08895475		
3	35	19.12023364		
	35.5	19.57108417		
	36	19.63569616		
	35	18.30264012		
	35.5	18.95368392		
	36	19.39558711		
4	50	28.39505408		
	51.5	27.90708199		
	52.5	27.86348747		
	50.5	27.26405232		
	51	27.50158581		
	52.5	27.99744727		
5	65	32.05457673		
	66	32.48251304		
	67	32.69304374		
	65	32.29891032		
	66	32.50294028		
	67	32.84670651		
6	80	36.28709952		
	81	36.78299617		
	81.5	35.79133401		
	82.5	36.79471577		
	80	36.08977273		
	80.5	36.60228739		

	81.5	36.38814496		
	82	36.10747891		
7	89.5	37.23217016		
	90.5	37.90196915		
	91	37.1951266		
8	95	39.07077231		
	96.5	39.12971628		
	97	39.14801447		
	94.5	38.36067032		
	96	38.48894519		
	97	38.67754297		

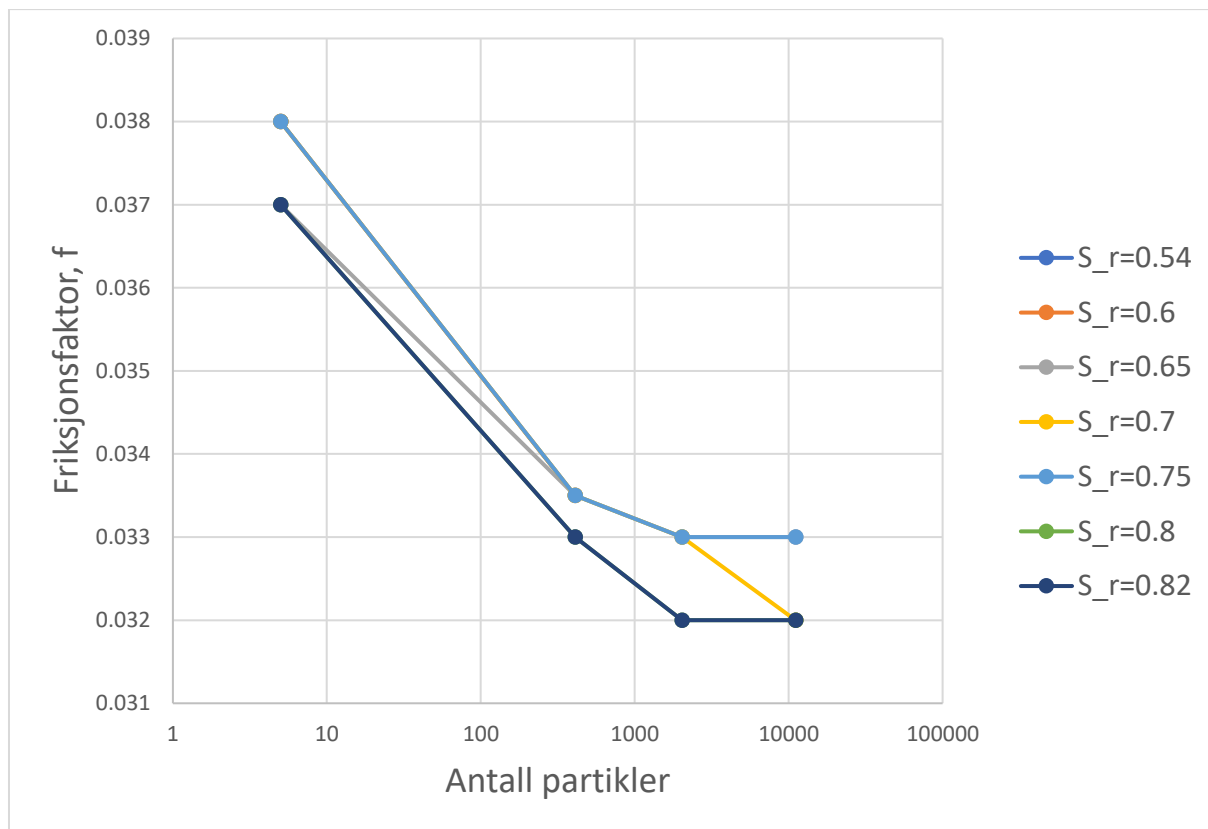
Tabell A.8. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.80$.

