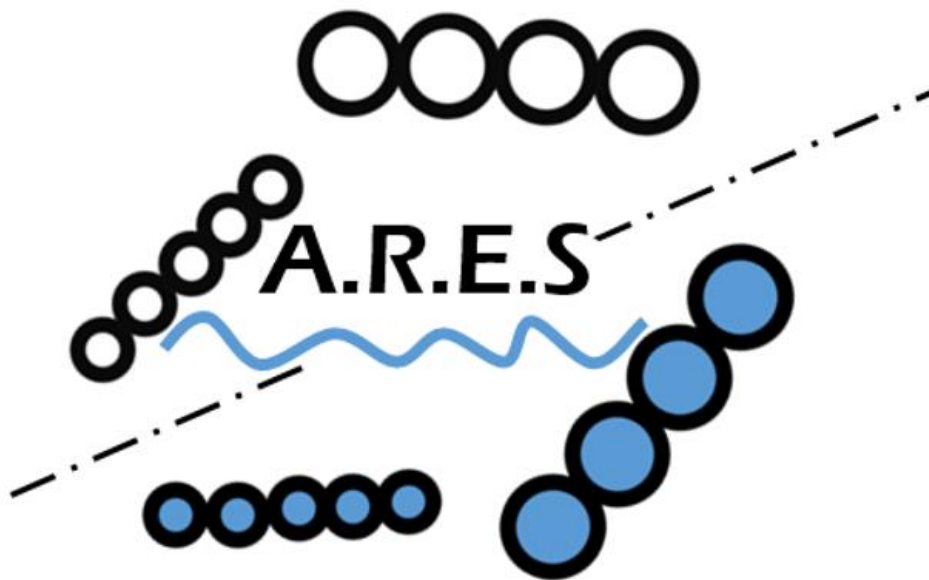


Utveckling av Fluidkompressor

- Analys av fluidkompressorn och dess framtida potential inom energilagring



Grupp TIFX04-17-13

Axel Lindbäck

Elias Heinz

Kandidatarbete inom Fysik och Maskinteknik
Institutionen för Fysik
Chalmers Tekniska Högskola
Göteborg, 2017

Abstract

In this bachelor thesis, new theories have been formulated regarding a new kind of combined compressor and motor which compresses and expands air, which is aimed to be used as a part of an energy storage system. The possibility to store energy will be crucial in keeping future energy systems stable because of the bigger part renewables will play in the energy systems with uneven supply and demand of energy. The thesis has the purpose of formulating a description of the function of the compressor which is easy to understand as well as evaluating the future potential of the compressor regarding an energy storage system. Furthermore, the efficiency of the compressor has been evaluated concerning two main areas which are losses due to thermodynamics and losses due to fluid mechanics in the system, the air compression efficiency of the prototype has been measured to be 84%. This has been done by implementing tests on a prototype. The data extracted from the tests undergoes evaluation and it is found that the compressor is believed to have a great potential to positively affect future energy storage systems by enabling a new more effective method to store energy in the form of compressed air. The thesis work has been restricted to focusing on the current prototype, no development of a new system has been included in this thesis.

Sammandrag

I detta kandidatprojekt har teorier formulerats om funktionen av en ny typ av kombinerad kompressor och motor som komprimerar och expanderar tryckluft, som är tänkt att användas i ett energilagringssystem. Möjligheten att kunna lagra energi kommer att vara avgörande för framtidens energisystem eftersom förnyelsebara energikällor kommer att spela en all större roll kommer också gapet i utbud och efterfrågan av energi att behöva överbryggas. Kandidatrapporten har syftet att förklara och beskriva kompressorns funktion på ett enkelt och förståeligt sätt samt utforska kompressorns eventuella framtida roll i ett energilagringssystem. Vidare har kompressorns verkningsgrad utvärderats med avseende på främst två områden, vilka är termodynamik och strömningsmekanik genom tester utförda på en prototyp, prototypens kompressionsverkningsgrad mättes då till 84%. Data från utförda tester utvärderas sedan och i och med det konstateras att kompressorn har en stor potential att på ett positivt sätt påverka framtida energisystem genom nya mer effektiva möjligheter att lagra energi i form av tryckluft. Kandidatarbetet har avgränsats till att endast utvärdera och beskriva den nuvarande prototypen, ingen utveckling av ett nytt system har därför skett i den här kandidatrapporten.

Innehåll:

Abstract	2
Sammandrag	2
1 Inledning.....	5
1.2 Syfte.....	5
1.3 Avgränsningar	6
1.4 Frågeställning	6
1.5 Variabellista.....	7
1.5.1 Ordlista	7
1.5.2 Indata	7
1.5.3 Processvariabler.....	8
1.5.4 Utdata	8
1.6 Indexering av variabler.....	9
2 Teori, modell gällande fluidmaskinens funktion.....	10
2.1 Övergripande beskrivning av fluidmaskinens funktion	10
2.2 Termodynamiska samband för fluidmaskinen.	12
2.2.1 Isotermisk kompression och expansion.	12
2.2.2 Fluidkolvvarnas betydelse.....	12
2.2.3 Analys av fluidmaskinens ideala termodynamiska cykler	13
2.3 Stegvis förklaring av fluidmaskinens funktion	15
2.3.1 Beskrivning av fluidfördelningen vid spolens start.....	15
2.3.2 Beskrivning av Fluidmaskinens expansionsprocess.....	16
2.3.3 Beskrivning av övergång mellan expansion och kompression.....	16
2.3.4 Beskrivning av fluidmaskinens kompressionsprocess.	16
3 Teori, Applikationsområden.....	17
3.1 Compressed Air Energy Storage (CAES)	17
3.1.1 Kommersiell CAES i drift.....	17
3.1.2 Avancerad Adiabatisk CAES (AA-CAES)	17
3.1.3 Isotermisk CAES (ICAES).....	18
3.2 Metoder för lagring av tryckluft	18
4 Metod.....	20
4.1 Uppställning av teoretisk matematisk modell	20
4.1.1 Fluidmaskinens volymsamband	20
4.1.2 Fluidmaskinens samband för arbete och energi	21
4.1.3 Fluidmaskinens trycksamband	21
4.1.4 Fluidmaskinens flöden och hastigheter	21
4.1.5 Framtagning av strömningsmekaniska variabler.....	22
4.2 Uträkning av teoretiska förluster	23
4.2.1 Uträkning av strömningsmekaniska förluster	23
4.2.2 Uträkning av erforderad kompressionseffekt samt diskussion om termodynamiska förluster	24
4.2.3 Mekaniska förluster	25
4.3 Test av prototyp	25

4.3.1 Testning för att fastställa mekaniska förluster	25
4.3.2 Testning för att fastställa strömningsmekaniska förluster	25
4.3.3 Testning av trummans egenskaper och rotationsriktningens inverkan.....	27
4.3.4 Testning av laddning och urladdning prototypen.....	28
5. Resultat.....	29
5.1 Egenutvecklade koncept.....	29
5.1.1 Hybridlagring, CPS & CVS	29
5.1.2 Återanvändning av befintlig infrastruktur för CPS	30
5.1.3 Användandet av taktankar på höghus för CPS	32
5.1.4 Potential för fluidkompressorn inom produktion av tryckluft och energilagring för industriella tillämpningar	33
5.2 Förlusters inverkan på fluidmaskinen	34
5.2.1 Inverkan av mekaniska förluster	34
5.2.2 Inverkan av strömningsmekaniska förluster	34
5.2.3 Inverkan av termodynamiska förluster	34
5.3 Slutsatser gällande fluidkompressorns konstruktion	35
5.3.1 Reducera termodynamiska förluster.....	35
5.3.2 Reducera strömningsmekaniska förluster	35
6 Diskussion	36
6.1 Diskussion kring testmetodik och testresultat	36
6.2 Utvecklade teorier och modeller	37
6.3 Potential hos framtagna koncept	38
6.4 Rekommendationer vid fortsatt utveckling	38
7 Slutsats.....	39
Referenser.....	40
Bilaga 1: Bidragsrapport	41

1 Inledning

Framtidens energisystem och elnät står inför en stor utmaning, en allt större del av elektriciteten måste genereras ur förnyelsebara energikällor för att nå de klimatmål som är satta av exempelvis EU (Europeiska kommissionen, 2014). För att lyckas med detta behöver en större del av världens elektriska energi komma från vind och solkraft (Europeiska kommissionen, 2014). Eftersom vind och solkraft inte producerar elektricitet när det är vindstilla eller när solen inte skiner så kommer utbudet av förnyelsebar energi vara volatilt. Att jämna ut den ojämnheten i elnätets utbud och efterfrågan är en av framtidens stora energiutmaningar (Larsson & Ståhl, 2012).

En ny metod för att komprimera luft har tagits fram av uppfinnaren Daniel Ehrnberg (Sverige Patentnr SE1451403 A, 2016), som också har utvecklat en prototyp för att visa på konceptets gångbarhet. Prototypen kallas för en fluidmaskin eller fluidkompressor. Prototypen använder kolvar av vatten för att komprimera luft i flera steg, och därav kommer namnet fluidmaskin. Processens många steg och termiska egenskaper leder att man kan förvänta sig att det går att komprimera och expandera luft nära isotermiskt med mycket små förluster. Den potentiellt mycket effektiva kompressionen och expansionen öppnar upp för att kunna använda fluidmaskinen som både kompressor och motor för att kunna lagra energi i tryckluft samt extrahera energi ur tryckluft på ett effektivt sätt.

Fluidmaskinens tänkta användningsområde är därmed inledningsvis inom energilagringssektorn. I dagsläget så finns det inget ekonomiskt hållbart sätt att lagra den överskottsenergi som sol- och vindkraft producerar under goda förhållanden. Undersökningen av den nya tekniken kommer förhoppningsvis att visa på huruvida fluidmaskinens verkningsgrad är tillräckligt god för att ha en roll i framtida energilagringssystem.

1.2 Syfte

Denna kandidatrapport syftar att analysera fluidmaskinens funktion, prestanda och dess möjligheter för vidareutveckling. Genom att studera hur maskinen fungerar så ska dess arbetsprocesser förstås och förklaras. Kandidatrapporten syftar även till att göra fluidmaskinens teknik mer tillgänglig och lättförståelig. Klarläggning av fluidmaskinens funktion ska göras både genom matematiska modeller och förklaringar med visuellt stöd. Med maskinens funktion kartlagd så ska potentiella prestandahöjande förbättringar utforskas. Slutligen så ska möjliga applikationsområden där fluidmaskinen kan vara ekonomiskt gångbar eftersökas och presenteras.

1.3 Avgränsningar

Projektet avgränsas till att endast analysera och utforska fluidmaskinens funktion och projektet avgränsas därmed till att ej innefatta modifikationer av den befintliga prototypen eller utveckling av ett nytt system. Det ligger inte inom projektets gränser att lära in och använda datorprogrammet Labview som används till att samla mätdata från prototypen. Projektet innefattar inte heller omfattande datorsimulationer av varken termodynamik eller strömningsmekanik.

Projektet avgränsas även till att anta att det beskrivna systemet förenklas ur ett termodynamiskt perspektiv antas arbeta på ett isotermt vis då teori och modeller annars skulle bli allt för komplexa för att omfattas av detta projekt. Projektet avgränsas också till att fokusera på fluidmaskinens tekniska funktion och tillämpningar, ekonomiska perspektiv på fluidmaskinen och energilagring omfattas därför ej av detta arbete. Jämförelser med andra energilagringmetoder begränsas till att endast behandla andra metoder där man lagrar energi i tryckluft, jämförelser med övriga energilagringstekniker ligger då utanför projektets ramar.

1.4 Frågeställning

Projektets huvudfrågeställning är huruvida fluidmaskinen har en framtida potential inom framför allt energilagringområdet men också andra applikationsområden. I projektet kommer fokus att läggas på att utvärdera fluidmaskinens potential som energilagringseenhet inom elnät med ojämn produktion och/eller efterfrågan av el, då det i dagsläget ser ut att vara det fält där tekniken kan ligga till grund för ett teknikskifte som kan ha en revolutionerande verkan på hela branschen. För att inte begränsa fluidmaskinen till endast detta område så ska under projektets gång fler lämpliga användningsområden tas fram och utvärderas.

Beroende på inom vilket applikationsområde fluidmaskinen skall brukas så ser dess önskade egenskaper olika ut. Prioritet inom arbetet läggs bör därför läggas på att förbättra de egenskaper som tros vara eftertraktade inom alla fält. Därför läggs fokus i ett inledande skede på att endast utreda fluidmaskinens framtida potentiella användningsbarhet och verkningsgrad.

Första delen av arbetet är att beskriva fluidmaskinens funktion med hjälp av termodynamik och strömningsmekanik samt pröva teoriernas gångbarhet genom att utföra tester på den prototyp som finns på institutionen för fysik. I andra hand så ska förslag på framtida applikationsområden tas fram och utvärderas. Projektet består även av att skapa verktyg för att göra fluidmaskinen lättförståelig för ej insatta personer.

1.5 Variabellista

Denna sektion listar alla variabler och storheter som är relevanta för att förklara fluidmaskinens process. Ordningen är listad på så sätt att variabler som kräver kännedom av andra variabler för att uttryckas alltid är placerade ingående parametrar redan är introducerade.

