



CHALMERS



Utveckling av vattenkraft som en del av en levande stadsdel i Mölndal

Slutrapport för kandidatarbete inom Tillämpad Mekanik TMEX02-16-18

DAVID ERLANDSSON
JACK JÖNSSON
AXEL THELIN

ADAM HILLBERG
EMIL KARLSSON
SAMUEL ÖRT

FÖRORD

Kandidatarbete på Chalmers Tekniska Högskola inom institutionen för Tillämpad Mekanik. Projektet är tvärvetenskapligt och behandlar de aspekter vilka uppkommer vid planläggning och konstruktion av en forskningsanläggning inom vattenkraft.

Tack till MölnDala Fastigheter AB vilka delade med sig av både sin plats och vision angående området samt vattenkraftsplaner. Ett stort tack även till Thomas Karlsson som delat med sig av sina kunskaper inom vattenbyggnad, Lars Nilsson och Johan Svenningstorp för sina idéer och förslag på pilotprojekt för en turbindesign. Slutligen vill vi tacka handledare Olivier Petit samt handledare och examinator Håkan Nilsson för sitt genomgående stöd i projektet och för deras kunskap inom turbinlära och Ansys.

ABSTRACT

Energy supply today is scarce and the demand will continue growing in the next decade. To successfully meet the demand, the world faces new challenges regarding knowledge in renewable energy. This report lifts the problem concerning insufficient knowledge in hydropower technology. The solution regarding the lack of knowledge that this paper investigates is a research and development facility in the area of Forsåker located in Mölndal, Sweden. In addition to the research and development facility a turbine concept, based on an idea conceived by Lars Nilsson, is evaluated to examine if it's a suitable research project in the facility.

The results of the report show that the market for turbines today has not yet reached its full potential. The future looks bright for micro hydropower therefore a research and development facility is a good idea. Furthermore, the paper concludes that a facility is possible to establish in Forsåker. The turbine developed within the project showed an improvement compared to its former design. Regarding if the turbine concept is a suitable project for the research facility. It can be concluded that the turbine shouldn't be used in the facility before further research is made.

The outcomes of this report give a first notion of what can be established in Forsåker. The recommendation for further work is more comprehensive studies regarding the turbine concept and the research and development facility. Preferably studies that discuss each subject separately.

A few important delimitations have been made regarding environmental impacts, advanced pipe flow calculations and economical calculations.

Keywords: Micro hydropower, hydropower, turbine development, computational fluid dynamics, research facility, market analysis, business model canvas.

Innehållsförteckning

1	INLEDNING	1
1.1	BAKGRUND	1
1.2	SYFTE	3
1.3	AVGRÄNSNINGAR	4
2	TEORI.....	5
2.1	VATTENKRAFT	5
2.2	RÖRSTRÖMNING.....	5
2.2.1	<i>Fallhöjd och förlustberäkningar.....</i>	<i>6</i>
2.2.2	<i>Olika metoder för flödesmätning.....</i>	<i>8</i>
2.3	TURBINTYPER OCH OPTIMERING AV RÖRTURBIN	9
2.3.1	<i>Optimal effekt vid motroterande löphjulsdesign.....</i>	<i>10</i>
2.3.2	<i>Idealiserad löphjulsteori.....</i>	<i>11</i>
2.4	GRÄNSSKIKT VID STRÖMNING.....	14
2.5	TURBULENSMODELL	15
2.5.1	<i>Numerisk tillämpning av gränsskikt.....</i>	<i>15</i>
2.6	STRÖMNINGSFENOMEN	16
2.6.1	<i>Kavitation och sughöjd.....</i>	<i>16</i>
2.6.2	<i>Avlösning.....</i>	<i>17</i>
2.7	EKONOMI.....	18
2.7.1	<i>Affärsmodell.....</i>	<i>18</i>
2.7.2	<i>Management och strategi.....</i>	<i>19</i>
3	METOD	24
3.1	VATTENBYGGNAD	24
3.1.1	<i>Förutsättningar.....</i>	<i>24</i>
3.1.2	<i>Indata.....</i>	<i>24</i>
3.1.3	<i>Matlab-beräkningar.....</i>	<i>25</i>
3.1.4	<i>Resultat och förslag på utformning.....</i>	<i>25</i>
3.1.5	<i>Modell av forskningsstationen i Revit.....</i>	<i>25</i>
3.1.6	<i>Metod för val av flödesmätning.....</i>	<i>25</i>
3.2	TURBINUTVECKLING.....	25
3.2.1	<i>Indata.....</i>	<i>26</i>
3.2.2	<i>Bladdesign och bladvinklar.....</i>	<i>26</i>
3.2.3	<i>Geometri och beräkningsnät.....</i>	<i>27</i>
3.2.4	<i>Simulering.....</i>	<i>27</i>
3.2.5	<i>Analys och efterbearbetning.....</i>	<i>27</i>
3.2.6	<i>Felsökning.....</i>	<i>28</i>
3.3	EKONOMI.....	28
3.3.1	<i>Informationssamling.....</i>	<i>28</i>
3.3.2	<i>Metodsortering.....</i>	<i>28</i>
3.3.3	<i>Applicera metoder.....</i>	<i>29</i>
3.3.4	<i>Utvärdering.....</i>	<i>30</i>
4	RESULTAT & ANALYS	31
4.1	VATTENBYGGNAD	31
4.1.1	<i>Nettofallhöjd.....</i>	<i>31</i>
4.1.2	<i>Sughöjd.....</i>	<i>32</i>
4.1.3	<i>Utformning.....</i>	<i>33</i>

4.1.4	<i>Flödesmätning</i>	35
4.1.5	<i>Analys och diskussion av resultat</i>	36
4.2	TURBINUTVECKLING.....	38
4.2.1	<i>Utvecklad geometri</i>	38
4.2.2	<i>Beräkningsnät</i>	40
4.2.3	<i>Verkningsgrader vid simuleringar</i>	41
4.2.4	<i>Analys och diskussion av resultat</i>	42
4.3	EKONOMI.....	46
4.3.1	<i>Affärsmodell för Forsåker</i>	46
4.3.2	<i>Porters fem krafter-analys</i>	47
5	DISKUSSION	55
6	SLUTSATS	57

BILAGA A – MATLABKOD FÖR BLADDESIGN

BILAGA B – MATLABKOD FÖR VATTENKRAFT

BILAGA C – VERKNINGSGRADSDIAGRAM FRÅN LANARK

BILAGA D – VARAKTIGHETSDIAGRAM

BILAGA E – RITNINGAR ÖVER KRAFTVERKSBYGGNAD

BILAGA F – FRAMTAGNA VERKNINGSGRADER OCH BERÄKNINGSDATA

BILAGA G – RAMVERK FÖR PORTERS FEM KRAFTER

1 INLEDNING

Under 2015 fastställdes det nya globala klimatavtalet i Paris. Målet är att temperaturökningen ska hållas under 1,5 grader (Gefwert, 2015). Sveriges dåvarande klimat- och miljöminister, Åsa Romson, säger följande:

"Sverige ska fortsätta visa ledarskap genom konkreta åtgärder på hemmaplan i bred samverkan med alla samhällsaktörer. Vi ska bli ett av världens första fossilfria välfärdsländer och genom det inspirera och driva på andra" (Gefwert, 2015).

I Sverige är vattenkraften den största förnybara energikällan och Hager (2015) skriver i sin rapport att det krävs en upprustning och kunskapsökning inom svensk vattenkraft för att möta framtida behov. Vidare presenteras i rapporten, utförd på uppdrag av Energimyndigheten, att miljöer där kunskapsöverföring och tester av ny teknik kan ske är en av nycklarna för att klara av upprustningen av vattenkraften (Hager, 2015).

Området kring Forsåker i centrala Mölndal står inför en stor omvandling. Det gamla pappersbruksområdet ska på ca 16 år gå från nedlagd industri till en levande stadsdel. I dagsläget är Forsåker en byggarbetsplats, där rivning av gamla fabrikslokaler och sanering av mark pågår (Forsåker, 2014). Planen är att synliggöra ån som idag är överbyggd samt bevara ett antal bruksbyggnader för att behålla den industriella kulturen i området under en lång tid. Verksamheter i området har sedan medeltiden drivits av Mölndalsån vilken rinner igenom Forsåker. För att göra stadsdelen säker mot översvämning, vid höga flöden i ån, ska det grävas ner rör som leder överskottsvatten förbi området på ett säkert sätt (Karlsson, 2015a).

En av byggnaderna vilken ska bevaras inrymde tidigare ett vattenkraftverk till pappersbruket. I dagsläget utreds möjligheterna till en återstart av kraftverket för att försörja den framtida stadsdelen med närproducerad energi (Hedenskog, 2016). Kraftverket kommer bara ta ungefär halva byggnadens plats i anspråk vilket betyder att plats till annan verksamhet existerar. Ett förslag på sådan är en forskningsanläggning för att testa nya turbiner. Anläggningen kan bli ett tillskott till den verksamhet vilken ska bedrivas där och ett bidrag till stadsdelens framtoning.

1.1 Bakgrund

I samband med projekteringen av Forsåker pågår en process där en återstart av kraftverket projekteras. Mölndala Fastigheter AB samt ENCO Mölndal arbetar med denna projektering och just nu pågår en miljödomsprocess där huvudsyftet är att få anlägga ett kulvertsystem, så kallat bypasssystem. Syftet med systemet är att avlasta årännan så att stadsdelen inte översvämmas vid höga flöden (Hedenskog, 2016).

Processen för en miljödom är planerad att pågå från början av 2016 till mitten av 2018. Miljödomen kommer att beröra förutsättningarna för att åter ha ett vattenkraftverk i bruk i Forsåker (Hedenskog, 2016). Då denna rapport skrivs under 2016 finns det en möjlighet att påverka en framtida miljödomsansökan. Det ska dock understrykas att rapporten i sig inte resulterar i en ansökan utan att den är ett underlag vilken kan användas för vidare arbete gällande en möjlig forskningsanläggning.

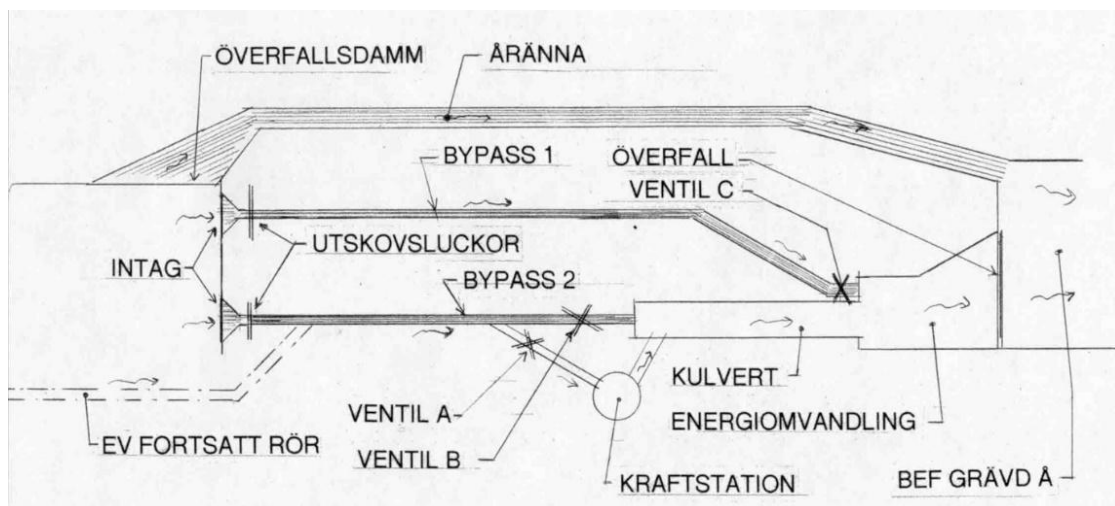
I miljödomsansökan föreslås ett bypasssystem där vattnet har tre möjliga vägar att rinna, via årännan alternativt en av de två tuber som anläggs (Se Figur 1.1). Eftersom ån, i form av

årännan, kommer att bli en del av stadsbilden är det viktigt att det finns vatten i den. Primärt kommer vattnet alltså gå via årännan. För att ån ska ge det positiva bidrag som MölnDala Fastigheter AB vill, kommer de inte tillåta för höga flöden i rännan. Vattnet ska rinna lugnt genom stadsdelen. Det pågår diskussioner kring vilket maxflöde som ska tillåtas i årännan, ett troligt maxflöde är ca $1 \text{ m}^3/\text{s}$ (Karlsson, 2015b).

När flödet är större än $1 \text{ m}^3/\text{s}$ kommer vattnet ledas i det bypasssystem vilket syns i Figur 1.1. Systemet som går parallellt med årännan består av två stycken rör med en maxkapacitet på $12 \text{ m}^3/\text{s}$ vardera. Bypass 1 ska enbart användas för att avlasta årännan medan bypass 2 till största del kommer att användas som tilloppsrör till kraftstationen. För att få många drifttimmar kommer det vatten som inte går i årännan primärt gå till kraftstationen via bypass 2 (Se Figur 1.1). Intagen till rören anläggs längre upp i ån för att sedan gå under mark förbi de delar av Forsåker som ska skyddas. Den totala fallhöjden i bypasssystemet uppgår till 14 meter (Karlsson, 2015b).

Idag finns en miljödöm som godkänner ett flöde på $6 \text{ m}^3/\text{s}$ för elproduktion. Det pågår diskussioner huruvida denna ska ändras eller inte, förutsatt att den inte ändras kommer alltså bypass 1 användas då flödet överstiger $7 \text{ m}^3/\text{s}$. Vid extremt höga flöden kan vattnet ledas förbi kraftstationen och hela kapaciteten för bypass 2 användas. Vid kraftstationen övergår bypass 2 till en tidigare anlagd kulvert som leder vattnet tillbaka ut till en lugnare del av ån (Karlsson, 2015b).

Flödet genom de olika delarna kommer att styras med ventiler och utskovsluckor. Vid kraftproduktion kommer ventil B vara stängd så att allt vatten i bypass 2 leds genom kraftverket (Se Figur 1.1). Om flödet blir högt kan ventil A stängas och B öppnas vilket gör att vattnet leds rakt ut i kulverten och kapaciteten ökar. Ventil C öppnas då flödet är $7 \text{ m}^3/\text{s}$ eller högre (Karlsson, 2015b).



Figur 1.1 Principskiss över bypasssystem för hela området.

Sett över ett helt år är flödesvariationen i Mölndalsån stor. Den oreglerade medelvattenföringen i ån uppgår till $3,7 \text{ m}^3/\text{s}$. Det högsta uppmätta flödet är ca 300 gånger så stort som det lägsta naturliga flödet. Flödet varierar inom varje månad där sommarmånaderna har de lägsta flödena. Bilaga D visar ett varaktighetsdiagram där det går att se hur många dygn per år ett visst flöde är tillgängligt. Till exempel gäller att flödet är större än $7 \text{ m}^3/\text{s}$

under ca 40 dygn per år (Karlsson, 2015b). Ur vattenkraftssynpunkt är flödets variation viktig att ta hänsyn till då olika driftfall kommer att behöva appliceras beroende på mängden tillgängligt flöde.

Det pilotprojekt för forskningsanläggningen vilket presenteras i rapporten bygger vidare på en turbinidé vilken företaget Lanark givit upphov till. Inspirerade av Volvos Duoprop-propellrar (Se Figur 1.2), vilka i vanliga fall används i båtmotorer, tog de fram en motroterande rörturbin. Idén tog sig inte riktigt och enbart ett fåtal tester gjordes som visade på bra potential med verkningsgrader över 80 % utan optimering. Projektet har sedan dess legat på is, fram tills idag. Lanark hoppas få idén utvärderad, optimerad och så småningom ut på marknaden (Nilsson, 2016).



Figur 1.2 Volvos Duoprop-propeller, modell A0, motsvarande den som användes vid test.

1.2 Syfte

Syftet med projektet är att undersöka möjligheten till en forskningsanläggning inom vattenkraft i Forsåker samt presentera ett möjligt pilotprojekt. Detta görs utifrån följande perspektiv:

- Vattenbyggnad
- Turbinutveckling
- Ekonomi

Projektet resulterar i en möjlig lösning på utformning av forskningsanläggningen samt hur en affärsmodell kan se ut för denna. Vidare optimeras och utvärderas även den turbin som Lanark och Volvo tidigare testat. En bedömning görs över turbinens funktionalitet och möjlighet att användas som pilotprojekt i området Forsåker. För att säkerhetsställa behovsbilden av en forskningsanläggning samt potentiella möjligheter utanför Sverige görs en marknadsanalys över småskaliga turbiner.

1.3 Avgränsningar

Under området miljö finns redan material för hur den planerade vattenkraften kommer påverka faunan runt om Forsåker. Därför kommer ingen ytterligare utredning inom detta område att göras.

Utvecklingen av en turbin kommer att begränsas till en motroterande rörturbin då det är detta koncept som Lanarks originalidé bygger på.

Avgränsning görs också för sådana områden som inte är relaterade till strömningsteknik. Dessa innefattar elteknik och mekaniska transmissioner.

Ur vattenbyggnadsmässig synpunkt utelämnas beräkningar av mer avancerad art såsom energiomvandlingar, pulsationer och vattensprång i de bypassrör som anläggs.

Konstruktions och byggnadsfysikaliska beräkningar kommer inte att utföras för forskningsanläggningens golv och väggar. Komponenter för montering av turbinen kommer inte heller att redovisas.

Då det är komplext att utföra beräkningar kring forskning och utveckling görs också avgränsningar gällande ekonomiska beräkningar av typerna budget, avkastning på investering samt återbetalning.

På grund av starka regleringar som existerar inom Sverige och Europa ligger fokus på att göra en marknadsanalys över utvecklingsländer. Paish (2002) nämner i sin rapport över utsikter för småskalig vattenkraft att det existerar ökande svårigheter för att upprätta småskalig vattenkraft i Europa. Svårigheterna utgörs främst av regleringar vilka är kopplade till miljö och användning av land (Paish, 2002).

2 TEORI

Detta kapitel behandlar de grundläggande teoretiska kunskaper bakom de delar som arbetet berör. Teori kring turbindesign, vattenbyggnad och ekonomiska verktyg är fokus.

2.1 Vattenkraft

Vattenkraft delas upp i storskalig och småskalig vattenkraft. Enligt EU-kommissionen benämns vattenkraftverk med en installerad effekt på upp till 10 MW som småskalig vattenkraft. Det finns ingen enhetlig definition för småskalig vattenkraft. Sverige tillämpar en betydligt lägre gräns än EU-kommissionen, 1,5 MW (Miller and Penche, 2004).

Vattenkraftverket utviner elektrisk energi genom att omvandla den potentiella energin som existerar i ett vattenflöde då det faller mellan två höjder, benämnd fallhöjd. Mängden elektrisk energi som kan erhållas är direkt proportionell mot det aktuella flödet Q och fallhöjden H då systemet antas förlustfritt. Effekten, P , som går att ta ut från vattnet beräknas med

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2.1)$$

där ρ är vattnets densitet och g är tyngdaccelerationen. Av dessa fyra parametrar är det enbart flödet som varierar och det är därför viktigt att titta på flödesvariationen i förstudien till ett vattenkraftverk. Tillgången på vatten under året är avgörande för om det anses vara lönsamt att bedriva vattenkraft. Vid många vattenkraftverk anläggs dammar för att magasinera vatten som kan användas för driften under perioder med mindre naturligt flöde i vattendraget (Miller and Penche, 2004).

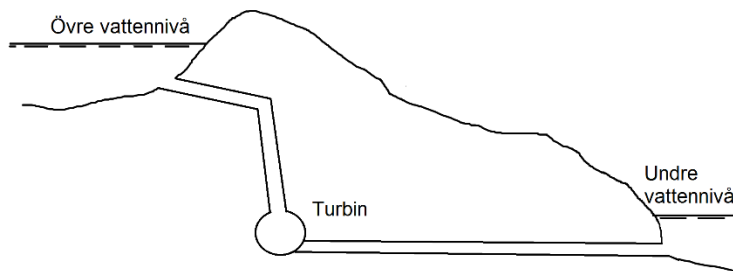
Vattnet leds vanligtvis från den övre vattenytan till den nedre via ett rör, eller tub. Vid strömningen i röret uppstår en del förluster vilka beror på rørets utformning och råhet. Därför är det viktigt att anlägga dessa på ett, för det aktuella området, optimalt sätt samt välja ett rör med liten råhet (Miller and Penche, 2004).

De småskaliga vattenkraftverken är oftast så kallade strömkraftverk. Detta innebär att kraftverken inte har någon damm med reglering utan driften sker av det tillrinnande vattnet. Vid för låga vattenflöde stoppas således produktionen. Det blir en intermittent drift utan möjlighet att lagra vatten, vilket kan släppas på vid perioder med lägre naturligt flöde. Med andra ord så kan ett strömkraftverk inte vara enda elproduktionen utan det krävs ett andra alternativ för de tillfällen då produktionen stoppas. De variationer vilka existerar i strömkraftverk kan hanteras genom att installera två eller flera turbiner där var och en kan tas i och ur drift beroende på flödet. Således kan kraftproduktionen pågå under fler timmar om året gentemot den lösning med en turbin som klarar ett högre maxflöde men inte kan hantera lägre flöden. Ett annat sätt att få en mer kontinuerlig drift är genom att utnyttja regleringsmöjligheter vilka finns i sjöar eller dammar uppströms kraftverket. Det är dock inte alltid dessa möjligheter finns (Miller and Penche, 2004).

2.2 Rörströmning

Rörströmning innebär att fluider rinner i fullgående rör. Inom vattenkraften är strömningen ett fall av rörströmning. De huvudsakliga problemställningarna som uppkommer vid strömningen genom ett rör löses till största del med hjälp av energiekvationen. Nedan följer en beskrivning av energiekvationen samt de energiförluster som är aktuella i systemet ute på Forsåker (Häggström, 2009).

2.2.1 Fallhöjd och förlustberäkningar



Figur 2.1 Principskiss över ett vattenkraftverk i profil.

När ordet fallhöjd används i vattenkraftssammanhang syftar detta ofta på bruttofallhöjden. Bruttofallhöjden är den skillnad i höjd mellan övre och nedre vattenyta (Se Figur 2.1). Det finns flera olika metoder för att mäta bruttofallhöjden där det är den precision som eftersöks vilket avgör den metod som används. Uppmätning med GPS har blivit allt vanligare då det ger en god precision. Den fallhöjd som sker över turbinen benämns nettofallhöjden och är bruttofallhöjden reducerad med de förluster som sker på vägen. Exempel på förluster består av friktionsförluster och lokala förluster vid sektionsförändringar (Miller and Penche, 2004). Energiekvationen som tillämpas inom hydraulik kan användas vid beräkning av energiförluster i ett hydrauliskt system (Hägström, 2009),

$$\left(z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \alpha \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}\right) = \left(z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \alpha \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}\right) + h_f + h_t + H_T. \quad (2.2)$$

Termerna inom parenteserna i vänsterledet beskriver en punkt vid övre vattennivå medan termerna inom parenteserna i högerledet beskriver en punkt vid undre vattennivå. z står för nivån på vattenståndet, p är tryck, ρ är vattnets densitet, g tyngdaccelerationen, U vattnets hastighet, h_f friktionsförluster, h_t tilläggsförluster och H_T är tryckfallet som sker i turbinen.

2.2.1.1 Friktionsförlust

När vätskor strömmar i rör är det oundvikligt att det sker friktionsförluster på vägen. Förlusterna uppstår i gränsskiktet mellan rörets yta och vattnet. Friktionen mot rörväggen beror på två saker, rörets råhet och vattnets hastighet nära rörväggen. Friktionsförluster beräknas vanligtvis med Darcy och Weisbachs formel (Se Ekvation (2.3)). Den enhetslösa friktionsfaktorn f läses normalt av i ett diagram, Moodys diagram, efter att det först utförts beräkningar på Reynolds tal samt väggens relativa råhet (Miller and Penche, 2004). Friktionsförlusten definieras enligt

$$h_f = f \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.3)$$

där f är friktionsfaktor, L rörets längd, D rörets diameter samt strömningshastigheten V .

2.2.1.2 Grindförlust

För att förhindra att fisk och skräp kommer in i turbiner placeras grindar vid inloppet. Ibland består dessa av en grövre grind som stoppar större material samt en fingrind som hindrar fisk och andra mindre föremål från att komma in. Det uppstår strömningsförluster när vattnet strömmar genom grindarna och dessa förluster kan förklaras som två förluster. En som består av ren friktionsförlust mellan vattnet och grindens galler samt en som uppstår när vattnet accelererar genom grinden och sedan bromsas upp när det passerat. Anledningen till vattnets acceleration är att samma flöde ska passera genom en mindre area. Grindförlusterna är oftast ganska små och ett vanligt sätt att beräkna dessa är med Kirschmers ekvation (Se Ekvation (2.4)) (Miller and Penche, 2004). Kirschmers ekvation tar dock inte hänsyn till att grindarna kan sättas igen av skräp vilket ändrar förutsättningarna drastiskt (Karlsson, 2016). Ekvationen definieras enligt

$$h_t = K_t \cdot \left(\frac{t}{b}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \left(\frac{V_0^2}{2 \cdot g}\right) \cdot \sin\phi \quad (2.4)$$

där K_t är formfaktor, t grindstängernas tjocklek, b avstånd mellan stängerna, V_0 vattenhastighet och ϕ grindens lutning från horisontalplanet.

2.2.1.3 Krökförlust

Krökförluster uppstår när vatten strömmar genom rörkrökar. Eftersom vattnet vill fortsätta rakt fram utsätts den yttre rörväggen för ett högre tryck i kröken. Således blir det ett lägre tryck på innersidan. Den förändrade tryckfördelningen medför en sekundärströmning som ger ett spiralformat strömningsmönster vilket bidrar till förlusterna. Storleken på förlusten beror på krökradien, rörets dimension samt rörets råhet. Förlustkoefficienten läses av i ett diagram och multipliceras sedan med hastighetshöjden för att få förlusten (Miller and Penche, 2004). Krökförlusten definieras enligt

$$h_k = K_k \cdot \left(\frac{V^2}{2 \cdot g}\right) \quad (2.5)$$

där K_k är förlustkoefficient och V vattenhastigheten.

2.2.1.4 Accelerations- och retardationsförlust

Vid anslutning mellan rör med olika dimensioner sker så kallade accelerations- och retardationsförluster. Förlusterna tillkommer i den turbulens vilken uppstår när vattnet accelererar respektive retarderar. Denna förlust kan bestämmas genom att multiplicera det mindre rörets hastighetshöjd med en koefficient som beror på förhållandet mellan rörens dimensioner. Dessa strömningsförluster kan minskas genom att låta sektionsovergången ske gradvis med en konformad anslutning mellan rören (Miller and Penche, 2004). Accelerationsförlusten definieras som

$$h_a = K_a \cdot \left(\frac{V^2}{2 \cdot g}\right) \quad (2.6)$$

där K_a är förlustkoefficient. Motsvarande ekvation finns också för retardationsförluster, med K_r .

2.2.2 Olika metoder för flödesmätning

För att bedriva forskning på turbiner krävs noggranna mätvärden på flödet igenom turbinen. Svårigheten med att mäta flödet i vattenkraftverk med låg fallhöjd är att det ofta kan finnas försvårande geometriska förhållanden (Sundström, 2012).