S _r =0.80				
Målinger	Q _g , [l/min]	Q _l , [l/min]	Q _g , gj [l/min]	Q _l , gj [l/min]
1	10	1.719214286	11.5	2.925760178
	11.5	2.833167438	20.83333333	14.82335828
	13	4.224898811	35.16666667	26.57571597
2	19.5	13.49655602	50.16666667	34.06808901
	20.5	14.69968461	66	39.0788643
	22.5	16.2738342	80.83333333	42.46831776
3	34	25.70431078	96.125	44.89288918
	35.5	26.67864531		
	36	27.34419181		
4	49.5	33.66649452		
	50	34.39084716		
	51	34.14692535		
5	65	38.74577483		
	66	39.10383394		
	67	39.38698413		
6	79.5	41.95874023		
	81	42.6786681		
	82	42.76754494		
7	95	44.74934117		
	95.5	45.17653258		
	96.5	45.09010082		
	97.5	44.55558217		

Tabell A.9. Målte lufttilførsler, Q_g og vannføringer, Q_l for nedsenkningsforholdet, $S_r=0.82$.

S_r=0.82				
Målinger	Q_g, [l/min]	Q_l, [l/min]	Q_g, gj [l/min]	Q_l, gj [l/min]
1	8.5	1.682726592	9.5	3.06809905
	9.5	2.972045973	21.5	19.86812139
	10.5	4.549524586	35.5	30.57450377
2	20	18.59827736	51.25	38.1972668
	21.5	19.62814508	65.66666667	42.10654129
	23	21.37794172	80.5	45.4243256
3	34.5	29.80905571	96	48.45235667
	35.5	30.4889203		
	36.5	31.42553529		
4	50	37.9801549		
	50.5	37.89220732		
	52	38.36204015		
	52.5	38.55466484		
5	64.5	42.15068364		
	66	42.23335805		
	66.5	41.93558219		
6	79.5	45.08161585		
	80.5	45.66083898		
	81.5	45.53052198		
7	94.5	47.59278998		
	96	48.87381879		
	97.5	48.89046125		

Vedlegg B. Friksjonsfaktor



Figur B.1. Friksjonskoeffisient i røret for ulike partikelmengder og nedsenkningsforhold.

Vedlegg C. Resultater fra partikkelforsøk

Tabell C.1. Målte lufttilførsler, Q_g , og vannføringer, Q_l , funnet igjennom interpolering av data fra vedlegg A.

5 partikler		
S_r	Q_g [l/min]	Q_l [l/min]
0.82	19	16.3681167
0.8	23	16.5998775
0.75	30.5	15.5092734
0.7	39	14.9159096
0.65	51.25	16.021537
0.6	68	15.1033324
0.54	100	15.2127204

Tabell C.2. Målte lufttilførsler, Q_g , og vannføringer, Q_l , funnet igjennom interpolering av data fra vedlegg A.

409 partikler		
S_r	Q_g [l/min]	Q_l [l/min]
0.82	28	24.8389418
0.8	32	23.9792649
0.75	41.75	22.5809031
0.7	54.25	22.7689593
0.65	75.5	23.010093
0.6	98.5	22.2909952

Tabell C.3. Målte lufttilførsler, Q_g , og vannføringer, Q_l , funnet igjennom interpolering av data fra vedlegg A.

2032 partikler		
S_r	Q_g [l/min]	Q_l [l/min]
0.82	31	27.1331666
0.8	36	26.9919589
0.75	47.5	25.7252321
0.7	63	26.2411447
0.65	90	25.9105024

Tabell C.4. Målte lufttilførsler, Q_g , og vannføringer, Q_l , funnet igjennom interpolering av data fra vedlegg A.