1.5.1 Ordlista

"Slang"	Avser den slang som är lindad kring fluidmaskinens centrum.
"Spolvarv"	Ett helt varv av den slang som är fastsatt kring fluidmaskinen.
"Trumma"	Den cylinderformade tank som slangarna fästs kring.
"CPS"	"Constant Pressure Storage", lagring vid konstant tryck.
"CVS"	"Constant Volume Storage", lagring vid konstant volym.
"TES"	"Thermic Energy Storage", lagring av värmeenergi.
"Round trip efficiency"	Total verkningsgrad för upp- och urladdning av systemet.

1.5.2 Indata

Dessa parametrar antas vara kända och oberoende av varandra:

Fluidmaskinsrelaterade

R_{spole}	<i>Spolmedelradie</i>
r	<i>Slanginnerradie</i>
$Rot_{fрек}$	<i>Antal varv fluidmaskinen roterar per sekund</i>
δ	<i>Fluidmaskinens lutning</i>
n	<i>Antal slangvarv</i>
λ	<i>Fluidandel (volym)</i>

Material- och omgivningsrelaterade

p_{atm}	<i>Omgivningens lufttryck</i>
μ	<i>Fluidviskositet</i>
ρ_F	<i>Fluiddensitet</i>
ρ_L	<i>Luftdensitet</i>
g	<i>Gravitationskonstant</i>
κ	<i>Isentropexponent</i>
R_{luft}	<i>Gaskonstant för luft, fås genom att dela den ideala gaskonstanten med molvikten för luft.</i>

1.5.3 Processvariabler

Processvariabler är variabler som tas fram utifrån indata och andra processvariabler och som sedan används för att ta fram utdata och analysera fluidmaskinen:

Volymer

V	<i>Spolvarvsvolym</i>
V_F	<i>Fluidvolym</i>
V_L	<i>Luftvolym</i>

Arbete och energi

P_{iso}	<i>Volymändringseffekt (isotermisk process)</i>
-----------	---

Tryck

$p_{över}$	<i>Övertrycket fluidmaskinen arbetar med</i>
p_{rel}	<i>Kvoten mellan övertryck och omgivningstryck</i>

Flöden och hastigheter

v	<i>Fluidhastighet</i>
Q	<i>Fluidflöde (volym)</i>
\dot{m}_F	<i>Massflöde - fluid</i>
\dot{m}_L	<i>Massflöde - luft</i>

Övriga variabler

Re_d	<i>Reynoldstal</i>
f	<i>Friktionsfaktor</i>

1.5.4 Utdata

Denna data är relevant för att mäta fluidmaskinens prestanda och används för att utvärdera fluidmaskinens prestanda och effekten av ändringar på fluidmaskinen.

Krafter och effekter

$P_{Ström}$	<i>Effekten av strömningsmekaniska förluster</i>
τ_{axel}	<i>Erforderligt moment för att driva axeln</i>
P_{Axel}	<i>Erforderlig axeleffekt</i>

Verkningsgrader

$\eta_{Kompression}$	<i>Verkningsgrad för luftlagring</i>
η_{Cykel}	<i>Verkningsgrad för luftlagring följt av expansion</i>

1.6 Indexering av variabler

Samtliga variabler som införts behöver i flera fall indexeras för att specificera i vilket läge de gäller.

För att ange vid vilken av slangarna en variabel gäller så används benämningen "större" eller "mindre" slang, vilket avgörs av deras innerradie. Detta betecknas då med index "S" respektive "M".

Det är också nödvändigt att specificera vilket spolvarv längs med slangens i fråga ett värde representerar. Det görs genom att använda ett nummer från 1 till varv nr. "n" ([1,2,3...n]). Varven räknas från inflödet, där första varvet är varv nr. 1. Om en lista med variabler skapas, exempelvis en med samtliga luftvolymerna för den mindre slangens så används "i" istället för att använda alla siffror från 1 till "n". När flera index används i kombination så separeras de med punkter för öka tydlighetsgraden.

2 Teori, modell gällande fluidmaskinens funktion

I detta kapitel förklaras fluidmaskinens utformning och funktion samt de mekanismer som utnyttjas för att effektivt komprimera och expandera luft. Vidare presenteras en matematisk modell av systemet som tar hänsyn till strömningsmekaniska och termodynamiska aspekter.

2.1 Övergripande beskrivning av fluidmaskinens funktion

Fluidmaskinen har som syfte att komprimera luft och möjliggöra lagring av den producerade tryckluften för att möjliggöra billig och effektiv energilagring. Luften som komprimeras tillförs från omgivningen genom att luften sugas in från omgivningen genom ett luftintag som är beläget i övergången mellan expansionsspolen och kompressionsspolen. Den tillförda luften befinner sig då i den större komprimerande slangspolen på fluidmaskinen.

Allteftersom fluidmaskinen roterar kring sin axel förflyttas luften längs med den spiralformade slangen. Förutom luft tillförs även vatten in i slangen och genom sin högre densitet håller sig vattnet trots rotationen i den nedre delen av varje spolvarv och bildar en vattenkolv som sluter tätt och avskiljer luftkropparna i varje spolvarv. På så sätt trycker vattnet luften vidare längs med spolen, detta möjliggör att vattnet fungerar som en tryckutjämnare där vattennivån är högre på den ena sidan än den andra. Detta gör att tryckökningen mellan varje varv motsvaras av höjdskillnaden i den vattenpelare som uppstår.

Kompressionen av luften sker i sin tur genom att kontinuerligt minska volymen som finns tillgänglig för luften. Det görs genom att varje spolvarv succesivt har en mindre radie, och därför också en mindre volym än det föregående varvet. Tryckökningen leder till att vattnet i slangarna utsätts för en kraft som trycker det tillbaka längs med slangen, då vattenytan i varje varv förskjuts mot sidan med lågt tryck där ytan ligger högre än på sidan med högt tryck. För att motverka detta krävs en tillräcklig mängd vatten i systemet samt tillräckligt antal spolvarv för att säkerställa att trycket inte blir så stort i något varv att luften flödar åt fel håll. Efter att samtliga varv har passerats har det slutliga trycket på luften uppnåtts och luften ackumuleras då i den centrala trumman.

Den andra spolen har som syfte att expandera det nu trycksatta vattnet för att tillåta vattnet att återanvändas för kompression. Processen är därför den motsatta av vad som sker i den komprimerande spolen. Det medför att omkretsen succesivt ökar och tillåter luften att ta allt mer plats. Energin som erhålls i denna slang är i det ideala fallet densamma som krävdes för att inledningsvis komprimera vattnet och luften som expanderas. Eftersom den expanderande spolen expanderar en betydligt mindre volym luft än vad den komprimerande slangen komprimerar fås en nettolagring som är positiv, det vill säga att luft ackumuleras inne i maskinens trumma.

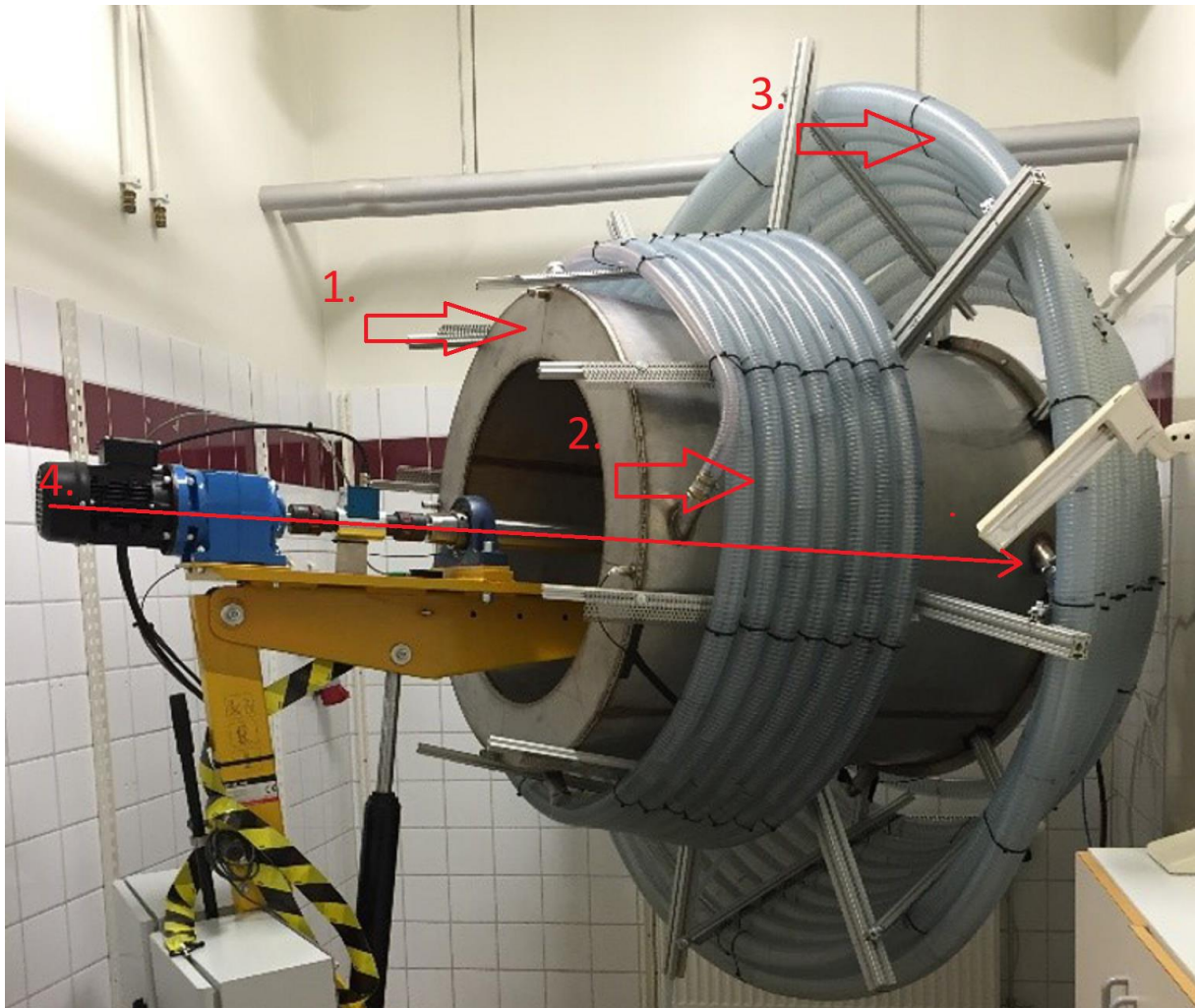


Bild 1: En bild på fluidmaskinsprototypen. Pilarna illustrerar de vitala delarna av maskinen

1. Trumma

Trumman är prototypens integrerade luftlagringstank.

2. Mindre spole

Den mindre spolen som används för att sänka trycket på vattnet inifrån trumman för att det skall kunna användas vid kompression av luft i den större spolen då maskinen roterar medsols, på omvänt sätt trycksätter den vattnet för att det skall kunna användas vid expansion av luft när maskinen roterar motsols.

3. Större spole

Huvudspolen som använder sig utav fluidkolvar för att komprimera och expandera luft. Vid rotation medsols komprimeras luften in i maskinen och luftlagret fylls på, vid rotation motsols expanderas luften och luftlagret töms.

4. Rotationsaxel

Axeln kring vilken maskinen roterar.

2.2 Termodynamiska samband för fluidmaskinen.

För att kunna förklara teknikens effektivitet behöver maskinens termodynamiska egenskaper analyseras. En förutsättning för maskinens gångbarhet är att den skall kunna komprimera och expandera luft mycket energieffektiv, för att kunna avgöra huruvida så är fallet måste termodynamiken kartläggas.

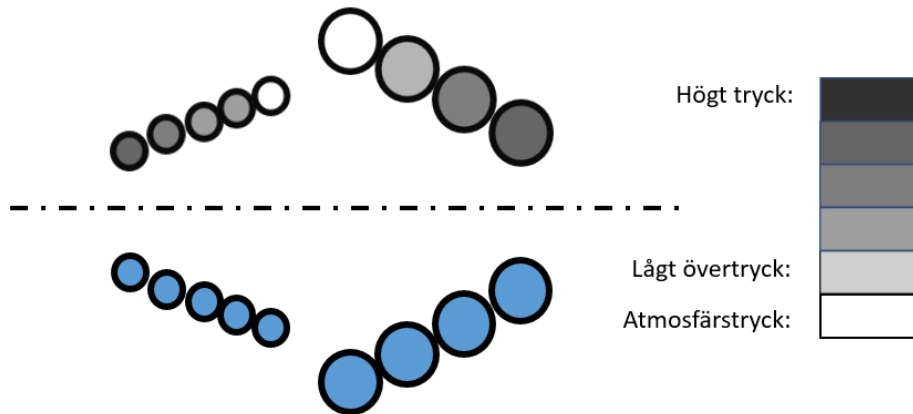
2.2.1 Isotermisk kompression och expansion.