Metoder för att bestämma flödet i forskningsanläggningen kan delas upp i de som bestämmer flöde relativt och de som bestämmer flöde absolut. I en relativ mätning mäts storheter vilka relateras till ett visst flöde. Ofta behövs en kalibrering mot ett referensflöde. Detta är dock osäkert och inte lika tillförlitligt som en absolut mätning. I en absolut mätning uppskattas flödet från absoluta storheter, längd, vikt och tid. Detta ställer höga krav på utrustningen (Persson, 2008).

2.2.2.1 Relativ flödesmätning

Sundström (2012) presenterar i sin rapport en relativ flödesmätning som heter Winter-Kennedy metoden. Där mäts tryckskillnaden mellan två punkter längs samma radiella linje i en spiral. Denna tryckskillnad kan sedan relateras till ett flöde, vilket formuleras som

$$Q = K \cdot (\Delta p)^n \quad (2.7)$$

där K är en flödeskoefficient, n varierar mellan 0,48-0,52, Δp är tryckskillnaden i de två punkterna. Teorin är härledd från Navier-Stokes ekvation, vilken beskrivs under avsnitt 2.5. Laminärt och konstant flöde förutsätts (Sundström, 2012).

2.2.2.2 Absoluta flödesmätning

Vidare presenterar Sundström (2012) en absolut flödesmätning, vilken är intressant för forskningsanläggningen.

Pressure-time metoden har använts i närmare hundra år. Metoden bygger på att gradvis stänga ledskenor, eller eventuellt en ventil, och samtidigt mäta tryck i två sektioner längs ett rör (Sundström, 2012). Skillnaden i sektionernas tryck kan relateras till en acceleration vilken kan integreras för att få fram ett flöde enligt

$$Q = \frac{A}{\rho \cdot L} \cdot \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + q_0 \quad (2.8)$$

där q_0 är läckage vid stängda stängda ledskenor, ξ är friktionsförluster, Δp är tryckskillnaden i de två sektionerna, t är tiden det tar att stänga ledskenorna, L är avståndet mellan sektionerna, A är tvärsnittsarean och ρ är vattnets densitet. De mest betydelsefulla förutsättningar för Pressure-time metoden är:

- Kanalen/röret ska vara rakt och ha konstant tvärsnittsarea mellan sektionerna.
- Sektionerna där tryckmätningarna sker behöver vara 10 meter ifrån varandra.
- $U_{medel} \cdot L \geq 50$, där U_{medel} är medelhastigheten i röret.

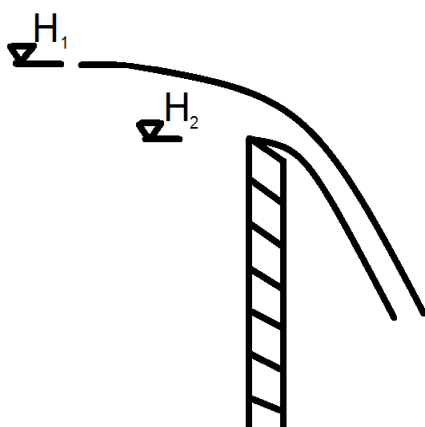
- q_0 får inte vara större än 5 % av Q samt att q_0 ska kunna bestämmas med en säkerhet på 0,2%.

Svårigheten med att använda Pressure-time metoden i småskaliga vattenkraftverk med låg fallhöjd är att det behöver finnas en rak sektion av röret som är minst 10 meter (Sundström, 2012).

En annan vanlig absolut flödesmätningmetod är mätöverfall. Det finns olika sorters mätöverfall. Den variant vilken är intressant för forskningsanläggningen är ett skarpkantat rektangulärt överfall (Se Figur 2.2) (Karlsson, 2016). Metoden går ut på att integrera hastigheten i en stråle från ett skarpkantat överfall för att få fram flödet (Häggström, 2009). Hastigheten går att härleddas från energiekvationen. Den formel som beskriver denna metod är

$$Q = C \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot b \cdot (H_1 - H_2)^{\frac{3}{2}} \quad (2.9)$$

där C är en avbördningskoefficient, vilken beror på geometriska förhållanden, b är bredden på överfallet, H_1 (Se Figur 2.2) är höjden på det skarpkantade överfallet medan H_2 är höjden på vattnet innan överfallet.



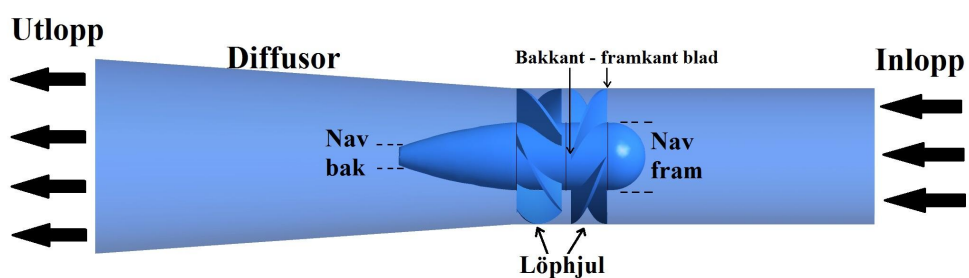
Figur 2.2 Principiell skiss över skarpkantat rektangulärt överfall.

2.3 Turbintyper och optimering av rörturbin

De vanligaste turbiner som används idag delas upp inom två olika områden, reaktionsturbiner och impulsturbiner. Inom reaktionsturbiner är de tre vanligaste Francisturbiner, Kaplansturbiner och rörturbiner. Detta betyder att flödet har väldigt högt tryck in till turbinen för att sedan omvandlas till så stor mängd mekanisk energi som möjligt. Rörturbinen är i grunden väldigt nära besläktad med Kaplansturbinen som kom i början av 1900-talet och uppfanns av professorn Viktor Kaplan. Rörturbiner anläggs ofta horisontellt med helt axiell inströmning och påminner om en båtpropeller medan Kaplan istället anläggs vertikalt med radiell inströmning med hjälp av ledskenor (HTE-Engineering, 2014).

Löphjul motsvarar i turbinsammanhang den roterande del av blad som ska ta upp vattnets energi. Vid flöde över ett löphjul, t ex vid Kaplan används en ledskena för att skapa en

medveten radiell inströmning mot löphjulet som sedan designas för att släcka virveln, på detta sätt tar turbinen tillvara på maximal energi. Ledskenor används även vid kraftverksanläggningar för att justera flödet genom att vinklarna varieras, detta medför större kontroll över elproduktionen. Vid en motroterande rörturbin kommer istället flödet in axiellt och två löphjul används (Se Figur 2.3). Då ledskenor inte finns kan det första löphjulet agera ledskena och skapa en tangentiell hastighet. Det andra löphjulet designas sedan för att släcka den virvel som skapats av det första löphjulet. Önskvärt resultat är att hastigheten efter sista löphjulet endast är i axiell riktning. Ledskenornas vinklar i en rörturbin går inte att variera vilket medför mindre kontroll över flödet och elproduktionen (Energy, 2016, Nilsson, 2015).



Figur 2.3 Överblick av en motroterande rörturbin.

Efter löphjulen kommer en diffusor med växande tvärsnittsarea vilken även kallas för sugrör. Denna har i uppdrag att omvandla den kinetiska energin som tillkommit, på grund av de roterande löphjulen, till tryckenergi. Detta bidrar till minskad tryckskillnad över turbinen vilket ger en ökad verkningsgrad. Det finns riktlinjer vid design av sugrör, en av dessa påpekar att sugrörets vinkel inte bör vara större än totalt 8 grader på grund av risken att fluiden separerar från väggarna (IIT-Kanpur, 2009).

2.3.1 Optimal effekt vid motroterande löphjulsdesign

En rörturbins löphjul påminner mycket om en båtpropeller och dess funktion. Det finns flera avgörande faktorer vilka påverkar både antalet blad och utseende på löphjulet. När ett löphjul ska designas görs det främst utifrån aspekter som tillgänglig fallhöjd och flöde. Dessa aspekter i samband med val av löphjulets vinkelhastighet gör det möjligt att designa ett optimalt löphjul och maximera verkningsgraden för ett specifikt driftfall. Ett väl utformat löphjul har dessutom en bred verkningsgradkurva vilket gör det möjligt att variera flödet utan att tappa för mycket effekt (White, 2011).

Då vatten strömmar in mot det första löphjulet agerar denna ledskena för det bakre löphjulet, skillnaden mot en vanlig ledskena är att denna är roterande och i sin tur också tar ut effekt. De två löphjulen kommer att ta upp olika stora moment där det totala momentet är summan av dem två, då de arbetar med samma varvtal (Nilsson, 2015),

$$M_{tot} = M_{front} + M_{rear}. \quad (2.10)$$

Målet är att med hjälp av de två löphjulen konvertera så stor del av fluidens energi som möjligt till mekanisk energi, vilket ger hög verkningsgrad. Den effekt som tas ut av löphjulen beror på upptaget moment samt löphjulets rotationshastighet. Vattnet antas i effektberäkningarna ha en likadan hastighetsprofil över hela röret samt att det inte finns någon tangentiell hastighetskomponent då vattnet träffar första löphjulet. Momentet kan beräknas utifrån Impulsmomentsatsen, vid antagande av endimensionell friktionsfri strömning över ett turbinblad erhålls Eulers turbinekvation för ideala löphjul. Vilken beskriver den effekt löphjulet tar upp enligt

$$P_{turb} = M_{tot} \cdot \omega = \rho Q(U_1 C_1 \cos \alpha_1 - U_2 C_2 \cos \alpha_2) \quad (2.11)$$

där variablerna i Ekvation (2.11) behandlas i avsnitt 2.3.2 (White, 2011). Verkningsgraden definieras sedan som

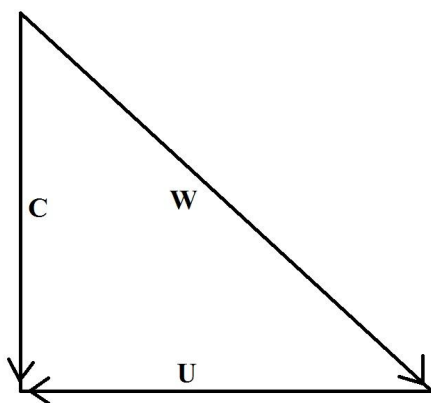
$$\eta = \frac{P_{turb}}{P_{vtn}} \quad (2.12)$$

där P_{vtn} är vattnets totala effekt som beror på fallhöjden och flödet enligt Ekvation (2.2).

2.3.2 Idealiserad löphjulsteori

Vid optimering av ett löphjul för en rörturbin används samma metod som vid design av en Kaplan-turbin. Metoden bygger på att designa löphjulet för att uppnå en så hög teoretisk verkningsgrad som möjligt. Detta görs genom att försöka ta bort så stor del av virveln som möjligt efter turbinen. Det vill säga att vattnet enbart har en hastighet i axiell riktning och ingen i tangentiell riktning efter andra löphjulet. Detta uppnås genom att sätta upp hastighetstrianglar vid bladens in- och utlopp och räkna ut de vinklar som ska användas (Nilsson, 2015).

Figur 2.4 och Ekvation (2.13) visar de förhållanden som råder mellan de tre vektorer som representerar en hastighetstriangel. \mathbf{C} är fluidens absoluta hastighet mot löphjulet, \mathbf{W} den relativa hastigheten fluiden har gentemot löphjulet och \mathbf{U} är löphjulets tangentiella hastighet vilket fås av bladets vinkelhastighet ω multiplicerat med löphjulets radie r .

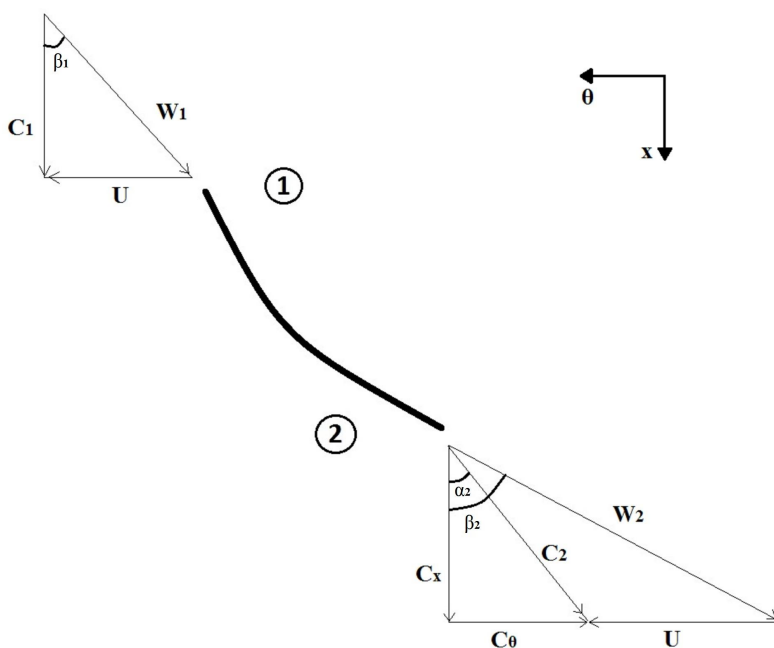


Figur 2.4 Förhållande mellan de tre hastighetsvektorerna.

$$W = C - U \quad (2.13)$$

För att designa ett idealt löphjul är vinklarna α och β av stor betydelse. α definieras som vinkeln mellan fluidens riktning C och den axiella riktningen, x . Detta används vid bladdesign som ett designkrav för att uppnå noll absolut tangentiell hastighet av fluiden efter andra löphjulet. β blir bladets designvinkel vid dess fram och bakkant mellan fluidens relativa hastighet W och den axiella fluidhastigheten C_x vilken fås av flödet och tvärsnittsarean precis innan bladen (Nilsson, 2015). För att räkna ut α och β används hastighetstrianglar.

I Figur 2.5 och Figur 2.6 ses en illustration av hastighetstrianglar implementerade på en motroterande rörturbin där hastighetstrianglar sätts upp vid fyra positioner.



Figur 2.5 Schematiskt bild av hastighetstrianglar vid första löphjulet. Den svagt kurvade linjen är en illustration av bladets profil.

Position 1:

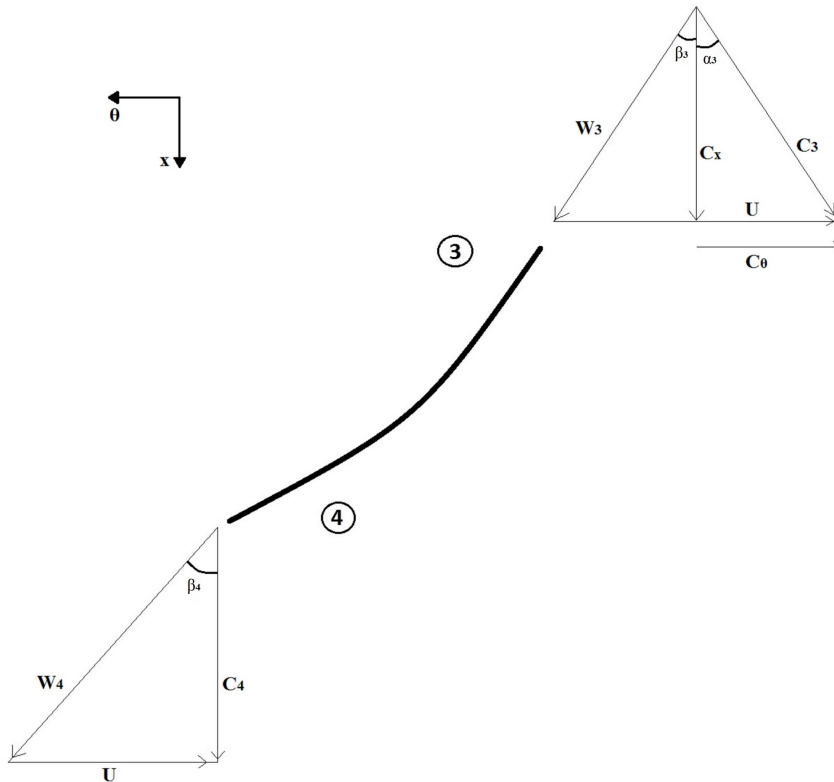
β designas utifrån att vara samma vinkel som fluidens relativa hastighet W längs löphjulet för att undvika stötförluster och α är till en början noll då fluiden strömmar in helt axiellt mot löphjulet (White, 2011). Löphjulets tangentiella hastighet U samt fluidens axiella hastighet, C_x , antas även vara konstanta längs hela uträkningen då förluster försummas (Nilsson, 2015).

$$\begin{aligned} C_1 &= [C_x \quad C_\theta] = [Q/A \quad 0] \\ U &= [0 \quad U] = [0 \quad \omega \cdot r] \\ \beta_1 &= \arctan(U/C_x) \\ \alpha_1 &= \arctan(C_\theta/C_x) = 0 \end{aligned}$$

Position 2:

Vid denna position ansätts α till ett värde utifrån tidigare experimentella undersökningar och löphjulet designas likt en ledskena för att skapa fluidens tangentiella hastighet C_θ som nullifieras av det andra löphjulet för maximal effekt.

$$C_2 = [C_x \quad C_\theta] = [Q/A \quad \tan(\alpha_2) \cdot Cx]$$
$$\beta_2 = \arctan((U + C_\theta) / C_x)$$



Figur 2.6 Schematiskt bild av hastighetstrianglar vid andra löphjulet. Den svagt kurvade linjen är en illustration av bladets profil.

Position 3:

Fluiden antas anströmma det andra löphjulet med samma absoluta hastigheter som lämnade det första löphjulet. Värt att notera är att andra löphjulet roterar motsatt riktning vilket ger teckenändring i vinkelförhållandet β .

$$C_3 = [C_x \quad C_\theta] = [Q/A \quad \tan(\alpha_2) \cdot Cx]$$
$$\beta_3 = \arctan((U - C_\theta) / C_x)$$

Position 4:

Vid bakkanten av det andra löphjulet ansätts α till noll igen som ett designkrav för att enbart få en axiell hastighet.

$$\alpha_4 = 0$$
$$C_4 = [C_x \quad C_\theta] = [Q/A \quad \tan(\alpha_4) \cdot Cx]$$
$$\beta_4 = \arctan((U - C_\theta) / C_x)$$

2.4 Gränsskikt vid strömning

Vid strömning längs en geometri bildas ett gränsskikt på grund av den friktion som uppkommer mellan fluiden och en solid yta. Gränsskiktet har annorlunda egenskaper beroende på position i förhållande till geometrin (White, 2011). Det dimensionslösa talet y^+ är ett mått som bestämmer positionen från den solida ytan enligt

$$y^+ = \frac{u^* \cdot y}{\nu} \quad (2.14)$$

där ν är fluidens kinematiska viskositet, u^* friktionshastigheten samt y vilket är det verkliga avståndet i meter från väggen. Friktionshastigheten behandlas inte i detalj i denna rapport men den bygger på roten ur väggskjuvspänningen, τ_w , dividerat med densiteten ρ ,

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (2.15)$$

Gränsskiktet delas upp i tre olika regioner som går under samlingsnamnet det inre lagret:

- Det viskösa underskiktet ($0 < y^+ < 8$)
- Buffer-lagret ($8 < y^+ < 30$)
- Log-lagret ($30 < y^+ < 300$)

Vid turbulent strömning är det främst väggskjuvspänningar och fluidens viskositet vilka påverkar gränsskiktet. Dessa egenskaper dominerar olika mycket inom de olika regionerna. I det viskösa underskiktet dominerar de viskösa krafterna över de turbulenta krafterna. Detta på grund av att de fluktuationer som uppkommer i fluiden är små och begränsas av väggens närhet (White, 2011). I denna region definieras den dimensionslösa hastigheten u^+ som

$$u^+ = \frac{U}{u^*} \quad (2.16)$$

där U är hastigheten. I den andra regionen, Buffer-lagret, anses de viskösa och turbulenta skjuvkrafterna vara likvärdiga. Den sista regionen i det inre lagret, Log-lagret, består av en majoritet turbulenta skjuvkrafter. I denna region uppskattas hastigheten med hjälp av en ekvation som är känd under namnet log-lagen och definieras enligt

$$u^+ = A \cdot \ln(y^+) + B \quad (2.17)$$

där konstanten A är inversen av Von Kármáns konstant κ och B är ett mått på väggarnas friktionsegenskaper (White, 2011).

$$A = \frac{1}{\kappa} = \frac{1}{0.41}$$

$$B = 5 \text{ (släta väggar)}$$

2.5 Turbulensmodell

För att få en överblick kring hur turbulensmodellen fungerar och hur fluiden uppträder används mjukvara för att utföra numeriska CFD-beräkningar (Computational Fluid Dynamics). För att uppskatta realistiska simuleringar skapas ett beräkningsnät fyllt av små finita element där mjukvaran sedan beräknar Navier-Stokes ekvation i varenda ett av dessa finita element. Navier-Stokes räknar med hjälp av de randvillkor som ansätts ut hur fluidens hastighet, tryck, temperatur och densitet relaterar till varandra enligt

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \rho \mathbf{g}. \quad (2.18)$$

Navier-Stokes ekvation härleds utifrån Newtons andra lag för fluider där ρ är densiteten, p är trycket, \mathbf{u} är hastigheten och μ den dynamiska viskositeten (White, 2011). Termerna i vänsterledet motsvarar accelerationskrafter och högerledet av tryckkrafter samt viskösa krafter. Navier-Stokes ekvation löses alltid i samband med kontinuitetsekvationen vilken säger att ingen skillnad i massa uppstår över en kontrollvolym och yta enligt

$$\int_{KV} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{KY} \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA = 0. \quad (2.19)$$

Navier-Stokes ekvation kan lösas analytiskt vid vissa enklare fall såsom till exempel strömning mellan två plattor. Vanligast är dock att det löses numeriskt då fluiden flödar över mer komplexa ytor och volymer. Då flödet är turbulent modifieras ovanstående Navier-Stokes ekvation där den istället består av medelvärderade och fluktuerade komponenter. Detta är en metod för att uppskatta fluidens strömning som varierar väldigt mycket vid turbulens och kallas för RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes equations) (White, 2011). RANS i x-riktning definieras enligt

$$\rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \overline{\rho u'^2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho u'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \overline{\rho u'w'} \right) \quad (2.20)$$

där de extra termerna $\overline{\rho u'^2}$, $\overline{\rho u'v'}$ och $\overline{\rho u'w'}$ som tillkommer gör att det leder till ett olösligt ekvationssystem (antalet variabler är fler än antalet ekvationer). Termerna $\overline{\rho u'^2}$, $\overline{\rho u'v'}$ och $\overline{\rho u'w'}$ har den matematiska effekten av spänning. För att lösa detta används olika slags modeller för att göra ekvationssystemet möjligt att lösa. I mjukvaran Ansys Fluent finns ett antal olika turbulensmodeller, inom detta fall när det kommer till turbiner är k-omega-modellen lämplig. Den bygger på empiriska transportekvationer där k är en uppskattning av turbulensens kinetiska energi och omega bestämmer längdskalan. För att modellen ska uppföra sig korrekt är det viktigt att de finita elementen är korrekt uppsatta vid gränsskikten. Anledningen till detta är att standard k-omega-modellen utför beräkningar som kräver att gränsskiktet befinner sig inom Log-lagret, $30 < y^+ < 300$, där målet är att vara nära 30 (Ansys, 2009).

2.5.1 Numerisk tillämpning av gränsskikt

Vid simulering av strömning kring ytor och 3-dimensionella kroppar skapas det ett gränsskikt. I programvaran Ansys Mesh görs detta genom funktionen Inflation. Inflation motsvarar att

många små volymceller skapas längs med väggytor för att på ett bra sätt kunna representera alla de stora förändringar som händer längs ett gränsskikt. Beroende på vilken turbulensmodell som används ställs olika krav på upplösningen av gränsskiktet i modellen. Detta refererar till det faktum att beroende på inom vilket lager i den inre zonen turbulensmodellen arbetar gäller olika ekvationer för hastighetsberäkning (LEAP-CFD-Team, 2013).

För att utföra beräkningar inom rätt lager uppskattas den första cellens avstånd från väggen analytiskt. Detta implementeras sedan i modellen för att få rätt avstånd på det första finita elementet (LEAP-CFD-Team, 2013). Första cellhöjden bygger på tidigare gränsskikt-teori och definieras som

$$y^+ = \frac{\rho \cdot u^* \cdot \Delta y_1}{\mu} \rightarrow \Delta y_1 = \frac{y^+ \cdot \mu}{\rho \cdot u^*} \quad (2.21)$$

där Δy_1 är första cellens avstånd från väggen i meter och friktionshastigheten u^* beror på väggskjuvspänningen τ_w . Väggsjuvspänningen räknas ut enligt

$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot U^2 \quad (2.22)$$

där C_f är en väggfriktionskoefficient som är empiriskt framtaget genom experiment. Vid intern strömning beror den utav Reynoldstalet och redovisas som (LEAP-CFD-Team, 2013)

$$C_f = 0.079 \cdot Re^{-0.25}. \quad (2.23)$$

2.6 Strömningsfenomen

Vid strömning uppstår en del fenomen som ofta är skadliga för utrustning och andra komponenter i ett rörsystem. Vidare beskrivs två fenomen som är aktuella i detta arbete, kavitation och avlösning. Det beskrivs även hur det går att undvika kavitation, genom att anpassa sughöjden.

2.6.1 Kavitation och sughöjd

Ett fenomen som är skadligt för alla typer av turbiner och pumpar är kavitation. Kavitation uppstår då vattentrycket blir lägre än ångbildningstrycket vilket medför att det bildas ångblåsor i vattnet. Ångblåsorna följer med vattenströmmen och imploderar sedan vilket har en hög eroderande effekt på anslutande konstruktionsdelar, exempelvis bladen på en turbin. Skadorna från kavitation kan snabbt bli omfattande. Höga vattenhastigheter och lågt statiskt tryck är de drivande effekterna för att kavitation uppstår. Fenomenet uppstår till exempel vid virvelbildning och avlösning. För att förebygga kavitation är dimensionering samt modellprovning viktigt (Miller and Penche, 2004).

För att kavitation inte ska uppstå måste installationen av turbinen ske med maximal sughöjd H_s . Sughöjden är turbinens höjd i förhållande till nedströmsvattenytan. Ibland erhålls ett negativt värde på sughöjden efter att beräkningar gjorts och detta betyder att turbinen ska

installeras nedanför nedströmsvattenytan (Miller and Penche, 2004). Sughöjden beräknas enligt

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} - \sigma \cdot H_n \quad (2.24)$$

där P_{atm} är atmosfärstryck, P_v ångbildningstrycket, H_n nettofallhöjd, H_s sughöjd och σ kavitationskoefficienten.

Sughöjden beror alltså på kavitationskoefficienten som tas fram genom modellförsök om möjligheten finns. I annat fall finns grova dimensioneringsregler att tillgå. Detta ger dock inte lika specifika resultat men kan hjälpa till vid uppskattningar. Dimensioneringsreglerna relaterar koefficienten till det specifika varvtalet och följande ekvationer har tagits fram för Francis- och Kaplan turbiner (Miller and Penche, 2004). Där kavitationskoefficienten för Francisturbiner approximeras med

$$\sigma = 1.2715 \cdot n_{QE}^{1.41} + \frac{V^2}{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (2.25)$$

och för Kaplan turbiner

$$\sigma = 1.5241 \cdot n_{QE}^{1.46} + \frac{V^2}{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (2.26)$$

där n_{QE} är det specifika varvtalet.