11086 partikler		
S_r	Q_g [l/min]	Q_l [l/min]
0.82	31.5	27.5155374
0.8	37	27.4914505
0.75	49	26.5454919
0.7	65	27.0347871
0.65	91	26.0913299

Tabell C.5. Den nødvendige effekten som sørger for fjerning av partikler fra rørbendet for ulike partikkelmengder og nedsenkningsforhold

Energiforbruk, P_g [W]							
Antall partikler	Nedsenkningsforhold, S_r						
	0.54	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.82
5	6.94932672	2.1850907	0.9354581	0.41222711	0.19717064	0.08455246	0.04766543
409	7	6.64127436	2.99077392	1.10953743	0.50572238	0.22771554	0.15255162
2032			5.06605918	1.7376583	0.74477238	0.32422779	0.20702739
11086			5.23681109	1.90845885	0.81758134	0.35200425	0.21720729

Tabell C.6. Nødvendig skjærspenning langs rørveggen for ulike partikkelmengder og nedsenkningsforhold.

Skjærspenning, τ [N/m ²]							
Antall partikler	Nedsenkningsforhold, S_r						
	0.54	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.82
5	0.07317191	0.0721234	0.07902366	0.0703445	0.07605251	0.08483177	0.08247953
409		0.13850032	0.14758037	0.14450345	0.14212631	0.15788203	0.16940537
2032			0.18433706	0.1890717	0.18171032	0.19398396	0.19601892
11086			0.18691899	0.19460004	0.19348288	0.20122982	0.20158259

Tabell C.7. Forholdet mellom vannhastigheten til ulike partikelmengder og synkehastigheten til en enkel partikkel.

Antall partikler	Nedsenkingsforhold, S _r						
	0.54	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.82
5	1.28218308	1.27296347	1.35035307	1.25716679	1.30717764	1.39909769	1.37956406
409		1.87876567	1.93937384	1.91905022	1.90320016	2.02105915	2.09351583
2032			2.18383083	2.21169856	2.16821558	2.27497989	2.28688139
11086			2.19907162	2.27858961	2.23735004	2.31707885	2.31910898

Vedlegg D. Usikkerheter for partikkelforsøk

Tabell D.1. Standardavvik for resultater for energiforbruk for ulike partikelmengder og nedsenkingsforhold.

Antall partikler	$\sigma_{(P_g)}$						
	Nedsenkingsforhold, S _r						
	0.54	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.82
5	0	0	0.01936022	0	0.01371474	0	0
409		0.14302935	0	0.0216931	0.01284805	0	0
2032			0	0	0	0	0
11086			0.12207764	0	0	0	0.01462873

Tabell D.2. Standardavvik for nødvendig skjærspenning langs rørveggen for ulike partikelmengder og nedsenkingsforhold.

Antall partikler	σ_{τ}						
	Nedsenkingsforhold, S _r						
	0.54	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.82
5	0	0	0.00112845	0	0.00358517	0	0
409		0.00184611	0	0.0017808	0.00243376	0	0
2032			0	0	0	0	0
11086			0.00183205	0	0	0	0.00792328

Tabell D.3. Standardavvik for forholdet mellom vannhastigheten til ulike partikkelmengder og nedsenkningsforhold.

$\sigma_{(v_l/v_{sed})}$							
Antall partikler	Nedsenkningsforhold, S_r						
	0.54	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.82
5	0	0	0.00964141	0	0.04355244	0	0
409		0.01252132	0	0.01182478	0.01629515	0	0
2032			0	0	0	0	0
110.86			0.01077687	0	0	0	0.0455767

Vedlegg E. Partikkelegenskaper

Tabell E.1. Lengder og bredder for et utvalg på 25 partikler

Lengde [mm]	Bredde [mm]
2.8	2
2.8	2
2.9	2.9
2.9	2
2.8	3
2.8	2.5
3	2
3	2
2.8	2
2.8	2
2.8	2
2.8	2
2.8	2
2.7	2.5
2.9	2.3
2.9	2
2.8	2.3
2.8	2.2
2.8	2
2.8	2.5
3	2.1
2.9	2.4
2.9	2
2.9	2.9
2.6	2.4
2.9	2.5

Tabell E.2. Resultater fra synketest for et utvalg på 55 partikler.