Det som gör att fluidkompressorn är betydligt effektivare än en konventionell kompressor är att den komprimerar och expanderar luften på ett nära isotermiskt vis (Young-Min, Jang-Hee, Seok-Joon , & Favrat, 2012). Detta innebär att temperaturen på luften under kompressionen hålls nära konstant och att man på så vis får en väldigt effektiv kompression/expansion av luft. Det är två fenomen som gör att fluidkompressorn klarar av att arbeta så effektivt som den gör i teorin. Först och främst sker kompressionen väldigt långsamt i många steg, det möjliggörs av att spolens radie minskar succesivt utmed spolens längd. Att kompressionen sker så långsamt gör att man inte får en lika aggressiv värmeutveckling jämfört med konventionella metoder. Det andra fenomenet som möjliggör den isotermiska kompressionen är att det finns en stor, inkompressibel termisk massa i nära anslutning till luften som komprimeras. Den stora termiska massan är de vattenkolvar som ligger i botten på varje spolvarv och stabiliserar hela systemet. Det som menas med en stor termisk massa i det här fallet är att vattenmassan som finns i systemet har en relativt sett mycket högre värmekapacitet än luftmassan som finns i systemet. Det gör att vattenkolvarna kan hålla temperaturen i systemet konstant, vilket medför en hög termodynamisk kompressions- och expansionsverkningsgrad.

2.2.2 Fluidkolvarnas betydelse.

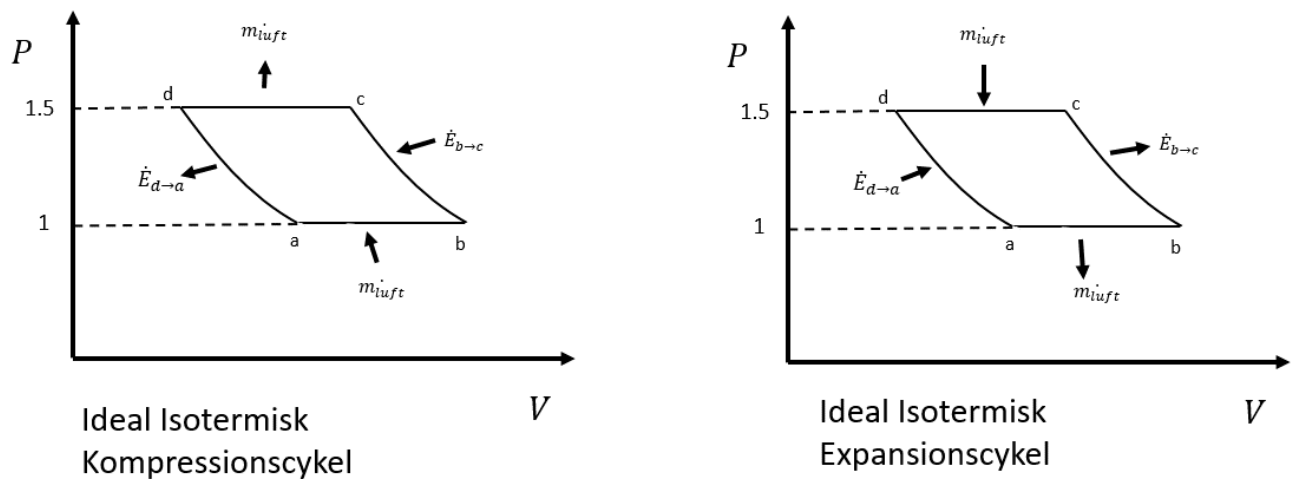
Fluidkolvarna fyller flera kritiska funktioner i systemet, förutom att möjliggöra nära isotermisk kompression och expansion genom att utgöra en stor termisk massa stabiliserar de även systemet genom att verka som kolvar och driva gasen framåt genom spolen. Detta illustreras i Figur 1 där fluidkolvarna som representeras av färgen blå är placerad i botten av varje spolvarv, ovanför fluidkolvarna finns det i varje spolvarv luft av olika tryck beroende på vilken del av spolen som luften befinner sig i. Genom att rotera hela spolen tvingar man sedan fluidkolvarna att färdas åt höger i spolarna. Eftersom fluidkolvarna sluter tätt mot slangen och har högre densitet än gasen så kommer den att tvinga luften framför sig och öka gasens tryck allt eftersom den volym som är tillgänglig för gasen begränsas av fluidkolvarna. Det är denna mekanism som står för själva transporten av gasen in i energilagret.

Fluidkolvarna fungerar även som tryckbarriärer utmed botten på varje spolvarv längs med hela spolen. Dessa fluidkolvar skjuter luften framför sig, kolven bildar då en barriär mellan varje spolvarv som gasen ej kan passera. Framför och bakom fluidkolven finns trycksatt gas, gasen på den sida av fluidkolven som är riktad in mot luftlagret kommer att ha ett högre tryck än den sida som är riktad utåt. Det medför att hela kolven blir förskjuten mot lågtryckssidan med en höjdskillnad som motsvarar tryckskillnaden mellan varvets låg och högtrycksområden. Denna mekanismen används vid både kompression och expansion och är en av anledningarna till att maskinen på ett effektivt sätt kan arbeta mellan stora tryckskillnader.



Figur 1: Schematisk skiss av fluidmaskinens spolar i genomskärning

2.2.3 Analys av fluidmaskinens ideala termodynamiska cykler



Figur 2: Ideal Isotermisk kompressionscykel t.v. samt ideal Isotermisk expansionscykel t.h. för fluidkompressorn

Till vänster i Figur 2 visas ett PV-diagram för den ideala isotermiska cykel som idealt beskriver en kompressionscykel för den aktuella prototypen som arbetar mellan atmosfärstrycket på ca 1 bar och ett övertryck på 0.5 bar. I denna modell bortser man från förluster till följd av att prototypen i verkligheten ej är helt isotermisk samt de mekaniska och strömningsrelaterade förlusterna.

Mellan punkterna a och b tar maskinen in luft från omgivningen vid atmosfärstryck, detta steg motsvaras av att maskinen roterar ungefär tre fjärdedelar av ett varv. Mellan punkt b och c komprimeras luften isotermiskt längs med hela kompressionsspolen vilket innebär att maskinen behöver genomföra lika många rotationer som det finns varv på kompressionsspolen för att komprimera luften till det slutliga övertrycket. I detta steget tillförs ett arbete. Det innebär att prototypen måste rotera drygt 7 varv vilket är antalet kompressionsvarv på prototypens

kompressionspole för att luften skall komprimeras till det slutgiltiga övertrycket vilket är en mycket långsam kompression. Mellan punkterna c och d ackumuleras tryckluften inne i prototypens trumma, på en framtida maskin som arbetar mot ett tryckluftslager är det i detta steget som överskottsluften tas ut ur systemet och ackumuleras i luftlagret. Mellan punkterna d och a kommer en liten del av luften expanderas ut ur systemet igen, detta för att det är nödvändigt för att balansera expansionen av vattenkolvarna som skall återanvändas i nästa cykel. I detta steget fås ett positivt arbete ur expansionen. Efter detta steg påbörjas cykeln igen.

Eftersom fluidmaskinen har spolar som består av flertalet varv startas en ny cykel varje gång maskinen roterar ett varv, det innebär att det hela tiden finns luft i olika delar av maskinen som är i olika stadier av kompressionscykeln. Det är tack vare den mekanismen som maskinen klarar av att komprimera luften väldigt långsamt samtidigt som den kan hantera relativt stora flödesmängder och därmed ha en relativt stor effekt.

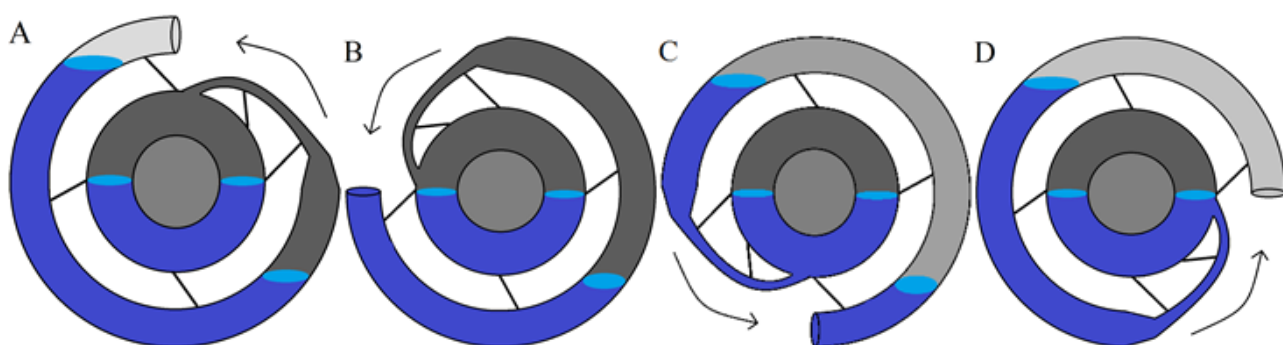
Den ideala termodynamiska cykeln för expansionen visas till höger i Figur 2. Den ideala expansionscykeln är snarlik den ideala kompressionscykeln med den vitala skillnaden att flöden av arbete och massa är motriktade. Detta förutsatt att det inte tas hänsyn till de förluster som uppstår. Vid expansion tar maskinen in luft mellan punkterna d och c från tryckluftslagret. Mellan punkterna c och b expanderas sedan luften och man får ut ett nyttigt arbete som kan användas till att driva exempelvis en generator. Mellan punkterna b och a tas den nu expanderade luften ut ur systemet och släpps ut i atmosfären. Mellan a och d komprimeras sedan fluidkolvarna och en liten mängd luft tillbaka in i fluidmaskinen för att återanvändas.

2.3 Stegvis förklaring av fluidmaskinens funktion

Nedan följer en stegvis förklarad modell där fluidmaskinens funktion har delats upp i ett flertal delsystem. Detta för att underlätta beskrivningen av de olika delsystemen

2.3.1 Beskrivning av fluidfördelningen vid spolens start

Det första steget i fluidmaskinens funktion bör betraktas som flödet av luft och vatten ifrån den centrala trumman in i spolen. Vid inloppet till slangarna från trumman så släpps vatten och luft växelvis in i slangerna. Allteftersom fluidmaskinen roterar så ändras inloppets höjd. När inloppet befinner sig under vattenytan så släpps vatten in i slangerna och vid högre lägen ovan vattenytan släpps istället luft in. Inflöde ifrån den centrala trumman kan ske in i både den större och mindre slangerna, beroende på om maskinen komprimerar eller expanderar luft. Principen är dock densamma.



Figur 3: Ovan visas insugningsförloppet för expansionsslangen över ett varv. Lufttrycket betecknas med gråskala där ljusare färg betecknar lägre tryck. Ljusblåa ytor visar vattenytan och den mörkare blåa kulören betecknar vattenmassor.

- Vid utgångsläget i läge A så befinner sig inloppet till slangerna ovanför vattenytan, lufttrycket i första slangerna fram till nästa fluidkolv är då densamma som i trumman. På andra sidan fluidkolven finns luft av ett lägre tryck som påbörjat expansionsprocessen.
- Slangens inlopp har senare i läge B nästan nått vattenytan i trumman. När detta sker så skiljs luften i trumman och första spolvarvet åt av vatten. Detta tillåter sedan en tryckskillnad mellan spolen och trumman att byggas upp, detta tack vare fluidbarriären.
- I läge C så är inloppet nu under vatten och en tryckskillnad mellan luften i trumman och den nyligen avskilda luften byggs upp. Det är detta som medför att vattennivåerna i slangerna förskjuts.
- Slangens inlopp är i läge D är nu nära vattenytan. I detta läge så påbörjas snart nästa cykel av att släppa in luft i slangerna. Nästan hela fluidkolvens massa befinner sig nu i det första spolvarvet.

2.3.2 Beskrivning av Fluidmaskinens expansionsprocess

Efter att vattnet och luften förts in i slangerna och luften i slangerna skiljts åt från luften i trumman så tillåts expansion av luften ske. Expansionen sker då den tillgängliga volymen för luften ökar för varje varv. Volymen ökar då slangens radie ökar kontinuerligt. Då vattnet i stort sett är inkompressibelt fylls den ökade volymen av endast luft. Fluidkolvornas funktion är att skilja av de cylindrar av luft som bildas för varje varv. Skulle fluiden inte skilja av dessa tillräckligt väl så kan luft utan hinder flöda ut ifrån trumman och förhindra att tryck byggs upp.

2.3.3 Beskrivning av övergång mellan expansion och kompression

Efter att fluidkolvorna och luften färdats till slutet av expansionsspolen så har luften expanderat till samma tryck som omgivningen. Detta sker också vid samma tillfälle som radien på slangarna inte längre ökar. I detta läge så ökas eller minskas innerradien på slangarna, beroende på om maskinen komprimerar eller expanderar luften. Beroende på maskinens rotationsriktning kan den användas till att antingen komprimera eller expandera luft. Detta eftersom fluidkolvorna beroende på åt vilket håll spolen roterar antingen transporterar luften mot en mindre eller större tillgänglig volym.

För att trycket ska hållas konstant under den volymändring radieförändringen av spolen medför så finns ett luftintag/luftutsläpp som släpper in eller ut luft. Intaget/utsläppet är kopplat direkt på spolen och befinner sig därför växelvis över och under vattennivån i slangerna. Enligt samma princip som inflödet till slangerna inifrån tanken så släpper luftintaget växelvis in eller ut luft beroende på vattennivåerna i spolvarvet. Ventilen släpper däremot inte ut vatten ur systemet, utan stängs när den befinner sig under vatten. Då ventilen endast tillåter luft att passera så sker all tryckutjämning när den befinner sig ovan vatten.

Används maskinen för att bygga upp tryck så släpps luft in i detta steg och används maskinen för att expandera luft så släpps luft ut. Det är viktigt att notera att förhållandet mellan mängden vatten och luft härnäst är annorlunda gentemot vad som tidigare expanderades.

2.3.4 Beskrivning av fluidmaskinens kompressionsprocess.

Efter radieövergången så startas kompressionen av luften. Kompressionen drivs av samma princip som expansionen, men den verkar omvänt. En minskning av slangens radie ger en allt mindre tillgänglig volym och luften komprimeras därefter. Vattnets roll är även vid kompression att skilja cylindrar av luft åt. Vattnets ytor förskjuts även som resultat av kompressionen, tack vare tryckskillnaderna i systemet, detta enligt samma princip som vid expansionen.

Det slutliga, högsta trycket som uppnås vid kompression är detsamma som från början togs ur trumman och expanderades. Cykeln slutar därefter genom att slangens utlopp kopplas direkt till trumman. Det komprimerade vattnet och luften förs växelvis, beroende på utloppets läge in tillbaka till trumman.

3 Teori, Applikationsområden

Detta kapitel utforskar de metoder och applikationsområden där energilagring genom lagring av komprimerad luft förekommer i dagsläget.

3.1 Compressed Air Energy Storage (CAES)

CAES är ett samlingsnamn för system som lagrar energi i form av tryckluft. Detta görs genom att med kompressorer pumpa in tryckluft i ett lager vid tider där man har ett energiöverskott i energisystemet och på så sätt har tillgång till kostnadseffektiv elektricitet. Vid tider där man istället har ett underskott i systemet tar man ut den lagrade energin i tryckluften genom att leda ut den genom en turbin som i sin tur är kopplad till en generator som genererar elektricitet som säljs tillbaka till elnätet.

3.1.1 Kommersiell CAES i drift

Det finns i dagsläget bara några få större CAES-anläggningar i bruk, dessa har i regel inte en särskilt hög *round trip efficiency* eftersom det vid kompression av luften bildas stora mängder termisk energi som normalt sett släpps ut ur systemet (Schoenung, 2001). Detta innebär inte bara att man förlorar mycket energi vid kompression utan också att man behöver tillföra energi vid expansionen eftersom luften annars blir mycket kall vilket ger en låg verkningsgrad. För att öka processens effektivitet tillförs energi innan den komprimerade gasen expanderas, i de båda kommersiella CAES-anläggningar som är aktiva idag görs detta genom förbränning av naturgas (Schoenung, 2001).

En av de två större CAES-anläggningarna som är aktivt i dagsläget är beläget i McIntosh, USA och det skulle kunna ses som mer av en hybridanläggning eftersom tryckluftens främsta syfte är att användas i de gasturbiner som finns på kraftverket och det är då inte själva luftlagringen som är kraftverkets primära sätt att tillhandahålla energi utan den primära energikällan är naturgas (Schoenung, 2001).

3.1.2 Avancerad Adiabatisk CAES (AA-CAES)

Avancerad Adiabatisk CAES är ett samlingsnamn för CAES-tekniker som till skillnad mot traditionella anläggningar lagrar överskottsvärmen i ett termiskt energilager också kallat TES (Thermic Energy Storage) (Young-Min, Jang-Hee, Seok-Joon, & Favrat, 2012). Genom att lagra överskottsvärmen från kompressionen i ett termiskt energilager för att sedan tillföra värmen till gasen igen vid expansionen når man en betydligt högre processverkningsgrad utan att behöva tillföra energi från fossila bränslen. I dagsläget finns inga kommersiella anläggningar som använder sig utav AA-CAES, däremot pågår det mycket forskning på området och i Schweiz har företaget Alacaes byggt en pilotanläggning som testar konceptets kommersiella gångbarhet (Alacaes, 2017).

3.1.3 Isotermisk CAES (ICAES)

Isotermisk CAES är på många sätt likt traditionell CAES och AA-CAES förutom att man angriper problemet med värmeförluster på ett annorlunda sätt. Genom att komprimera gasen isotermiskt förändras inte gasens temperatur under kompressionen vilket ger en kompressionsverkningsgrad på 100% (Schoenung, 2001). I realiteten är det mycket svårt att uppnå isotermisk kompression utan man talar istället om en ”nära isotermisk kompression”, det är inom denna kategori som fluidmaskinen finns.

För att gasen skall kunna komprimeras isotermiskt behöver den befinna sig i nära anslutning till en stor inkompressibel termisk massa som tack vare sin mycket större värmekapacitet kyler gasen och håller den vid en konstant temperatur. Det finns flera olika tekniker för att uppnå detta, företaget *Lightsail Energy.inc* löser problemet genom att spruta in en vattendimma i kompressionscyklern på sin kompressor (Lightsail Energy, 2017).

Fluidmaskinen bygger på ett mer unikt koncept där kolvarna som komprimerar gasen består av vatten och utgör den inkompressibla termiska massan som erfordras för att komprimera gasen isotermiskt. Fluidmaskinens effektivitet bygger även på att kompressionen sker relativt långsamt i många steg för att få så långsam värmebildning som möjligt.

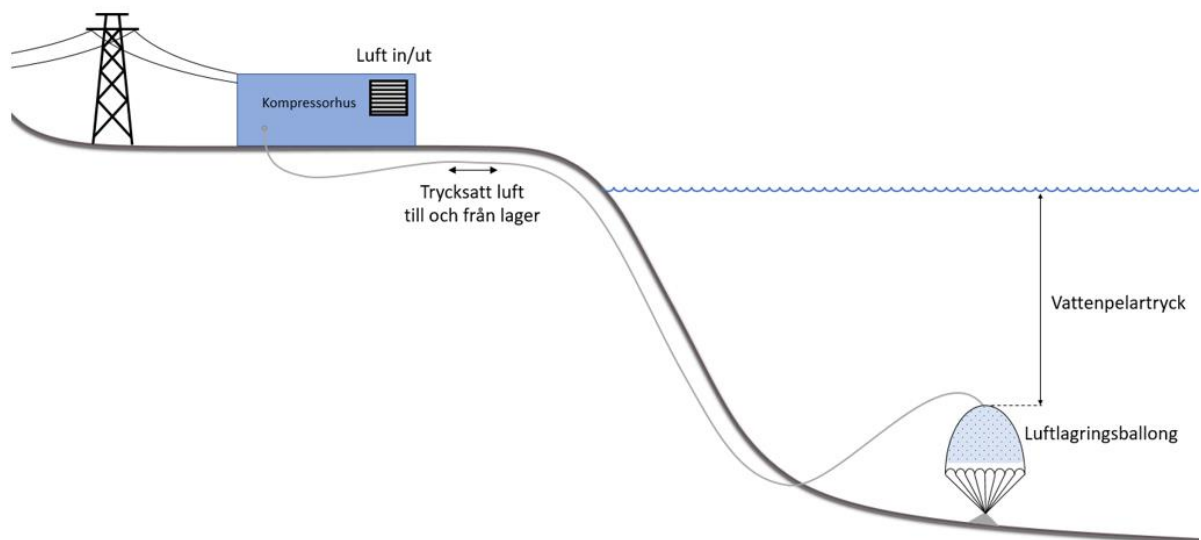
3.2 Metoder för lagring av tryckluft

Det finns två olika kategorier av lagringsmöjligheter, dels de som innebär lagring under konstant tryck och dels de som innebär lagring under konstant volym.

I de anläggningar som idag finns i drift används stora underjordiska före detta mineralgruvor som luftlager. I gruvorna utvanns mineraler genom att man pumpade ner ett lösningsmedel som löste upp mineralerna och sedan pumpades minerallösningen upp till ytan igen. Just den utvinningsmetoden efterlämnar sig stora underjordiska kaviteter som lämpar sig mycket väl som luftlager. Dessa gruvor existerar på ett fåtal platser på jorden och är begränsade i sitt antal. De båda kommersiella CAES-anläggningarna som idag finns i drift använder sig utav den här lagringsmetoden (Schoenung, 2001). Dessa anläggningar är beroende av att det skall gå att skapa saltkaviteter i jordskorpan där luften skall kunna lagras, förutsättningarna för att skapa sådana kaviteter finns inte överallt utan bara under vissa geografiska områden. Det finns ej möjlighet att lagra luft på det viset i Sverige då de rätta förutsättningarna saknas (Donadei & Schneider, 2017).

Enligt (Kim, Shin, & Favrat, 2010) som har analyserat Huntorf-anläggningen är det i det fallet mycket mer effektivt att lagra luften vid konstant tryck snarare än vid konstant volym. Detta eftersom turbinen som expanderar luften och tar tillvara på arbetet är konstruerad att arbeta vid ett konstant tryck vilket innebär att man måste manipulera luftflödet för att uppnå detta konstanta tryck i det fall när man har lagring vid konstant volym och således ett varierande tryck. Manipulationen av lufttrycket innebär då förluster. Om man istället lagrar luften under konstant tryck slipper man den problematiken och lagringsvolymen kan vara mycket mindre eftersom all luft pressas ut ur lagret och kan utföra arbete. I fallet med lagring vid en konstant volym kan man inte få ut all luft ur lagret eftersom man då får ett undertryck, detta fenomen kallas för dödvolum. Det innebär att det vid ett lagringstryck vid 60 bar endast krävs 23% av lagringsvolymen för lagring vid varierande tryck att lagra luften vid ett konstant tryck för att lagra samma energimängd (Kim, Shin, & Favrat, 2010).

Ett av de mer lovande koncepten är att lagra luften och således också energin är i stora ballonger som är nedsänkta på en havsbotten eller sjöbotten. Tekniken är redan utvecklad och har testats i verkligheten av företaget Hydrostore (Hydrostor Inc., 2017). Tanken är då att trycket från vattnet ovanför ballongen skall trycka tillbaka luften ut igen när man ska utvinna energin, se Figur 4. Denna metod innebär att man inte behöver tillverka tunga och dyra tryckkärl med höga krav på material och hållfasthet. Metoden att lagra luften i ballonger på havsbotten för även med sig fördelarna man får från att lagra luften vid ett konstant tryck jämfört med vid en konstant volym. Eftersom luften inne i ballongen får samma tryck som vattnet utanför behöver ballongen ej vara konstruerad som ett tryckkärl. Däremot måste ballongen vara dimensionerad till att tåla de flytkrafter som uppstår till följd av de stora skillnaderna mellan luftens och vattnets densiteter (Hydrostor Inc., 2017).



Figur 4: Metod för energilagring i ballonger på en havsbotten.

4 Metod

Testningen av fluidmaskinen görs för att kunna utvärdera prototypens prestanda samt validera teoriernas gångbarhet. Utöver detta görs även flera tester av fluidmaskinen där parametrar ändras i syfte att kunna isolera och uppskatta alla typer av förluster. Huvudsyftet med testningen är att bestämma storleken på de förluster som förväntas uppkomma.

4.1 Uppställning av teoretisk matematisk modell

För att kunna analysera enskilda komponenter i fluidmaskinen så behövs ett flertal tillstånd och processer inom maskinen beräknas utifrån indata som finns tillgänglig. Tillstånden används för att beräkna utdata och att undersöka möjliga ändringar av fluidmaskinen.

4.1.1 Fluidmaskinens volymsamband

Spolvarvsvolym

Den totala volymen (V) varje spolvarv innesluter kan beräknas genom att multiplicera slangens tvärsnittsarea ($A = r^2 \cdot \pi$) med dess omkrets ($O = \pi \cdot 2 \cdot R_{spole}$):

$$V = 2 \cdot r^2 \cdot \pi^2 \cdot R_{spole}$$

Denna formel använder en medelradie för spolradien (R_{spole}) och försummar rörelse längs med den axiella riktningen, vilket leder till en approximativ volym. För de tänkbara utformningar av slangar som undersöks kan dock approximationen sägas vara mycket verklighetstrogen.

Fluidvolym

Volymen av fluid i slangarna på fluidmaskinen är konstant genom hela processen, då mängden vätska bestäms endast av intaget vid det första varvet på den mindre slang. Det är därför endast nödvändigt att beräkna fluidvolymen (V_F) för ett spolvarv. Fluidandelen i ett spolvarv betecknas som en procentsats (λ):

$$V_F = V \cdot \lambda$$

Inkompressibilitet förutsätts gälla för fluiden vid de tryck och temperaturer som fluidmaskinen arbetar vid.

Luftvolym

Luftvolymen i samtliga slangar är den resterande volymen utifrån differensen mellan den totala volymen och fluidens volym:

$$V_L = V - V_F$$

4.1.2 Fluidmaskinens samband för arbete och energi

Volymändringseffekt (isotermisk)

Den isotermiska volymändringseffekten (P_{iso}) är den ideala erforderliga effekt som krävs för att komprimera den mängd tryckluft fluidmaskinen producerar. I denna ekvation försummas det arbete som krävs för insug och bortförsl av luft i systemet. För att beräkna detta används följande formel (Ekroth & Granryd, 2006), där \dot{m}_L är luftens massflöde, R_{luft} den specifika gaskonstanten för luft, T den konstanta temperaturen vid vilken kompressionen sker och p_{rel} förhållandet mellan de tryck mellan vilka maskinen används:

$$P_{iso} = \dot{m}_L \cdot R_{luft} \cdot T \cdot \ln(p_{rel})$$

4.1.3 Fluidmaskinens trycksamband

Fluidmaskinens övertryck

Övertrycket fluidmaskinen arbetar vid är ett resultat av luftvolymsändringen. Trycket går att beräkna antingen genom att betrakta kompressions- eller expansionsprocessen, förutsatt att parametrarna är optimerade. Den största tryckskillnaden återfinns vid det slutliga varvet "n". Tryckskillnaden $p_{över}$ betecknar övertrycket i trumman och ges av differensen mellan det inre trycket och atmosfärstrycket.

För kompression gäller:

$$p_{över} = \frac{V_{L.1}}{V_{L.i}}$$

Vid expansion gäller:

$$p_{över} = \frac{V_{L.i}}{V_{L.1}}$$

Relativt övertryck

Det relativa övertrycket definieras som följande samband:

$$p_{rel} = \frac{p_{atm} + p_{över}}{p_{atm}}$$

4.1.4 Fluidmaskinens flöden och hastigheter

Fluidhastighet

Fluidens hastighet genom slangarna kan beräknas genom sträckan den färdas per varv och rotationsfrekvensen:

$$v = 2 \cdot R_{spole} \cdot \pi \cdot Rot_{frek}$$

Fluidflöde

Flödet av fluid är känt utifrån fluidens volym per varv och rotationsfrekvensen.

$$Q = V_F \cdot Rot_{frek}$$

Massflöde - fluid

Massflödet av fluid erhålls genom att multiplicera flödet med densiteten.

$$\dot{m}_F = Q \cdot \rho_F$$

Massflöde -Luft

Massan av den strömmande luften beräknas genom att multiplicera luftens flöde med dess densitet. Relationen mellan tryck och volym erhålls från den allmänna gaslagen (White, 2011) och ger följande formel förutsatt isotermska omständigheter:

$$\dot{m}_L = Rot_{f_{rek}} \cdot V_L \cdot \rho_L \cdot p_{rel}$$

4.1.5 Framtagning av strömningsmekaniska variabler

Reynoldstal

Reynolds tal beräknas enligt följande formel för flöden genom rör (White, 2011):

$$Re_d = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Där " D_h " betecknar den hydrauliska diametern.

Friktionsfaktor

Friktionsfaktorn för slangarna på fluidmaskinen beräknas enligt (White, 2011), där " ϵ " är det dimensionslösa ytråhetsvärdet för slangen:

$$f = -1.8 \log \left(\left(\frac{6.9}{Re_d} \right) + \left(\frac{\left(\frac{\epsilon}{Re_d} \right)^{1.11}}{3.7} \right) \right)$$

4.2 Uträkning av teoretiska förluster

De förluster som uppkommer i fluidmaskinen delas upp i följande kategorier:

- Strömningsmekaniska förluster
- Termodynamiska förluster
- Mekaniska förluster

För varje förlustkategori beskrivs främst vilka modeller och teoretiska verktyg som används för att utföra de nödvändiga beräkningarna. Utöver detta redovisas även centrala antaganden och eventuella avgränsningar som behövs göras för att beräkningarna ska kunna utföras på korrekt vis.

4.2.1 Uträkning av strömningsmekaniska förluster

Förluster till följd av strömningsfriktion uppkommer på prototypen vid alla ytor som anströmmas. Av dessa så försummas all form av friktion mellan gas och fluidmaskinen. Detta görs då den dynamiska viskositeten för luft endast är en liten bråkdel av den för alla fluider som övervägs för användning, såsom exempelvis vatten (White, 2011).

De ytor som används för beräkningsunderlag är därför endast de av fluiden vätta områdena i slangarna, flödet i trumman försummas då ingen känd strömningsteori är lämplig att applicera på dess geometri. Inverkan bedöms inte heller vara särskilt stor då flödes hastigheten i trumman är mycket låg.

4.2.1.1 Friktionsförluster i slangar

Förlusterna som uppkommer till följd av strömningsfriktion i slangarna kring maskinen approximeras enligt de ekvationer som gäller för rörströmning (White, 2011).

Värden på spolradien R antas variera linjärt utmed spolen, vilket medför att varje spolvarv har ett unikt värde på R enligt:

$$R_{mi} = R_{m.ht} + ((R_{m.lt} - R_{m.ht})/n_{tot}) \cdot n_i$$
$$R_{si} = R_{s.lt} + ((R_{s.ht} - R_{s.lt})/n_{tot}) \cdot n_i$$

Fluidhastigheten för varje varv kan då bestämmas enligt:

$$v_{mi} = Rot_{frek} \cdot \pi \cdot 2R_{mi}$$
$$v_{si} = Rot_{frek} \cdot \pi \cdot 2R_{si}$$

Under ideala förhållanden antas fluidandelen ” λ ” variera linjärt över spolarnas första och sista varv, vilket ger en approximativ fluidtäckt längd ” L_{fluid} ”.

$$L_{fluid.mi} = (\lambda_{m.ht} + ((\lambda_{m.lt} - \lambda_{m.ht})/n_{tot}) \cdot n_i) \cdot 2R_{mi} \cdot \pi$$
$$L_{fluid.si} = (\lambda_{s.lt} + ((\lambda_{s.ht} - \lambda_{s.lt})/n_{tot}) \cdot n_i) \cdot 2R_{si} \cdot \pi$$

Sedan behöver även Reynoldstalen beräknas (White, 2011):

$$Re_{mi} = \frac{(2v_{mi} \cdot R_{mi} \cdot \rho_{fluid})}{\mu_{fluid}}$$

$$Re_{si} = \frac{(2v_{si} \cdot R_{si} \cdot \rho_{fluid})}{\mu_{fluid}}$$

Ytråheten för slangarna uppskattas utifrån tabellerade värden (White, 2011):

$$\epsilon = 0.007$$

Friktionskoefficienter f för mindre och större slang kan beräknas enligt (White, 2011):

$$f_{mi} = -1.8 \log \left(\left(\frac{6.9}{Re_{mi}} \right) + \left(\frac{\left(\frac{\epsilon}{2 \cdot R_{mi}} \right)^{1.11}}{3.7} \right) \right)$$

$$f_{si} = -1.8 \log \left(\left(\frac{6.9}{Re_{si}} \right) + \left(\frac{\left(\frac{\epsilon}{2 \cdot R_{si}} \right)^{1.11}}{3.7} \right) \right)$$

Samtliga ventiler och slangböjar tas hänsyn till via införandet av κ enligt tabell (White, 2011):

$$\kappa_1 = 4.7$$

Med detta så går det att räkna ut tryckfallet för samtliga rör (White, 2011):

$$\Delta P_{mi} = \left(f_{mi} \cdot \frac{L_{fluid.mi}}{2R_{mi}} \right) \cdot \frac{\rho \cdot v_{mi}^2}{2}$$

$$\Delta P_{si} = \left(f_{si} \cdot \frac{L_{fluid.si}}{2R_{si}} + \kappa_1 \right) \cdot \frac{\rho \cdot v_{si}^2}{2}$$

Med tryckskillnaden så kan det erforderliga arbetet beräknas (White, 2011):

$$P = (\Delta P_{mi} + \Delta P_{si}) \cdot Q = 1.27 \text{ W}$$

4.2.2 Uträkning av erforderad kompressionseffekt

Fluidmaskinens nuvarande design innebär att viktiga materialparametrar är grovt uppmätta och materialdata skulle behöva tas fram experimentellt. Detta leder till att den bästa uppskattningen av nödvändiga värden för att ta fram de termodynamiska förlusterna erhålls genom experimentella data.

Den ideala, förlustfria effekten för att komprimera luft med fluidmaskinens parametrar beräknas med hjälp av:

$$P_{iso} = \dot{m}_L \cdot R_{luft} \cdot T \cdot \ln(p_{rel})$$

4.2.3 Mekaniska förluster

Att teoretiskt förklara de mekaniska förluster som skapas vid användning av fluidmaskinen är ej relevant för projektets syfte. Detta då den mekaniska upphängning som tillåter fluidmaskinen att rotera inte är ett område som behandlas inom projektets ramar. De största förlustkällorna antas vara lager och växlar. Värdet på de mekaniska förlusterna är alltså endast intressant för att tolka experimentella förlustdata för att kunna isolera de andra källorna till energiförluster.

4.3 Test av prototyp

Testningen av fluidmaskinen görs för att kunna utvärdera prototypens prestanda samt validera teoriernas gångbarhet. Utöver detta görs även flera tester av fluidmaskinen där parametrar ändras i syfte att kunna isolera och uppskatta alla typer av förluster. Huvudsyftet med testningen är att bestämma storleken på de förluster som förväntas uppkomma.

4.3.1 Testning för att fastställa mekaniska förluster

Isolering och mätning av mekaniska förluster sker genom att helt tömma maskinen på vatten. Tömning av vatten innebär att maskinen inte kan bygga upp tryck, och inget termodynamiskt arbete kan då utföras. Även strömningsmekaniska förluster kan försummas då endast luft strömmar längs med maskinens ytor. Återstående förluster antas därför vara endast mekaniska. Inför testningen tömdes därför maskinen på allt vatten.

Medsols	Medsols
0,066 [Hz] - Rot_{frek}	0,040 [Hz] - Rot_{frek}
1,76 [Nm] - τ_{axel}	1,58 [Nm] - τ_{axel}
0,73 [W] - P_{axel}	0,40 [W] - P_{axel}

Tabell 1 – Experimentell data för vattentömd fluidmaskinsprototyp vid två olika rotationshastigheter vid medsols rotation, i detta test utförde maskinen inget volymändringsarbete. Testets syfte är att fastställa mekaniska förluster.

4.3.2 Metod för att utifrån tester bestämma de termodynamiska förlusterna

För att eliminera maskinens termodynamiska förluster vid körning, i syfte att mäta dessa så togs en metod fram. Metoden innebär att dra flera små slangar in i maskinens spolar ifrån luftintaget. På så sätt kan all luft i maskinen konstant tryckutjämna via in/utflöde av luft från omgivningen. Tryckutjämnningen sker genom luftflöde igenom de små slangar som placerats i maskinen. Detta medför att ingen kompression eller expansion sker, vilket innebär att termodynamiskt arbete inte utförs. Ytterligare test med slangarna plomberade är också nödvändigt för att beräkna det ändrade strömningsmotståndet. Om slangarna är plomberade fungerar maskinen som vid standardinställningar, fast med ändrade strömningsmekaniska förluster. Ett extra test för att bestämma det ändrade strömningsmotståndet på grund av de små slangarna är därför också nödvändigt för att kunna bestämma strömningsmotståndet utan de små slangarna.

Sambandet kan beskrivas enligt följande ekvation och med variabler enligt:

x	De termodynamiska förlusterna vid standardkörning.
$Mek_{förlust}$	De mekaniska förluster som uppmätts i tidigare test.
$P_{förlust.plomb.slang}$	Fluidmaskinens totala förluster vid körning med små plomberade slangar i.
$P_{förlust.slang}$	Fluidmaskinens totala förluster vid körning med små slangar i som utjämnar trycket.

$$(P_{förlust.plomb.slang} - Mek_{förlust}) - (P_{förlust.slang} - Mek_{förlust}) = x$$

Denna metod för att mäta de termodynamiska förlusterna bedöms vara av för stort omfång för att utföras i arbetet. Istället så förenklas testningen. Beräkningen av de strömmingsmekaniska förlusterna sker istället genom att köra maskinen i standardutförande och subtrahera de mekaniska förlusterna. Detta innebär att de termodynamiska förlusterna i fluidmaskinen måste försummas. Detta antagande görs då de termodynamiska förlusterna ej. Testningen sker därför istället genom att köra maskinen i standardutförande.

4.3.3 Testning av kompressionsverkningsgrad och strömmingsmekaniska förluster

Medsols (kompression)
0.047 [Hz] - Rot_{frek}
0.44 [Bar] - $p_{över}$
35.30 [Nm] - τ_{axel}
10.42 [W] - P_{axel}
$\rho_{luft} \cdot \frac{14.5}{60 \cdot 1000} [l/s] = \dot{m}_L \left[\frac{m^3 \cdot kg}{s} \right]$
84.4% = $\eta_{kompression}$
10.08 [Nm] = $\tau_{amplitud}$
452 = testtid
$\frac{101325 + 44000}{101325} \left[\frac{N}{m^2} \right] = p_{rel}$
$287.058 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = R_{luft}$
1.16 [W] = $P_{ström}$

Tabell 3 – Experimentell data för fluidmaskinsprototypen vid körning med standardutförande med givna parametrar.

$P_{ström}$ fås genom att subtrahera de mekaniska förlusterna från de totala förlusterna, med antagandet att det inte finns några termodynamiska förluster. I realiteten representerar $P_{ström}$ både de termodynamiska och strömmingsrelaterade förluster.

Den experimentella verkningsgraden fås genom att dividera effekten på axeln med den effekt som beräknas från luftflödet. Effekten på axeln beräknas genom följande ekvation:

$$P_{axel} = \tau_{axel} \cdot 2 \cdot \pi \cdot Rot_{frek}$$

Effekten som härleds ur luftflödet beräknas med följande ekvation:

$$P_{luft} = \dot{m}_L \cdot R_{luft} \cdot T \cdot \ln(p_{rel})$$

Den nyttiga effekten (P_{luft}) divideras med den tillförda effekten (P_{axel}) vilket ger verkningsgraden ($\eta_{kompression}$).

$$\eta_{kompression} = \frac{P_{luft}}{P_{axel}} = \frac{\dot{m}_L \cdot R_{luft} \cdot T \cdot \ln(p_{rel})}{\tau_{axel} \cdot 2 \cdot \pi \cdot Rot_{frek}} = \frac{1.2 \cdot 14.5 \cdot 287.058 \cdot 293 \cdot \ln\left(\frac{101325 + 44000}{101325}\right)}{60 \cdot 1000 \cdot 35.30 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.047} = 84.4\%$$

Momentet varierar periodiskt under testets gång, vilket medför att det finns en osäkerhet i testet som beror på att testet inte alltid startas och avslutas på samma punkt i cykeln. Därför måste en felmarginal på verkningsgraden bestämmas. Det görs genom att ta fram det största felet som kan uppstå till följd av detta. Det största felet i arbete fås då genom att multiplicera momentets amplitud med halva periodtiden. Dock önskas felmarginalen i effekt för att kunna beräkna en procentuell felmarginal. Det görs genom att dividera arbetet med testtiden, den nya effekten adderas och subtraheras sedan till effekten på axeln (P_{axel}) för att ta fram ett spann för verkningsgraden. Dock bedöms testerna ha genomförts på ett sådant sätt att nära ett heltal antal varv utvärderats.

$$P_{fel} = \frac{\left(10.08 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0.047\right)}{452}$$

$$\eta_{kompression.max} = \frac{P_{luft}}{P_{axel} - P_{fel}} = 86.4\%$$

$$\eta_{kompression.min} = \frac{P_{luft}}{P_{axel} + P_{fel}} = 82.5\%$$

4.3.3 Testning av trummans egenskaper och rotationsriktningens inverkan

Ytterligare ett test gjordes där endast trumman fylldes med vatten, och slangarna lämnades torra. Genom att se hur axelarbetet ändras när trumman fylls med vatten så kan viss insikt fås i hur ökad belastning på lager och hur strömningsmotståndet i trumman ser ut. Trumman fylldes till samma vattennivå som används vid körning med standardinställningar. Det innebär att vattenmassan är lägre, men strömningsmotståndet i trumman bör vara detsamma. Testet kördes även i båda rotationsriktningarna för att få en uppfattning om maskinens effektivitet påverkades av rotationsriktning.

Motsols	Medsols
0,047 [Hz] - Rot_{frek}	0,040 [Hz] - Rot_{frek}
2,15 [Nm] - τ_{axel}	1,58 [Nm] - τ_{axel}
0,64 [W] - P_{axel}	0,49 [W] - P_{axel}

Tabell 4 – Experimentell data för fluidmaskinsprototypen vid körning med endast vattenfylld trumma i båda rotationsriktningar.

4.3.4 Testning av laddning och urladdning prototypen

För att testa maskinens *round trip efficiency* så behövs ett test där prototypen laddas upp med tryckluft för att sedan expandera denna göras. Ett problem med detta är att trummans tryckluftkapacitet är relativt låg och trycket kan inte hållas konstant under testet. Testet måste därför utföras under ett tryckintervall. Intervallet bör vara så stort som möjligt för att göra testet långt, vilket minskar känsligheten för mätfel. Samtidigt så är fluidmaskinen som effektivast omkring ett övertryck på ca 0.5 bar, vilket tagits fram utifrån den matematiska modellen. Den bästa approximationen av maskinens *round trip efficiency* är därför en kompromiss mellan att arbeta kring det optimala trycket och att utföra ett långt test.

Motsols (expansion)	Medsols (kompression)
0,044 [Hz] - Rot_{frek}	0,034 [Hz] - Rot_{frek}
-21,90 [Nm] - τ_{axel}	29,42 [Nm] - τ_{axel}
-6,06 [W] - P_{axel}	6,37 [W] - P_{axel}
87 [s] - Tid	112 [s] - Tid
-527 [J] - Arbete	713 [J] - Arbete
Tryckintervall=0.38-0.46 övertryck [Bar]	
$\eta_{cykel} = 73.9\%$	

Tabell 5 – Experimentell data för fluidmaskinsprototypen vid uppladdning och urladdning av maskinen.

Verkningsgraden (η_{cykel} , *round trip efficiency*) för testet bestäms genom att dividera det nyttiga arbete som fås ut vid expansionen med det tillförda arbetet på axeln under kompressionen.

$$\eta_{cykel} = \frac{527}{713} = 73.9\%$$

Det är i detta test ej möjligt att genomföra pålitlig amplitudanalys för att estimeras spannet på verkningsgraden eftersom maximala och minimala momenten förändras från varv till varv på grund av att arbetstrycket förändras.

5. Resultat

De resultat som genererats från projektet kan delas upp i tre delar, dels de olika koncept på energilagringssystem som utvecklats under projektets gång och behandlas i 5.1. Dels slutsatser från de tester som utförts på prototypen och dels slutsatser kring hur en framtida maskin bör konstrueras baserat på den ”*know how*” som vuxit fram under projektets gång.

5.1 Egenutvecklade koncept

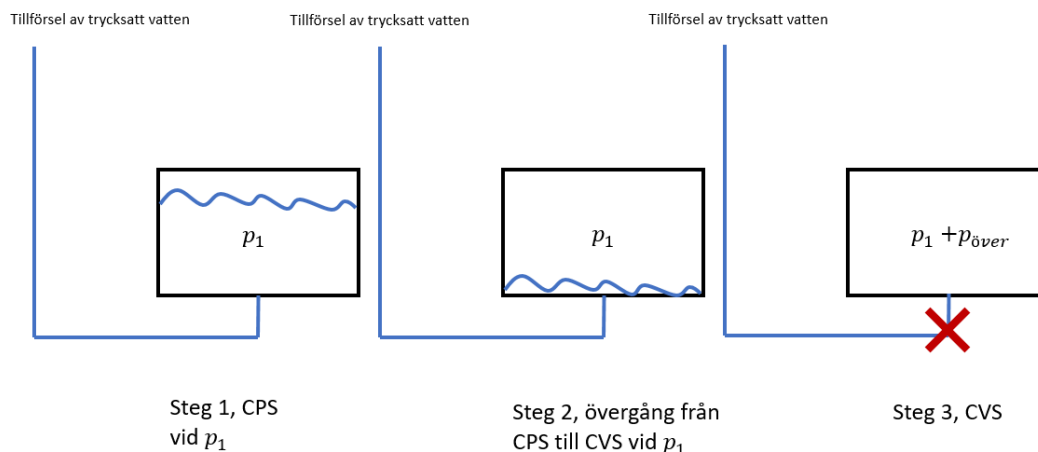
Det finns flera utmaningar att lösa för att fluidkompressorn skall kunna bli en lösning på världens energilagringssystem, det räcker inte att maskinen i sig skall på ett effektivt och billigt sätt kunna omvandla elektrisk energi till energi lagrad i tryckluft. Man måste också lösa frågan med att finna billiga och effektiva lagringssystem för tryckluften. I nuläget finns det flertalet metoder, bland annat med ballonger på havets botten och i före detta saltgruvor. Problemet med dagens lösningar är att det inte överallt finns tillgång till tillräckligt djupa hav och sjöar eller till rätt typ av gruvor.

5.1.1 Hybridlagring, CPS & CVS

Att lagra luften antingen vid konstant tryck (CPS, Constant Pressure Storage) eller konstant volym (CVS, Constant Volume Storage) har olika fördelar. Tanken med ett hybridssystem som tillämpar både CPS och CVS är att man skall starta lagringen vid ett redan konstant högt tryck för att sedan göra en övergång till konstant volymlagring där man kan lagra större massa och således också en större mängd energi genom att istället öka trycket. För att detta skall fungera krävs det att fluidkompressorn klarar av att arbeta effektivt vid varierande tryck samt att tryckkärlet skall klara av större tryck. Vinningen i det hela är att man inte får någon dödvolymer i lagret utan att all luft man pumpar in kan utföra arbete på vägen ut samt att man kan lagra större mängder energi i samma tank.

Systemet befinner sig i tre faser vid både upp och urladdning. I fas 1 är tanken fylld med vatten som är trycksatt av en vattenpelare med trycket p_1 och man börjar att pumpa in tryckluft vid samma tryck. I fas två sker övergången mellan CPS & CVS, precis när luft har ersatt allt vatten i tanken stänger en ventil av tillförseln av vatten in i tanken och trycket blir då oberoende utav vattenpelaren, den stängda ventilen representeras av ett rött kryss i figuren nedan. I fas tre sker lagringen enbart vid konstant volym och trycket ökar med ett övertryck jämfört med fas 1 & 2 och det totala trycket i tanken blir då $p_1 + p_{över}$.

Hybridsystem av CPS & CVS

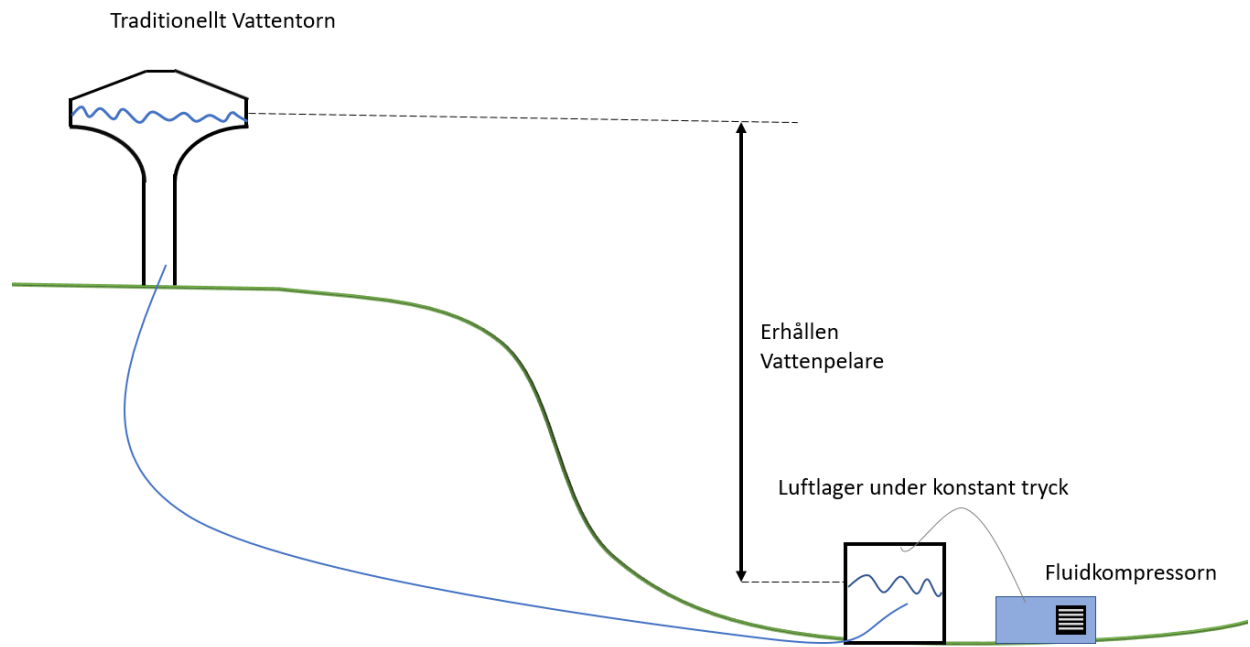


Figur 5: Hybridlagring med CPS & CVS

5.1.2 Återanvändning av befintlig infrastruktur för CPS

I figuren nedan syns ett koncept som använder sig utav den befintliga infrastruktur med vattentorn som idag finns världen över. Syftet med dessa vattentorn har historiskt sett varit att skapa en vattenpelare för att trycksätta exempelvis dricksvattensystem, bevattningssystem och fontäner. Förutsatt att dessa vattentorn skapar ett tillräckligt stort tryck fungerar de även utmärkt till att trycksätta en luftlagringstank. Fördelen med detta koncept är att man lagrar luften under ett konstant tryck (CPS) vilket gör att tankstorleken kan minskas, vilket skapar bättre förutsättningar för en landbaserad billig lagringslösning. En annan fördel är att man kan använda sig utav äldre vattentorn som tagits ur bruk eftersom de ej är säkra för dricksvatten, vilket i vissa fall skulle kunna innebära att man får tillgång till mycket billig infrastruktur.

I figuren nedan syns hur konceptet skulle kunna fungera i praktiken. Där luftlagringstanken kopplas direkt mot vattentornets reservoar och på det viset blir fylld med trycksatt vatten. Trycket motsvarar då höjdskillnaden mellan vattenytan i tanken och vattennivån i vattentornet. När man genom fluidkompressorn sedan pumpar in tryckluft i tanken kommer denna att ta vattnets plats och trycka vattnet upp i vattentornet, detta ger vattnet en högre lägesenergi som på sätt och vis också är en energilagringsslagning men det är en sekundär effekt i sammanhanget. Huvudsyftet med metoden är istället att tillåta en mindre trycklagringsvolym genom att tillämpa CPS.

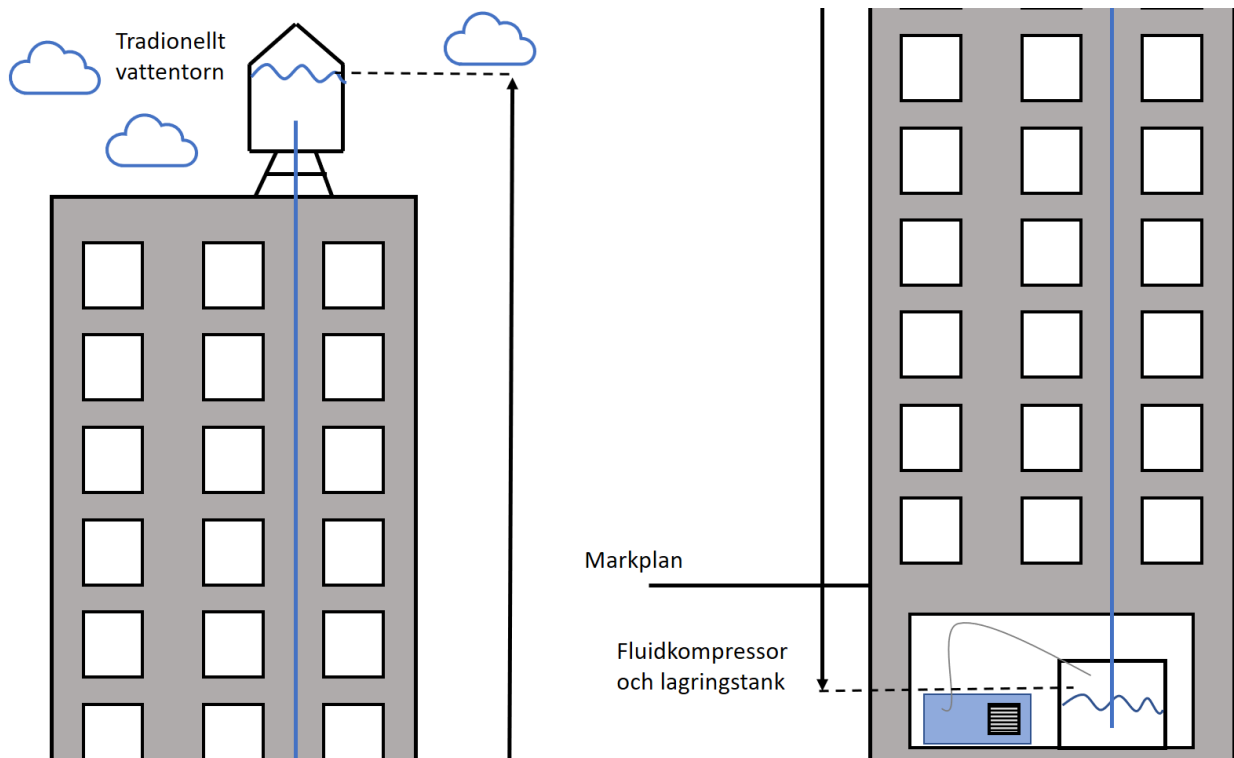


Figur 6: Koncept för att använda ett traditionellt existerande vattentorn för CPS-Luftlagring.

5.1.3 Användandet av taktankar på höghus för CPS

Framtida energiproduktion väntas ske närmare energikonsumenterna i städerna i takt med att förnyelsebara energikällor så som exempelvis solceller väntas bli billigare. Det finns flertalet koncept som visar på höghus vars fasader är belagda med solceller för att hela huset skall kunna vara självförsörjande på energi (Schletter, 2017).

För att kunna lagra överskottsenergin från byggnadens solceller används samma princip som i 5.1.1 fast istället för att använda sig utav ett vattentorn bygger man en vattentank på byggnadens tak för att kunna skapa en vattenpelare ner till byggnadens källare där energilagringssystemet skulle kunna vara placerat. Detta skulle kunna vara ett kostnadseffektivt sätt att lagra energi men det förutsätter att det går att bygga en fluidkompressor som storleksmässigt är mindre utan att man gör för stora kompromisser gällande systemets effektivitet. Även i detta fallet skulle befintlig infrastruktur kunna användas, i exempelvis New York finns ett omfattande system med vattentankar på byggnaders tak för att kunna hålla trycket uppe i husens vattensystem. Precis som i avsnitt 5.1.2 skulle denna befintliga infrastruktur kunna användas till att göra Isotermisk CAES mer kostnadseffektiv.



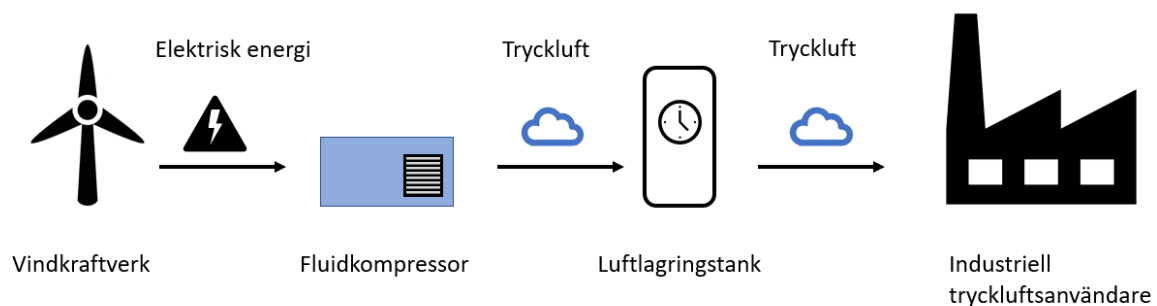
Figur 7 Användandet av taktankar för CPS-Luftlagring i höghus där den vänstra delen av figuren är byggnadens topp och den högra delen basen på samma byggnad.

5.1.4 Potential för fluidkompressorn inom produktion av tryckluft och energilagring för industriella tillämpningar

Under 2016 konsumerades ca 160 TWh elenergi i Sverige, av dessa konsumerade sveriges industrier ca 50 TWh vilket är ca 31% av den totala elförbrukningen (Holmström, 2017). Den genomsnittliga andelen av sin elförbrukning som en europeisk industri använder till tryckluftsproduktion är 3% (Silvent, 2017), förutsatt att detsamma gäller för Sverige åtgår cirka 1.5 TWh elenergi till tryckluftsproduktion. Det betyder att drygt 0.9% av sveriges elkonsumtion går till industriell tryckluftsproduktion. Dagens industriella kompressorer är ineffektiva och verkningsgraden kan vara så låg som 17 % (Boström & Hagäng, 2009), vilket innebär att det utan tvekan finns utrymme för stora energi- och kostnadsbesparingar.

Det innebär att det sannolikt finns stora ekonomiska incitament för industriföretagen att effektivisera tryckluftsproduktionen. I Figur 7 finns en schematisk bild på hur en industri med hjälp av en fluidmaskin och energilagring kan sänka sina kostnader för tryckluftsproduktion. För att sänka kostnaderna köper industrin elektricitet av producenterna vid tidpunkter då efterfrågan på energi är låg vilket innebär att även energipriset är lågt. Elenergin omvandlas sedan med hjälp av fluidkompressorn till tryckluft som lagras i en tryckluftstank för senare användning. Genom att använda sig av ett system med CPS-lagring kan man sedan få ut tryckluft vid ett konstant tryck ur lagringstanken, det är fördelaktigt eftersom man då kan dimensionera systemet till att alltid tillhandahålla önskvärt tryck. Det är även fördelaktigt eftersom man då inte behöver fylla på luft i systemet för att hålla systemets tryck vid önskad nivå vid tidpunkter då elektriciteten är dyr. Det räcker då istället att genom fluidkompressorn tillföra ny tryckluft vid tidpunkter då energin är billig, detta förutsatt förutsatt att luftlagret är tillräckligt omfattande. Förutom den ekonomiska besparing som fås av energilagringen sparar företaget energi och därmed också ekonomiska medel eftersom fluidkompressorn med största sannolikhet har högre verkningsgrad än traditionella kompressorer.

Även ur en konstruktionssynpunkt kan det vara fördelaktigt att använda fluidmaskinen i ett industriellt system eftersom maskinen då enbart används till kompression kan den konstrueras och optimeras för just det ändamålet snarare än att klara av både kompression och expansion. Den förenklade funktionen skulle kunna leda till en billigare och mer effektiv kompressor.



Figur 8: Schematisk bild över hållbar trycklufts-försörjning för industriella tillämpningar.

5.2 Förlusters inverkan på fluidmaskinen

Utformningen av prototyptesterna gjordes med huvudsyfte att kunna isolera varje typ av förlust som ansågs vara relevant. Förluster delas upp i mekaniska, termodynamiska och strömningsmekaniska. Varje typ av förlust påverkas olika av ändrade dimensioner och material på fluidmaskinen. Detta gör att resultaten kan tolkas på så sätt att de ger information om vad som är lämpligast att ändra på fluidmaskinen.

5.2.1 Inverkan av mekaniska förluster

De mekaniska förlusterna för fluidmaskinen kan mestadels hänvisas till lagermotstånd, vibrationer och friktion mellan komponenter. Med tanke på att prototypen endast roterar kring en axel, och saknar ytterligare rörliga komponenter, kan de mekaniska förlusterna i en framtida, väl optimerad maskin kunna hållas mycket låga. De mekaniska förluster prototypen uppvisar kan därför till stor del bortses från vid utvärdering av prototypens prestanda, de är däremot relevanta sett till hur stor del av de totala effektförlusterna de utgör. Detta då det möjliggör uppmätning av andra förluster.

5.2.2 Inverkan av strömningsmekaniska förluster

Strömningsmekaniska förluster kan precis som mekaniska förluster förbättras mycket genom bättre lämpade material. Strömningsmekaniska förluster blir dessutom, relativt fluidmaskinens effekt, allt mindre då skalan på fluidmaskinen ökas. Detta då kvoten mellan ett rörs volym och dess innerarea ökar allteftersom rörets innerradie ökar. Volymflödet, och därför effekten, stiger då mer än strömningsförlusterna. Trots detta kommer strömningsmekaniska förluster påverka en större maskin, och strömningsmekaniska förluster på prototypen är relevanta för att testa teoretiska modeller.

5.2.3 Inverkan av termodynamiska förluster

Termodynamiska förlusters inverkan bedöms i motsats till de strömningsdynamiska istället öka med en större maskin. Större rör innebär att värmeväxlingen mellan luft och vatten ökar i samband med större ytor. Detta ger möjlighet till ett större värme flöde vilket positivt påverkar fluidmaskinens isothermiska egenskaper. Fluidmaskinens effekt, och värmeutveckling ökar i proportion till rörens volym, och växer därför mer än värmeutbytet. De isothermiska egenskaperna blir därför allt sämre ju större maskinen görs. Detta gör att de termodynamiska förlusterna är mest intressanta för att utvärdera fluidmaskinens prestanda i större skala. Risken finns alltså att termodynamiska förlustfaktorer riskerar att förstärkas vid uppskalning av konceptet.

5.3 Slutsatser gällande fluidkompressorns konstruktion

Nedan samlas den för vidareutvecklingen relevanta *know how* som ackumulerats under projektets gång.

5.3.1 Reduktion av termodynamiska förluster

Tekniken som gör det möjligt att få fluidmaskinen att arbeta nästan isotermiskt bygger på att man komprimerar luften långsamt i direkt anslutning till en stor inkompressibel termisk massa, vilken i vårt fall består av vatten. Den långsamma kompressionen i anslutning till den stora termiska massan tillåter en effektiv kompression och expansion vid en nära inpå konstant temperatur. Slutsatsen dras då att om det går att komprimera/expandera gasen ännu långsammare eller göra värmeutbytet med vattnet ännu effektivare så kommer också den termodynamiska verkningsgraden att förbättras. Av det resonemanget dras slutsatsen att det går att konstruera maskinen på ett sätt som gör att den termodynamiska verkningsgraden höjs. Exempelvis kan man då höja den termodynamiska verkningsgraden genom att öka antalet varv på spolarna och på så vis öka kompressions- och expansionsstiden och då även den termodynamiska verkningsgraden.

5.3.2 Reduktion av strömningsmekaniska förluster

Genom att öka maskinens storlek ökar man även slangarnas innerradie vilket enligt ekvationerna för rörströmning innebär procentuellt sett minskade strömningsförluster, sett till volymflödet i rören (White, 2011). Enligt samma ekvationer minskar friktionsförlusterna från rörströmningen om fluidhastigheten minskar. Den minskade fluidhastigheten kombinerat med att förlusterna blir lägre vid ökad innerradie på slangen gör att man kan dra slutsatsen att man kan minska den procentuella förlusten härrörande ur rörströmning genom att bygga en större maskin som roterar vid en lägre hastighet. Även materialvalet och utformningen på maskinen kan påverka friktionsförlusterna, om man väljer slangar med låg ytråhet samt konstruerar ventiler och krökar på ett mer flödeseffektivt vis kan även det påverka friktionsförlusterna positivt.

6 Diskussion

I detta kapitel behandlas och motiveras de teorier och modeller som utvecklats under projektets gång. Träffsäkerheten och trovärdigheten av de tester som använts för att validera teorierna diskuteras också, precis som de koncept för lagring och användning av tryckluft som utvecklats eller undersökts i projektet. Slutligen diskuteras teknikens framtida potential och rekommendationer för fortsatt utveckling av tekniken.

6.1 Diskussion kring testmetodik och testresultat

Testmiljön har goda verktyg för att mäta testdata från prototypen, men har också flera brister. Maskinens temperatur skiljer sig ofta från omgivningens temperatur. Anledningen till detta beror sannolikt på att rummet där prototypen förvaras varierar i temperatur över dygnet och mellan dagar, vilket har bekräftats av temperaturavläsningar vid olika tillfällen.

Detta resulterar i att det finns ett värmefflöde in eller ut från prototypen, som inte är ett resultat av dess drift. I sin tur påverkar detta de uppmätta mätvärdena. Denna effekt bedöms ha försumbar påverkan på maskinens prestandadata, då prototypens temperatur endast ändras marginellt under längden av ett test. Temperaturflödet mellan prototypen och omgivningen omöjliggör däremot mätning av prototypens producerade värme, då denna inte kan urskiljas.

Momentsensorn och rotationshastighetsgivaren är de två viktigaste instrumenten, då dessa ger axelarbetet. Rotationshastighet beräknas som tidsderivatan av en vinkelgivare. Felmarginalen i rotationshastigheten blir därför allt mindre när antalet varv ökar. Rotationshastigheten bedöms därför vara mycket tillförlitlig över längre test.

Momentsensorn är utifrån dess specifikationer mycket exakt vid uppmätande av moment (NCTE, 2014). Dess nollpunkt måste däremot bestämmas manuellt. Att ställa in nollpunkten vid rätt läge är svårt, då prototypens masscentrum inte ligger exakt kring axeln. Prototypens jämviktsläge är därför endast när masscentrum ligger precis under rotationsaxeln. Att rada upp räfflorna som ska fästa prototypen i momentsensorn i exakt rätt läge är mycket svårt för hand. Därför finns ett litet konstant fel i momentvärdet. Värdet uppskattas till att vara under 0.1 Nm utifrån att prototypen försökts placeras så nära jämviktsläget som möjligt och momentet lästs av.

Det mest oexakta instrumentet i mätningarna är flödesmätaren, då denna inte är kopplad till LabView. Instrument kopplade till LabView kan ge mycket exakta värden. Mätningarna ges istället via en digital display för flödesmätaren, som avrundar det uppmätta flödet till heltal med enheten l/min . Med prototypens låga effekt i åtanke så ger en skillnad på endast 0.5 l/min i luftflöde en skillnad i verkningsgrad på mer än 2 % vid alla testade hastigheter. Vid de lägre hastigheterna verkningsgraden mättes vid är felmarginalen flera procent.

Med felkällorna i beaktande så kan resultaten av testerna tolkas. De mekaniska förlusternas inverkan är relativt axeleffekten små och den adderade vikten av att fylla maskinen med vatten kommer inte att drastiskt öka de mekaniska förlusterna. Detta är tydligt utifrån förlusternas lilla storleksökning då maskinens trumma fylls med vatten.

De termodynamiska förlusterna valdes att försummas till följd av dess svårigheter att mätas. Under testningen så hittades stöd för att detta skulle vara ett rimligt antagande. Detta gjordes genom att observera temperaturdifferenserna då temperatursensorn var ovan och under vatten. Ingen skillnad observerades och temperaturskillnaden kan då sägas vara inom felmarginalen. Det hade varit givande för projektet att utföra de tester som föreslogs för att mäta de

termodynamiska förlusterna. Dock så anses inte antagandet om isotermisk kompression och expansion omöjliggöra slutsatser om de strömningsmekaniska förlusternas storlek.

De strömningsmekaniska förlusterna är utifrån resultaten av testen den största förlustfaktorn. De framtagna teoretiska modellerna påvisar också att småskaliga maskiner har höga strömningsförluster. Att strömningsförlusterna är de största påvisar att fluidmaskinens verkningsgrad kan ökas ytterligare via endast materialbyten.

Maskinens kompressionstest visade att verkningsgraden för fluidmaskinen vid kompression var mellan ca 82%-86%. Till detta tillkommer även osäkerheten i mätinstrumenten, vars sammanlagda påverkan på verkningsgraden är svår att uppskatta. Det är trots osäkerheterna tydligt att verkningsgraden på fluidmaskinen är avsevärt högre än de vanligaste konventionella kompressorerna (Boström & Hagäng, 2009).

6.2 Utvecklade teorier och modeller

De utvecklade teorierna och modellerna bygger på idealiseringen att fluidmaskinen arbetar isotermt. Antagandet om ett isotermt system är en förenkling som innebär att de termodynamiska förluster som finns i realiteten bortses från i de teoretiska modellerna. Eftersom fluidmaskinen väntas verka på ett nära isotermt vis och för att modellen annars skulle bli mångfaldigt mer komplex bedöms den idealiseringen vara godtagbar och nödvändig för att modellen annars skulle bli allt för komplex, vilket ej omfattas av detta kandidatarbete.

Tillförlitligheten på teorierna och modellen för friktionsförluster till följd av rörströmning bedöms vara hög eftersom de bygger på beprövade och vedertagna teorier (White, 2011). Det finns dock en stor osäkerhet i beräkningarna av strömningsförlusterna, osäkerheten beror då på att de parametrar som används i modellen endast är uppskattningar och risken finns att de uppskattningarna inte stämmer överens med verkligheten. Det är ytråheten i slangarna och engångsförlusterna i krökar och ventiler som uppskattats med hjälp av tabellerade värden ur (White, 2011) som bedöms vara de variabler som bidrar med den största osäkerheten. För att kunna använda modellen med mindre osäkerheter behöver bättre κ -värden för engångsförluster och värden för ytråheten i slangarna tas fram för de slangar och specifika ventiler och krökar som finns på maskinen.

De samlade förluster som beskrivits i rapporten bedöms vara lägre än de förluster som återfinns vid körning av prototypen, det innebär att det finns förluster som ej är härledda teoretiskt och de kan vara antingen mekaniska, strömningsmekaniska eller termodynamiska förluster eller en kombination av dessa. Eftersom de förlusterna ej omfattas av teorier och modeller går det inte att säga med säkerhet vilken typ av förluster det rör sig om. Det mest sannolika scenariot är dock att det till stor del rör sig om strömningsmekaniska förluster eftersom det är i den modellen de största osäkerheterna återfinns till följd av osäkra inparametrar.

6.3 Potential hos framtagna koncept

Av de egenutvecklade koncepten är det framförallt konceptet gällande industriell tryckluftsproduktion och lagring av tryckluft som anses vara lovande. Detta eftersom verkningsgraden på dagens industriella kompressorer endast har en bråkdel av den verkningsgrad som prototypen uppvisat (Boström & Hagäng, 2009). Övriga koncept betraktas vara intressanta men inte ha samma potential, jämfört med redan existerande luftlagringsmetoder. Detta eftersom CPS-luftlagring i ballonger på en havs- eller sjöbotten (Figur 4) bedöms vara ett mer gångbart koncept.

6.4 Rekommendationer vid fortsatt utveckling

Vid fortsatt utveckling av fluidmaskintekniken behöver teorier och modeller förfinas till att inte endast ta hänsyn till idealfall utan anpassas till maskinens verkliga icke-isoterma natur. Även den strömningsmekaniska modellen behöver modifieras något för att passa maskinen bättre, då framförallt genom att ta fram verkliga koefficienter för engångsförluster och friktion i rörströmningen.

Då modellerna förfinats blir de också mer generella och möjliga att applicera på ett större system. De kommer också kunna användas som grund till att utföra optimeringsberäkningar på systemet. Då är det möjligt att optimera maskinens form och storlek för att minimera energiförluster, både till följd av termodynamik och strömningsmekanik. Det är något som ej är lämpligt att göra med dagens modeller, framförallt den termodynamiska modellen då den utgår från antaganden om en ideal isotermisk cykel och i den modellen inkluderas därmed inga förluster.

7 Slutsats

Prototypen har analyserats och det har tagits fram teorier och modeller på hur den verkar ur flera olika perspektiv. Framtagna modeller och teorier baseras inte sällan på förenklingar men bedöms vara tillräckligt nära verkligheten för att kunna ses som tillförlitliga. Beskrivningar av fluidmaskinens funktion har utvecklats och ett visst visuellt stödmaterial har tagits fram i form av förklarande figurer. Av de koncept med framtida applikationer som genererats under projektets gång bedöms konceptet med tryckluftproduktion och energilagring för industriella tillämpningar (Figur 8) vara det egenutvecklade konceptet med störst framtida potential. Fluidmaskinens effektivitet har utvärderats med hjälp av tester på prototypen och en kompressionsverkningsgrad på 84.4% mättes då upp. Resultaten av testerna bedöms ha en viss osäkerhet på grund av de ej kunnat utföras under längre tidsperioder och på grund av osäkerheter gällande mätinstrumenten på prototypen. Resultaten bedöms dock vara tillräckligt tillförlitliga för att man skall kunna dra slutsatsen att fluidmaskinen har en exceptionellt god kompressionsverkningsgrad och *round trip*-verkningsgrad.

Vi bedömer att fluidmaskinen tack vare sin potentiella effektivitet har en mycket stor framtida potential, både inom energilagring och inom andra industriella tillämpningar.

Referenser

- Alacaes. (den 9 Maj 2017). *ALACAES*. Hämtat från Alacaes.com: <https://alacaes.com/>
- Boström, J., & Hagäng, P. (2009). *Energianalys av tryckluftssystem*. Linköping: Linköpings Universitet.
- Donadei, S., & Schneider, G.-S. (den 7 Maj 2017). *Ees-Magazine*. Hämtat från Ees-Magazine: <http://www.ees-magazine.com/long-term-energy-storage-with-compressed-air-storages/>
- Ehrnberg, D. (2016). *Sverige Patentnr SE1451403 A*.
- Ekroth, I., & Granryd, E. (2006). Tillämpad Termodynamik. i I. Ekroth, & E. Granryd, *Tillämpad Termodynamik* (ss. 103-104). Lund: Studentlitteratur.
- Europeiska kommissionen. (den 22 Januari 2014). En klimat- och energipolitisk ram för perioden 2020-2030. Bryssel, Benelux, Belgien: Europeiska kommissionen.
- Holmström, C. (den 4 Maj 2017). *Ekonomifakta*. Hämtat från Ekonomifakta.se: <http://www.ekonomifakta.se/Fakta/Energi/Energibalans-i-Sverige/Elanvandning/>
- Hydrostor Inc. (den 8 Maj 2017). *Hydrostor*. Hämtat från Hydrostor.ca: <https://hydrostor.ca/>
- Kim, Y., Shin, D., & Favrat, D. (2010). Operating characteristics of constant pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis. *Elsevier*, 6220-6233.
- Larsson, Ö., & Ståhl, B. (2012). *Lösningar på lager- Energilagringstekniken och framtidens hållbara energiförsörjning*. Stockholm: VINNOVA.
- Lightsail Energy. (den 25 April 2017). *Lightsail.com*. Hämtat från Lightsail.com: <http://www.lightsail.com/>
- NCTE. (November 2014). Series 2000 Torque Sensor. *Series 2000 Torque Sensor*. Unterhaching, Tyskland: NCTE AG.
- Schletter. (den 28 April 2017). *Schletter*. Hämtat från schletter.eu: <https://www.schletter.eu/EN/solar-mount-system/facade.html>
- Schoenung, S. M. (2001). Characteristics and Technologies for Long-vs. ShortTerm Energy Storage. *Sandia Report*, 1-36.
- Silvent. (den 3 Maj 2017). *Silvent*. Hämtat från Silvent.com: <http://www.silvent.com/sv/energioptimering/tryckluft-som-energiform/>
- White, F. (2011). *Fluid Mechanics*. Singapore: McGraw-Hill Education.
- Young-Min, K., Jang-Hee, L., Seok-Joon, K., & Favrat, D. (2012). Potential and Evolution of Compressed Air Energy Storage: Energy and Exergy Analyses. *Entropy*, 1502-1521.

Bilaga 1: Bidragsrapport

Generella ansvarsområden:

På grund av att gruppen endast består av två personer har lejonparten av allt ansvar delats på. Båda deltagarna har då skrivit slutrapport, planeringsrapport, utfört tester på prototypen samt tagit fram teorier och modeller. De få ansvarsområden där en enskild gruppledare tagit ett huvudansvar presenteras nedan:

Axel Lindbäck: Framtagning av koncept för framtida applikationsområden samt generell research.

Elias Heinz: Huvudansvarig för beräkningar och framtagning av strömningsmodell för maskinen.

Rapportskrivning:

I rapporten har gemensamt ansvar tagits för korrekturläsning och rapportens struktur. De delar av rapporten som ej nämns som huvudansvar nedan har skrivits till lika delar av alla deltagare i gruppen. Huvudansvar för rapportens olika delar har fördelats enligt följande:

Axel Lindbäck: Konceptfigurer, Sammandrag/Abstract, 1.3, 2.2, 3.1-3.2, 4.3.2, 5.1, 5.3, 6.2-6.4, 7.

Elias Heinz: Bild 1, 1.2, 1.5-1.6, 2.3, 4.1-4.3, 5.2, 6.1.