I vanliga fall finns det specifika varvtalet att tillgå hos tillverkaren av turbinen men om detta inte finns, har det genom att studera ett stort antal turbiner kunnat formuleras ett samband mellan nettofallhöjden och det specifika varvtalet (Miller and Penche, 2004). Det specifika varvtalet för Francisturbiner definieras enligt

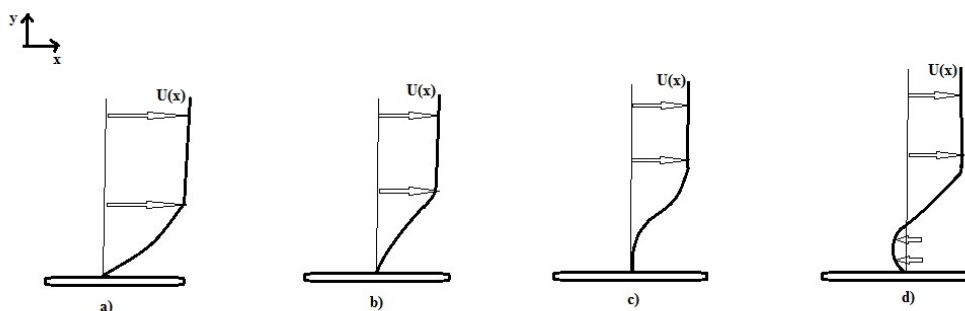
$$n_{QE} = \frac{1.924}{H_n^{0.512}} \quad (2.27)$$

och för Kaplan turbiner

$$n_{QE} = \frac{2.294}{H_n^{0.486}} \quad (2.28)$$

2.6.2 Avlösning

Avlösning är ett fenomen vilket uppkommer då strömning avskiljer sig från gränsskiktet av en omströmad geometri. Detta orsakas av att strömningen stöter på en motriktad tryckgradient $\frac{dp}{dx} > 0$ vilket gör att fluidens rörelsemängd tappas. I vanliga fall uppkommer en motriktad tryckgradient efter en kropp och den gynnsamma tryckgradienten $\frac{dp}{dx} < 0$ före kroppen.



Figur 2.7 Stegvis visualisering av hastighetsgränsskiktets påverkan vid avlösning.

I området med den gynnsamma tryckgradienten uppkommer aldrig avlösning och hastighetsgradienten $\frac{dU}{dx}$ blir som störst då $\frac{dp}{dx} = 0$ (Se Figur 2.7a). Efter detta uppkommer en motriktad tryckgradient i allt större storlek när fluiden rör sig bakåt. Avlösning börjar ske då det är noll lutning vid väggen (Se Figur 2.7c) och den motriktade tryckgradienten överkommer fluidens rörelsemängd. Tillslut vid tillräckligt stor motriktad tryckgradient kan bakåtflöde uppkomma (Se Figur 2.7d). Vid avlösning kan det bildas ett område där vak uppkommer, ett vak bidrar till lågt tryck och generellt sett inom strömning vill detta undvikas (White, 2011).

2.7 Ekonomi

Här beskrivs några ekonomiska teorier och metoder som finns för att utvärdera marknadspotential och utveckla en affärsmodell. De olika modellerna har olika appliceringsområde. Affärsmodeller är applicerbart för Forsåker, medan bedömning av marknadspotentialen är relevant för turbinutveckling.

2.7.1 Affärsmodell

För att få ett företag att lyckas på en marknad krävs en affärsmodell. Enligt Osterwalder et al. (2010) är en affärsmodell ett sätt att förklara och beskriva hur ett företag skapar och levererar värde för sina kunder och sin verksamhet. I många fall är företag och dess sätt att skapa värde mycket komplext. På grund av komplexiteten finns inga enkla formler för beskrivning och skapande av företags affärsmodeller (Magretta, 2002). Det finns olika metoder vilka försöker förklara och generera affärsmodeller och ett par av dessa beskrivs i detta avsnitt.

2.7.1.1 The business model canvas

The business model canvas, i fortsättningen affärsmodellkanvasen, är en metod som används för att beskriva och visualisera en verksamhets affärsmodell. Kanvasen skapar därmed ett gemensamt språk inom organisationen för att involvera anställda från olika områden. Metoden utgår ifrån en mall där nio bestämda byggstenar identifieras för den tänkta affärsmodellen (Greenwald, 2012). De nio byggstenarna som syns i Figur 2.8 ger tillsammans en överskådlig bild av hur företaget hänger ihop och hur det har för avsikt att skapa värde (Osterwalder et al., 2010). Med hjälp av mallen åstadkoms en samsyn på verksamheten och affärsmodellen.

Business model canvas



Figur 2.8 Illustration av Osterwalder et al. (2010) affärsmodellkanvas.

2.7.1.2 Component business model

CBM (Component business model) är en metod utvecklad av företaget IBM. Till skillnad från affärsmodellkanvasen som identifierar nio byggstenar, försöker CBM skapa och förklara en affärsmodell utifrån ett större antal komponenter. En komponent är en mindre del med en speciell funktion i en verksamhet. Raden överst i Figur 2.9 visar vilken kompetens som komponenten har. Beroende på vilken verksamhet som är tänkt att bedrivas kan innehållet och antalet i kompetensraden ändras till att passa sin tilltänkta verksamhet. Kolumnen till vänster visar vilken ansvarsnivå som företaget avser att ha över komponenten, det vill säga hur hårt de ska styra komponenten. Mallen visualiserar ett företag på ett strukturerat sätt (IBM, 2005). Utifrån mallen kan en affärsmodell utvecklas och beskrivas.



Figur 2.9 En CBM-mall. Komponenterna är de tomma rutorna. Vänstra kolumnen beskriver organisationens ansvarsnivå och den översta raden beskriver komponentens kompetens.

2.7.2 Management och strategi

Hur en organisation ska hantera intåget i nya marknader är ett nyckelproblem som alla företag ställs inför (Johnson et al., 2011). Hur ett företag ska allokera sina resurser är ett problem ur

strategisk synpunkt. Ska Volvo gå in på marknaden för att producera turbiner? För att besvara sådana frågor är företag tvungna att bedöma både omgivningen som organisationen existerar inom och hur omgivningen påverkar organisationen. Detta kapitel förklarar några av de teorier och metoder som kan användas för att göra analyser om en organisations omgivning samt hur omgivningen påverkar organisationen.

2.7.2.1 Omvärldsanalys

Analys av omvärlden kan göras på flera olika sätt. En omvärldsanalys syftar till att bestämma vilken eller vilka branscher det finns potential att göra vinst inom. Vinstpotentialen inom en bransch bestäms av alla externa faktorer som påverkar den. Externa faktorer kan vara sådana som politiska, ekonomiska, sociala och teknologiska, här efter kallade PEST-faktorer (Grant, 2010). Politik avser alla de regler, lagar och beslut som kan påverka branschen. Ekonomi omfattar tillväxt, konjunktur och beskattning med flera. Sociala aspekter är relaterade till mode, trend och utbildningsnivå med flera. Tekniska aspekter är relaterade till hur hög grad av teknologisk utveckling som existerar (Jakobsson, 2010). PESTEL vilken är en utveckling av PEST-verktyget definierar två extra faktorer, miljö (Environmental) och legala (Legal) (Johnson et al., 2011).

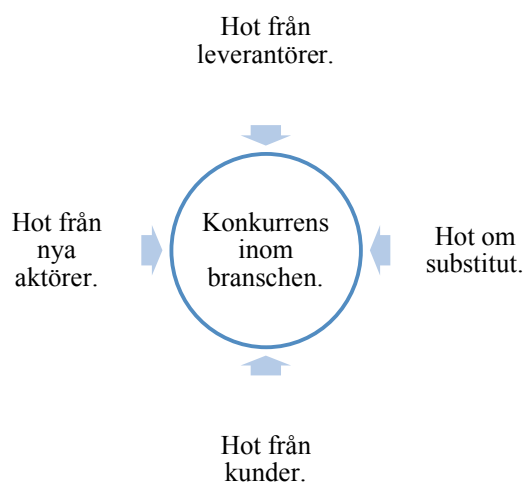
Efter en bedömning av alla de olika PEST-faktorerna kan information om dessa utvärderas på olika sätt. Ett sätt att utvärdera informationen är att använda sig av ett diagram där sannolikheten för utfallet av en händelse ställs emot hur utfallet skulle påverka verksamheten. Detta är användbart för att se vilka trender inom de olika faktorerna som ska läggas extra vikt vid (Karlöf and Helin Lövingsson, 2003). Trender vilka har en hög sannolikhet för att inträffa och kan påverka organisationen starkt bör tilldelas mer resurser (Pickton and Wright, 1998).

2.7.2.2 Porters fem krafter

Ett vanligt verktyg för att bedöma en branschs potential är Porters fem krafter. Porter definierar fem krafter som enligt honom bestämmer hur stor vinsten för företag kan bli inom ett verksamhetsområde. Dessa krafter lanserade under 70-talets slut. Sedan dess har Porter gett ut flera uppdateringar av originalartikeln. Följande krafter bestämmer potentialen för en bransch enligt Porter (2008):

- 1) Hot från leverantörer – en stark leverantör kan använda sin kraft för att ta ett högre pris för sin vara och därmed sänka kundens vinst. En kund i detta fall är ett annat företag.
- 2) Hot om substitut – ett substitut är en vara eller tjänst som fyller samma behov som den sålda varan/tjänsten. Existerar många sådana substitut så sjunker den potentiella vinsten.
- 3) Hot från kunder – har kunden en stark position så sjunker den potentiella vinsten. Kraftfulla kunder spelar ut leverantörer mellan varandra, på så sätt sänka priset som de är villiga att betala.
- 4) Hot om nya spelare på marknaden – finns det stor sannolikhet att nya aktörer kommer in på marknaden så sätter detta ett tak på vinsten vilken kan utvinnas inom en bransch.
- 5) Direkt konkurrens mellan existerande aktörer – är konkurrensen hög inom industrin så sänker detta vinsterna. Konkurrensen sänker vinsterna genom att företag försöker prestera bättre än varandra på flera nivåer. Dessa nivåer inkluderar, pris, kvalitet och service.

Vidare definierar Porter (2008) flera underkrafter till varje kraft som presenteras i Figur 2.10. Den totala summan av underkrafterna är de som bestämmer den övre kraften. Figur 2.10 visar hur Porters fem krafter påverkar konkurrensen i en bransch.



Figur 2.10 Porters fem krafter (Porter, 2008).

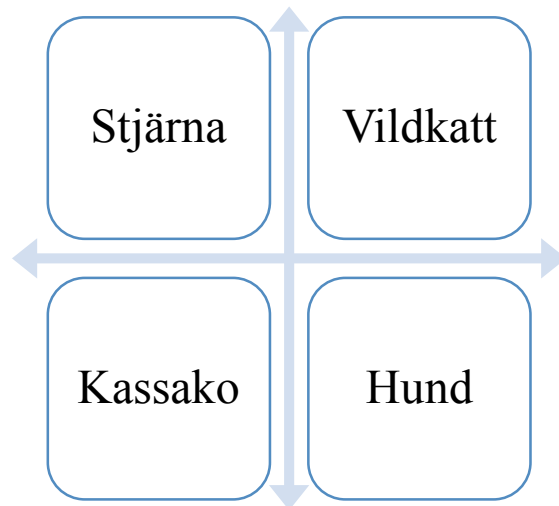
Det har inte skett någon stor utveckling av Porters fem krafter sedan de lanserades på 70-talet. Ett framsteg som har gjorts är tillägget av en sjätte kraft, komplementatörer vilket är sådana företag som levererar ett komplement till den givna produkten (Brandenburger and Nalebuff, 1995). Ett komplement är en vara som ökar efterfrågan på den första varan då efterfrågan på den andra varan går upp. Det vill säga de kompletterar varandra. Denna sjätte kraft hjälper till att förklara varför företag ingår i strategiska partnerskap. Genom att förbättra prestandan på den komplimenterade produkten så följer även efterfrågan efter för den primära produkten (Brandenburger and Nalebuff, 1995).

2.7.2.3 BCG:s tillväxtmatris

Grundaren av Boston Consulting Group (BCG) tog på 60-talet fram BCGs tillväxtmatris och idag är idén spridd inom branschen för management. Matrisen, som syns i Figur 2.11, är ett verktyg för att balansera kassaflöden inom en organisation. Rutnätet innehåller ”vildkatter”, ”kassakor”, ”stjärnor” och ”hundar”.

”Vildkatter” symboliserar områden som ännu inte nått sin fulla potential, de är på väg att växa fram. ”Kassakor”, där kassaflödena skapas, är en mogen och stabil marknad, exempelvis marknaden för stål. ”Stjärnor” representerar ett område där organisationen har signifikanta marknadsandelar samt har hög tillväxt. Ett område som har uppvisat sådan karaktär är IT-marknaden. ”Hundar” är en marknad med låg tillväxt samt låg marknadsandel (Karlöf and Helin Lövingsson, 2003).

När en marknad väl har mognat vill organisationer snabbt skaffa sig en betydande marknadsandel för att kunna ta ut så stor vinst som möjligt. För att göra detta menade BCGs grundare att företag borde investera i ”vildkatter” för att nå en stark konkurrensposition. Förhoppningen med ”vildkatter” är att de ska röra sig in i området för ”stjärnor”, efter ett tag när ”stjärnorna” mognat faller de ner och blir ”kassakor” (Karlöf and Helin Lövingsson, 2003).



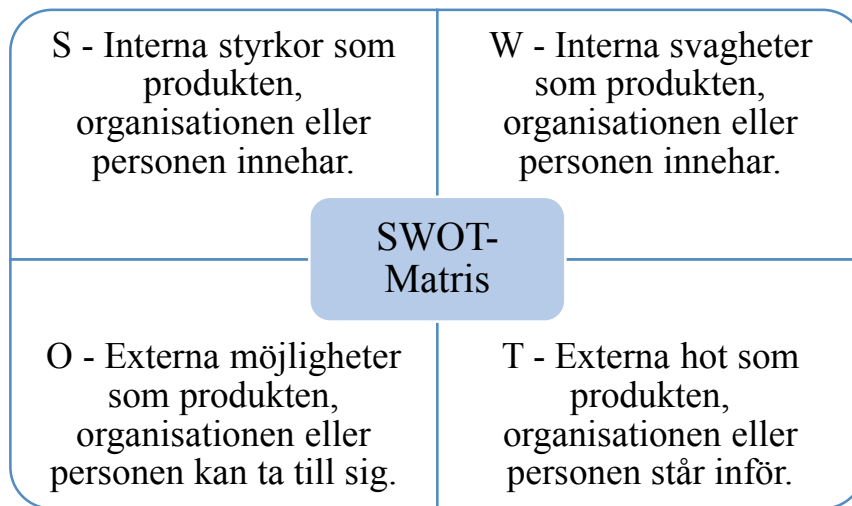
Figur 2.11 En BCG-tillväxtmatrix. Den horisontella axeln står för relativ marknadsandel, från låg till hög. Den lodräta står för tillväxten inom marknaden, från låg till hög.

2.7.2.4 SWOT-analys

En SWOT-analys är ett sätt att hantera information som fås av att analysera sin omgivning. Likt BCGs tillväxtmatrix är SWOT baserad på ett 2x2 rutnät (Se Figur 2.12). Varje ruta har en bestämd kategori. De olika kategorierna är S (Strengths), W (Weaknesses), O (Opportunities) och T (Threats). De två första ses som interna faktorer och de två sista ses som externa faktorer för det analyserade objektet. SWOT kan appliceras på många sätt, i detta fall på en organisation. Här följer en beskrivning av de olika kategorierna.

- S) Styrkor är processer/operationer som organisationen anser sig vara extra duktiga på. Det är endast en styrka om organisationen utför processen/operationen bättre än konkurrenter.
- W) Svagheter är sådana processer/operationer som organisationen inte är lika bra på. Precis som styrkor mäts denna faktor relativt konkurrenter.
- O) Möjligheter är externa faktorer som kan vara fördelaktiga för organisationen.
- T) Hot är externa faktorer som kan påverka organisationen negativt.

Resultatet av en SWOT-analys ger en strategisk riktning som organisationen kan följa. Den strategiska riktningen har målet att minimera hot och svagheter, men framförallt stärka styrkor inom organisationen och möjligheter utanför organisationen (Gould and Books24x, 2012). Därmed uppnås målet för en SWOT-analys, att identifiera, diagnostisera, reflektera över de olika faktorerna inom varje kategori och hur dessa kan påverka organisationen.



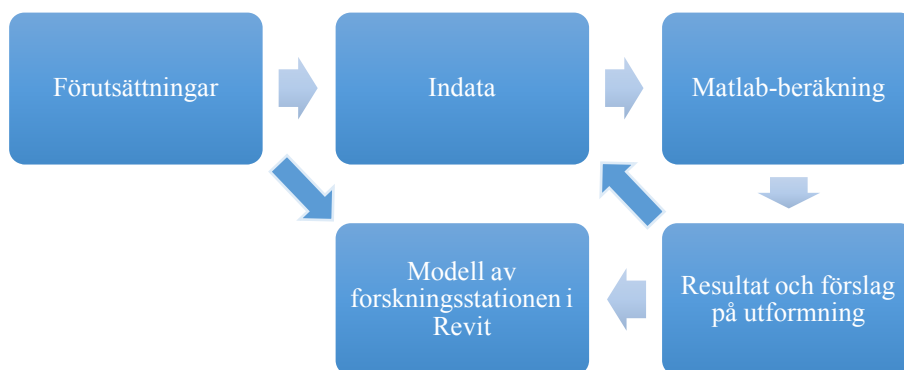
Figur 2.12 SWOT-matris.

3 METOD

Följande kapitel beskriver hur arbetet är upplagt och utfört. Då arbetet är utfört utifrån tre perspektiv följer specifika metoder för respektive delområde.

3.1 Vattenbyggnad

Här beskrivs de metoder som använts för att ta fram ett förslag på en forskningsanläggning. I Figur 3.1 syns ett flödesschema över arbetsgången. Figuren visar att det är en iterativ process där indata kan behöva ändras beroende på beräkningsresultat. Det presenteras även vilken metod som användes vid bestämning av flödesmätning.



Figur 3.1 Flödesschema över arbetsprocessen vid design av forskningsanläggningen.

3.1.1 Förutsättningar

För att ta fram ett förslag på hur forskningsanläggningen kan kopplas samman med den tänkta kommersiella kraftstationen krävs det att förutsättningarna undersöks. En viktig förutsättning är flödestillgången. Storleken på flödet som kan bli tillgängligt diskuterades med Thomas Karlsson, erfaren konsult inom vattenkraft, från ENCO Mölndal samt genom studier av uppmätta flöden i ån. Innan ett slutligt flödesintervall kan bestämmas görs en avstämning att turbinen som designas fungerar inom intervallet.

Andra förutsättningar innebär exempelvis att ta reda på hur bypasssystemet är tänkt att se ut före och efter forskningsanläggningen samt vilken nivå nedströmsvattenytan ligger på. För att ta reda på dessa förutsättningar studeras tillgängliga rapporter som beskriver området samt att det genomförs intervjuer, där viktig information antecknas.

Några förutsättningar är direkt avgörande för hur forskningsstationen kan designas medan några av dem ligger till grund för de indata som används i beräkningarna.

3.1.2 Indata

Indata vilken bestäms ligger till grund för beräkningarna i Matlab. Ett intervall för flödet definieras utifrån det tillgängliga flödet. De data som krävs för förlustberäkningarna tas fram, till exempel grindstängernas dimensioner och diametrar på bypassrör samt tillopprör till

turbinen. Indata för att kunna genomföra förlustberäkningarna samlas in genom möten och mailkontakt med ENCO Mölndal samt en studie av tillgängliga rapporter.

3.1.3 Matlab-beräkningar

Med framtagen indata finns underlag för att kunna ta fram de sista parametrar som krävs för att ge ett förslag på utformning. Då det är krävande beräkningar behövdes ett beräkningsprogram. I tidigare kurser har programmet Matlab använts för att göra liknande beräkningar, vilket gjorde det lämpligt att använda Matlab i detta projekt. Programmet används till att räkna ut förlusterna i systemet och därefter den aktuella sughöjden för Kaplan- och Francisturbiner.

3.1.4 Resultat och förslag på utformning

Resultaten från Matlab utvärderas och deras tillförlitlighet diskuteras med ENCO Mölndal. Sughöjden tas fram via beräkningar där variabler justeras så att de passar förutsättningarna för Forsåker. Med sughöjden beräknad kan turbinens höjdpacering bestämmas och därmed finns den sista delen för att kunna göra ett förslag på forskningsstationens utformning. Genom att kombinera de förutsättningar som finns på området med beräkningsresultatet skissas ett förslag fram. Då beräkningarna görs för två olika turbintyper väljs den turbin som gav bäst sughöjd till förslaget.

3.1.5 Modell av forskningsstationen i Revit

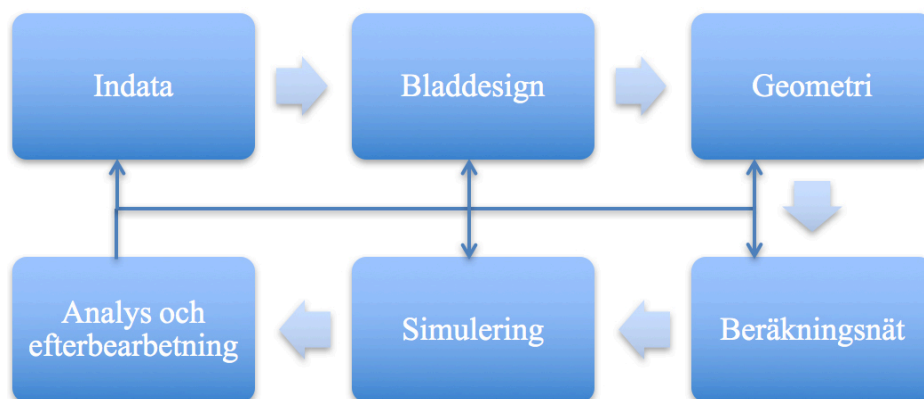
Tillhandahållna ritningar från ENCO Mölndal och MölnDala fastigheter AB möjliggör att två modeller i Revit kan utformas. Revit är ett moddelleringsprogram som gör det möjligt att skapa en 3D-modell från en 2D-ritning. I 3D-modellen är det möjligt att samla information från flera discipliner, till exempel arkitektur, konstruktion och installationsteknik, i ett program samtidigt. Den första modellen av bypassystemet är i plan då den 2D-ritning som tillhandahölls inte angav korrekta nivåer. Den andra modellen visar kraftverksbyggnaden i sin helhet med nivåer från pappersritningar från MölnDala Fastigheter AB. Nivåer uppmätta från ritningar används för att ge golv sina positioner. Ritningarna är 50 år eller äldre.

3.1.6 Metod för val av flödesmätning

Utvärdering av flödesmätningarna som presenteras i avsnitt 2.2.2 samt diskussioner med ENCO Mölndal gör det möjligt att göra en rekommendation till flödesmätning i forskningsanläggningen.

3.2 Turbinutveckling

I Figur 3.2 syns den arbetsgång som följts under projektet för turbinutveckling. I följande avsnitt beskrivs den metod som använts för att göra de beräkningar och analyser som krävs vid framtagandet av en axiell motroterande rörturbin. Varje steg är beroende av att det föregående steget utförts korrekt.



Figur 3.2 Flödesschema över arbetsprocessen vid design av motroterande rörturbin.

3.2.1 Indata

Med indata menas de olika driftfall som turbinen kommer att verka under. I detta fall har det varit viktigt att ta reda på vattenflöde, rördiameter, diameter på navet och det antal varv som turbinen ska rotera under en given tid. Parametrarna styr i hög grad utformningen av bladen och avgör dessutom de randvillkor som ska ansättas i beräkningarna. Metod på hur dessa tas fram finns i Tabell 3.1. Vid anskaffande av indata avgörs under vilka förutsättningar turbinen ska verka. Det är därför fördelaktigt att få så verkliga värden som möjligt, särskilt då denna turbin kan komma att prövas i en specifik forskningsanläggning. Då turbinen ska jämföras med Lanarks tidigare experiment och körningar vill motsvarande indata-förutsättningar användas för att ge en bra jämförelse sinsemellan. Hänsyn tas även till det varaktighetsdiagram i Bilaga D som beskriver flödesförutsättningar i Forsåker.

Tabell 3.1 Data som krävs för att räkna ut bladvinklar.

Indata	Bestämning
Flöde	Lanark testkörning (0.3-0.7 m ³)
Rördiameter	Lanark testkörning (Låst 300 mm)
Varvtal	Experimentellt
Navets diameter	Experimentellt

3.2.2 Bladdesign och bladvinklar

Bladvinklarna beskriver vinkeln på bladen vid framkant och bakkant i förhållande till den axiella flödesriktningen. För att få en så optimal design som möjligt, där vattnet har så liten virvel som möjligt efter sista löphjulet kommer ett Matlab-script skapas för beräkning av vinklarna (Se Bilaga A). Programmet är baserat på hastighetstriangelarnas trigonometri och de indata som införskaffats.

Tabell 3.2 redovisar de metoder som kommer definiera designparametrarna. Vinklarna används för att ta fram CAD-modeller av bladen. Det är också viktigt att bladen får rätt längder i tangentiell och axiell riktning, samt vilken typ av profil bladet ska ha.

Tabell 3.2 Metod för framtagning av designparametrar.

Designparametrar	Bestämning
Alpha	Analytiskt
Beta	Analytiskt
Radie löphjul	Analytiskt
Tangentiell längd	Numeriskt BladeGen
Axiell längd	Numeriskt BladeGen

3.2.3 Geometri och beräkningsnät

En geometri behövs för att kunna generera ett beräkningsnät, vilket är av stor vikt för utfallet av processen. Ett dåligt beräkningsnät kan t.ex. leda till att simulationen ej går att köra, att det blir mycket svårt att nå konvergens vid beräkningarna eller att konvergens uppnås men resultaten ej går att validera. Det är därför mycket viktigt att noggrant följa de metoder som finns kring generering av beräkningsnätet.

Ett erforderligt y^+ värde väljs för att tillgodose den valda turbulensmodellen och efter beräkningar kommer en första celltjocklek att bestämmas. Genom att skapa inflation i beräkningsnätet vid gränsskikten kan en jämn övergång från dessa ytor till övriga beräkningsnätet skapas, där första celltjockleken anges samt vilken storleksökning som önskas.

3.2.4 Simulering

När beräkningsnätet genererats och är av bra kvalitet går det att göra simuleringar i valfritt program. Detta projekt har valt att använda Fluent med turbulensmodellen K-omega. Fluent är ett program skapat för att köra olika simulationer inom strömning. Programmet baseras på en iterativ process där så liten felmarginal som möjligt i beräkningen, konvergens, är målet. Det finns här möjlighet att ansätta de randvillkor som turbinen ska verka i, givna från indata tidigare i processen.

Det kan vara olika svårt att få simuleringarna att konvergera och val av turbulensmodell kan ha inverkan på detta. I detta fall har K-omega använts som modell därför att det visat sig vara stabilt och lättare, än andra modeller, att nå konvergens med. Beräkningar i olika program är, beroende på beräkningsnätets storlek, mer eller mindre tidskrävande att göra. Därför är det fördelaktigt att ha tillgång till datorer som kan stå ostörda under längre tid eller att ha tillgång till beräkningskluster med dedikerad körtid.

3.2.5 Analys och efterbearbetning

CFD-post används för att analysera och visualisera resultaten. Data importeras från beräkningarna i Fluent. Kontroller utförs för att bestämma om turbulensmodellen är giltig genom att analysera y^+ värden. Även plötsliga tryckfall kan upptäckas i modellen, vilka t.ex. kan bero på ett felaktigt beräkningsnät.

De viktigaste parametrarna för beräkning av verkningsgraden är momentet på bladen, samt tryckskillnaden mellan utlopp och inlopp. Momenten tas fram genom att programmet integrerar över löphjulen och beräknar det totala momentet för vardera av dessa. Det finns även funktioner för att ta fram tryck vid inlopp och utlopp. Detta tillsammans med flöde och varvtal på turbinen kommer ge verkningsgraden enligt

$$\eta = \frac{M_{tot} \cdot \omega}{(p_i - p_u) \cdot Q}$$

3.2.6 Felsökning

Felsökning är en mycket viktig del i processen av att ta fram en turbin. Det är här som förslag till optimering kan tas fram och implementeras vid en eventuell omstart av processen. Om resultatet ej är godtagbart och de eventuella felen är identifierade, finns det möjlighet att återgå till den del som behöver göras annorlunda. Noterbart är samtliga steg är beroende av varandra och en ändring i någon del av processen kräver att efterföljande steg görs om. Därför är det fördelaktigt att vara noggrann, redan i planeringsstadiet.

3.3 Ekonomi

Här följer det arbetssätt och de metoder som använts för framtagandet av en affärsmodell till forskningsanläggningen och utvärderingen av marknadspotentialen för små turbiner. I Figur 3.3 ses ett flödesschema över arbetsgången.



Figur 3.3 Flödesschema över arbetsgång för affärsmodell över marknadspotential.

3.3.1 Informationssamling

Processen informationssamling innebär att skapa en bild kring rådande företagsförutsättningar och tillgängliga utvärderingsmetoder. Detta utförs genom att läsa områdesrapporter och att möta inblandade företag, där värdefull information antecknas.

3.3.2 Metodsortering

Att sortera ut relevanta metoder för att nå ett bra resultat är av stor vikt. Urvalsprocessen resulterade i en affärsmodellkanvas och SWOT-analys för att få fram en affärsmodell till forskningsanläggningen.

Valet av metod för affärsmodellframtagning stod mellan affärsmodellkanvas och CBM, vilka beskrivs i avsnitt 2.7.1. Då affärsmodellkanvasen var en tydligare och mer etablerad metod, än CBM, föll valet på affärsmodellkanvasen. Enligt Osterwalder, Pigneur et al. (2010) fanns det även en poäng att använda en SWOT-analys i kombination med affärsmodellkanvasen för att få en tydligare bild av sin affärsmodell.

Nackdelarna med BMC är att den inte är heltäckande när det kommer till att beskriva en affärsverksamhet. Den fångar snarare grundpelarna och ramar in verksamheten mer än att fullständigt beskriva den. Kritik har även riktats mot att BMC saknar ett kvantitativt sätt att mäta de olika komponenterna på (Rytönen, 2013). Nackdelar med SWOT-analys är att den inte rangordnar de olika faktorerna som tas upp i sin analys, som följd görs obalanserade vägningar. Till exempel kan en svag positiv faktor kvittas mot ett starkt hot. Det finns även problem med att de som genomför analysen är allt för partiska i sitt utförande (Pickton and Wright, 1998).

För att analysera marknadspotentialen för turbinen tillämpas Dobbs (2014) ramverk för Porters fem krafter. Metoden är väletablerad inom branschen för management och ger en mer heltäckande analys än de andra metoderna som beskrevs i avsnitt 2.7.2. En annan fördel är att det finns ett tydligt ramverk att följa som kan ge bättre resultat. Med den vetskapen väljs därför Porters fem krafter.

Det är fördelarna till trots en del som har kritiserat Porters teori att bygga på några tvivelaktiga antaganden. Bland annat att konkurrenter, leverantörer och köpare på en marknad inte interagerar och samarbetar för bättre resultat (Coyne and Subramaniam, 1996). Utöver en tvivelaktig grund har metoden fler brister. Metoden tenderar att förenkla värdekedjan inom en industri för mycket. Exempelvis missar den att utvärdera vilken möjlighet företaget har att påverka en kraft (Grundy, 2006).

För att få en djupare och bredare förståelse av problemet bör de metoder som använts, i både affärsmodellutvecklingen och marknadsutvärderingen, kompletteras med flera metoder som beskrivs i avsnitt 2.7.

3.3.3 Applicera metoder

För att ta fram en affärsmodell används affärsmodellkanvasen. Mallen med dess nio byggstenar ritas upp på en tavla, därefter hålls brainstormingsmöten där gruppen identifierar de olika delarna i mallen. Till hjälp finns boken Business model generation som beskriver hur ett brainstormingsmöte går till samt anteckningar från tidigare möten med de inblandade företagen.

För att komplettera affärsmodellkanvasen utförs en SWOT-analys. Mallen ritas upp på en tavla och liksom processen med affärsmodellkanvasen identifieras alla faktorer som återfinns i teoriavsnittet 2.7.2.4.

För att göra en trovärdig bedömning av de olika krafterna som Porter (2008) presenterar används Dobbs (2014) ramverk. Ramverket spelar en stor roll i detta fall då det kan vara svårt att bedöma Porters krafter utan djup kunskap inom branschen. Ramverket består av alla fem krafter samt de underkrafter som Porter lägger fram. Underkrafterna bestämmer tillsammans de övre krafterna (Porter, 2008). Dobbs (2014) ramverk användes för att på ett strukturerat sätt bestämma storleken på varje underkraft och därmed också få en bedömning av varje övre kraft. Storleken på underkrafterna bedömdes utifrån data som införskaffats från rapporter rörande turbinmarknaden. I Bilaga G kan hela ramverket ses för bedömning av Porters fem krafter.

3.3.4 Utvärdering

För att få så bra slutresultat som möjligt är det viktigt att utvärdera delresultaten. I detta projekt innebär det att möten hålls med inblandade parter där analyser och affärsmodeller presenteras. Synpunkter som företagen har skrivs ner och framtagna delresultat kan med ny data undergå applicering av metoder och utvärdering igen.

4 RESULTAT & ANALYS

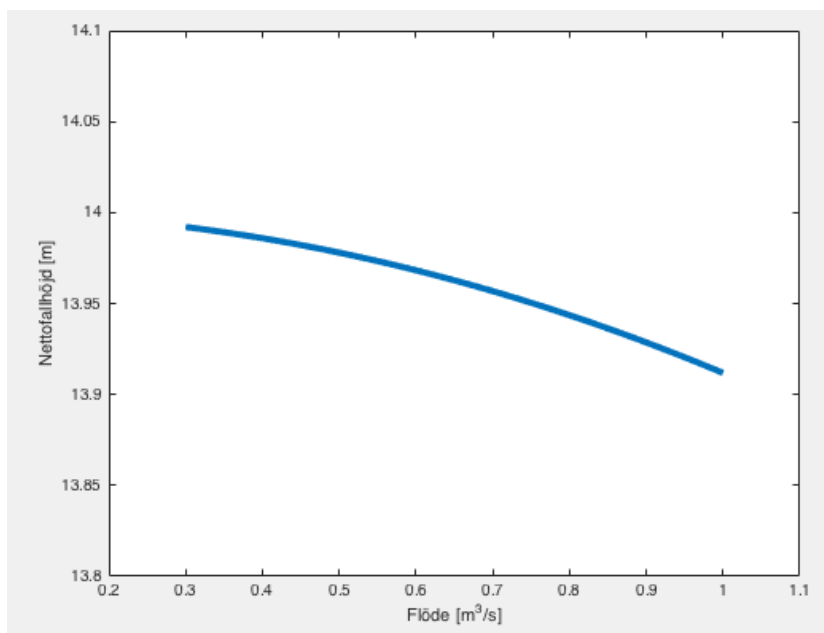
Resultatdelen återspeglar syftet med projektet och resultaten redovisas utifrån de tre perspektiven; Vattenbyggnad, Turbinutveckling och Ekonomi. Interna analyser görs inom varje område för att validera rimlighet och giltighet av de framtagna förslagen och lösningarna. En gemensam diskussion förs under kapitel Diskussion gällande turbinens relevans, funktionalitet och ekonomiska förutsättningar i den föreslagna forskningsanläggningen.

4.1 Vattenbyggnad

Här presenteras de resultat som efterforskningarna och beräkningarna inom vattenbyggnad resulterat i. Det förslag på forskningsanläggningens utseende som tagits fram presenteras.

4.1.1 Nettofallhöjd

Figur 4.1 visar hur stor nettofallhöjden blir vid de flöden som blir aktuella för forskningsanläggningen. Som tidigare nämnts uppgår bruttofallhöjden till 14 meter. Av figuren framgår även det flöde som är aktuellt för forskningsanläggningen vilket är 0,3-1 m³/s. Det visar sig att fallförlusterna inte är så stora i systemet. Som mest uppgår förlusterna till ca 10 cm. Programmet som skrivits för att ta fram fallförlusterna kan ses i sin helhet i Bilaga B. Den indata som tagits fram till beräkningarna presenteras i Tabell 4.1.



Figur 4.1 Nettofallhöjd för olika flöden, där förluster från intaget till inloppsrörets ände har tagits med.

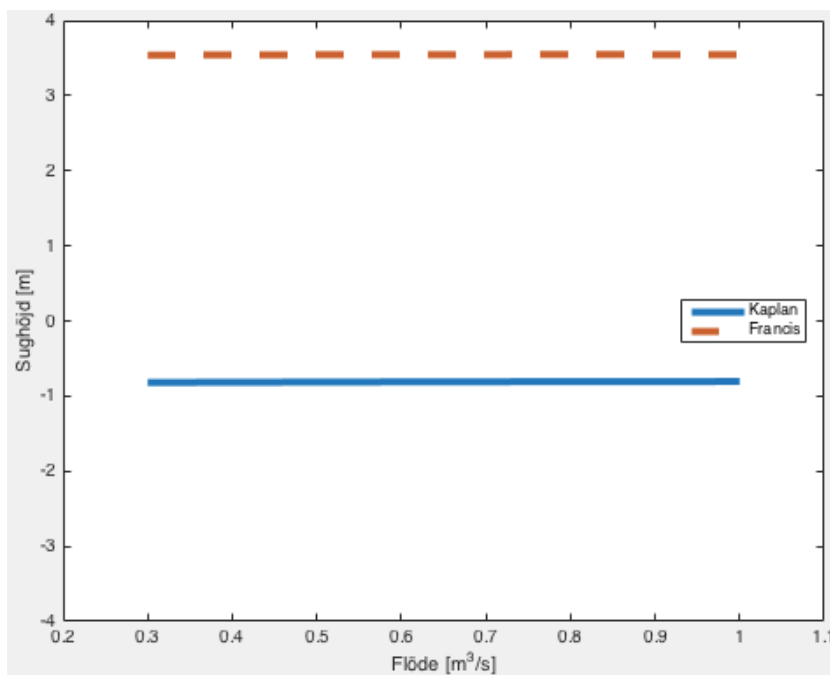
Tabell 4.1 Framtagen indata för beräkningar av nettofallhöjd.

Intervall flöde	0.3-1 m ³ /s
Dimension bypass 2	1.5 m
Dimension inloppsrör forskningsanläggning	1.2 m
Längd bypass 2	172 m
Längd inloppsrör forskningsanläggning	30 m
Råhetstal bypass och tilloppsrör	0.1 mm

Formfaktor grindar	2.4
Stängernas tjocklek grovgrind	12 mm
Stängernas tjocklek fingrind	5 mm
Stängernas avstånd grovgrind	70 mm
Stängernas avstånd fingrind	15 mm
Grindarnas lutning från horisontalplanet	$\pi/3$ rad
Krökningsfaktor första kröken	0.068
Krökningsfaktor andra kröken	0.068
Krökningsfaktor tredje kröken	0.088
Accelerationsfaktor	0.5

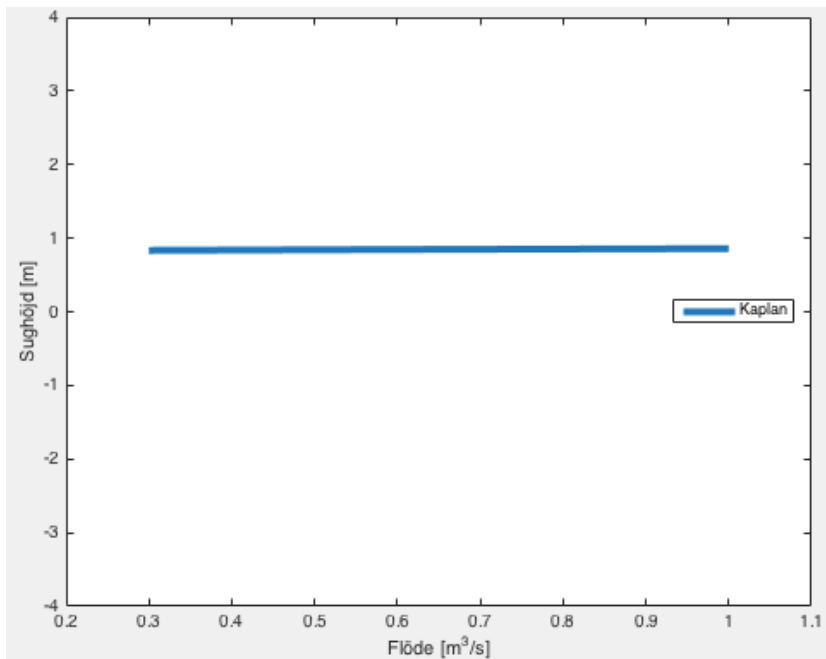
4.1.2 Sughöjd

Sughöjden för de två turbintyper som behandlades i beräkningarna redovisas i Figur 4.2. Figuren visar att det är stor skillnad i sughöjd, där en Francisturbin kan installeras 3,5 meter över nedströmsvattenytan medan en Kaplanturbin behöver placeras ungefär 1 meter under nedströmsvattenytan. I Figur 4.2 framgår det att sughöjdens beroende av flödet knappt är märkbart. Anledningen till att sughöjden för en Francis är större är att den inte kräver lika högt tryck i sugröret.



Figur 4.2 Sughöjd för Kaplan och Francis i forskningsanläggningssystemet.

Ett alternativ för att öka sughöjden för Kaplan är att minska fallhöjden. Figur 4.3 visar hur en minskning av fallhöjden till 8 meter påverkar sughöjden för en Kaplan. Det innebär att turbinen kan placeras två meter högre upp, dock medför den minskade fallhöjden en minskad effekt.



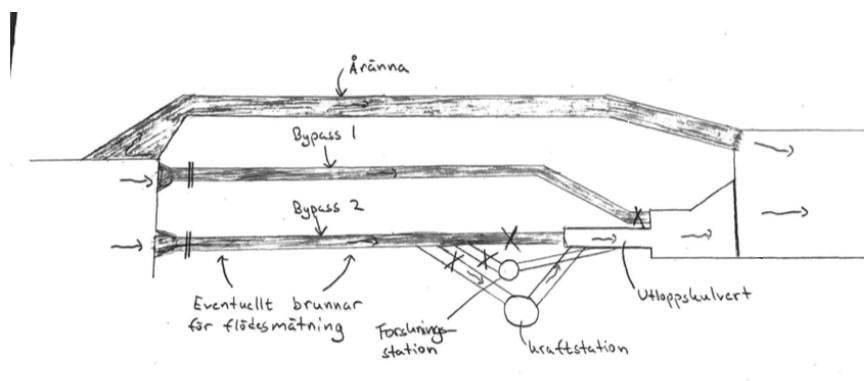
Figur 4.3 Sughöjd för Kaplan med 8 meter fallhöjd.

4.1.3 Utformning

I detta avsnitt behandlas utformning av bypasssystemet och forskningsanläggningen i form av modeller från Revit och principskisser.

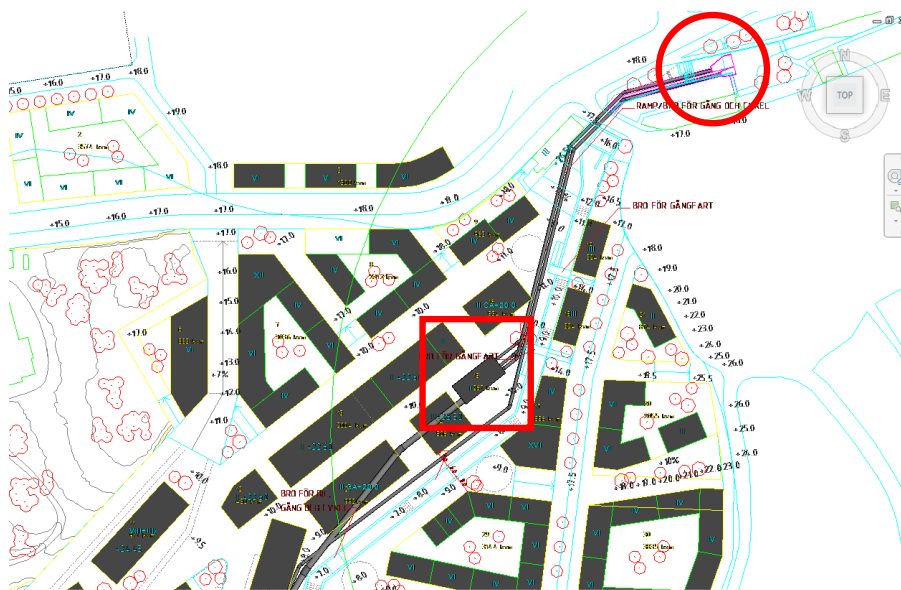
4.1.3.1 Bypasssystemet

Det förslag på hur forskningsanläggningen ska kopplas på bypasssystemet presenteras principiellt i Figur 4.4. Till skillnad från Figur 1.1 i inledningen är forskningsstationen ansluten i systemet. Där intag från bypass 2 kommer efter den kommersiella kraftstationen och vattnet släpps på utloppskulverten efter den kommersiella kraftstationen.



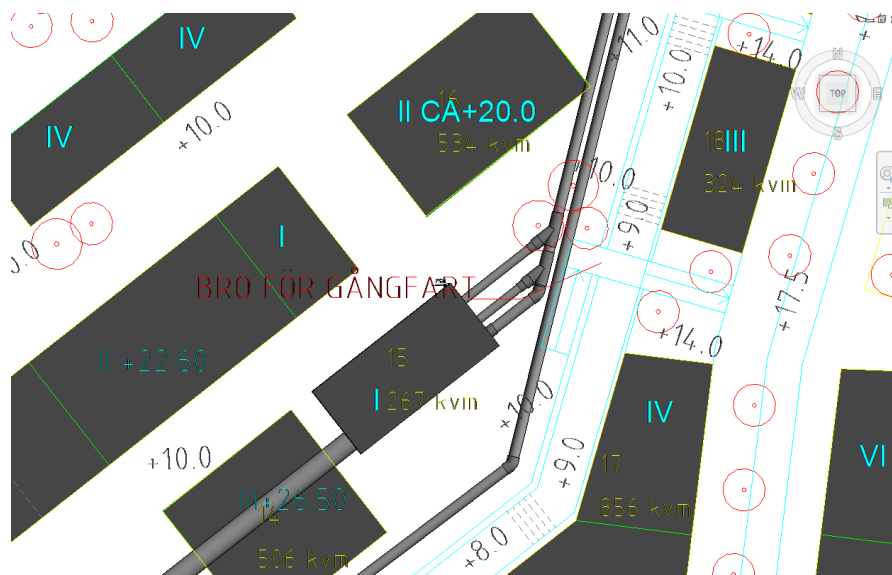
Figur 4.4 Utökad principskiss där forskningsanläggningen anslutits till bypasssystemet till skillnad från Figur 1.1.

I Figur 4.5 och Figur 4.6 presenteras resultatet från utformningen av bypasssystemet. Situationsplanen som modellen utgår från är tillhandahållen från MölnDala fastigheter AB.



Figur 4.5 Översiktsbild av bypasssystemet. Bypasssystemet har sitt intag i cirkeln och kraftverksbyggnaden återfinns inom fyrkanten.

I Figur 4.6 visas hur bypass 2 först förgrenar sig till inloppsrör för den kommersiella kraftstationen och sedan förgrenar sig för inloppsröret till forskningsanläggningen. Bypass 2 ansluts sedan till utloppskulverten.



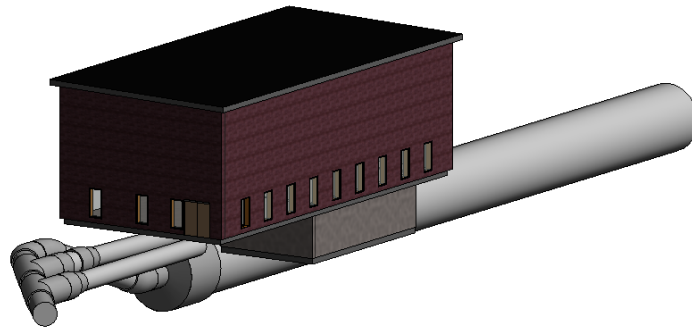
Figur 4.6 Bypasssystemet i anslutning till vattenkraftstationen.

4.1.3.2 Forskningsanläggningen

Revit-modellen över kraftverksstationen (Se Figur 4.7) visar ett förslag på hur byggnaden som ska rymma det kommersiella vattenkraftverket i Forsåker också kan inhysa en forskningsanläggning. Forskningsanläggningen läggs i en källare för att möjliggöra för forskning på turbiner med lägre sughöjder. Vattnet leds in genom inloppsröret till

forskningsanläggningen och in i den turbin som testas. Därefter leds vattnet igenom turbinens sugrör och ut genom utloppskulverten, vilket är det breda röret under byggnaden i Figur 4.7.

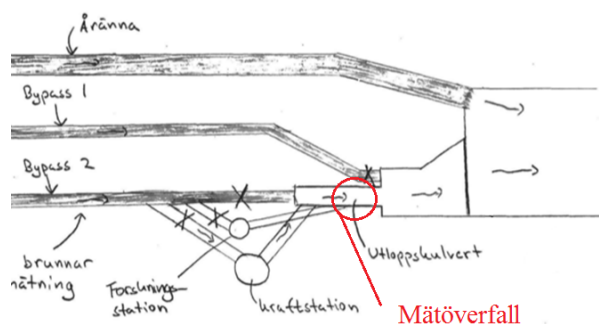
Det rör som förgrenar sig först (Se Figur 4.7) och slutar efter att ha kommit in i byggnaden kopplas till det kommersiella vattenkraftverket. Turbinen för den anläggningen har inte tagits med i Revit-modellen eftersom det inte är klarlagt vilken typ av turbin som ska installeras i det kommersiella vattenkraftverket.



Figur 4.7 Revit-modell över kraftverksstation.

4.1.4 Flödesmätning

Resultatet från undersökning av flödesmätningmetoder visar på att mätöverfall är den lämpligaste metoden för en forskningsanläggning i Forsåker då den kan användas oberoende av turbin typ. En nedstigningsposition för mätöverfallet kan med fördel anläggas i utloppskulverten nedströms kraftverksstationen (Se Figur 4.8) (Karlsson, 2016). Som följd av mätöverfallet sker en minskning av bruttofallhöjden på grund av att den nedre vattennivån höjs. Flödet vilket erhålls är både från den kommersiella kraftstationen och forskningsanläggningen. För att endast erhålla flödet från forskningsanläggningen behövs den kommersiella kraftstationen stängas av.



Figur 4.8 Mölndalsåns flödesprincip i anslutning till vattenkraftverket, illustrerad av Thomas Karlsson.

4.1.5 Analys och diskussion av resultat

I detta avsnitt analyseras och diskuteras de resultat som vattenbyggnadsdelen har erhållit. Analysen berör beräkningarna som gjorts och deras relevans samt giltighet i området Forsåker. Det görs även en analys över det förslag på utformning och flödesmätning som angivits.

4.1.5.1 Analys av fallförluster

De låga fallförlusterna kan motiveras med att vattnet transporteras i tuber med stora dimensioner med lågt råhetstal. Det blir även små krökförluster eftersom krökarna är begränsade. Vid drift av kraftverket skulle igensättningar i grindarna troligtvis påverka förlusterna förhållandevis mycket under perioder, exempelvis under hösten då det är mycket löv i vattnet. Eftersom det fanns vissa tvivel kring förlusternas storlek diskuterades detta med Thomas Karlsson från ENCO Mölndal som bekräftade att dessa är rimliga. De antaganden som gjorts i beräkningarna kring fallförlusterna påverkar resultatet. Det bedöms dock vara tillräckligt trovärdiga resultat för att kunna förlita sig på dem i ett första stadie. Fallförlusterna var till en början större men efter att ha ökat dimensionen på tilloppsröret till forskningsanläggningen blev de mindre och mer fallhöjd kan således utnyttjas.

4.1.5.2 Analys av sughöjd

Sughöjder har inte utvärderats för den turbin som designas inom detta projekt. För att göra det hade det krävts kompletterande simuleringar och tester vilket det inte fanns utrymme för inom detta projektet. Sughöjden togs istället fram för en Kaplanturbin vilket påminner mycket om en rörturbin. Därför visar resultatet på att det finns en begränsad möjlighet för projektets designade turbin att installeras. Sughöjden togs även fram för en Francisturbin för att kunna diskutera vilken turbintyp som blir lämpligast att forska på i Forsåker, ur ett sughöjdsperspektiv.

Beräkningarna bygger på empiriskt framtagna formler vilket medför att resultaten visar på möjliga sughöjder, och därmed höjdplicering av turbinen, som blir aktuella. Då nedströmsvattenytan är cirka tre meter under golvet i byggnaden så innebär det att en Kaplanturbin ska placeras fyra meter ner. Detta innebär stora kostnader för att gräva det hål som turbinen placeras i och därför blir förslaget att inte testa denna turbin i Forsåker innan vidare simuleringar utförts. Figur 4.2 visar att sughöjden i princip är oberoende av hur flödet varierar. Det visade sig att det bästa sättet för att öka sughöjden för Kaplanturbinen är genom att minska nettofallhöjden. Det finns förutsättningar för detta i Forsåker men det bedöms inte vara en potentiell lösning eftersom en så hög fallhöjd som möjligt eftersträvas till det kommersiella kraftverket och kostnaden för att anlägga två intag bedöms bli för hög. En Francisturbin skulle däremot kunna placeras på golvnivå eftersom sughöjden är kring tre meter. Detta sparar mycket i anläggningskostnader.

4.1.5.3 Analys av flödesmätning

Olika lösningar av flödesmätning kan användas beroende på vilken typ av turbin som ska testas i forskningsanläggningen. Den relativa flödesmätningssmetoden Winter-Kennedy metoden kräver ett spiralformat turbinhus, vilket gör att metoden kan användas på Kaplan och Francis turbiner men inte på rörturbiner utan spiral. Det gör att metoden inte kan användas för den turbin som utvecklas i projektet, då den låter flödet passera axiellt in i turbinen utan spiral. Den absoluta flödesmätningssmetoden Pressure-time metoden kräver ett tio meter rakt rör fram till turbinen. Förutsättningen till detta finns i Forsåker, dock så ska inloppsroret

konstrueras så att de inte stör den kommersiella vattenkraftsanläggningen. Pressure-time metoden går då att applicera på alla turbiner som har ledskenor. Rörturbinen som utvecklats har dock inga sådana utan får istället använda sig av en gradvis stängbar ventil (Karlsson, 2016).

4.1.5.4 Analys av bypasssystemet

Bypassystemet är endast korrekt utformat i planvy, eftersom nivåerna från den ursprungliga AutoCad-filen från MölnDala fastigheter inte kunde importeras med rätt nivåer (Se Figur 4.5). Det kan bero på att nivåskillnaderna inte var kompatibla med Revit. För att kunna designa forskningsanläggningen i 3D gjordes det därför en ytterligare Revit-modell (Se Figur 4.7).

4.1.5.5 Analys av forskningsanläggningen

De golvnivåer som angivits i Revit-modellen är tagna från ritningar från 1900-talets första hälft, som kan ses i Bilaga E. Fabriken är i stort sett oförändrad sedan ritningarna gjordes. Därför är nivåer tagna från ritningar rimliga. Nivån på källaren är vald så att den inte hamnar för nära utloppskulverten eftersom dess position inte är hundra procentig (Se Bilaga E).

Bypass- och inloppsrören i Figur 4.7 har egentligen en lutning. Lutningen syns inte i figuren och detta för att ingen lösning hittades i Revit.

4.2 Turbinutveckling

Turbinen som designats i detta projekt presenteras och resultat analyseras varpå tekniska förbättringsmöjligheter föreslås.

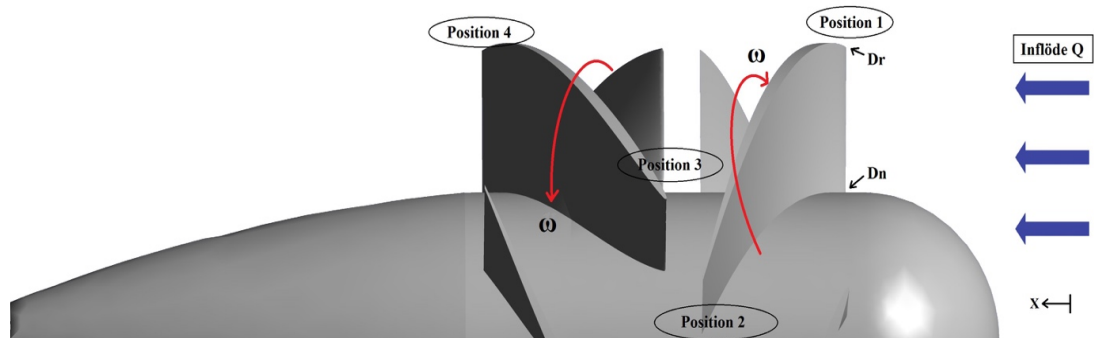
4.2.1 Utvecklad geometri

Designen av turbinen har haft Lanarks verkningsgraddiagram (Se Bilaga C) som referens och utgångspunkt. Optimerade bladvinklar har undersökts för flödena; 0,375, 0,5 och 0,7 m³/s. Vid alla optimeringar användes 1500 rpm då Lanarks tidigare test visade sin verkningsgradstopp för detta varvtal med liknande turbin. Det visade sig att fallet med 0,5 m³/s gav den bredaste och stabilaste verkningsgradkurvan och är den som väljs att redovisas (Se Figur 4.13). I Tabell 4.2 visas de sex stycken driftfall som undersökts, alla har ett uträknat flöde och varvtal för att använda designpunktens bladvinklar. Fallhöjden fås efter simuleringarna och löses ut ur Ekvation (2.1) med hjälp av den tryckskillnad som uppkommer över turbinen.

Tabell 4.2 Överblick av de olika driftfall som prövas.

	RPM	Q [m ³ /s]	Fallhöjd [m]
Driftfall 1	750	0.25	4.39
Driftfall 2	1000	0.3335	7.84
Driftfall 3	1250	0.4169	12.29
Driftfall 4	1500	0.5003	17.68
Driftfall 5	1750	0.5836	23.89
Driftfall 6	2000	0.6670	31.68

4.2.1.1 Beräknade vinklar



Figur 4.9 Axial-symmetrisk bild av den framtagna turbinen med positionshänvisningar.

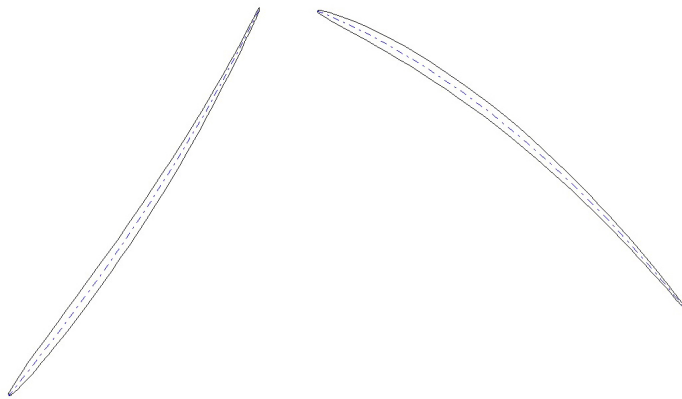
I Figur 4.9 redovisas framtagna utformning av den slutliga turbinen där driftfallen i Tabell 4.2 utgör grunden för design av bladens vinklar. Åtta β -vinklar beräknas eftersom det finns fyra positioner på de två löphjulen med vardera två radieavstånd, ett vid navets radie, D_n , och ett vid rörets radie, D_r . De indata som använts för uträkning av vinklar redovisas i Tabell 4.3. Vinkeln α beskriver fluidens riktning i position 2 och 3 relativt x-axeln och antal varv per minut $n = \omega \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi}$.

Tabell 4.3 Till vänster redovisas den indata som används vid design av blad och till höger de resulterande bladvinklarna.

Indata vinklar	Värde		$\beta(\text{Dn})$	$\beta(\text{Dr})$
Q	0.5 [m ³ /s]	Position 1	51.3	68.2
Dr	0.3 [m]	Position 2	64.4	73.3
Dn	0.15 [m]	Position 3	22.2	58.9
n	1500 [rpm]	Position 4	51.3	68.2
α	40°			

4.2.1.2 Bladprofil

NACA-profil har valts som bladprofil. Detta för att det är en beprövad profil i strömningssammanhang och används som standard i BladeGen vilket är mjukvaran bladen skapades i. Framtagna profiler redovisas i Figur 4.10 samt beräknade parametrar i Tabell 4.4.



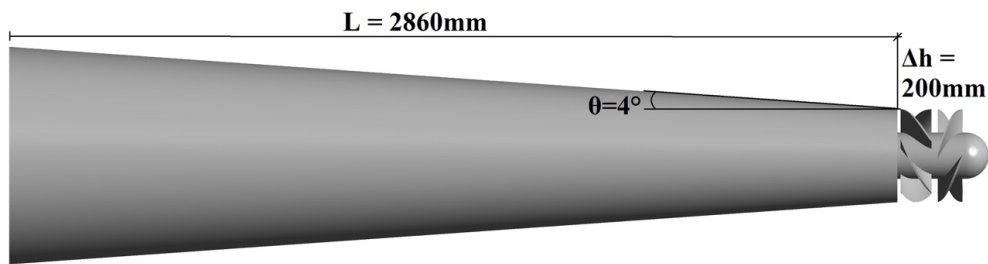
Figur 4.10 Bladens framtagna NACA-profil där den vänstra är främre löphjulet och högra bakre löphjulet.

Tabell 4.4 Dimensioner av bladen.

Designparameter	Värde
Tangentiell längd främre blad	95°
Tangentiell längd bakre blad	62.5°
Axiell längd främre blad	80 [mm]
Axiell längd bakre blad	100 [mm]
Antal blad främre löphjul	4 st
Antal blad bakre löphjul	5 st

4.2.1.3 Design av diffusor

Vid design av diffusor har de riktlinjer följts vilka angivits i avsnitt 2.3. Slutgiltig design redovisas i Figur 4.11 där en rak diffusor skapats med diameter för inlopp och utlopp låsta till 300 mm respektive 700 mm då liknande försök Lanark gjorde eftersträvat.



Figur 4.11 Överblick med dimensioner av framtagen diffusor.

4.2.2 Beräkningsnät

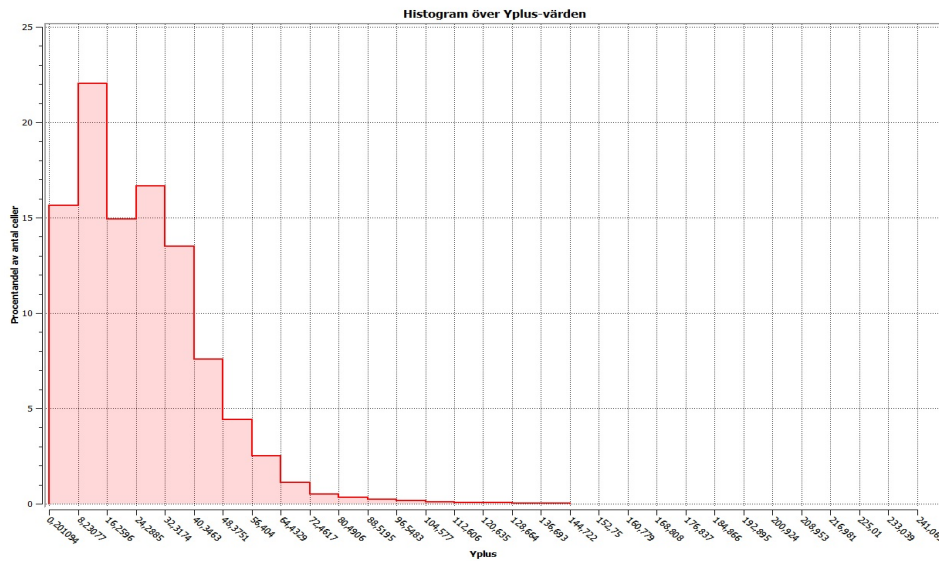
I Tabell 4.5 redovisas detaljerad data gällande beräkningsnätets sammansättning. Nätet är ostrukturerat och automatiskt genererat där manuella förfiningar gjorts för gränsskikten och vid zonövergångar.

Tabell 4.5 Beräkningsnätets fördelning över geometrin.

Zoner	Tetraeder	Trianglar	Antal noder	Antal element
Inloppet	155157	89420	75715	244577
Löphjul fram	672451	347720	307840	1020171
Löphjul bak	568692	323184	276678	891876
Sugrör	1058723	558560	485372	1617283
Totalt	2455023	1318884	1145605	3773907

4.2.2.1 y^+ -värden

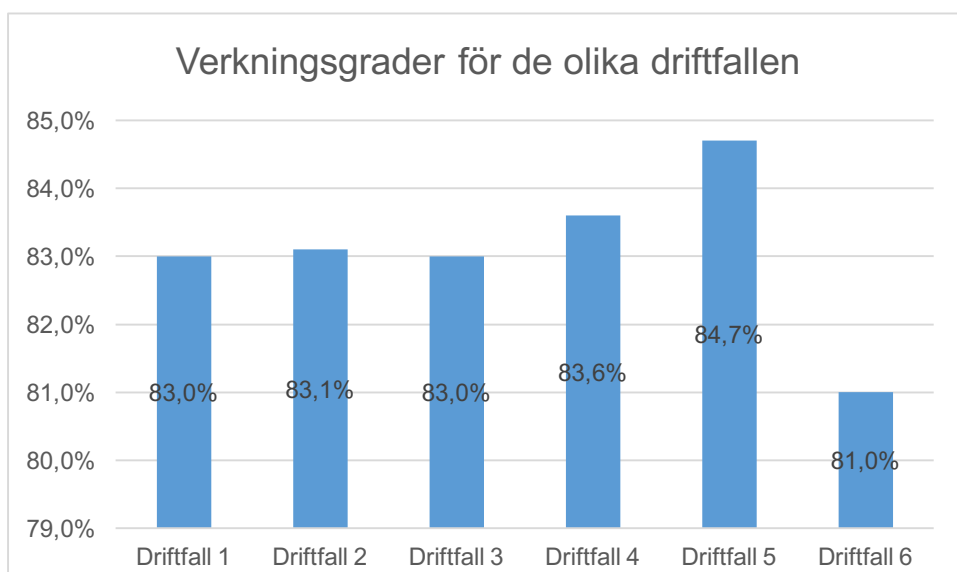
Gränsskiktet är skapat utifrån driftfall 4:s flödesmängd vilket gav beräkningsnätet en första cellhöjd på 0,206mm vid turbinen och 0,265mm vid diffusorn och inloppsröret. Målet var att få ett y^+ nära 30. De aktuella y^+ -värdena redovisas i ett histogram i Figur 4.12. Histogrammet visar att majoriteten av värdena ligger mellan 0,2 och 50. Det minsta y^+ -värdet är 0,2 och det största är 241.



Figur 4.12 Histogram över y^+ -värdenas cellfördelning.

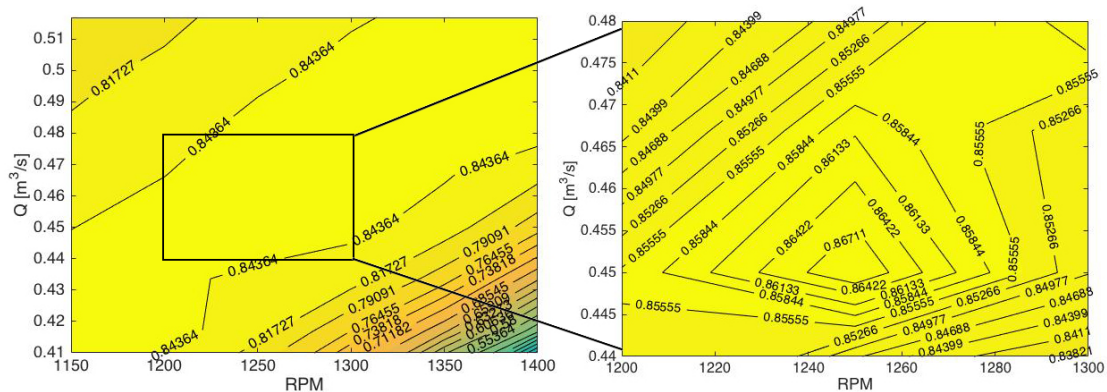
4.2.3 Verkningsgrader vid simuleringar

Vid framtagning av verkningsgrader testades turbinen under flera olika varvantal och flöden för att se vilket driftfall som gav högst verkningsgrad. De grundläggande driftfallen (Se Tabell 4.2) är framtagna för att vara optimerade för de löphjul som designats och gav en uppskattning inom vilket område högre verkningsgrader uppkommer. I Figur 4.13 redovisas turbinens verkningsgrader för de olika driftfallen. Dessa varierar mellan 81,0-84,7 % och visar prov på en bred verkningsgradkurva vid optimerade driftfall (Se Bilaga F för data). Toppen fås vid driftfall 5, som har ett flöde på 0,5836 m³/s. Driftfall 6 har den lägsta verkningsgraden på 81%, med ett flöde på 0,667 m³/s. Fallhöjden vid driftfall 3 rör sig nära Forsåkers tillgängliga fallhöjd, 14 m. Det föranleder att göra en noggrannare undersökning kring detta driftfall.



Figur 4.13 Verkningsgrader för de sex teoretiskt optimala driftfallen som tagits fram.

Ett musseldiagram av denna undersökning redovisas i Figur 4.14 där verkningsgraders områden går att utläsa utifrån varvtal och flöde på x och y-axlarna.



Figur 4.14 Till vänster ses ett musseldiagram med verkningsgraderna kring driftfall tre och till höger ses en noggrannare bild på området kring punkten med den högsta verkningsgraden på 87%.

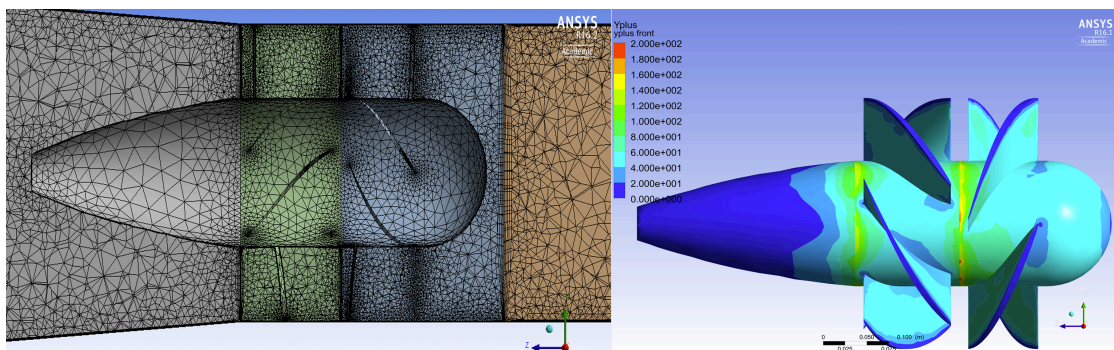
Vid de utökade beräkningarna hittas en högsta verkningsgrad vid 1250 RPM och 0,45 m³/s. Denna är 87% och skiljer sig mot verkningsgraden vid driftfall 3 med +4%. Det går att se att skillnaden på den faktiskt högsta verkningsgraden och den teoretiskt högsta verkningsgraden i driftfall 3 beror på en justering av flödet. I Bilaga F ses tydligt att om flödet ökas något eller varvtalet minskas något, så stiger verkningsgraden.

4.2.4 Analys och diskussion av resultat

I detta avsnitt analyseras resultaten för att undersöka om antaganden som använts vid design av turbinen stämmer och diskussion kring förbättringsmöjligheter. Det driftfall som valts att undersökas är driftfall 3 då detta verkar under förutsättningarna i Forsåker.

4.2.4.1 Analys av beräkningsnätets upplösning och giltighet

I Figur 4.15 redovisas beräkningsnätets övergång mellan de olika zonerna samt hur detta påverkar y^+ -värdena. När beräkningsnätet genereras så skapas separata nät i de olika zonerna vilket gör att ett finare beräkningsnät, i detta fall inflation, krävs för att sammanfoga dessa.

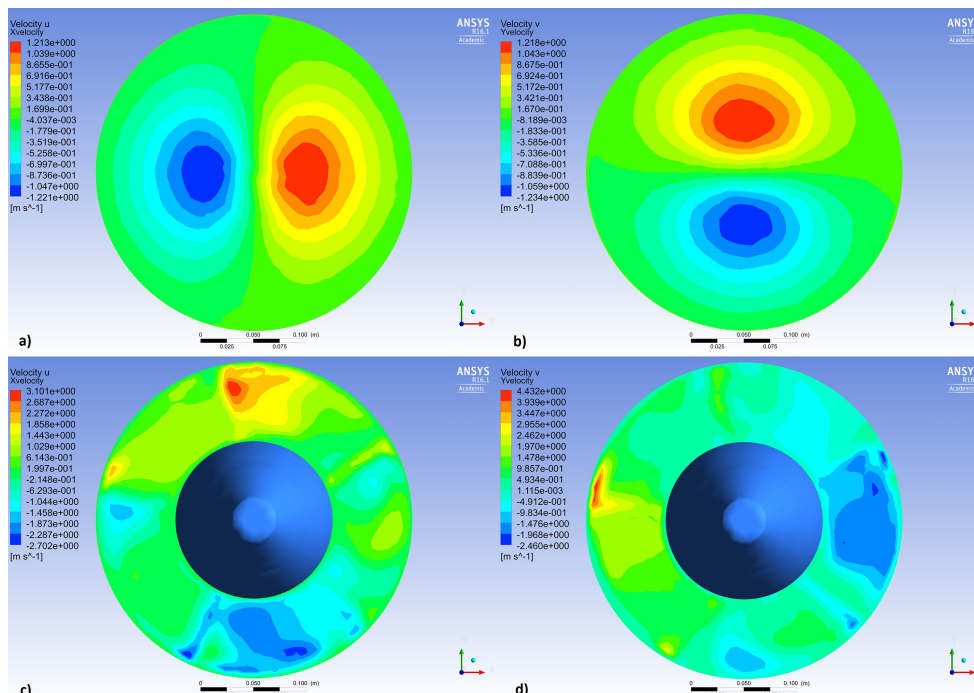


Figur 4.15 Till vänster ses en genomskärning av beräkningsnätet och till höger ses hur y^+ -värden varierar över turbinen.

Figur 4.15 visar också att y^+ -värdena är extra känsliga i dessa övergångsområden. I detta projekt har samma gränsskikt använts för samtliga driftfall. En bedömning gjordes att flödet varierar så pass lite mellan de olika driftfallen att samma gränsskikt fick användas för att spara tid. Alla y^+ -värden anses dock ligga inom det önskade intervallet för den använda turbulensmodellen, några djupare studier om gränsskiktet och beräkningsnätets upplösning påverkar verkningsgraderna i de olika fallen har dock inte gjorts utan antagits vara acceptabla.

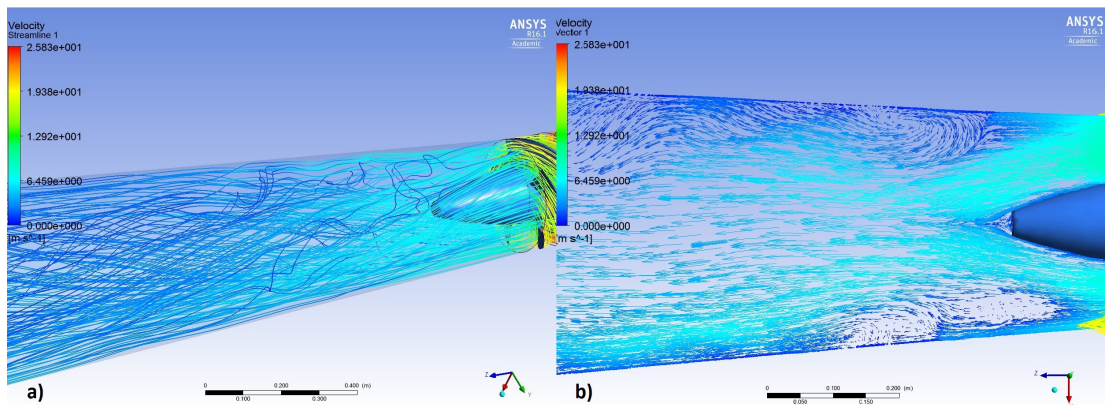
4.2.4.2 Analys av bladdesign och strömlinje

Då ett löphjul designas för en så hög verkningsgrad som möjligt görs flera antaganden för att göra de analytiska beräkningarna i avsnitt 2.3.2 möjliga. Antagandena innebär förlustfri strömning över bladen och axiell strömning till första löphjulet. Undersöks resultatet med hänsyn till de simuleringar som gjorts kan det ses att designen inte är helt optimal. En viss virvel uppkommer fortfarande efter bakre löphjulet. Detta kan ses i Figur 4.16(cd) som visar att den tangentiella hastigheten efter bakre löphjulet är som högst 4,4 m/s i y-led och 3,1 m/s i x-led där axiell strömning motsvaras av z-led.



Figur 4.16 De två övre bilderna visar tangentiell hastighet innan första löphjulet och de nedre bilderna tangentiell hastighet efter andra löphjulet.

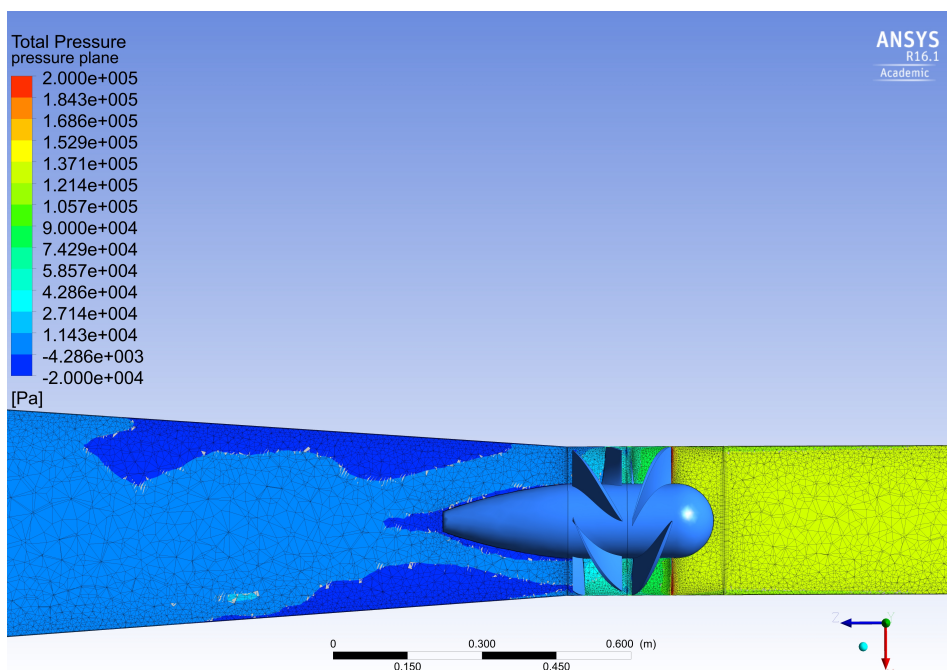
I Figur 4.17 a) kan en övergripande bild ses av strömlinjen efter det bakre löphjulet vilket visar att strömlinjen har en rotationsriktning likt det bakre löphjulet. Detta styrks även i Figur 4.16 (cd) där den tangentiella hastigheten kan utläsas. Detta beror i största sannolikhet på ett designfel utifrån de antaganden vilka gjorts att axiell och friktionsfri strömning gäller. I nuläget beter sig virveln som om systemet kör på för högt varvtal och tar ut för lite moment i förhållande till den design som skapats (Dörfler et al., 2013). I Figur 4.17 b) syns tecken på avlösningar vid väggen i början av sugröret vilka fortplantar sig och blir större nedströms. Vissa strömlinjer visar även tendenser till bakåtflöde och mindre vaxbildning. Detta styrks även i Figur 4.18 där lågt tryck visar sig som en mörkare nyans och uppkommer vid avlösning och vaxbildning.



Figur 4.17 Den vänstra bilden visar strömlinjerna efter bakre löphjulet var av den högra bilden visar hastighetsvektorerna.

4.2.4.3 Analys av tryckbilder

I Figur 4.18 går det att utläsa totala trycket vid de olika övergångarna vilka uppkommer längs med turbinen. Tryckbilden ser bra ut och motsvarar förväntningarna med mindre förluster på grund av friktionen från rörväggarna ända fram tills efter bakre löphjulet. Efter det syns osäkerheter både i tryckbilden i Figur 4.18 och i Tabell 4.6 vilken visar tryckförluster på kort sträcka. Det går att konstatera att gränsskikten längs med bakre navet klarar sig bra ifrån separationer medan det främst är avlösning från väggarna som orsakar låga tryckområden i diffusorn.



Figur 4.18 Totala trycket längs med hela systemet visualiserat med ett tvärsnitt där 0 [Pa] innebär atmosfärstryck.

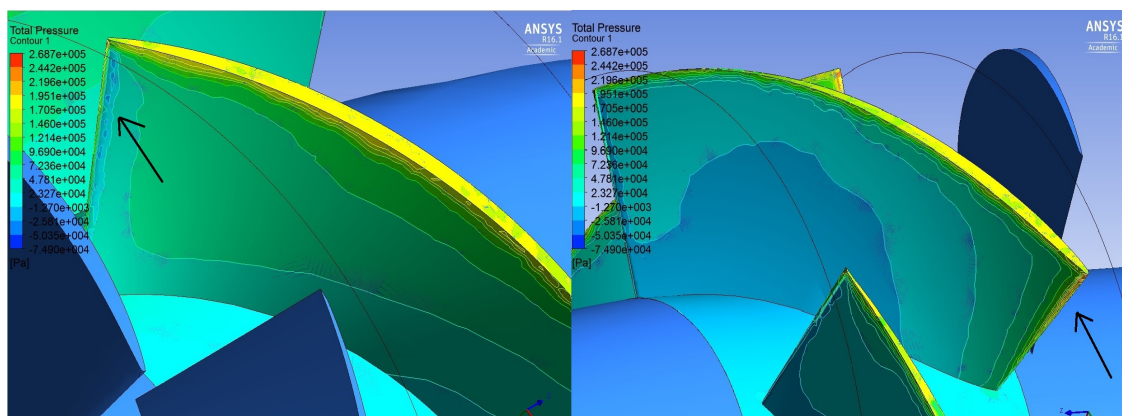
Tryckbilden i Figur 4.18 visar prov på fluktuationer efter det bakre löphjulet. Analyseras förlusterna mer ingående i Tabell 4.6 kan det ses att förlusterna som uppkommer innan främre

löphjulet endast motsvarar 0,3 % av de totala förlusterna och i diffusorn är förlusterna 5,5 %. De största förlusterna uppkommer över främre löphjulet, 6,37 % av de totala förlusterna. En av anledningarna kan vara att flödet inte är helt axiellt som i de teoretiska beräkningarna och på detta sätt uppkommer stötförluster i större skala. Det är viktigt att vara uppmärksam på den potentiella vaxbildningen i diffusorn då detta kan bidra till kavitation på grund av det låga trycket.

Tabell 4.6 Tryckdata och verkningsgrader för fluidens väg genom systemet.

	Tryck [Pa]	Andel av total tryckförlust ej relaterade till turbinens momentupptag [-]		Verkningsgrad [-]
Inlopp	121097		Främre löphjul	0,888
Främre rör		0,003	Bakre löphjul	0,860
Innan främre löphjul	120755		Hela systemet	0,83
Främre Löphjul		0,0637		
Mellan löphjulen	52570			
Bakre Löphjul		0,0523		
Efter bakre löphjul	7756			
Diffusor		0,055		
Utlopp	1218			

En närmare analys görs av tryckbilderna på bladen där fördelningen av tryck- och sugside undersöks. Likt nämnt ovan blir inte bladdesignen perfekt på grund av de tredimensionella effekter som uppkommer när en teoretiskt ideal tvådimensionell design appliceras på ett verkligt scenario. Det bakre bladet visar upphov till lågt tryck precis i framkant på framsidan och högt tryck i framkant på baksidan vilket är motsatsen mot det optimala. Ytterligare en aspekt som bidrar till detta kan vara det följdfel som blir när hastigheten in vid första bladet inte motsvarar de teoretiska antaganden som gjorts. I Figur 4.19 (ab) bevisas att hastigheten inte inkommer till första bladet helt axiellt på grund av navet som förändrar delar av strömningen. För att vidare optimera designen kan processen upprepas ytterligare gånger med verkliga värden från simuleringen. Det ska nämnas att turbindingen är en tidskrävande process där möjligheter till potentiella förbättringar och optimeringar alltid finns.



Figur 4.19 Den vänstra bilden visar bakre löphjulets turbinblads trycksida och den löphjulets högra bilden bakre turbinblads sugsida.

4.3 Ekonomi

Under följande avsnitt redovisas och diskuteras den information och kunskap som införskaffats under projektet gällande turbinen och forskningsanläggningens marknads- och ekonomimöjligheter. Informationen analyseras också för att kunna dra slutsatser om hur MölnDala Fastigheter AB bör gå vidare i sitt arbete med en forskningsanläggning i Forsåker.

4.3.1 Affärsmodell för Forsåker

En forskningsanläggning i Forsåker kan erbjuda värde genom att möta de nya krav som framtidens klimatändringar kan komma att ställa på dagens vattenkraft. En anläggning skulle vara attraktiv dels för att den tillfredsställer utveckling av turbinteknik i en verklig intermittent miljö och dels för att den skapar en bild av Forsåker som en grön aktiv stadsdel. En bild vilken ligger rätt i tiden.

Forskningsanläggningen riktar sig till universitet och företag som vill ha en plats att laborera eller testa sina produkter. Det vill säga värdet som erbjuds kunderna är en miljö för att utveckla kunskap eller nya turbinkoncept.

För att nå ut till kundsegmenten bör Trollängen, som är en tänkt ägare till anläggningen, använda sig av internet och branschtidningar. De bör vända sig direkt till kundsegmenten och etablera en relation med de tilltänkta kunderna. Initial interaktion mellan kund och företag sker via en hemsida, där kontaktuppgifter och information finns tillgänglig samt bokning sker.

Kunderna värderar en prisvärd tjänst som är smidig att använda. Därför bör fokus från Trollängen ligga på att hålla nere sina kostnader så att inte tjänsten blir för dyr. En risk med prispresstänkandet blir då att det sparas in för mycket på mätutrustning och anläggningen ger som följd alltför liten noggrannhet i mätvärdena. Vilket gör att kvaliteten på anläggningen blir otillräcklig.

Viktigt är att ägaren av forskningsanläggningen ser en fördel eller ett mervärde med att ha en forskningsanläggning i samband med sin kraftstation. Vid användning av

forskningsanläggningen ska en kund betala en hyra som kompenserar ägarens eventuella minskade produktionsintäkt. Hyran ska också se till att vara tillräckligt för att täcka slitagekostnader på forskningsanläggningen. Den el vilken produceras vid turbintestning kan säljas och ge en viss intäkt till ägaren. Ytterligare ett mervärde med en forskningsanläggning är att den bidrar till en positiv bild av Trollängen.

Då forskningsanläggningen inte används finns möjlighet för Trollängen att placera dit en egen turbin som producerar el. Det minskar risken som ägaren tar när de väljer att investera i forskningsanläggningen.

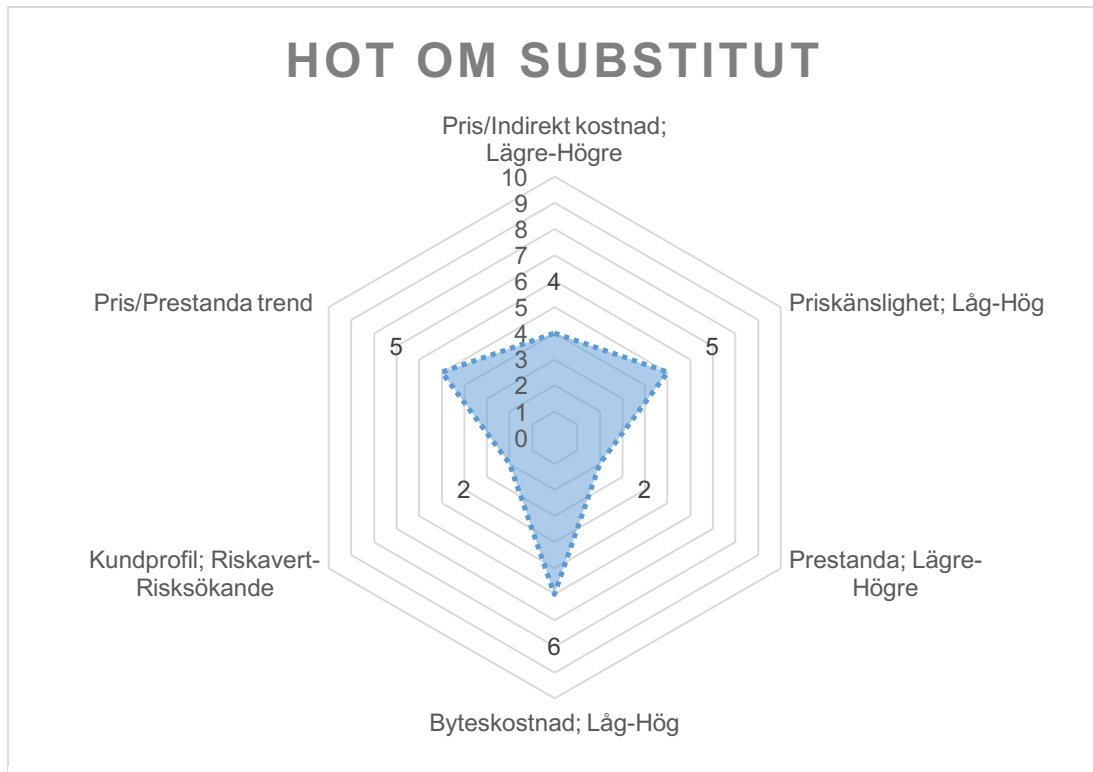
4.3.2 Porters fem krafter-analys

I följande avsnitt redovisas resultatet av en fem krafter analys på branschen för turbiner. Analysen är framförallt riktad till en potentiell ny aktör som vill använda sig av den nya turbindesignen vilken är framtagen inom detta projekt. Analysen är baserad på teori från Michel E. Porter. Teorin kan återfinnas under avsnittet 2.7.2.2. De figurer inom avsnittet är polära diagram vilka är konstruerade så att större täkt area av den totala arean resulterar i ökat hot, därmed försämrar marknaden för en potentiell ny aktör.

Den kraft som anses påverka marknaden för turbiner inom småskalig vattenkraft mest är den nuvarande konkurrensen mellan befintliga aktörer. De resterande fyra krafterna anses ligga på låga till medelhöga nivåer. Detta medför att en potentiell aktör bör lägga stor kraft på att försöka hitta nya sätt att erbjuda turbiner. De ska hitta sätt att differentiera sig (Johnson et al., 2008). Detta kan göras på flera olika sätt. De kan finna nya sätt att hjälpa till med finansiering, byggnation och standardisering. Görs turbinerna enklare att reparera och installera kommer detta förenkla processen för lokala entreprenörer att etablera nya anläggningar (Paish, 2002). Därmed ökar försäljningen av turbiner. Görs detta kan marknaden för turbiner för småskalig vattenkraft bli lönsam för en ny aktör. Detta är en marknad som anses växa åren framöver.

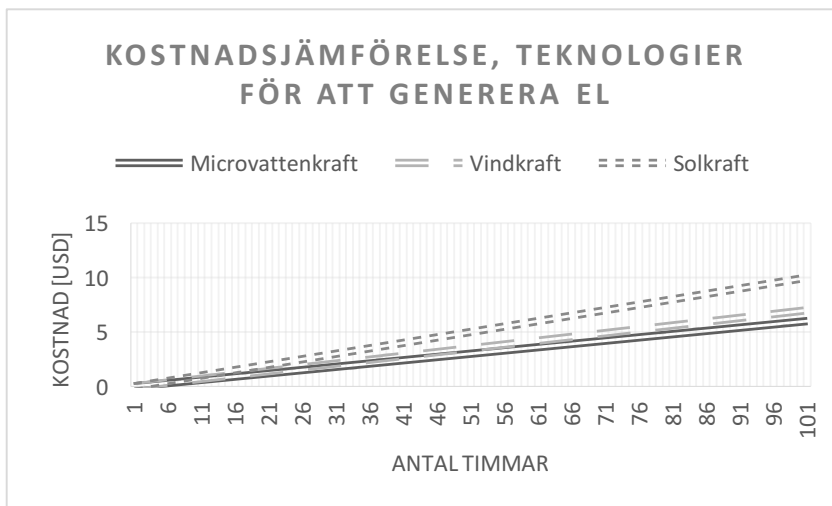
4.3.2.1 Hot om substitut

Hotet om substitut för turbin/generatormarknaden bedöms vara relativt lågt. Även fast substitut existerar så är dessa inte väl lämpade på många av de platser där mikro-vattenkraft är lämpad. Det absolut främsta substitutet som existerar är elkraft genererad av fossila bränslen, såsom dieselgeneratorer. I Figur 4.20 ses de olika krafterna som bestämmer hur stort hotet från substitut är.



Figur 4.20 Diagram över graden av hot från substituerande teknologier för att generera el.

Priset jämfört med andra alternativ på marknaden anses vara fördelaktigt, dock inte lågt. Detta på grund utav att stora initiala kapitalkostnader existerar idag. Beroende på land och geografisk plats inom landet så ligger kostnaden per installerad kW mellan 1 000 USD till 5 000 USD för småskalig vattenkraft i utvecklingsländer (Paish, 2002, Barnett and Khennas, 2000). Detta kan jämföras med 12 500 USD för ett komplett solpanelssystem (Barnett and Khennas, 2000). Det ska nämnas att sedan 2000 så har priset för solkraft minskat kraftigt. Solkraft kan idag installeras för så lite som 2000 USD per kWh (Authority, 2012). En kostnadsjämförelse mellan olika teknologier för att generera el kan ses i Figur 4.21. Grafen jämför de olika driftkostnaderna som associeras med respektive teknologi. Det är tydligt att vattenkraft är billigast.



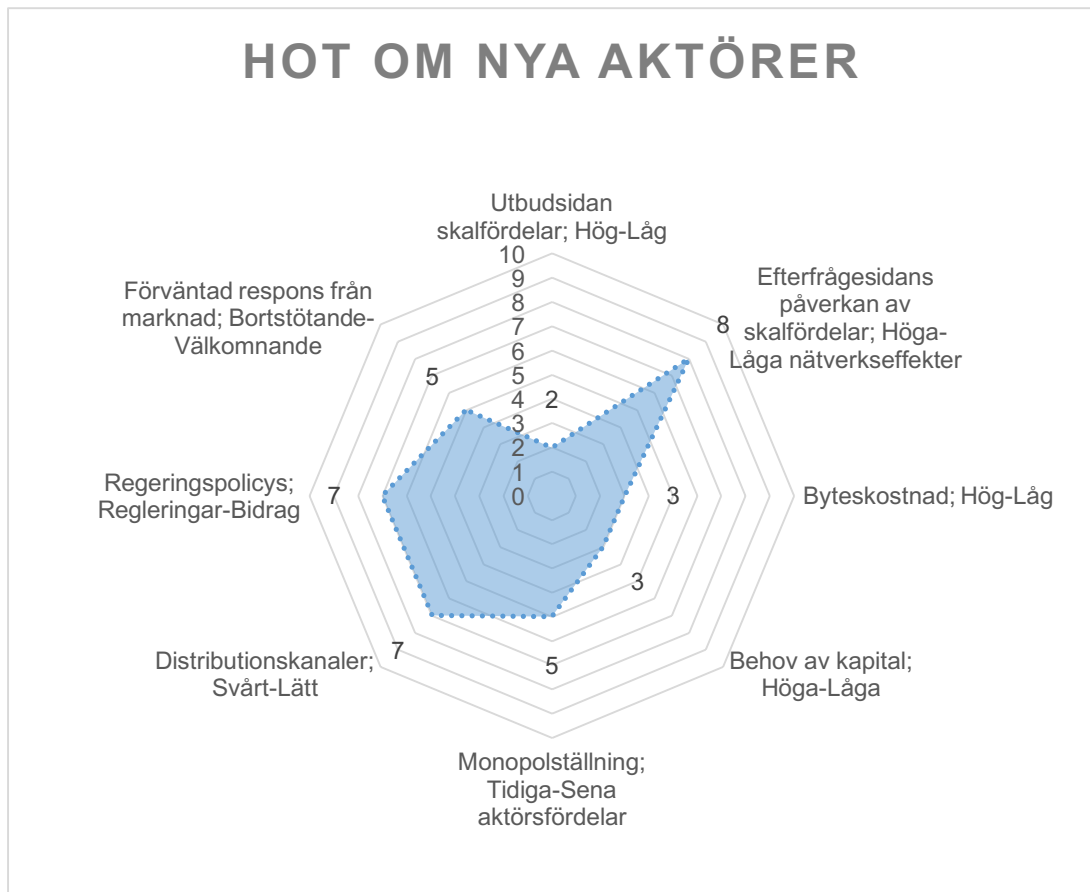
Figur 4.21 Jämförelse av driftkostnader för olika sätt att producera el (Elbatran, Yaakob et al., 2015).

Priskänsligheten för turbiner anses ligga på en medelnivå. Olika regioner har varierande ekonomiska möjligheter. Detta kan bero på olika regleringar länder emellan och hur väl ekonomiskt stöd som ges. Det medför att priskänsligheten kan variera från land till land. Vad som drar ner priskänsligheten är ökat elbehov. Konsumtionen av el förväntas att öka från 13,3 miljarder kWh 2001 till 23 miljarder kWh 2025. Stor del av denna ökning förväntas komma från utvecklingsländer (Bakis, 2007).

Prestanda för vattenkraft är relativt hög jämfört med andra alternativ. Verkningsgraden på den framtagna turbinen inom projektet är 87 %, vilket kan jämföras mot massproducerade solceller som har en verkningsgrad på 20 % (Abrahamson, 2009). Fossila anläggningar har idag en högsta verkningsgrad på 50 %, vilket också är långt under verkningsgraden för turbinen (Bakis, 2007). Byteskostnader anses ligga på en relativt hög nivå. Byter en kund från vattenkraft till att generera el via fossila bränslen gör detta den initiala investeringen oanvändbar. Kundprofilen anses vara väldigt mån om att minimera risk. Detta för att stationen innebär en substantiell investering.

4.3.2.2 Nya aktörer

Hotet från nya aktörer bedöms vara moderat. Detta på grund av att de tre sista faktorerna i vänstra halvan av Figur 4.22 anses ha en stor betydelse för marknaden. Om en regering går in och utfärdar bidrag för små vattenkraftsanläggningar kan detta locka in flera nya aktörer. Inom EU är inte detta fallet, det existerar ett antal barriärer för att anlägga småskalig vattenkraft. Dessa är relaterade till fauna och påverkan av vattendrag (Paish, 2002). Figur 4.22 visar en uppskattning av varje faktor vilka tillsammans utgör hotet om inträdande aktörer på marknaden.



Figur 4.22 Diagram som visar graden av hot från nya aktörer.

Utbudssidan har stora skalfördelar vid tillverkning av material till turbiner och generatorer, då dessa är stapelvaror. Kostnaden per generator kan sänkas vid stor producerad mängd. Detta medför att kategorin får ett högt tal.

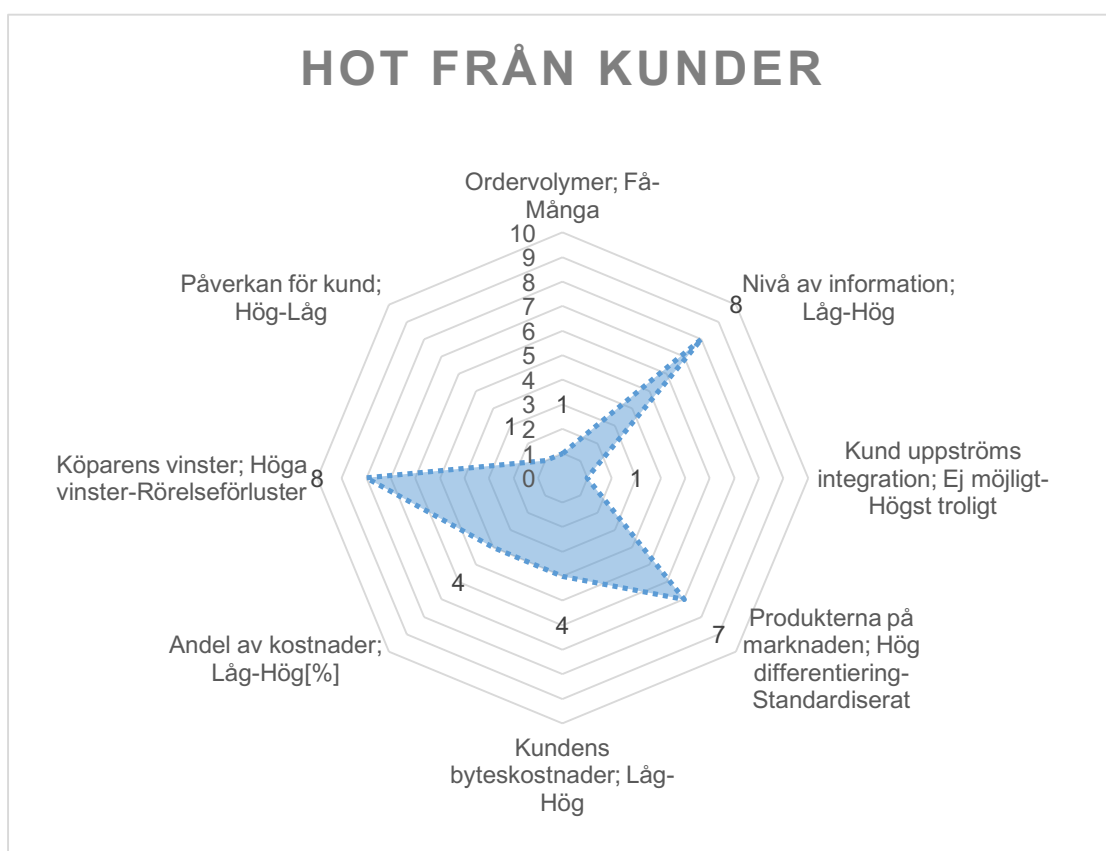
Efterfrågesidan är mer komplex än utbudssidan då kostnaden för upplärning och reparation är starkt influerade av antalet byggda vattenkraftstationer. Kostnaderna för dessa sjunker ju fler vattenkraftverk som upprättas (Barnett and Khennas, 2000). Det existerar dock ingen direkt nätverkseffekt av fler installerade mikro-vattenkraftstationer. Det vill säga värdet ökar inte direkt för en kund då fler vattenkraftverk installeras. Byteskostnaden för en potentiell kund är relativt hög. Detta för att möjligheten att byta till en annan typ av turbin är liten, och att göra strukturella ändringar är dyrt.

Det kapitalbehov som initialt existerar för att uppföra en mikro-vattenkraftanläggning är höga. Kostnader som är viktiga att beakta vid uppförandet är: Utformning och planering av anläggningen via ingenjörer eller konsulter, utrustning och kostnad för turbin (Bakis, 2007). Då marknaden till stora delar består av byar i utvecklingsländer anses tidiga och sena aktörsfördelar inte ha en betydande roll. Kunden antas bry sig mer om att få el till samhället än att vara först med el, eller en viss typ av el-teknologi. Därav ligger denna kategori på en medelnivå. Huruvida det är lätt eller svårt att nå ut till slutkund, beror på vem som gör investeringen. Det kan vara lokala entreprenörer, stater eller hjälporganisationer. Både staten och hjälporganisationer är lättare att lokalisera än lokala entreprenörer. Komplexiteten som detta medför representeras i talet som är givet.

Som tidigare nämnt existerar det både bidragsmöjligheter samt restriktioner av regeringar. Restriktionerna är flera inom EU. Skulle en regering gå ut med stora subventioneringar eller bidragsmöjligheter för vattenkraft kan det medföra en ökning av aktörer på marknaden. Huruvida marknaden kommer reagera positivt eller negativt anses vara en mindre relevant faktor för denna utvärdering, dock är den närvarande och kan ändra sig snabbt. Bli marknaden het via stora bidragsmöjligheter skulle denna faktor sjunka till en nivå som inte är välkommande.

4.3.2.3 Hot från kunder

Hotet från kunder bedöms vara relativt lågt då det existerar flera faktorer som är väldigt låga. Detta är positivt för en potentiell ny aktör. Figur 4.23 visar de olika krafterna som bestämmer hotet från kunder, i detta fall inköpare av turbiner.

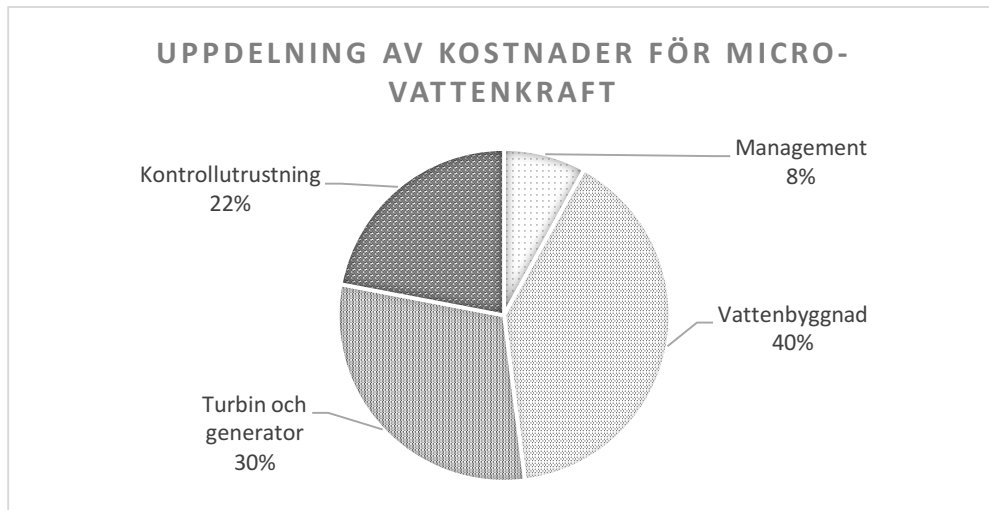


Figur 4.23 Diagram över graden av hot från kunder.

Ordervolymer anses vara väldigt låga då det inte anses troligt att turbiner köps in till flera projekt samtidigt. Detta för att platser ser väldigt olika ut. Det finns ingen standard för att bygga små vattenkraftverk effektivt (Paish, 2002). Informationen som krävs vid beslut av byggnation anses vara väldigt hög, det är inget som en kund spontant köper. Det är heller inte troligt att kunden i fråga försöker integrera uppåt i värdekedjan. En leverantör av material såsom stål anses inte vara intresserad av att producera turbiner. Produkterna på marknaden är väldigt standardiserade. Propellrar har använts på olika vis i väldigt många år, de kan ses som stapelvaror.

Ska en station byta turbintyp måste signifikanta ombyggnationer göras. Dock kan en station relativt enkelt byta mellan liknande turbiner, såsom Francisturbin eller Kaplanturbin, på grund av att den vattenbyggnadsmässiga infrastrukturen har liknande uppbyggnad. Detta medför att den nivå som satts är relativt låg då det anses troligt att kunden byter turbin om nuvarande inte fungerar.

Vid byggnation av en liten vattenkraftsanläggning står turbinkostnader för ungefär 20-30% av den totala kostnaden för projektet (Elbatran et al., 2015, Vaidya, 2015). Hur kostnadsstrukturen är uppdelad i ett sådant projekt kan ses i Figur 4.24.



Figur 4.24 Illustration över kostnaderna relaterade till småskalig byggnation av vattenkraft (Elbatran, Yaakob et al., 2015, Vaidya).

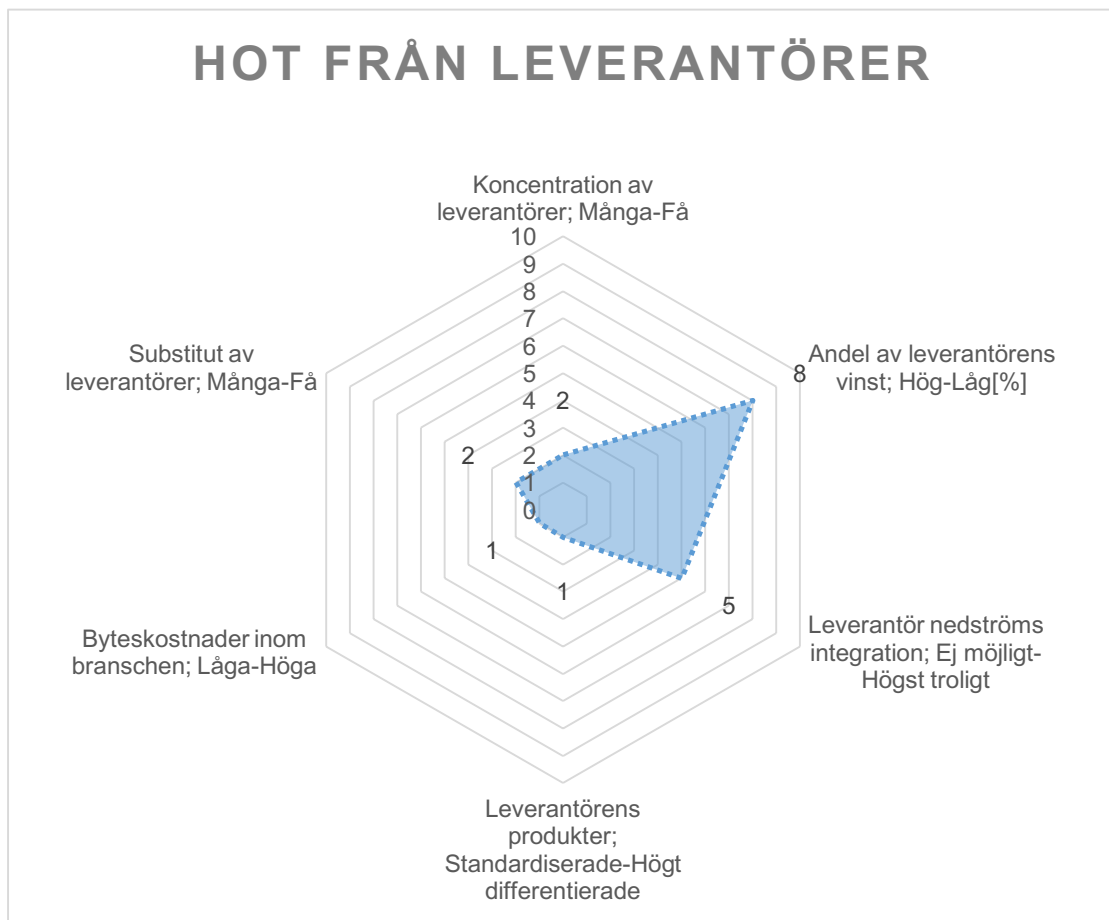
Små vattenkraftsanläggningar kan definitivt vara lönsamma. Det har visat sig att detta beror på flera olika faktorer, några av dessa är enligt Barnett and Khennas (2000):

- Konsumtionen av elen som produceras är hög
- Kostnader hålls nere via bra management
- Design

Vinsterna kan också sänkas via otränad personal (Vaidya, 2015). Från att inte haft el till att ha tillgång till el. Detta lägger grunden till varför det anses ha en stor betydelse för kunden.

4.3.2.4 Hot från leverantörer

Hotet som kan ses från leverantörer bedöms vara måttligt till lågt. Detta då marknaden för propellrar och turbiner har existerat så länge att dessa är stapelvaror. Likaså materialet som de tillverkas av. I Figur 4.25 ses de olika typerna av krafter som bestämmer hur stort hotet från leverantörer är.



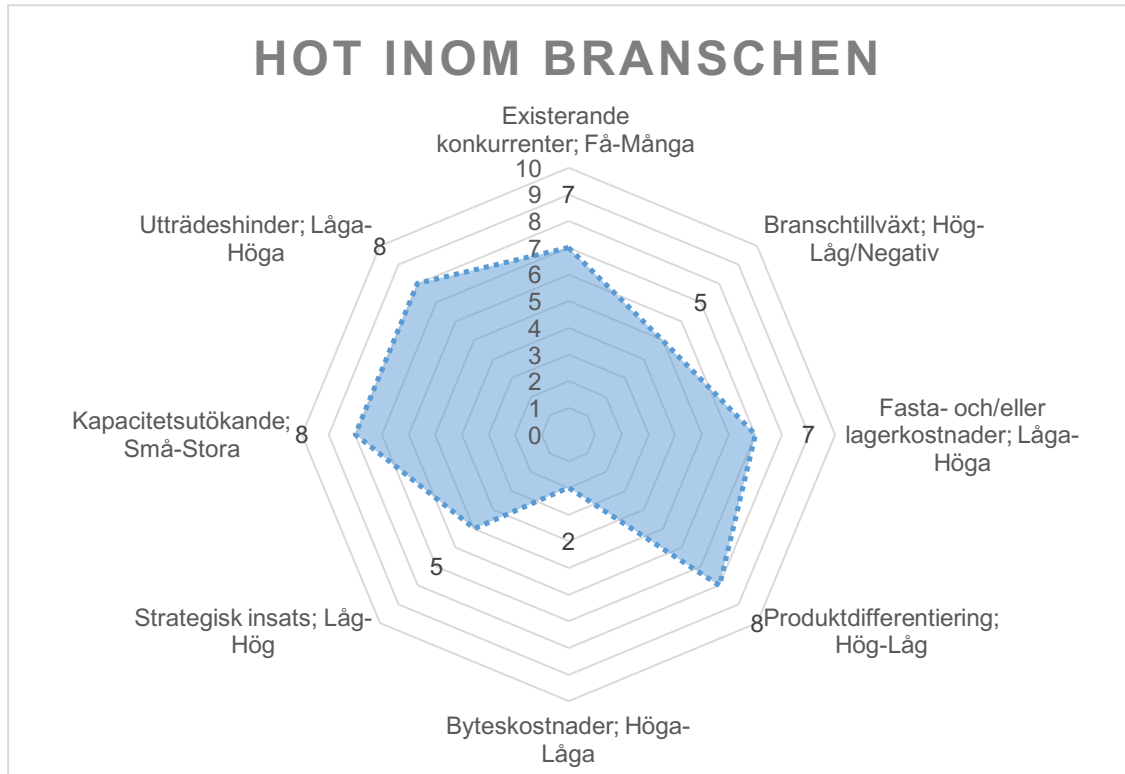
Figur 4.25 Diagram över hot från leverantörer.

Koncentrationen av leverantörer är väldigt hög inom stålindustrin. Detta kan tydligt ses från listan som Worldsteel association presenterar på sin hemsida. Denna innehåller alla de 50 största bolagen, jämfört i producerade ton (Worldsteel-Association, 2014). Det kan antas producera material för många olika produkter. Därmed är inte producenterna beroende av att sälja material till en specifik marknad utan kan rikta sig till flera olika. Resultatet blir att leverantören kan pressa sina kunder.

Då leverantören är en aktör som tillverkar material bedöms det inte så troligt att de skulle utföra en nedströms integration i värdekedjan. Skulle de bestämma sig för att tillverka turbiner själva utesluts potentiell ny aktör för att producera turbiner. Marknaden för att producera metall är väldigt standardiserad, detta är en fördel för en potentiell ny aktör. Fungerar inte en leverantör är det lätt att byta till en annan. Byteskostnader är också låga då det endast handlar om material in i processen. Materialet antas inte ha någon övrig påverkan på verksamheten. Substitut har som föregående kategorier en låg nivå. Detta då det finns många alternativa material samt företag som kan användas för att producera turbiner.

4.3.2.5 Hot inom branschen

Hotet från direkt konkurrens inom branschen för småskalig vattenkraft anses idag vara måttlig till hög. Att tillverka turbiner och material till vattenkraft kräver stora initiala kapitalkostnader i form av maskiner och arbetskraft. I Figur 4.26 ses de olika krafterna som påverkar konkurrensen inom branschen.



Figur 4.26 Diagram över graden av direkt konkurrens inom branschen.

Tillväxten för småskalig vattenkraft förväntas ligga på en måttlig nivå. Detta kan konstateras i ett större perspektiv där den globala vattenkraften förväntas växa med 3,5 % årligen fram till 2020 enligt (ESI-Africa, 2013). Fasta kostnader bedöms ligga på en relativt hög nivå. Detta för att det krävs både stora lokaler samt maskiner för att tillverka turbiner i stor skala.

Produkten är ytterst standardiserad. Som tidigare nämnts har propellerteknologin existerat i väldigt många år. Detta resulterar i att produkten, i detta fall turbinen, är väl utvecklad. Då valet av en viss typ av turbin gjorts är det svårt att byta mot en annan typ av turbin. Detta medför att byteskostnaderna ligger på en nivå som är lite ovanför medel. Inom industrin anses det inte finnas några företag med stora strategiska mål, dessa kan ändra sig snabbt om ett stort bolag väljer att gå in på marknaden.

För att ett företag ska lyckas utöka produktionen krävs antingen fler anställda eller både fler anställda och fler maskiner. Dessa båda medför stora investeringar och därav sker utökning i stora steg. De höga kostnaderna associerad med tillverkningsfabriker gör dem också svåra att stänga ner.

5 DISKUSSION

En forskningsanläggning i Forsåker ger möjligheten att binda samman forskning med allmänheten. Detta kan bidra till ett större intresse för vattenkraft, och därmed driva på innovationsutvecklingen inom området. Läget på anläggningen är en av de främsta fördelarna. Det tillåter en god kommunikation mellan intressenter och anläggningen. Den främsta styrkan är den låga investering som en forskningsanläggning skulle innebära utöver den planerade kommersiella vattenkraften. Risken som investeringen innebär beror på flera faktorer, bland annat intresse för anläggningen som i sin tur beror på noggrannhet i testresultat och kostnad för byggnation.

Byggekostnaden för forskningsanläggningen beror på vilken typ av turbin som kommer att användas. En Francisturbin kräver lägre tryck i sugröret vilket gör att den kan installeras betydligt högre upp än en Kaplanturbin. En Francisturbin kan installeras på golvnivå medan en Kaplan måste grävas ned cirka fyra meter och denna kostnad bedöms bli betydande. Ett alternativ för att inte behöva gräva ner en Kaplanturbin lika djupt skulle vara att minska fallhöjden. En minskning av fallhöjden innebär dock minskad effekt från turbinen och därmed lägre inkomster. För att minska fallhöjden hade det krävts extra intag längre ner i ån och det skulle innebära en stor merkostnad. Kostnader för tillopprör, grenrör, ventiler och mätöverfall bedöms bli lika stor oavsett vilken typ av turbin som blir aktuell att forska på.

För att skapa intresse att bedriva forskning på turbiner krävs noggranna testresultat, vilket innebär att noggrann flödesmätning behövs. I Forsåker finns det möjlighet att använda sig av de beskrivna flödesmätningmetoderna. Om Pressure-time metoden ska kunna användas behövs hänsyn bland annat tas till att ett 10 meter rakt rör ska anläggas innan turbinen. Winter-Kennedy metoden förutsätter i sin tur att turbinen vilken testas har ett spiralförmigt turbinhus, vilket begränsar turbinmodellerna som kan testas. Ett mätöverfall kan däremot användas oavsett turbinmodell.

För att få bra mätvärden bör enbart forskningsanläggningen vara i drift, detta hamnar då i konflikt med driften av det kommersiella kraftverket. Därför bör en prioritering göras i vilken ordning flödet ska fördelas vid de perioder med otillräckligt flöde, för att ha båda anläggningarna i drift. Ett förslag är att vid lägre flöde prioritera forskningsanläggningen för noggrannare tester. Vid högre flöden körs anläggningarna parallellt och då utförs utmattningstester i forskningsanläggningen, eftersom mätvärden då inte är lika relevanta.

Den motroterande rörturbin som designats under projektets gång har gett något bättre resultat, avseende verkningsgrader, än den grundläggande designen från Lanarks Duoprop-turbin. Ett problem med att höja verkningsgraden anses vara att det är en relativt liten turbin där friktion- och stötförluster blir förhållandevis stora. Det finns dock förbättringspotential i vidare studier där mer omfattande beräkningar skulle kunna genomföras både gällande design och kavitationsrisk. Detta pilotprojekt har visat att den teoretiskt optimala designen inte alltid är den bästa i simuleringar. En mer omfattande iterativ process behöver göras för att hitta en mer optimal bladdesign. I förlängningen blir det även aktuellt med modelleringar och test av långtidsdrift, något som forskningsanläggningen skulle kunna bidra med.

Turbinen har under simuleringarna verkat i ett rör med 300 mm i diameter, detta i kombination med varvtal och turbinens design ger ett specifikt tryck före och efter turbinen. Med hjälp av tryckskillnaden går det att räkna ut fallhöjden. Driftfall 3 med ett flöde på $0,4169 \text{ m}^3/\text{s}$ ger en fallhöjd som matchar förutsättningarna i Forsåker på ett bra sätt. Detta betyder med andra ord att det optimala varvtalet och rörets storlek vid driftfall 3 ger oss ett

flöde på cirka 0,4-0,5 m³/s med Forsåkers fallhöjd. För att få ett högre flöde får antingen rörets storlek ökas eller varvtalet justeras.

En av många viktiga aspekter vid en forskningsanläggning är att kunna reglera flödet för att pröva många olika driftfall. Detta åstadkoms enklast med ledskenor innan turbinen vilka reglerar flödet beroende på öppningen. Turbinen som designats i detta projekt är dock utan ledskenor och löphjulen är låsta vilket begränsar möjligheterna. Fokus har istället legat på enkelhet och en universell design, där låg kostnad varit primärt. Då Forsåker har ett varierande flöde kräver detta att det finns en generator som klarar av att växla mellan flera olika varvtal (Krohn, 1998). Detta för att kunna köra olika optimala driftfall beroende på årstid och flödestillgänglighet i Mölndalsån. Det finns även andra möjligheter såsom att använda en ventil vilket sänker flödet in mot turbinen eventuellt att turbinen tillverkas i olika versioner för att tillgodose olika spann av flöden. Exempel på detta är att bladens design optimeras i tre olika versioner, 0,5, 1 och 1,5 m³/s. Detta tillsammans med möjligheten att variera varvtal ger möjlighet att verka i flödesspann runtomkring den designade punkten. Det mest optimala inom detta område är dock att utöka designen med ledskenor och ställbara turbinblad.

I marknadsanalysen visas det att det finns en god marknad för små turbiner i vissa delar av världen. Det finns även enligt Energimyndigheten ett behov av kunskapsutveckling rörande vattenkraft i Sverige (Hager, 2015). Dessa två tillsammans indikerar att ett behov av forskning och utveckling inom detta område existerar. Det har också påvisats i marknadsanalysen att turbinen står för en stor andel av den totala anläggningskostnaden för småskalig vattenkraft. Det är bland annat denna faktor som vidare forskning kan vara med att sänka. En sänkt turbinkostnad skulle förenkla spridningen av småskalig vattenkraft ut i världen, då ett lägre pris ger fler möjlighet att investera i en turbin.

6 SLUTSATS

Med stöd från våra resultat rekommenderas att en plattform för vattenkraftsforskning bör upprättas för att driva forskningsanläggningen. Plattformen ska utformas så att företag och universitet fungerar som kunder, forskare är innovatörer och Trollängen är driftansvariga. Företag och universitet lägger upp problem på plattformen som forskare kan lösa. Vid lösning av problem betalar företaget/universitet forskaren. Trollängen får i sin tur ytterligare igenkänning och kan ta ut en avgift för att kompensera för slitage och produktionsbortfall. Då våra metoder inte är heltäckande och strategifrågor är oerhört komplexa tillråds vidare undersökningar på möjliga affärsmodeller.

Resultaten visar ur vattenbyggnadssynpunkt att det är fullt möjligt att anlägga en forskningsanläggning i Forsåker. Rekommendationen blir därför att gå vidare med planerna för en forskningsanläggning. Vidare undersökningar bör göras gällande hur systemet klarar av pulsationer, vattensprång samt energiomvandlingar.

Utifrån de resultat som framkommit avseende sughöjd, blir rekommendationen att testköra en turbin som har en sughöjd likt Francisturbiner i forskningsanläggningen. Med antagandet att den designade turbinen som togs fram, verkar liknande en Kaplanturbin, blir sughöjden för låg för att stärka bilden om en öppen och publik forskningsanläggning. Turbiner med hög sughöjd ger den lägsta investeringskostnaden då anordningen inte behöver grävas ner lika djupt. Vidare studier och simuleringar behöver göras på den framtagna rörturbinen för att helt säkerhetsställa kavitationsegenskaperna. Om rörturbinen ska bli funktionell i forskningsanläggningen rekommenderas även en utökad design där både ledskenor och justerbara blad kan tillämpas.

Flödesmätningssmetoden som rekommenderas för forskningsanläggningen är att använda sig av ett mätöverfall i utloppskulverten, då den kan användas oavsett turbintyp. Flödet som erhålls är från både den kommersiella vattenkraften och forskningsanläggningen. För att bara få flödet från forskningsanläggningen behöver då den kommersiella anläggningen vara avstängd.

Slutligen anses nuvarande turbindesign ha behov av vidare utveckling för att nå en marknad och möjlighet utanför Europas gränser, där en turbin med bred verkningsgradskurva ska kunna verka i oreglerade flöden. Marknadsanalysen snuddar endast vid hur lagar och regleringar påverkar marknaden. För att få en djupare analys föreslås vidare studier av regeringspolicys samt regleringar där marknaden anses finnas. Då en marknad och ett behov av utveckling av små turbiner existerar styrker detta att en forskningsanläggning för utveckling krävs. Därav blir också rekommendationen ur ett marknadsperspektiv att anlägga en forskningsanläggning i Forsåker.

REFERENSER

- Abrahamson, H. (2009) *Ökad verkningsgrad i serietilverkad solcell*, NyTeknik, See <http://www.nyteknik.se/energi/okad-verkningsgrad-i-serietillverkad-solcell-6408564> (accessed 14 april 2016).
- Ansys (2009) *Ansys Fluent 12.0 User's Guide*.)
- Authority, S. P. (2012) How Much Do Solar Panels Cost to Install on a US Home?
- Bakis, R. (2007) The Current Status and Future Opportunities of Hydroelectricity. *Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy* **2(3)**:259-266.
- Barnett, A. & Khennas, S. (2000) Best practices for sustainable development of micro hydro power in developing countries.
- Brandenburger, A. M. & Nalebuff, B. J. (1995) The right game: Use game theory to shape strategy. In *Harvard business review*.) Harvard Business Review, Boston, vol. 73.
- Coyne, K. P. & Subramaniam, S. (1996) Bringing discipline to strategy. *McKinsey Quarterly*(4):14-25.
- Dörfler, P., Sick, M. & Coutu, A. (2013) *Low-Frequency Phenomena in Swirling Flow*.) Springer London, London, vol. 2013, pp. 33-67.
- Elbatran, A. H., Yaakob, O. B., Ahmed, Y. M. & Shabara, H. M. (2015) Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. *RENEWABLE & SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS* **43**:40-50.
- Energy, O. O. E. E. R. (2016) Types of hydropower turbines.) U.S. Department of energy.
- Esi-Africa (2013) *Growth in global hydropower market*, See <http://www.esi-africa.com/news/growth-in-global-hydropower-market/> (accessed 21 april 2016).
- Forsåker (2014) Forsåker. In *En annan sida av Mölndal*.) Forsåker.
- Gefwert, H. H. (2015) *Klimatavtal klubbat i Paris*, See <http://www.regeringen.se/pressmeddelanden/2015/12/klimatavtal-klubbat-i-paris/>.
- Gould, R. & Books24x, I. (2012) *Creating the strategy: winning and keeping customers in B2B markets*. London, Kogan Page.
- Grant, R. M. (2010) *Contemporary strategy analysis: text and cases*. Hoboken, N.J, John Wiley & Sons.
- Greenwald, T. (2012) *Business Model Canvas: A Simple Tool For Designing Innovative Business Models*. Forbes, See <http://www.forbes.com/sites/tedgreenwald/2012/01/31/business-model-canvas-a-simple-tool-for-designing-innovative-business-models/-539d4f3377c8> (accessed Mars 3 2016).
- Grundy, T. (2006) Rethinking and reinventing Michael Porter's five forces model. *Strategic change* **15(5)**:213-229.
- Hager, E. (2015) *Behovsanalys Svensk Vattenkraft*. Sweco, pp. 95.
- Hedenskog, J. (2016) Forsåker, Startmöte kandidat 2016-02-01.)
- Hte-Engineering (2014) Turbine types.) hydrotech-eng.
- Häggeström, S. (2009) *Hydraulik för samhällsbyggnad*. Liber AB.
- Ibm (2005) Component Business Models.) IBM.
- Iit-Kanpur (2009) *Francis Turbine*, See http://nptel.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-KANPUR/machine/chapter_7/7_7.html (accessed 28 april 2016).
- Jakobsson, J. (2010) "PEST-analysis" - en modell för omvärldsanalys : modelltestet. *CHEFSTIDNINGEN : HR- OCH LEDARSKAPSMAGASIN FÖR AKADEMIKER*(1):20.
- Johnson, G., Whittington, R. & Scholes, K. (2011) *Exploring strategy*. Harlow, Prentice Hall.
- Johnson, M. W., Christensen, C. M. & Kagermann, H. (2008) Reinventing your business model. *Harvard business review* **86(12)**:57-68.

- Karlsson, T. (2015a) *FORSÅKERS KRAFTVERK IDE' ATT INKLUDERA ÖVRE FALLET TANKAR*.
- Karlsson, T. (2015b) Teknisk bilaga till ansökan vattenkraftverk, del 2.).
- Karlsson, T. (2016) Mötesprotokoll från Forsåker 3/3-16. (Jönsson, A. H. O. J. (ed)).
- Karlöf, B. & Helin Lövingsson, F. (2003) *Management: begrepp och modeller*. Stockholm, Ekerlid.
- Krohn, S. (1998) *Changing Generator Rotational Speed*, See <http://ele.aut.ac.ir/~wind/en/tour/wtrb/genpoles.htm> (accessed 10 maj 2016).
- Leap-Cfd-Team (2013) *Estimating the first cell height for correct Y+*, See <http://www.computationalfluidynamics.com.au/tips-tricks-cfd-estimate-first-cell-height/>.
- Magretta, J. (2002) Why Business Models Matter. *Harvard business review* **80(5)**:86-92.
- Miller, D. & Penche, C. (2004) *Små vattenkraftverk – En handbok*. ESHA.
- Nilsson, H. (2015) Föreläsninganteckningar i TME210-Turbomachinery.).
- Nilsson, L. (2016) Mötesprotokoll. (Erlandsson, D., Karlsson, E., Thelin, A., Hillberg, A., and Jönsson, J. (eds)).
- Osterwalder, A., Pigneur, Y., Clark, T., Books24x & Books24x, I. (2010) *Business model generation: a handbook for visionaries, game changers, and challengers*. Hoboken, NJ, Wiley.
- Paish, O. (2002) Micro-hydropower: Status and prospects. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* **216(1)**:31-40.
- Persson, J. (2008) *Flödesmätning i vattenkraftverk*. pp. 90.
- Pickton, D. W. & Wright, S. (1998) What's swot in strategic analysis? *Strategic change* **7(2)**:101-109.
- Porter, M. E. (2008) The five competitive forces that shape strategy.) Harvard Business School Press, United States, vol. 86, pp. 78.
- Rytkönen, E. (2013) The Business Model Canvas in university campus management. *Intelligent buildings international (London)* **6(3)**:138-154.
- Sundström, M. C. G. a. P. K. J. (2012) *Flow Measurements in Low-Head Hydro Power Plants*. Elforsk, Stockholm, Report 12:61, pp. 55.
- Vaidya, D. (2015) Cost and revenue structures for micro-hydro projects in nepal.) Technical report, Alternative Energy Promotion Center, Nepal. 83, 85.
- White, F. M. (2011) *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill Education.
- Worldsteel-Association (2014) *Top steel-producing companies 2014*, <http://www.worldsteel.org/>, See <http://www.worldsteel.org/statistics/top-producers.html> (accessed 21 april 2016).

BILAGA A – MATLABKOD FÖR BLADDESIGN

Matlabkod som använts vid framtagning av vinklarna där valfritt flöde och varvtal är inparametrar.

```

clc
clear all

Dr=0.3;
%Rörets diameter
Dh=0.15;
%Navets diameter
Q=0.5;
%Flödet vid inlopp
Rb=[Dh/2 (Dh/2)+(((Dr/2)-(Dh/2))/2)Dr/2];
%Tre olika radier jämt fördelade längs turbinbladet
A=(((Dr^2)*pi)/4)-(((Dh^2)*pi)/4);
%Verkliga arean vid bladen, (rör-nav)
Cx=Q/A;
%Axiella hastigheten vid turbinbladen
C1=[0 Cx];

rpm=157;
%Löphjulets vinkelhastighet i radianer

U=[rpm*Rb(1);rpm*Rb(2);rpm*Rb(3)];
%Löphjulets hastighet vid de tre olika radierna

Beta1=[atand(U(1)/C1(2));atand(U(2)/C1(2));atand(U(3)/C1(2))]
%Betavinklarna för alla radier position 1

Alpha2=40;
%Antagen alpha-vinkel
C2=[Cx*tand(Alpha2)Cx];
%Vattnets absoluta hastighet vid position 2

Beta2=[atand((C2(1)+U(1))/C2(2));atand((C2(1)+U(2))/C2(2));
atand((C2(1)+U(3))/C2(2))]
%Betavinklarna för alla radier position 2

C3=C2;

Beta3=[atand((U(1)-C3(1))/C3(2));atand((U(2)-C3(1))/C3(2));
atand((U(3)-C3(1))/C3(2))]
%Betavinklarna för alla radier position 3

C4=C1;

Beta4=[atand(U(1)/C4(2));atand(U(2)/C4(2));
atand(U(3)/C4(2))]
%Betavinklarna för alla radier position 4

```

BILAGA B – MATLABKOD FÖR VATTENKRAFT

Program som användes för att beräkna nettofallhöjd samt sughöjd för två turbintyper.

```

clear all
close all
clc

%% Vattenflöde och vattenhastigheter

Q = linspace(0.3,1);          % Vektor med flöde mellan 0.3 och 1 m3/s

d1 = 1.5;                    % Rördiamter för bypasstub 2 [m]
U1 = Q./(pi*d12/4);        % Vektor med hastighet i tub [m/s]

d2 = 1.2;                    % Rördiameter för rör fram till turbin[m]
U2 = Q./(pi*d22/4);        % Vektor med hastighet i rör [m/s]

%% Grindförluster med Kirschmers ekvation

% Fingrind
% Indata
Kt = 2.4;                    % Formfaktor
t1 = 5;                      % Grindstängernas tjocklek [mm]
b1 = 15;                     % Fritt avstånd mellan stängerna [mm]
Vo = Q./(5*2.4);            % Vattenhastighet [m/s]
g = 9.82;                    % Tyngdaccelerationen [m/s2]
fi = pi/3;                   % Grindens lutning från horisontalplanet

% Grovgrind
% Indata
Kt = 2.4;                    % Formfaktor
t2 = 12;                     % Grindstängernas tjocklek [mm]
b2 = 70;                     % Fritt avstånd mellan stängerna [mm]
Vo = Q./(5*2.4);            % Vattenhastighet [m/s]
g = 9.82;                    % Tyngdaccelerationen [m/s2]
fi = pi/3;                   % Grindens lutning från horisontalplanet

% Kirschmers ekvation
hf1 = Kt*(t1/b1)(4/3)*(Vo.2/2*g)*sin(fi); % Fallförlust genom fingrind [m]
hf2 = Kt*(t2/b2)(4/3)*(Vo.2/2*g)*sin(fi); % Fallförlust genom grovgrind[m]

%% Friktionsförluster i tilloppstuber med allmänna friktionsformeln

% Friktionsförlust i bypasstub
v = 1.308e-6;                % Kinematisk viskositet vid 10 grader
Re1 = U1*d1/v;               % Reynolds tal (för att beräkna f)
L1 = 172;                    % Längd på tub [m]
f1 = 0.015;                  % Friktionstal

% Friktionsförlust i tilloppsrör
Re2 = U2*d2/v;               % Reynolds tal (för att beräkna f)
f2 = 0.0135;                 % Friktionstal
L2 = 30;                     % Längd på tub [m]

% Allmänna friktionsformeln
Hf1 = f1.*(L1*U1.2)./(d1*2*g); % Friktionsförlust i bypas

```

```

Hf2 = f2*(L2*U2.^2)./(d2*2*g); % Friktionsf^rlust i tilloppsra^r

%% F^rluster i kr^kar

% F^rsta kr^ken
k1=0.068; % Kr^kningsfaktor
hk1=k1*U1.^2/(2*g); % Kr^kf^rlust [m]

% Andra kr^ken
k2=0.068; % Kr^kningsfaktor
hk2=k2*U1.^2/(2*g); % Kr^kf^rlust [m]

% Tredje kr^ken
k3=0.088; % Kr^kningsfaktor
hk3=k3*U1.^2/(2*g); % Kr^kf^rlust [m]

%% Accelerationsf^rlust
ka = 0.5; % Accelerationsfaktor
ha=ka*U2.^2/(2*g); % Accelerationsf^rlust [m]

%% Nettofallh^jd

htot=hf1+hf2+Hf1+Hf2+hk1+hk2+hk3+ha; % Summering av samtliga fallf^rluster
Hn=14-htot ; % Nettofallh^jd vid 14 m brutto

% Kurva ^ver nettofallh^jd
f = figure;
set(f, 'name', 'Nettofallh^jd', 'numbertitle', 'off')
plot(Q, Hn, 'LineWidth', 4)
xlabel('Fl^de [m^3/s]')
ylabel('Nettofallh^jd [m]')
axis([0.2 1.1 13.8 14.1])

%% Sugh^jder f^r tv^ turbintyper

% Indata
Patm = 101.325*10^3; % Atmosf^rstryck [Pa]
Pv = 1.2282*10^3; % ^ngbildningstryck [Pa]
ra = 1000; % Vattnets densitet [kg/m3]

% Sugh^jd Kaplanturbin
nq1 = 2.294./Hn.^0.486; % Specifikt varvtal
sig1=1.5241*nq1.^1.46+U2.^2./(2*g*Hn); % Kvaitationskoefficient

Hs1 = (Patm-Pv)/(ra*g)+U2./(2*g)-sig1.*Hn; % Sugh^jd Kaplan

% Sugh^jd Francisturbin
nq2 = 1.924./Hn.^0.512; % Specifikt varvtal
sig2=1.2715*nq2.^1.41+U2.^2./(2*g*Hn); % Kavitationskoefficient

Hs2 = (Patm-Pv)/(ra*g)+U2./(2*g)-sig2.*Hn; % Sugh^jd Francis

% Plott av sugh^jd
f = figure;
set(f, 'name', 'Sugh^jd', 'numbertitle', 'off')
plot(Q, Hs1, 'LineWidth', 4)
xlabel('Fl^de [m^3/s]')
ylabel('Sugh^jd [m]')
axis([0.2 1.1 -4 4])

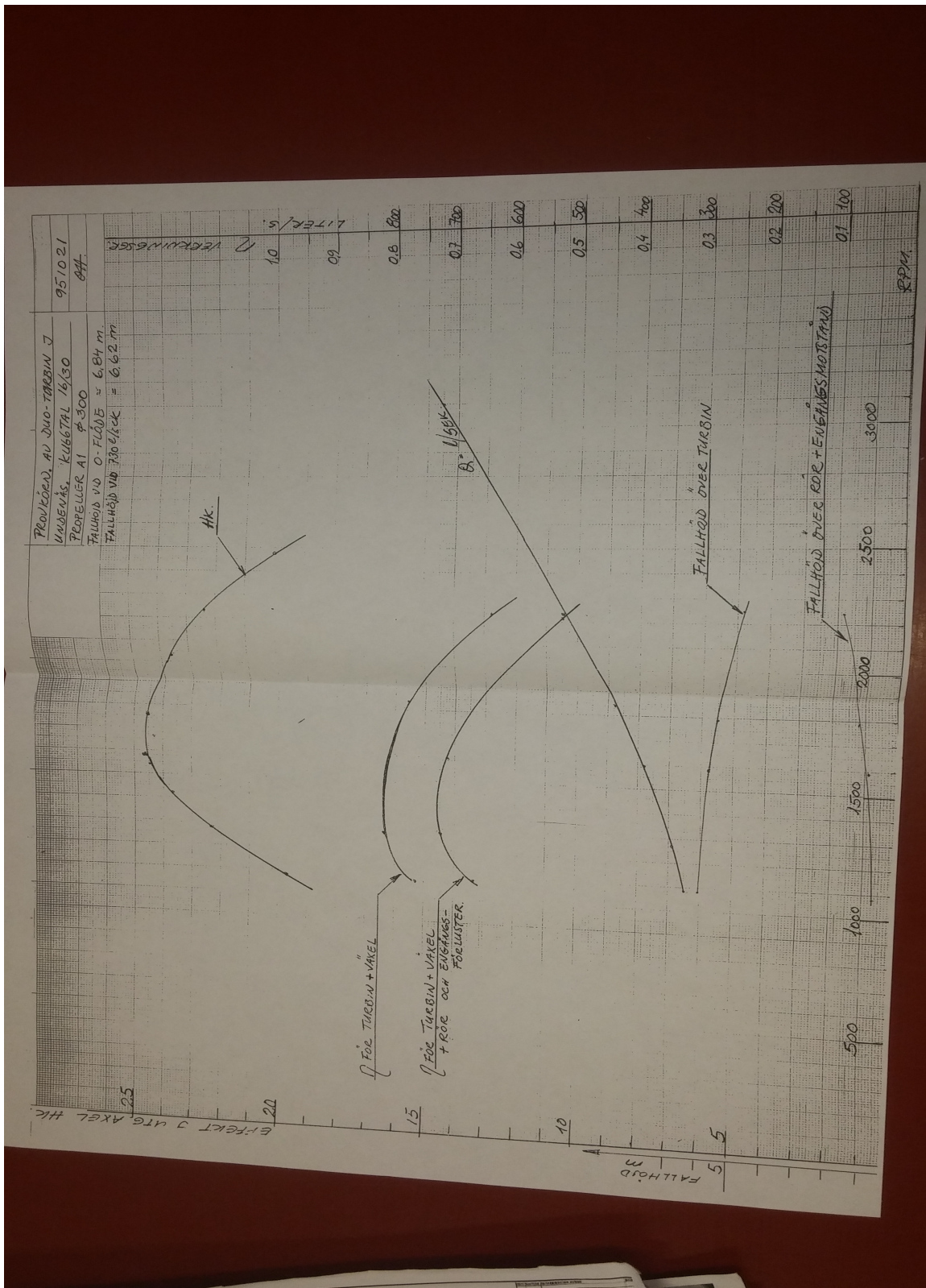
```



```
hold on
plot(Q,Hs2,'LineWidth',4)
legend('Kaplan','Francis','Location','east')
hold off
```

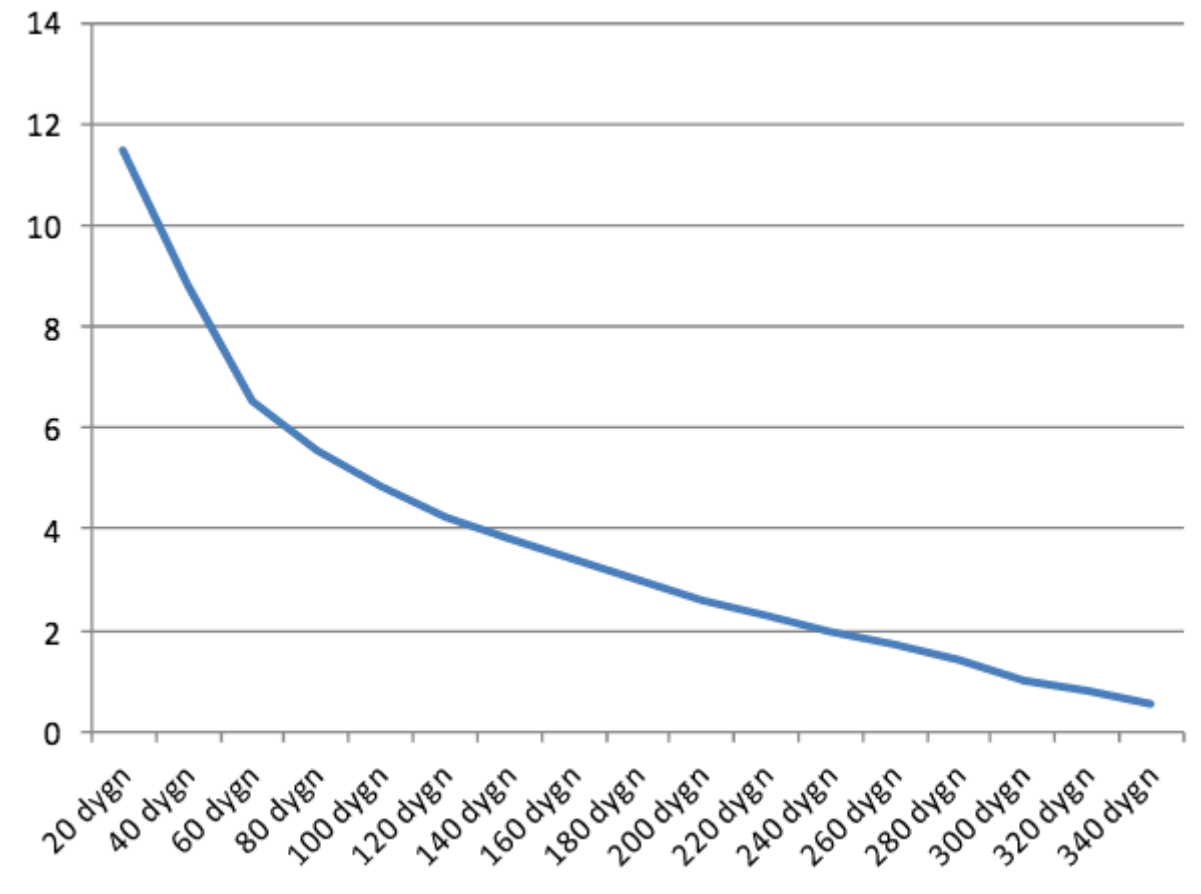
BILAGA C – VERKNINGSGRADSDIAGRAM FRÅN LANARK

Verkningsgradsdiagram över Lanarks tester av en Duoprop-propeller.



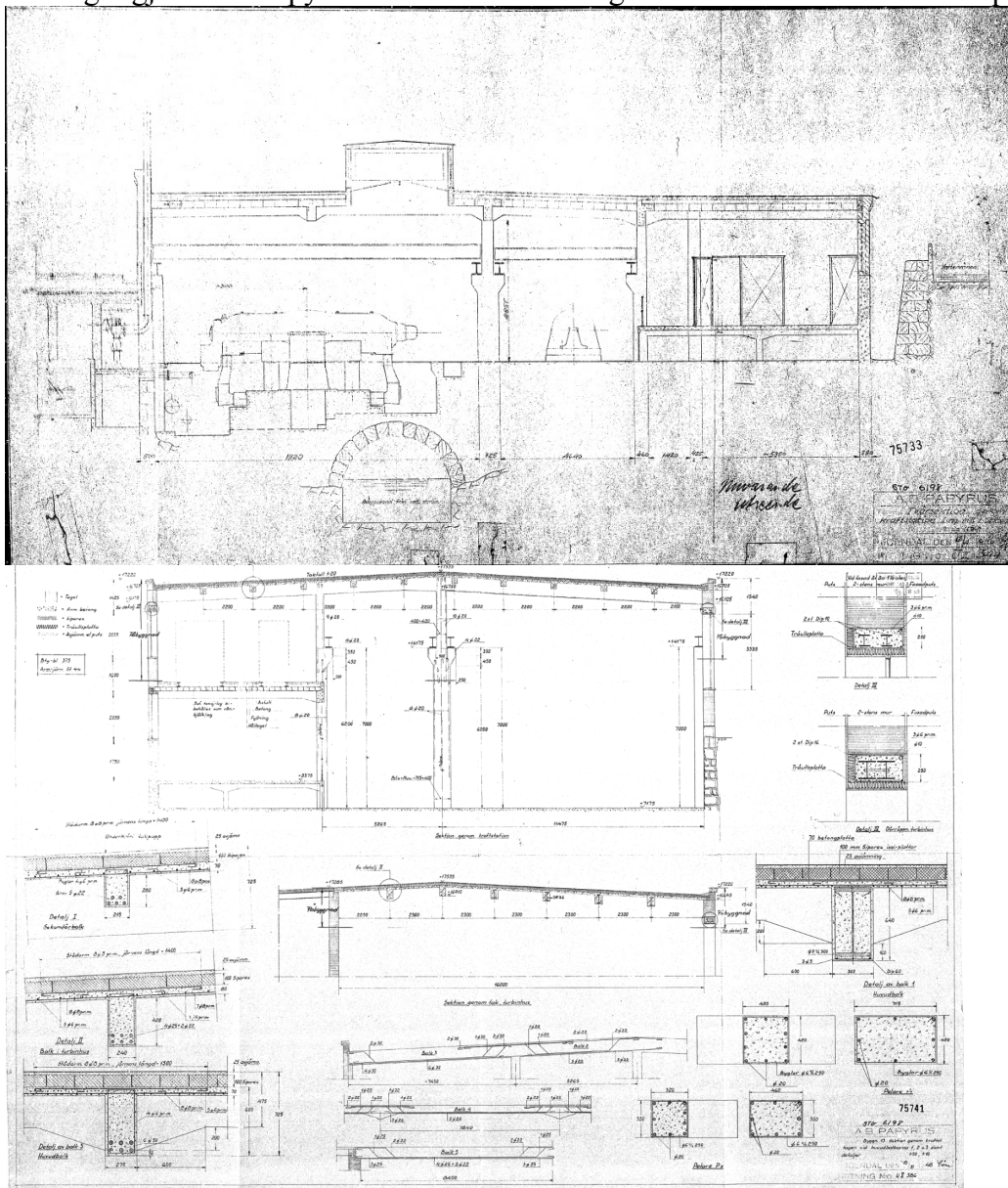
BILAGA D – VARAKTIGHETSDIAGRAM

Varaktighetsdiagram som visar varaktigheten av flödet i Mölndalsån vid Stensjöns utlopp, uppströms Forsåker.

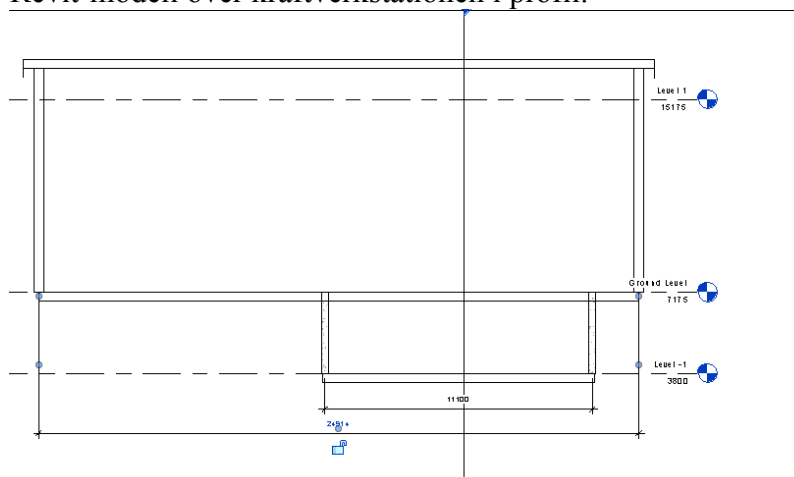


BILAGA E – RITNINGAR ÖVER KRAFTVERKSBYGGNAD

Ritningar gjorda av Papyrus AB vilka visar den gamla kraftstationen i sektionsplan.



Revit-modell över kraftverkstationen i profil.



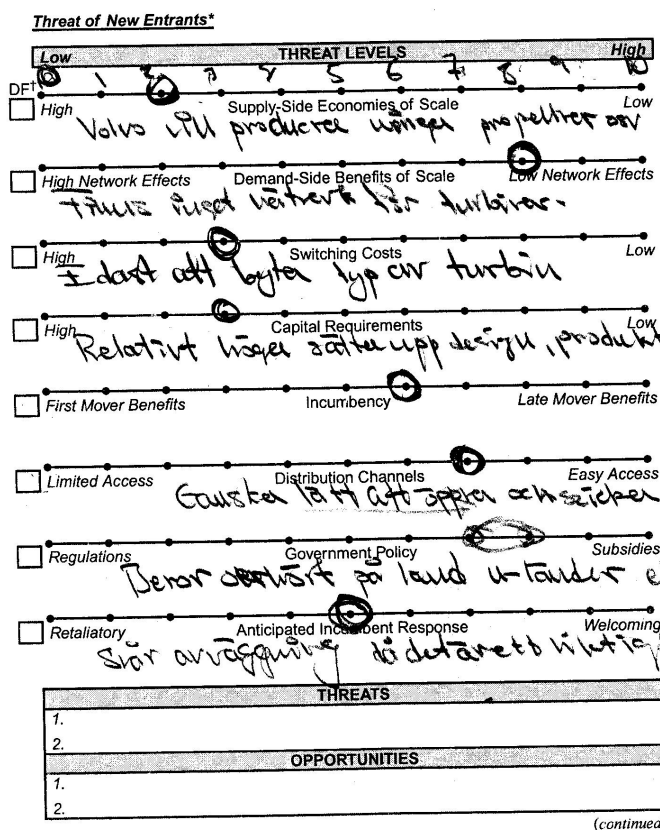
Tabellen visar den data som framtagits vid de teoretiskt optimala driftfallen. Samtliga data används för att beräkna verkningsgraden.

	Flöde [m ³ /s]	RPM	Moment främre löphjul [Nm]	Moment bakre löphjul [Nm]	Tryck inlopp [Pa]	Tryck utlopp [Pa]	Verkningsgrad [-]
Driftfall 1	0,25	750	68,8	44,7	43376	435	0,830
Driftfall 2	0,335	1000	123	80	77429	701	0,827
Driftfall 3	0,4169	1250	192	126	121481	1175	0,830
Driftfall 4	0,5003	1500	278	183	174759	1686	0,836
Driftfall 5	0,5836	1750	380	251	236468	2559	0,847
Driftfall 6	0,667	2000	493	306	312258	2461	0,810

BILAGA G – RAMVERK FÖR PORTERS FEM KRAFTER

Ramverk för Porters fem krafter, inkluderat underkrafter.

Turbin - Marknad



Porter's five forces framework

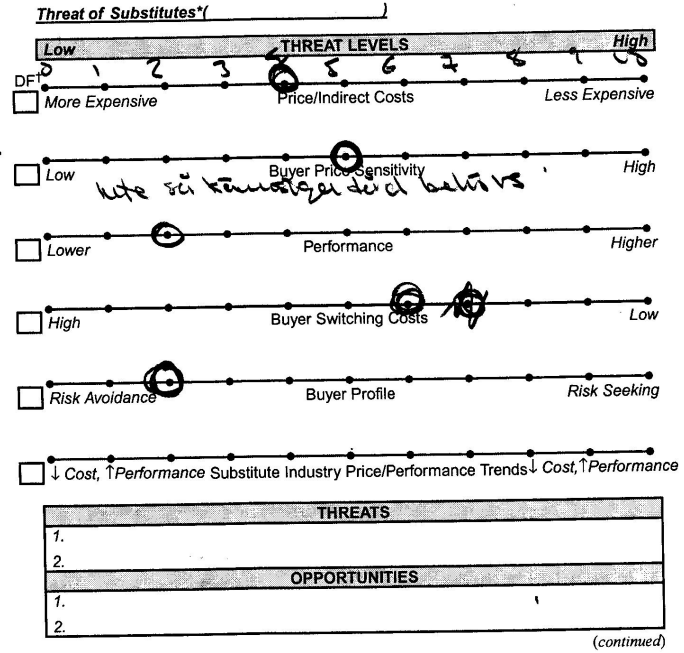
Notes: *The threat of new entry puts downward pressure on prices, and upward pressure on costs/rate of investment necessary to keep new entrants out of the industry; †DF - driving factors of industry dynamics to be indicated with check marks

Göteborg
8/ Bakish

Turbine

CR
24,1

44



Notes: *Substitutes perform the same/similar function as products of the industry but by different means. Viable substitutes place a ceiling on prices and drive up costs related to product performance, marketing, service, and R&D; †DF – driving factors of industry dynamics to be indicated with check marks

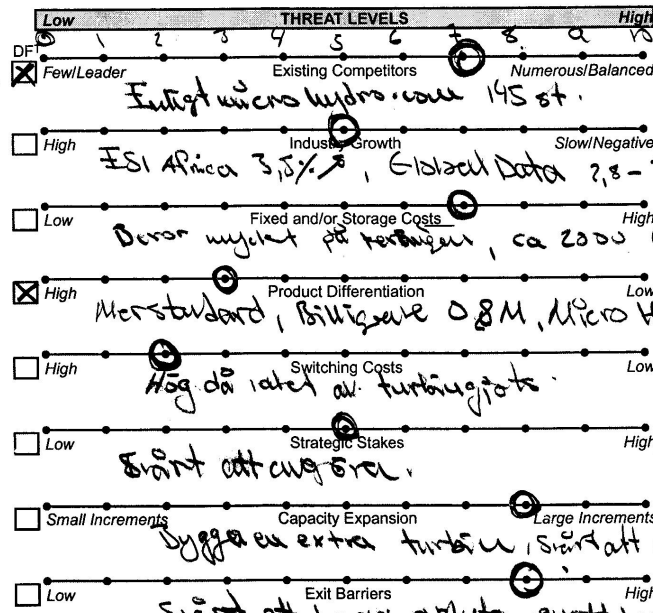
Gör turbiner leverantör av generator, turbin

Turbin / Micro Hydro power

CR
24,1

Appendix 1

Threat of Competitive Rivalry*



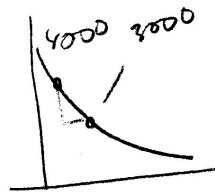
63,5%
40
Förändras 2014-2019
16,3 (Market size)
1,500€ - 3000
Rovanden 3000-
6000 €/kW

THREATS	
1.	Andra former av förnybar energi full stor utveckling
2.	Politik, Finansiell tillgänglighet
OPPORTUNITIES	
1.	Hydro för att förbättra standarden
2.	

(continued)

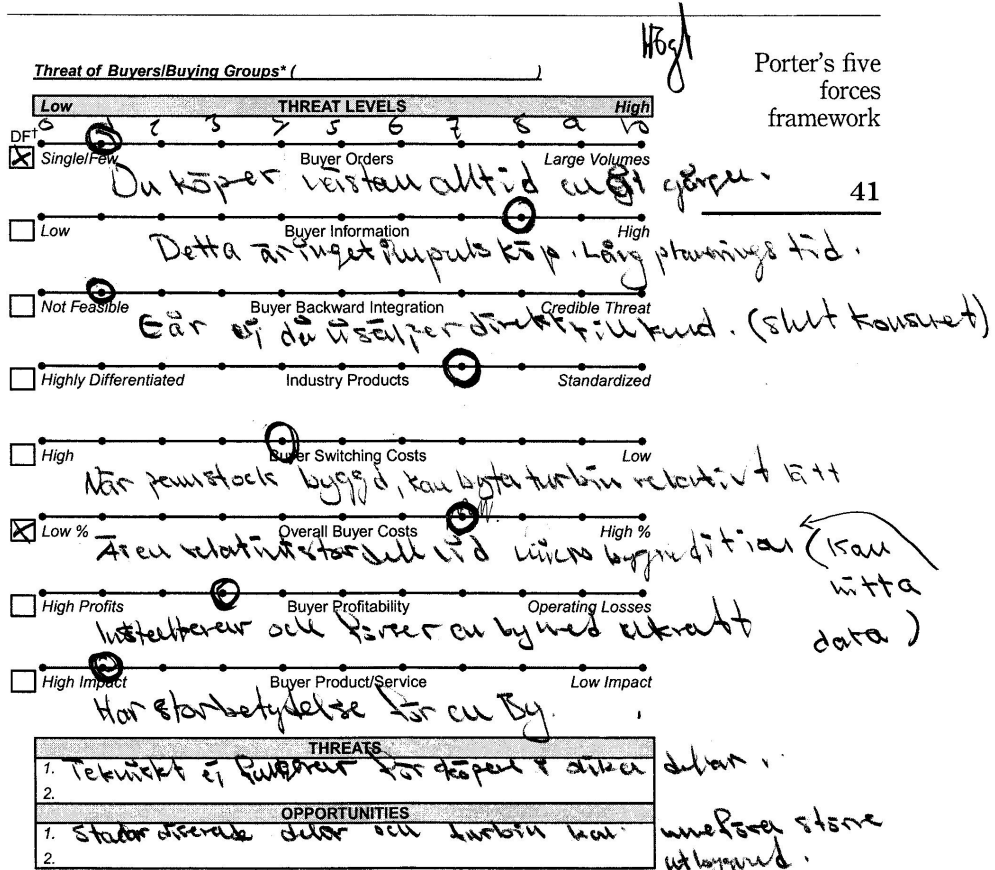
Notes: *Rivalry necessitates price cuts, new product development, advertising campaigns, service improvements depending on the intensity and basis of competition between rival organizations; †DF - driving factors of industry dynamics to be indicated with check marks

lättare att bygga än vindkraft



Turbin

A



Notes: *Powerful buyers (the first five) and/or price sensitive buyers (the last three) force down prices, demand better quality/service, and play competitors off one another; †DF - driving factors of industry dynamics to be indicated with check marks

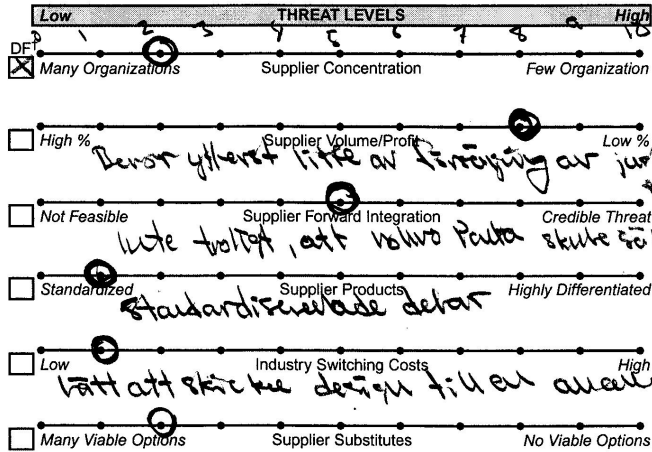
Profit

00

CR
24,1

42

Threat of Suppliers/Supplier Groups* ()



THREATS	
1.	
2.	
OPPORTUNITIES	
1.	
2.	

(continued)

Notes: *Powerful suppliers charge higher prices, limit product/service features/quality, and/or shift costs to other industry players; †DF – driving factors of industry dynamics to be indicated with check marks