Sylinderhøyde [m]	t [s]	t, gj [s]	v [m/s]
0.49	4.07	5.06	0.097
	4.73		
	4.9		
	5.67		
	5.57		
	4.64		
	5.5		
	4.96		
	5.22		
	4.8		
	4.35		
	5.2		
	5.02		
	4.48		
	5.2		
	4.52		
	5.27		
	5.5		
	5.22		
	4.71		
	5.51		
	4.77		
	4.93		
	5.71		
	4.94		
	4.85		
	4.93		
	4.67		
	5.13		
	4.96		
	5.62		
	6.11		
	5.24		
	4.56		
	4.51		
	4.36		
	4.67		
	4.7		
	5.69		
	5.55		
	5.24		

	5.41		
	5.95		
	5.28		
	5.54		
	5.1		
	4.77		
	4.99		
	4.76		
	4.74		
	4.93		
	4.78		
	5		
	5.66		
	5.18		

Vedlegg F Predikering av vannhastighet med iterasjon

Tabell F.1. Iterasjon for partikler med antatt diskform og friksjonskoeffisient, $\mu = 0.4$.

Diskform, friksjonskoeffisient, $\mu=0.4$								
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,5	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	v_gj, eksperiment
0	4.155E-06	1.310E-06	0.130	228.244	1.6	1.806E-05	0.074	0.128
1			0.074	129.435	1.5		0.076	
2			0.076	133.679	1.5		0.076	
3			0.076	133.679	1.5		0.076	
4			0.076	133.679	1.5		0.076	
5			0.076	133.679	1.5		0.076	
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,409	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	v_gj, eksperiment
0	3.732E-04	1.310E-06	0.190	3161.590	1.3	9.753E-03	0.201	0.190
1			0.201	3336.471	1.3		0.201	
2			0.201	3336.471	1.3		0.201	
3			0.201	3336.471	1.3		0.201	
4			0.201	3336.471	1.3		0.201	
5			0.201	3336.471	1.3		0.201	
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,2032	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	Reell v_gj
0	7.868E-04	1.310E-06	0.220	5315.51	1.2	4.845E-02	0.320	0.215
1			0.320	7740.493	1.15		0.327	
2			0.327	7906.975	1.15		0.327	
3			0.327	7906.975	1.15		0.327	
4			0.327	7906.975	1.15		0.327	
5			0.327	7906.975	1.15		0.327	
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,11086	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	Reell v_gj
0	1.449E-03	1.310E-06	0.220	7213.867	1.15	2.643E-01	0.563	0.220
1			0.563	18468.683	1.1		0.576	
2			0.576	18883.761	1.1		0.576	
3			0.576	18883.761	1.1		0.576	
4			0.576	18883.761	1.1		0.576	
5			0.5759	18883.761	1.1		0.576	

Tabell F.2. Iterasjon for partikler med hydraulisk diameter og friksjonskoeffisient, $\mu = 0.4$.

Hydraulisk diameter, d=2.81mm. Friksjonskoeffisient, $\mu=0.4$								
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,5	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	v_gj, eksperiment
0	6.202E-06	1.310E-06	0.130	278.855	0.711	1.806E-05	0.144	0.128
1			0.144	309.026	0.683		0.147	
2			0.147	315.098	0.679		0.147	
3			0.147	316.248	0.678		0.148	
4			0.148	316.463	0.677		0.148	
5			0.148	316.503	0.677		0.148	
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,409	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	v_gj, eksperiment
0	3.732E-04	1.310E-06	0.190	3161.590	0.386	9.753E-03	0.586	0.190
1			0.586	9744.175	0.415		0.564	
2			0.564	9392.829	0.413		0.57	
3			0.566	9415.887	0.413		0.566	
4			0.566	9414.354	0.413		0.566	
5			0.566	9414.456	0.413		0.57	
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,2032	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	v_gj, eksperiment
0	7.868E-04	1.310E-06	0.220	5315.508	0.389	4.845E-02	0.90	0.215
1			0.895	21634.942	0.460		0.87	
2			0.867	20936.141	0.458		0.869	
3			0.869	20987.535	0.458		0.868	
4			0.868	20984.118	0.458		0.869	
5			0.869	20984.345	0.458		0.869	
Iterasjon Nr.	A_tverrsnitt,11086	Kinematisk viskositet	Initiell v_0	Re	C_D	F_R	Ny v_0	v_gj, eksperiment
0	1.449E-03	1.310E-06	0.220	7213.867	0.400	2.643E-01	1.520	0.220
1			1.520	49830.090	0.487		1.377	
2			1.377	45145.457	0.485		1.379	
3			1.379	45231.185	0.485		1.379	
4			1.379	45229.377	0.485		1.379	
5			1.379	45229.415	0.485		1.379	



Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway