

**Energibesparing på Mariehamns
pumpstationer för avloppsvatten**

Robin Gröhn
Simon Bergholm

Högskolan på Åland
serienummer 2015:24

Maskinteknik

Mariehamn 2015

ISSN 1458-1531

Examensarbete
Högskolan på Åland

Utbildningsprogram:	Masiknteknik
Författare:	Bergholm, Simon och Gröhn, Robin
Arbetets namn:	Energibesparing på pumpstationerna för avloppsvatten
Handledare:	Göran Henriksson
Uppdragsgivare:	Lotsbroverket, Mariehamns stad

Abstrakt:
<p>Detta arbete har utförts på begäran av Mariehamns stad och Lotsbroverket. Syftet har varit att föra fram och utreda olika metoder för att optimera driften och spara energi på Mariehamns pumpstationer för avloppsvatten. Vi har även fört fram hur mycket regnvatten som tränger in sig med avloppsvattenet.</p> <p>Efter våra utredningar har det visat sig att vissa stationer kan optimeras och eventuellt kunde utrustningen bytas. När det gäller inläckaget så har vi kommit fram till trovärdiga bevis att det sker till stor del och att det är en stor förlust.</p>

Nyckelord (sökord):
Pumpstationer, Avloppsvatten, Inläckage, Specifik energiförbrukning, TurboPumpar,

Högskolans serienummer:	ISSN:	Språk:	Sidantal:
2015:24	1458-1531	Svenska	65

Inlämningsdatum:	Presentationsdatum:	Datum för godkännande:
27.5.2015	20.5.2015	27.5.2015

Degree Thesis
Högskolan på Åland / Åland University of Applied Sciences

Study program:	Mechanical Engineering
Author:	Bergholm, Simon och Gröhn, Robin
Title:	Energy Saving at Mariehamn Waste Water Pumping Stations
Academic Supervisor:	Göran Henriksson
Technical Supervisor:	Lotsbroverket

Abstract:

This work has been carried out at the request of the town of Mariehamn and Lotsbroverket. The aim has been to present and examine various methods to optimize the operation and save energy at the wastewater pumping stations of Mariehamn. We have also brought up how much rainwater enters the wastewater.

Our investigations have shown that some stations can be optimized and for some, equipment could be replaced. Regarding infiltration, we have come to credible evidence that this is a problem that causes great loss.

Key words:

Pumping station, Waste water, Infiltration, Specific energy consumption, Turbo pumps

Serial number:	ISSN:	Language:	Number of pages:
2015:24	1458-1531	English	65

Handed in:	Date of presentation:	Approved on:
27.5.2015	20.05.2015	27.5.2015

INNEHÅLL

1. INTRODUKTION.....	1
1.1. Val av examensarbete	1
1.2. Syfte	1
1.3. Frågeställningar	1
1.4. Snabba fakta.....	2
2. TEORI	3
2.1. Allmänt	3
2.2. Turbopumpar	3
2.2.1. Förluster.....	4
2.2.2. Stockningsfria spillvatten pumpar	4
2.2.3. Genomströmningshjul	5
2.2.4. Friströmningspump.....	5
2.3. Uppfördringshöjd.....	6
2.4. Sughöjd	7
2.5. Kavitation.....	8
2.5.1. NPSH ”Net Positive Suction Head”	8
2.6. Pumpkurva	9
2.7. Systemkurva.....	9
2.8. Rörströmning	10
2.8.1. Laminär och turbulent strömning	10
2.8.2. Tryckförlust i rörledningar	11
2.8.3. Tryckförlust vid engångsmotstånd	12
2.8.4. Seriekopplade rör.....	13
2.8.5. Strömningshastighet	13
2.9. Effekt och verkningsgrad.....	14
2.9.1. Den optimala driftpunkten	15
2.9.2. Specifika effektförbrukningen.....	16
2.10. Flödesmätning med ultraljud.....	17
2.11. Frekvensomriktare.....	18
2.11.1. Likriktaren	19
2.11.2. Mellankretsen.....	19
2.11.3. Växelriktaren	19
2.11.4. Styrkretsarnas elektronik	20

2.12.	Pump val.....	20
2.13.	Inläckagedetektering	21
2.13.1.	Lågfrekvent ljudmedia	21
2.13.2.	Tv inspektion	21
2.13.3.	Flödesmätning.....	21
2.14.	Pumpstationstyper	21
2.14.1.	Pumpstation ”wet well dry well”	22
2.14.2.	Pumpstation med torrt uppställda pumpar	23
2.14.3.	Pumpstationer med nedsänkta pumpar	24
2.15.	Avloppsvatten.....	25
3.	Ny utrustning	25
3.1.	Pumpar	25
3.1.1.	Hidrostat	25
3.1.2.	Flygt.....	26
3.2.	Elmotorer	27
3.2.1.	Elmotorernas verkningsgrad.....	27
4.	FALLSTUDIER	29
4.1.	Utförande	29
4.2.	Östra hamnens pumpstation (pumpstation 2)	29
4.2.1.	Befintlig utrustning.....	30
4.2.2.	Mätningar	31
4.3.	Strandnäs pumpstation	31
4.3.1.	Befintlig utrustning.....	32
4.3.2.	Mätresultat	33
4.3.3.	Alternativa förändringar	35
4.3.4.	Alternativ utrustning.....	36
4.4.	Ceders pumpstation.....	39
4.4.1.	Befintlig utrustning.....	39
4.4.2.	Mätresultat	40
4.4.3.	Alternativ utrustning.....	42
4.4.4.	Specifik energiförbrukning.....	43
4.5.	Hagtornsvägens pumpstation	45
4.5.1.	Befintlig utrustning.....	45
4.5.2.	Mätresultat	45
4.6.	Korrviks pumpstation	47

4.6.1.	Befintlig utrustning.....	48
4.6.2.	Mätresultat	48
5.	INLÄCKAGE.....	50
6.	EVENTUELLA VINSTER	53
6.1.	Alternativa förändringar	53
6.1.1.	Strandnäs pumpstation.....	53
6.1.2.	Ceders pumpstation	54
6.1.3.	Hagtornsvägens pumpstation.....	54
6.2.	Förnyelse av pumpstationernas utrustning	55
6.2.1.	Strandnäs pumpstation.....	55
6.2.2.	Ceders pumpstation	57
6.2.3.	Hagtornsvägens pumpstation.....	58
6.3.	Inläckage	59
7.	SLUTSATS	60
7.1.	Rekommendationer	60
7.1.1.	Strandnäs pumpstation.....	60
7.1.2.	Ceders pumpstation	60
7.1.3.	Hagtornsvägens pumpstation.....	60
7.1.4.	Korrviks pumpstation	61
7.1.5.	Mindre stationer.....	61
7.1.6.	Inläckage.....	61
7.2.	Utvärdering	61
	REFERENSER	63
	BILAGOR	65

1. INTRODUKTION

1.1.Val av examensarbete

Under hösten 2014 sökte vi efter examensarbeten och funderade mycket på att fråga Lotsbroverket. Efter några ord med driftingenjören Tomas Mörn kom vi fram till ett antal slutarbeten, med olika energibesparingar i form av värmeåtervinning på Lotsbroverket. Det var lite oklart att vilket vi skulle välja, men efter att Tomas hade varit i kontakt med Ulf Simolin på Mariehamns stad, som kom med en idé om att förbättra Mariehamns pumpstationer till mera energisnåla. Vi läste igenom lite på data från stationerna och åkte runt i Mariehamn för att se ungefär vad vi skulle jobba med och efter en hel del diskussioner kom vi fram till att vårt examensarbete kommer att handla till huvudsak om energibesparingar på Mariehamns pumpstationer.

Avloppssystem behövs för att åstadkomma ett fungerande samhälle och till detta krävs ett välfungerande system för transport av avloppsvattnet. Då avloppsvatten genereras i stort sett dygnet runt, så finns det ett konstant behov att förflytta det. Detta sker till stor del av självfall, men pumpning förekommer för att nå högre höjder eller för att uppnå större flöden. Eftersom pumpning sker flera gånger om dagen, är det viktigt att dessa arbetar så effektivt och energisnålt som möjligt i tanke på miljö och ekonomi.

1.2.Syfte

Syftet med detta arbete är att undersöka var och hur energiförbrukningen kan reduceras inom Mariehamns pumpstationer. Genom att bekanta sig med den befintliga utrustningen och undersöka deras nuvarande kondition och effektivitet, kan det verkliga tillståndet jämföras med det bästa teoretiska framtagna driftförhållandet.

1.3.Frågeställningar

Här skall vi klargöra exakt vad vi kommer att undersöka och gå igenom i vårt projekt, för att så lätt som möjligt klargöra det så har vi ställt upp vårt projekt i form av frågor, som vi efteråt kommer att besvara.

1. Vilka stationer tänker vi sikta oss in på?
2. Tar vi upp vilken utrustning som finns i pumpstationerna för tillfället?
3. Vilka eventuella förnyelser och ombyggnader kommer vi att gå in i?

4. Hur mycket inläckage sker det? Hur kan man säkert fastställa att inläckage sker?
5. Hur beräknas eventuella förnyelsernas återbetalningstider?

Våra svar till föregående frågor:

1. Vi kommer att lämna bort de minsta stationerna. Orsaken är att de mindre pumpstationerna går så lite om året att det bara blir en liten procent i pumpstationernas totala effekt förbrukning.
2. Vi kommer att ta upp den utrustning som finns på stationerna.
3. Den utrustning vi kommer att ta upp är själva pumpen och motorn. Vi kommer att ta upp behovet av en frekvensomvandlare för de stationer som inte har. För de som har frekvensomvandlare kommer vi att ta reda på om det verkligen behövs.
4. Vi kommer bara att ta upp information om hur man skulle kunna komma fram till att var det sker inläckage till rörledningarna och inte ta fram data själva. Orsaken är att vi inte kan mäta flöden från rörledningarna utan att gräva upp dem.
5. Vi kommer att beräkna återbetalningstider med att bara gå in på elförbrukningen och hur mycket pengar vi kan spara på upp till tio år, beräknat från år 2014 elpriser. Orsaken är att all servicekostnad och dylikt kommer att vara samma som på nuvarande utrustning. Återbetalningstider kan vi inte beräkna eftersom de tillverkare vi har valt har inte gett oss något pris för utrustningen.

1.4.Snabba fakta

I Mariehamn är det ca.10 500 personer som är anslutna till avloppsnätet. Sedan har vi även Jomala, Hammarland, Lemlands kommuner samt Norra Ålands avloppsvatten ab. Det leder till att vi får totalt ca.2,7 miljoner m³ avloppsvatten till Lotsbroverket för behandling. Lotsbroverket är dimensionerat för att ta emot ca.3,26 miljoner m³ avloppsvatten per år. (Lotsbroverket, 2014)

2. TEORI

2.1. Allmänt

Pumpar används till stor del för att transportera vätskor. Vad pumpar gör är att de ökar tryck-, rörelse- och/eller lägesenergi hos fluiden, vilket kan uttryckas med *Bernoullis ekvation*,

$$\frac{c_1^2}{2} + g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{c_2^2}{2} + g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

c = hastighet, m/s

g = gravitation, m/s²

h = höjd, m

p = tryck, Pa

ρ = densitet, kg/m³

dvs. summan av rörelse-, läges- och tryckenergin är konstant vid två uppmätta punkter i ett friktionsfritt system.

Det finns ett stort antal pumpar som är avsedda för olika tillämpningar och som varierar sig både i kapacitet och effektförbrukning. Pumpar delas in i två huvudgrupper, *displacementpumpar* och *turbopumpar*, vilka arbetar enligt olika principer.

Displacementpumpar, även kända som *förträngningspumpar*, överför energin till vätskan genom att utrymmet var vätskan befinner sig i förändras. En sådan pump typ är t.ex. en kolvpump. Den andra typen av pumpar är så kallade *turbopumpar*, vars energiöverföring till vätskan åstadkoms av roterande pumphjul med skovlar. Den sist nämnda kommer att belysas i detta arbete. (Alvarez, 2006)

2.2. Turbopumpar

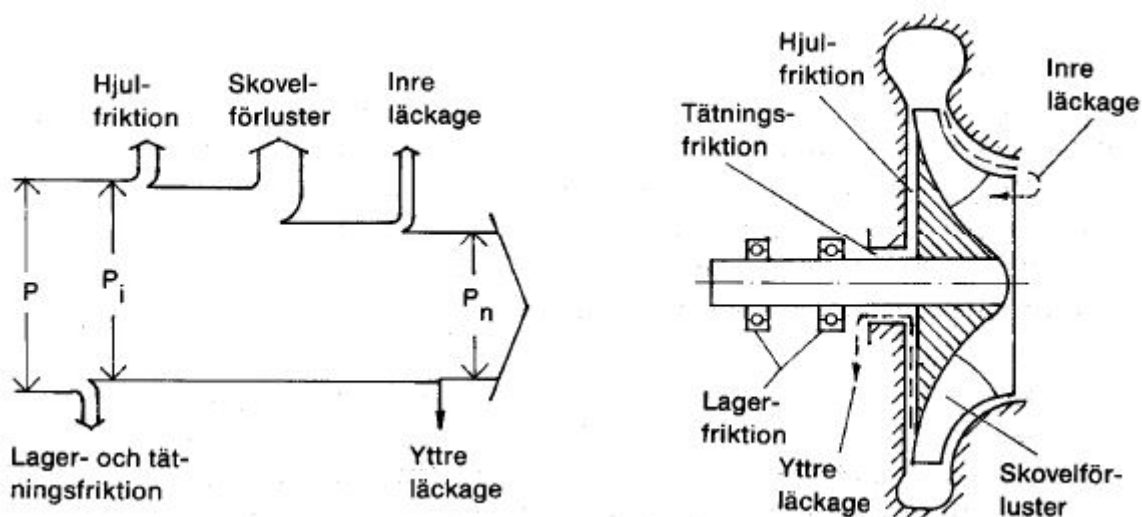
Turbopumpar kännetecknas av sin konstruktion av ett eller flera roterande skovelhjul inuti pumphuset och ä en av den vanligaste pumptypen. De finns som både radialpumpar och axialpumpar, vilket beror på hur vätskan genomströmmar pumphjulet, men även en hybrid av dessa förekommer och går under namnet *diagonalpumpar*. Vi kan kalla axialpumpar för *propellerpumpar* och radialpumpar för *centrifugalpumpar*. Då pumpen körs på ett fast driftsvarvtal, bestäms volymströmmen av det rådande mottrycket i systemet. (PumpPortalen, 2015) (Alvarez, 2006)

2.2.1. Förluster

Turbopumpens förluster kan vi dela in i, (Alvarez, 2006):

- *Hydrauliska förluster*, orsakas av turbulens och friktion av vätskan i pumpen.
- *Spaltförluster (inre läckage)*, orsakas av att vätska som redan passerat söker sig tillbaka mellan springan för pumphus och pumphjul, vilket leder till ytterligare skovelarbete.
- *Släpförluster (hjulfriktionsförluster)*, orsakas av vätskans friktionsförluster mot pumphjulets utåtriktade yta, kan räknas som hydraulisk förlust.
- *Mekaniska förluster*, orsakas av friktionen i lager och tätningar.

Dessa förluster kan ses i figur 1 nedan.



Figur 1. Förlusterna för en turbopump (PumpPortalen, 2015)

2.2.2. Stockningsfria spillvatten pumpar

Stockningsfria pumpar används för transport av obehandlat spillvatten. Denna typ används t.ex. för transport av vätska mellan pumpstationerna och transport till reningsverket. Tanken är att få ett driftsäkert system där större partiklar som hamnat i kretsloppet inte stör processen. Avloppspumpning kräver en viss typ av pumpar, varav centrifugalpumpar är de mest förekommande. Dessa kan delas in i centrifugalpumpar med genomströmningshjul, friströmpumpar och pumpar med halvaxiella pumphjul och axiella pumpar som ger ett större volymflöde men inte så hög uppföringshöjd. (PumpPortalen, 2015)

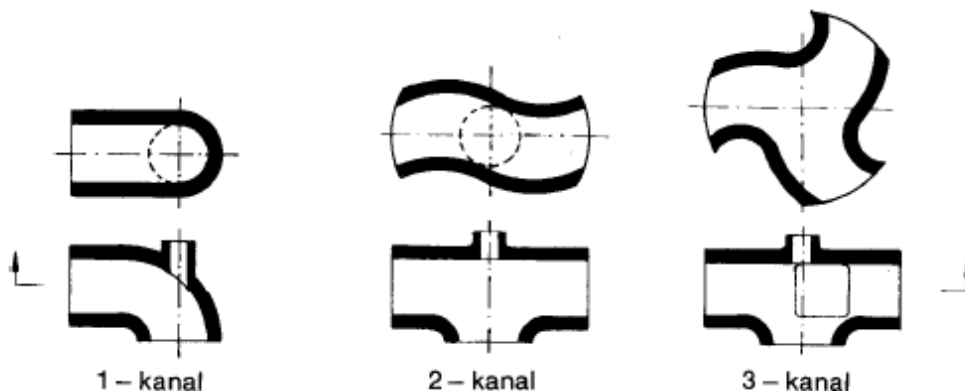
För spillvattenpumpar gäller följande krav (PumpPortalen, 2015):

- Hög mekanisk driftsäkerhet
- Minimal risk för stockning
- Låga energi och service kostnader
- Underhållsvänliga

Eftersom olika stockningsfria pumpar har olika fördelar måste en kompromiss göras vid val av pump, endera är pumpen energisnål eller så är den mer driftsäker i tanke på igensättning. (PumpPortalen, 2015)

2.2.3. Genomströmningshjul

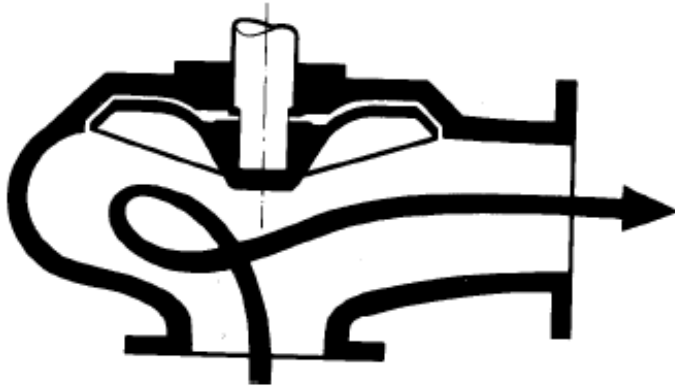
Genomströmningshjul har en eller två och för större pumpar till och med tre kanaler i pumphjulet varigenom den pumpade vätskan skall passera då den strömmar från sugsidan till trycksidan, se figur 2 nedan. Partikel storleken som släpps igenom beror på kanalstorleken. Denna typ används när större volymflöde krävs t ex i kommunala avlopps system. (PumpPortalen, 2015)



Figur 2. Genomströmningshjulets utformning med olika antal kanaler (PumpPortalen, 2015)

2.2.4. Friströmningspump

Friströmningspumpen är en typ av centrifugalpump som har ett pumphjul med öppna skovlar och en stor tätningspalt, vilket låter förorenad vätska passerarfritt igenom pumphuset ut till trycksidan, se figur på följande sida. Deras konstruktion ger hög driftsäkerhet och passar därför bra som spillvattenpump. Det delvis fria pumphuset ger dock en försämrade verkningsgrad vilket ger en högre driftkostnad jämfört med genomströmningshjulet. (PumpPortalen, 2015)



Figur 3. Friströmningspump och flödesvägen genom den stora tätningsspalten.

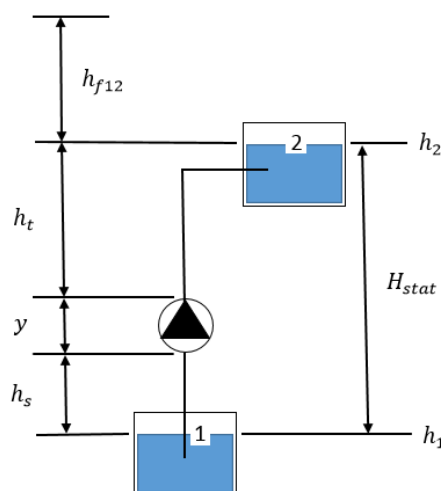
(PumpPortalen, 2015)

2.3. Uppfördringshöjd

Termen uppfördringshöjd kommer från den tid då pumpar för det mesta användes till att pumpa vätska till högre nivåer, t ex i gruvor och konstbevattningsanläggningar. I dagens läge används uppfördringshöjd ännu som ett mått på pumpens kapacitet.

(PumpPortalen, 2015)

När en pump transporterar en vätska mellan två nivåer har vi en *sughöjd* h_s mellan pumpens inlopp och den nedre vätskenivån och en *tryckhöjd* h_t mellan pumpens utlopp och den övre vätske nivån. Skillnaden mellan pumpens inlopp S och utlopp T kallas pumpens *manometriska uppfördringshöjd*, $= h_T - h_S$. Summan av dessa bildar systemets *statiska uppfördringshöjd* H_{stat} och är det högsta pumptrycket då ännu inget flöde har uppstått. Se figur 4. (Alvarez, 2006)



Figur 4. Vätska pumpas från den nedre behållaren till den övre. H_{stat} är den statiska uppfördringshöjden och h_{f12} är tryckförlusterna i systemet. (Alvarez, 2006)

För att dimensionera en pump för ett system måste man alltså övervinna det motstånd som uppkommer i bl.a. rörledningar, krökar och ventiler, varigenom vätskan strömmar. Denna förlust anger vi som en *förlusthöjd* h_{f12} i systemet mellan punkterna 1 och 2. (Alvarez, 2006)

Den totala uppforderingshöjden H_{tot} är summan av den statiska uppforderingshöjden H_{stat} och förlusthöjden h_{f12} . Energi ekvationen nedan är en utökad variant Bernoullis ekvation där termen Δp_{pump} har lagts till för att ange pumpens tillförda energimängd och Δp_{f12} lagts till för att komplettera för förluster i systemet.

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{c_1^2}{2} \rho + \Delta p_{pump} = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{c_2^2}{2} \rho + \Delta p_{f12} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

Ekvationen kan omskrivas så att tryckökningen i pumpen Δp_{pump} beräknas och anges i höjdform enligt,

$$H_{pump} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \Delta h_{f12} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

H_{pump} är uttryckt i meter pelarhöjd, för den tryckökning pumpen ger åt den strömmande vätskan i systemet eller mer bestämt systemets *uppforderingshöjd*.

Tryckförlusten Δh_{f12} anges även i meter pelarhöjd. (Alvarez, 2006)

2.4. Sughöjd

Nivåskillnaden mellan pumpens inlopp och den nedre vätskeytan utgör pumpens sughöjd. När pumpen startas, skapas det ett undertryck i sugledningen. Trycket ovanför vätskeytan kommer nu att pressa vätskan upp i sugledningen. Under ideala förhållanden klarar pumpen av att skapa absolut vakuum och trycket ovanför vätskeytan kommer då att pressa vätskan lika många meter som detta tryck motsvarar. Ifall trycket ovanför nedre vätskeytan är i atmosfärtryck vid havsnivå, så begränsas den höjd vi kan uppnå till ca. 10 meter vattenpelare. Men i verkligheten har vi även *höjdförluster i sugledningen* Δh_{fs} och *strömningshastigheten* c_s som måste beaktas vilket vi kan se från följande ekvation då vi beräknar *sughöjden* h_s

$$h_s = \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} - \frac{p_s}{\rho \cdot g} - \frac{c_s^2}{2g} - \Delta h_{fs} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

Dessutom bör man undvika kavitation i systemet vilket är orsaken till att den verkliga sughöjden för pumpning av kallt vatten max kan uppgå till ca.7 meter. (Alvarez, 2006)

2.5.Kavitation

Om trycket i sugledningen sjunker så mycket att det motsvarar vätskans förångningstryck vid den gällande uppfordrings vätskans temperatur kommer *kavitation* att uppstå. Kavitation innebär att vätskan har övergått till gasform vid undertryck och bildat gasbubblor som sedan imploderar, faller ihop, vid ett högre tryck. Detta orsakar lokalt mycket höga tryckökningar och om en gasbubbla imploderar i kontakt med en yta som t ex på ett pumphjul eller ett rör, kommer dessa att vara utsatta för slitage av stötarna. Ett tecken på kavitation är ett smattrande ljud och vibrationer från pumpen. (Alvarez, 2006)

Genom att hålla trycket över förångningstrycket kan kavitation undvikas. Detta kan åstadkommas genom att hålla sughöjden h_s , strömningshastigheten c_s och tryckförlusterna Δp_{fs} i sugledningen så små som möjligt. Ett sätt är att sänka pumpen under vätskeytan, alltså använda en sänkpump och på så sätt få en negativ sughöjd h_s . Ur ekvationen nedan erhåller vi det absoluta trycket vid sugsidan.

$$p_s = p_{atm} - \rho \cdot g \cdot h_s - \frac{c_s^2}{2} \rho - \Delta p_{fs} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

2.5.1. NPSH "Net Positive Suction Head"

Kavitationsrisken kan bestämmas med hjälp av NPSH, vilken är skillnaden mellan uppfordringshöjden och vätskans förångnings tryck i meter vattenpelare. Denna delas in i dessa två grupper dvs. $NPSH_A$ (NPSH Available) och $NPSH_R$ (NPSH Required). $NPSH_A$ är det absoluta trycket vid inloppet av pumpen och $NPSH_R$ är det minsta tryck som krävs vid pumpens inlopp för att undvika pumpen att kavitera. Alltså $NPSH_R$ bör vara större än $NPSH_A$. (The Engineering Toolbox, 2015)

$$NPSH_A > NPSH_R$$

$NPSH_A$ beräknas för systemet enligt följande,

$$NPSH_A = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{p'}{\rho g} \quad (\text{The Engineering Toolbox, 2015})$$

och $NPSH_R$ -värdet fås från pumptillverkaren och avläses från pumpens pumpdatablad. (The Engineering Toolbox, 2015)

2.6. Pumpkurva

Vid ett konstant varvtal fås en funktion mellan *uppfordringshöjden* H och *volymflödet* \dot{V} vilka tillsammans anger pumpkurvan som kallas pumpkaraktäristika.

Pumpkaraktäristikan anger energiökningen hos vätskan vid olika flöden och denna energiökning anges som *uppfordringshöjd* H i meter vattenpelare (m vp) vilket som har nämnts tidigare. Volmflödet hos turbopumpar varierar helt med uppfordringshöjden H . För att bestämma pumpkaraktäristikan kan man genom strypning efter pumpen rita upp pumpkurvan vid ett konstant varvtal. Detta kan sedan göras för flera olika varvtal.

Pumpkurvor fås i allmänhet från tillverkaren, där pumpkurvor vid olika varvtal förekommer och varifrån även verkningsgrader och effekter kan utläsas från.

(Alvarez, 2006)

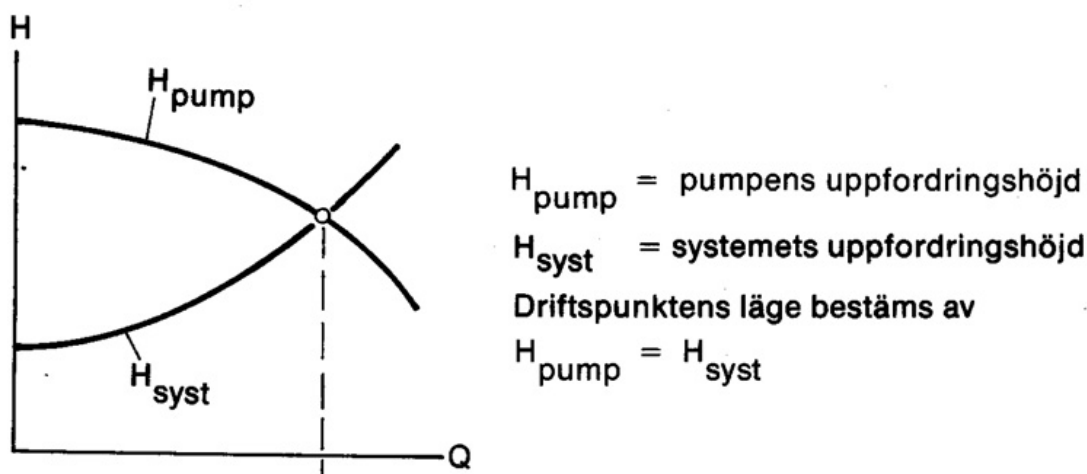
2.7. Systemkurva

Systemkurvan eller systemkaraktäristika som den även kallas, visar hur uppfordringshöjden H för systemet varierar med volymflödet \dot{V} . Systemkurvan börjar vid den statiska uppfordringshöjden viken består av den geodetiska nivåskillnaden $(h_2 - h_1)$ och det statiska tryckskillnaden $\left(\frac{p_2 - p_1}{\rho g}\right)$, vid denna punkt är volymflödet noll.

När volymflödet ökar stiger kurvan beroende på rörledningensmotståndet (Δh_{f12}) i systemet. Se ekvationen nedanför (Alvarez, 2006):

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \Delta h_{f12}$$

Genom att rita in pumpkurvan och systemkurvan i samma diagram får vi ut systemets driftpunkt som har illustrerats i figur 5.



Figur 5. Systemkurva med statisk uppforderingsh\u00f6jd och pumpkurva som tillsammans ger driftpunkten. (PumpPortalen, 2015)

2.8. R\u00f6rstr\u00f6mning

R\u00f6rsystem anv\u00e4nds d\u00e5 man transporterar v\u00e4tska s\u00e5 som t ex dricksvatten, avloppsvatten eller fj\u00e4rrv\u00e4rme. Vid genomstr\u00f6mning av r\u00f6r uppkommer friktion mellan fluid och r\u00f6ret men \u00e4ven friktion inom sj\u00e4lva fluiden. Detta orsakar ett tryckfall d\u00e5 en del av den borttappade energin har \u00f6verg\u00e5tt till v\u00e4rme. F\u00f6r att bibeh\u00e5lla ett \u00f6nskat fl\u00f6de m\u00e5ste man d\u00e4rf\u00f6r kompensera detta tryckfall med mer tillf\u00f6rd energi.

Vi kommer att bekanta oss n\u00e4rmare med vad som orsakar tryckfall i detta kapitel.

2.8.1. Lamin\u00e4r och turbulent str\u00f6mning

Om en inkompressibel fluid str\u00f6mmar genom ett r\u00f6r med konstant tv\u00e4rsnitt och d\u00e5 str\u00f6mningen \u00e4r *station\u00e4r*, det vill s\u00e4ga n\u00e4r variationerna i hastighet och tryck \u00e4r s\u00e5 sm\u00e5 att de knappt \u00e4ndrar sig med tiden, kan en hastighetsprofil som beror p\u00e5 Reynolds tal best\u00e4mmas. Reynoldstalet best\u00e4mmer ifall en fluid str\u00f6mmar lamin\u00e4rt eller turbulent och anses som f\u00f6rh\u00e5llandet mellan tr\u00f6ghets- och friktionskrafterna. I normala fall anses en fluid str\u00f6mma lamin\u00e4rt ifall $Re < 2100$ och helt turbulent n\u00e4r $Re > 4000$.

Vid området mellan 2100 och 4000 \u00e4r str\u00f6mningen *intermittent*, vilket betyder att str\u00f6mningen v\u00e4xlar mellan lamin\u00e4rt och turbulent. Vid str\u00f6mning i slutna ledningar kan Reynolds erh\u00e5llas med ekvation (Alvarez, 2006):

$$Re = \frac{d \cdot c}{\nu}$$

d = innerdiameter, m; c = hastighet, m/s; ν = viskositet m^2/s

När strömningen är laminär kommer de partiklar som flödar med vätskan att röra sig rakt med *strömlinjen*, alltså flödar partiklarna i parallella banor. När flödes hastigheten sedan gradvis ökas kommer strömningslinjen att brista i små virvlar, för att sedan övergå till fullt utvecklad turbulens där två identiska partikelbanor inte förekommer. Friktionen i röret kan ses som en funktion av Reynoldstalet vid olika ytråheter på röret i ett *Moody diagram*. (Alvarez, 2006)

2.8.2. Tryckförlust i rörledningar

Om vi använder *Bernoullis ekvation*, som vi nämnt tidigare, mellan två punkter i ett rörsystem kommer hastighets-, rörelse- och lägesenergin vara konstant om ingen övrig energi tillförs eller bortförs från den strömmande vätskan mellan punkterna. I verkliga fall kommer energin att avta längs med ledningen p.g.a. förluster på vägen. Den energi som tappas på vägen kallar vi för *strömningsförluster*. Totaltryckförlusten mellan två punkter (1 och 2) kan beräknas med följande ekvation (Alvarez, 2006):

$$\Delta p_{f_{12}} = \left(p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{c_1^2}{2} \rho \right) - \left(p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{c_2^2}{2} \rho \right)$$

Ifall punkterna befinner sig på samma nivå kan vi skriva om formeln som

$$\Delta p_{f_{12}} = p_1 + \frac{c_1^2}{2} \rho - \left(p_2 + \frac{c_2^2}{2} \rho \right) \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

och om vi därtill har samma hastighet c i början som i slutet, betyder det att vi endast har en *statisk tryckförlust*

$$\Delta p_{f_{12}} = p_1 - p_2 \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

En del av tryckförlusterna i rörledningarna härstammar vätskans kontakt med rörytan. Friktionsförlusten kan enkelt anges då rördimensionerna är kända

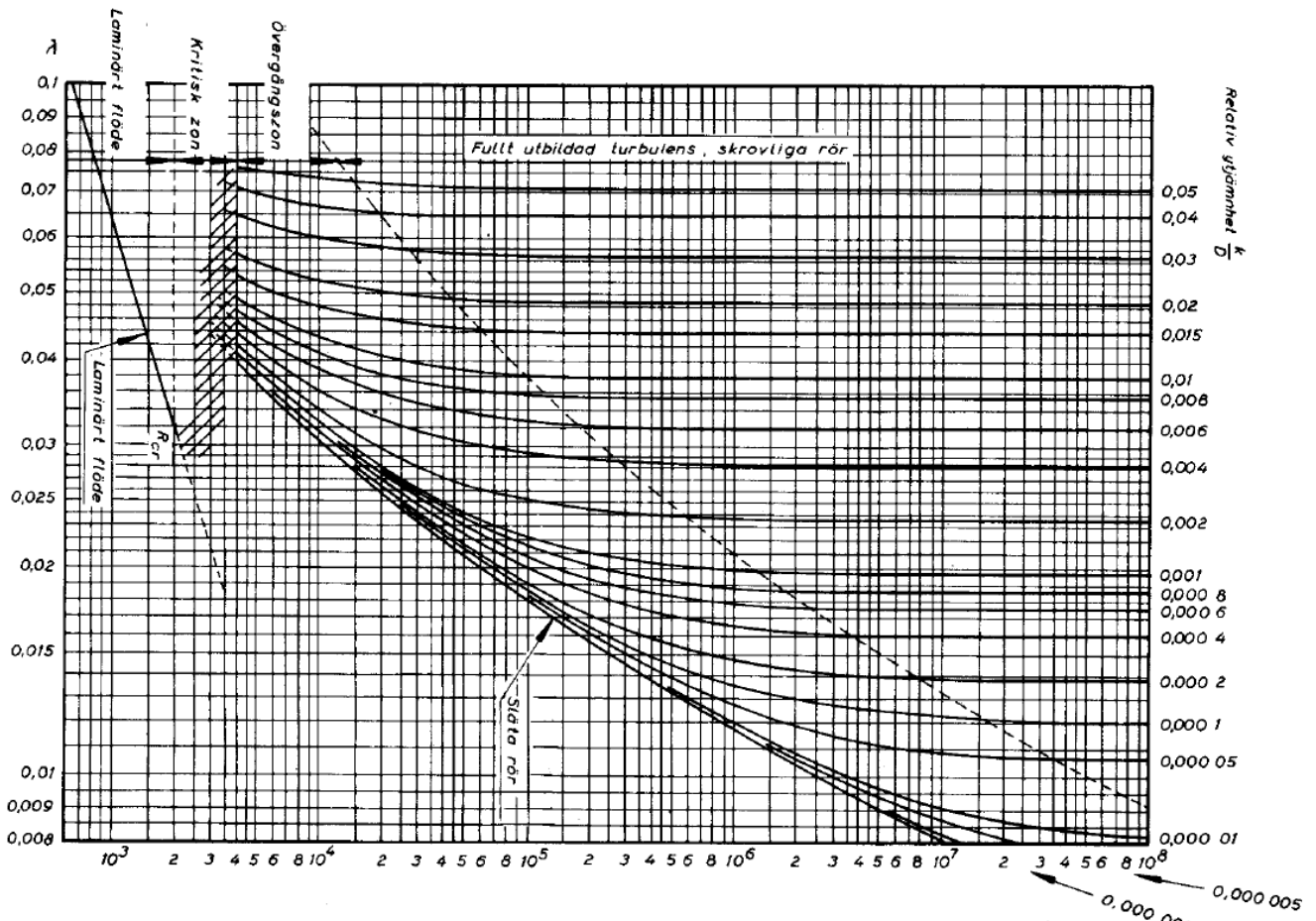
$$\Delta p_{f_{12}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \rho \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

Rörfriktionskoefficienten λ vid laminär strömning är

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

(Alvarez, 2006)

och vid turbulent strömning är det rörets ytråhet som bestämmer rörets friktionskoefficient λ . I Moodydiagrammet i figur 6, ser vi rörfriktionskoefficienten som funktion av Reynolds tal vid olika relativa ytråheter. (Alvarez, 2006)



Figur 6. Moodydiagram för raka rörs friktionskoefficient

2.8.3. Tryckförlust vid engångsmotstånd

Tryckändring i fluiden kan orsakas av plötslig förändring av rörets utformning eller ytorna för genomströmningen. Vi kallar dessa för engångsmotstånd och kan vara allt från rörkrökar och förgreningar till ventiler och munstycken. Fluiden utsätts för lokala tryckförändringar vilket leder till tryckförluster. Tryckförlusten kan då beräknas med

$$\Delta p_f = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2}$$

(Alvarez, 2006)

där motståndskoefficienten ζ har bestämts på förhand för olika engångsmotstånd och kan erhållas från diagram eller tabell, utgående från aktuell data. (Alvarez, 2006)
Totala tryckförlusten i rörledningen mellan punkterna 1 och 2 kan beräknas med ekvation (Alvarez, 2006):

$$\Delta p_{f_{12}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot \frac{c^2}{2} \rho$$

2.8.4. Seriekopplade rör

Vid seriekopplade rör adderas tryckförlusterna, vilka bör beräknas skilt för de enskilda rören. Vid seriekoppling är massflödet konstant, men hastigheten i de olika rören beror på deras inner diameter. Totala tryckförlusten för de enskilda rören fås enligt (Alvarez, 2006):

$$\Delta p_f = \Delta p_{f_1} + \Delta p_{f_2} + \Delta p_{f_3} + \dots$$

2.8.5. Strömningshastighet

När en vätska pumpas får vi ett flöde som kan förklaras som en volym mängd vätska per tidsenhet och detta kallar vi för volymflöde \dot{V} . Det är pumpens storlek som är avgörande för vilket volymflöde man kommer att ha, men hastigheten för flödet beror på rörets tvärsnittarea. Sambandet mellan dessa kan vi se i nedanstående ekvation (PumpPortalen, 2015):

$$c = \frac{\dot{V}}{A}$$

För ledningar med förorenade vätskor bör man beakta sedimenteringsrisken, vilket betyder att partiklar som följer med vätskan lägger i röret. Detta beror direkt på strömningshastigheten i röret och måste tas i beakt vid ledningars utformning, speciellt för självfallsledningar, men även hastigheten driftpumparna skapar i ledningarna bör undersökas. Hastigheten i röret måste minst uppnå 0,7 m/s en gång om dagen för att skapa självrensning, dvs undvika sedimentering. Detta är ett krav från EU-normen EN 1671:1997. Dessutom krävs att lätt trycksatta rör inte får stå stilla i mer än 8 timmar, då det finns risk för gasbildning i röret. Max flödes hastighet i avloppsnät rekommenderas att vara 3 m/s för att undvika erosion i rören. (Pumpteknik, 2013)

2.9. Effekt och verkningsgrad

Den nyttiga energin som skapas av pumpen i form av uppföringshöjd och flöde, är den energi som återstår av den inköpta elenergin. Energin som tappas på vägen beror på elmotorns och pumpens effektivitet och det som går åt för att övervinna friktionsmotstånd i lager och tätningar. Från inmatad eleffekt får vi axeleffekten ut från elmotorn som sedan efter friktionsförlusterna ger pumpens inre effekt och efter att en del av den inre effekten omvandlats till en oönskad ökning av vätskans energi i form av temperaturökning, så återstår den nyttiga energin. Effekten används för beräkning av effektivitet, pumpstorlek och motorstorlek.

Pumpeffekten kan uttryckas som (PumpPortalen, 2015):

$$P_{pump} = V\rho gH$$

vilken är den energi som pumpen överför till vätskan i kW.

Pumpverkningsgraden η_{pump} är den del av den inmatade effekten (axel effekten) som pumpen överför till vätskan, efter pumpens alla förluster (se delen om förluster).

Pumpens verkningsgrad kan anges som (PumpPortalen, 2015):

$$\eta_{pump} = \frac{P_{pump}}{P_{axel}}$$

Vad som bör beaktas är den totala verkningsgraden vilken inkluderar elmotorn och dess förluster. Elmotorns verkningsgrad bestäms med den inmatade eleffekten och den utmatade axel effekten, enligt följande (PumpPortalen, 2015):

$$\eta_{motor} = \frac{P_{axel}}{P_{el}}$$

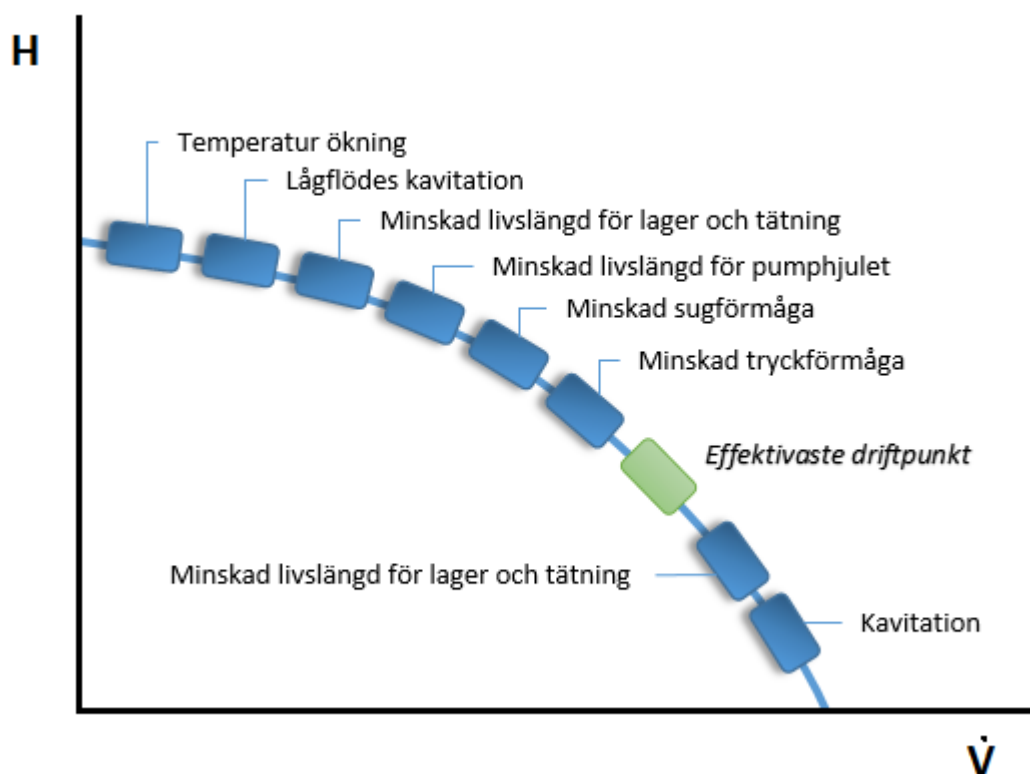
Den totala verkningsgraden för systemet kan nu erhållas (PumpPortalen, 2015):

$$\eta_{tot.} = \eta_{pump} \cdot \eta_{motor}$$

2.9.1. Den optimala driftpunkten

Det rekommenderas att själva pumpen körs på sin bästa verkningsgrad, inte bara för att den hydrauliska verkningsgraden är som störst, men då apparaturens livslängd förkortas och driftsäkerheten riskeras vid en avvikelse från pumpens optimala drift punkt.

Livslängden förkortas markant ifall driftpunkten skiljer sig med $\pm 10\%$ från det optimala. Följden av detta kan ses i figur 7 nedanför.



Figur 7. Tillförlitlighetsproblem då driftpunkten skiljer sig från pumpens effektivaste driftpunkt. (Pemberton, 2005)

Men för att uppnå den mest optimala och ekonomiska driftpunkten måste man beakta hela pumpsystemet i sin helhet och inte bara pumpens bästa verkningsgrad. Oftast befinner sig den mest ekonomiska driftpunkten där pumpens verkningsgrad är som bäst, men i vissa fall kan den mest lönsamma driftpunkten skilja sig från pumpens optimala driftpunkt, se specifik effektförbrukning. (Pemberton, 2005)

2.9.2. Specifika effektförbrukningen

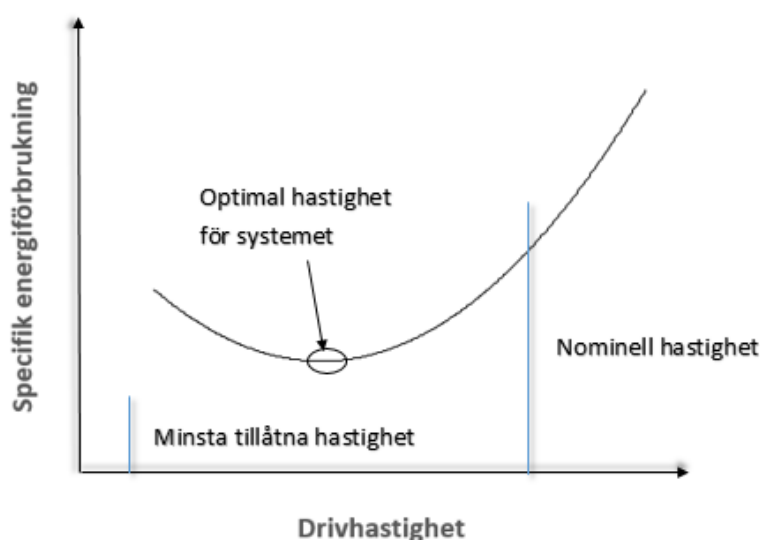
För att enkelt kunna jämföra pumpar och hitta deras mest ekonomiska driftpunkt används den specifika elförbrukningen som en storhet. Den specifika elförbrukningen (*SEC, specific energy consumption*) är ett mått på mängden energi som går åt för att pumpa en viss mängd vätska och mäts i kWh/m³. Till detta behöver man då volymflödet och pumpeffekten vid gällande driftpunkt. Ekvationen nedan bevisar att det inte är bara pumpens verkningsgrad som bidrar till den specifika effektförbrukningen, utan även uppfordringshöjden H . (Xylem, 2014):

$$SEC = \frac{P_{axel}}{\dot{V}} = \frac{\dot{V} \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot t}{\eta_{pump} \cdot \dot{V} \cdot t}$$

Förenklar man uttrycket algebraiskt kan vi tydligare se att den specifika effektförbrukningen inte bara är beroende av pump verkningsgraden η_{pump} , utan även av uppfordringshöjden H . (Xylem, 2014):

$$SEC = g \cdot \rho \cdot \frac{H}{\eta_{pump}}$$

Vid beräkning av energikostnader behöver man alltså beakta hur mycket energi pumpen använder tillsammans med dess system (Xylem, 2014). Se figur 8.

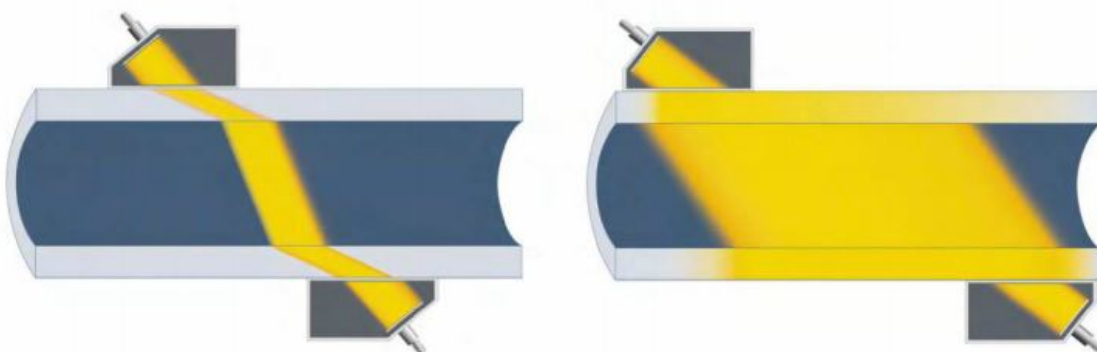


Figur 8. Specifika effektförbrukningen som funktion av drivhastigheten. (Flygt, 2011)

2.10. Flödesmätning med ultraljud

Det finns två olika typer av ultraljudsmätare. Den ena är en så kallad *inline*-mätare som har sina sensorer i kontakt med mediet och den andra typen av mätare är *clamp-on* vars sensorer aldrig kommer i kontakt med mediet. Principen för hur dessa fungerar är den samma. Sensorerna fungerar både som sändare och mottagare och skickar mycket högfrekventa pulser till varandra. Ljudspåret färdas på så sätt både mot och med flödesriktningen. Tidsskillnaden det tar för sensorerna att snappa upp ljudet är proportionellt med flödes hastigheten och då man vet rörets tvärsnittsarea kan volymflödet beräknas.

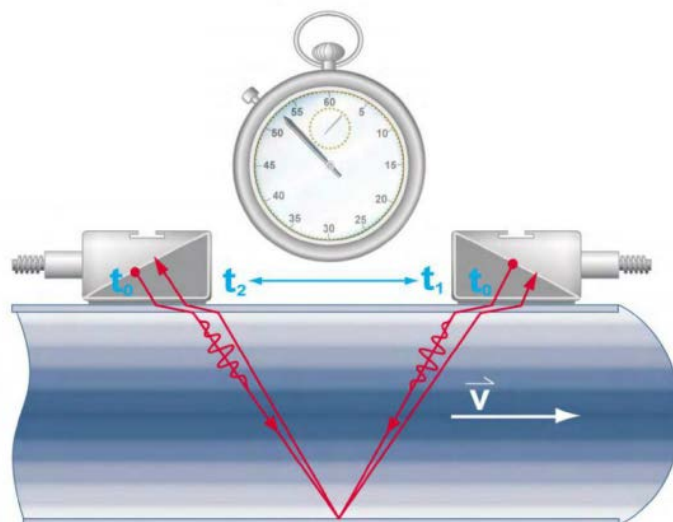
Clamp-on-mättekniken kan delas in i *shear wave* och *lamb wave*. För mätning av vätskor är *shear wave* den vanligaste medan *lamb wave* används i huvudsak för mätning av gaser och då ljudhastigheten inne i mediet kan variera. Se figur 9.



Figur 9. *Clamp-on* mätningsteknik. *Shear wave* till vänster och *lamb wave* till höger.
(Fluur, 2005)

För att kunna göra en noggrann flödesmätning måste man ta reda på ljudhastigheten inte bara i mediet utan även i rörmaterialen. I mätinstrumentet finns det alternativ för dessa. Dessutom måste man veta innerdiametern på röret och dess vägg tjocklek. Temperaturen för mediet måste också anges då ljudhastigheten förändras med temperaturen. Parametrarna förinställs i mätinstrumentet före mätning.

När sensorerna är monterade på röret, räknar mätinstrumentet ut sträckan mellan sensorerna. Ljudvägen beror på hur sensorerna monterats, på samma eller motsatta sida

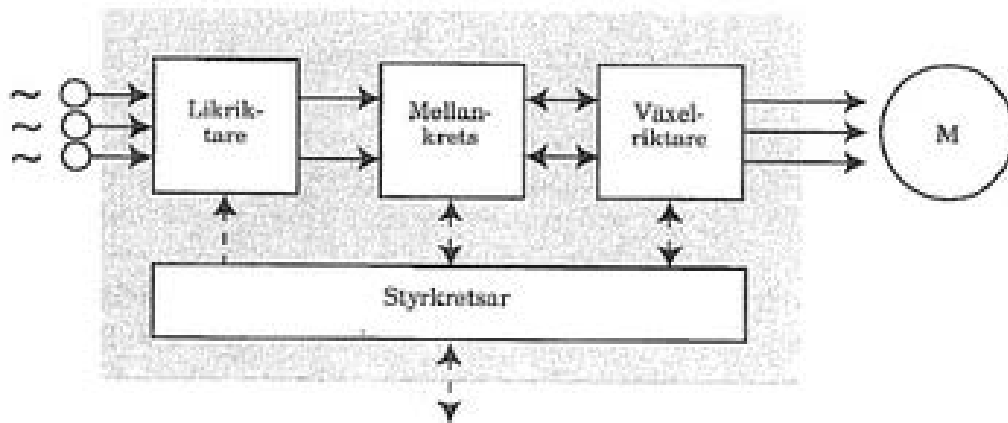


Figur 10. Sensorerna skickar signaler mellan varann och tids skillnaden mellan dessa är proportionellt med flödet. (Fluur, 2005)

om röret. Fler ljudvägar ger bättre mät noggrannhet men sämre signal, se figur 10 nedan. (Fluur, 2005)

2.11. Frekvensomriktare

Frekvensomriktare är en elektronisk motorstyrning. Den styr motorer genom att omvandla nätets fasta frekvens och spänning till flera oavbrutna växlande enheter. Fördelarna är energibesparing, möjlighet att ställa in motorvarvtal för att optimalisera driften, lägre underhållskostnader, bättre process- och kvalitetsförbättring, bättre arbetsmiljö (mindre ljud med lägre varvtal). Man kan dela en frekvensomriktare i fyra huvuddelar som är följande enligt figur 11 nedan: (Danfoss, 1985)



Figur 11. Frekvensomriktare. (Danfoss, 1985)

2.11.1. Likriktaren

Tar emot strömmen från nätet och avger pulserande likspänning. Det finns både styrda och ostyrda likriktare.

2.11.2. Mellankretsen

Efter likriktaren kommer mellankretsen. Det finns tre olika modeller:

- En modell som ändrar likriktarspänningen till likström.
- En modell som bara stabiliserar den pulserande likspänningen.
- En modell som ändrar den konstanta likspänningen till variabel spänning.

Det finns även frekvensomriktare som kallas direktomriktare, som saknar mellankretsen. Man använder direktomriktare vid större installationer, MW-effektområden för att få fram lågfrekvent matningsspänning direkt ur 50 Hz-nätet.

2.11.3. Växelriktaren

Växelriktaren får den ändrade spänningen från mellankretsen och styr därefter frekvensen i spänningen till motorn. Det finns vissa modeller av växelriktare som kan omvandla den konstanta likspänningen till en variabel växelspanning.

2.11.4. Styrkretsarnas elektronik

Styrkretsen sänder och tar emot information från likriktare, mellankretsen och växelriktaren.

2.12. Pump val

Vid val av pumpar för avloppsvatten bör man ta till hänsyn att pumpen skall vara så störningsfri som möjligt för dagens flöde och även förhöjt flöde till åtminstone 10 år framöver. Oavsett framtida flödet bör vid val av pumpar följande punkter tas hänsyn till (Algers, 1979):

- Minimal risk för stockning.
- Hållbarhet, Hög driftsäkerhet.
- Låg energiförbrukning och låga servicekostnader.
- Vid haveri skall det lätt gå att reparera pump.

Rörens diametrar från hushåll till pumpstation har stor inverkan på hur man skall dimensionera pumpen för att undvika stockning.

För avloppsvattenpumpar är installationssättet en viktig faktor när man väljer pump. Sänkbara pumpar är enkla att installera och byta och bra för mindre stationer. Torruppställda pumpar är lämpliga för större effekter och arbetar oftast med bättre verkningsgrad. De är lätta att varvtalsregleras och styrs säkrare, men blir dyrare att installera. Följande punkter bör tas i beakt (Algers, 1979):

- Miljö
 - Ljudnivå
 - Arbetarskydds krav
- Underhåll
 - Reservdelar
 - Specialverktyg
 - Personalutbildning
- Inköp
 - Standardiseringsnivå (om det är en vanlig modell eller specialtillverkad)
 - Garanti
 - Pris

2.13. Inläckagedetektering

2.13.1. Lågfrekvent ljudmedia

Vid inläckage i rör nät alstras ett ljud. Detta ljud kan man höra själv utan extra utrustning, men om det är frågan om ett mindre läckage på flera tiotals meters avstånd behövs det ett ljudmedium som kan plocka upp lågfrekventa ljud. Denna metod fungerar bäst på metallrör för metallens goda egenskaper att transportera ljud. Begränsningar för denna metod är andra rörmaterial så som plast och betong, för att materialens förmåga att transportera ljud är mycket begränsade. (Ekblad, 2006)

Om det är frågan om ett metallrör så kan man med hjälp av utrustningen komma fram till hur stort läckaget är och avståndet till läckaget. Men är det frågan om ett PVC-rör eller betongrör så är resultaten begränsade. Med hjälp av en hydrofon så kan vi förstärka ljudsignalerna och komma fram till om det finns läckage eller inte. (Ekblad, 2006)

2.13.2. Tv inspektion

TV-inspektion är en läckagesökning på visuellt sätt. Man går in i rören med en kamera och med hjälp av en bildskärm kan man visuellt se om det finns läckage i röret. Rören måste vara tömda och rensade så att man har en större chans att se sprickor och läckage. Denna metod är dock begränsad till de största läckagen, för att det är svårt att se mindre sprickor i rören. Denna metod är en av de enklare och billigare sätten att upptäcka läckage och sprickor i rörsystemen. Man kan även upptäcka eventuella stockningar i rören. (Halvarsson;Boström;Andersson;& Alm, 2013)

2.13.3. Flödesmätning

Med flödesmätning menas att man mäter flödet vid båda ändarna av röret för att sedan jämföra resultaten och har flödet stigit under vägen så har vi ett inläckage i systemet. Mätningen är svår att utföra eftersom man oftast måste gräva fram rören för att kunna installera en flödesmätare, men då kan man installera en permanent flödesmätning så har man färdigt ett system för en aktiv läcksökning.

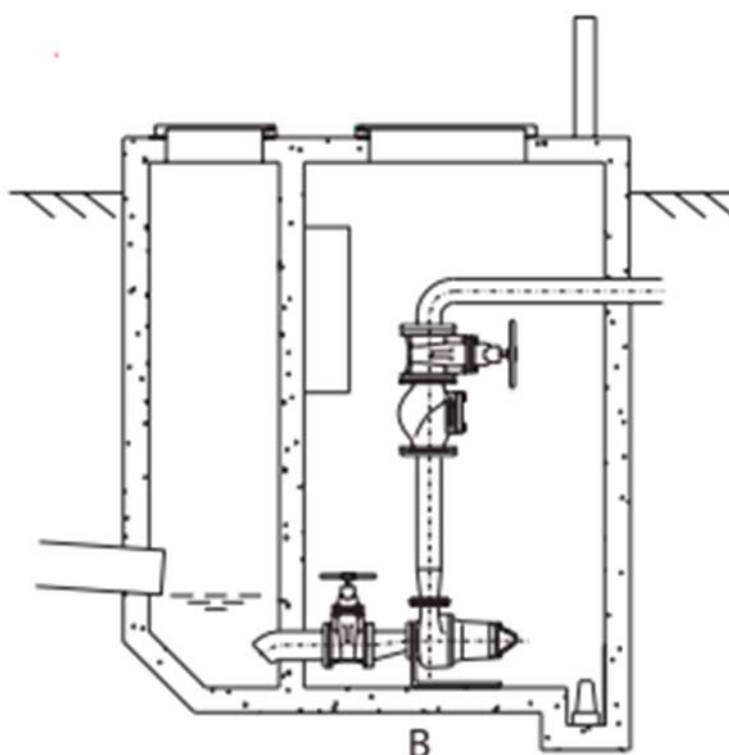
2.14. Pumpstationstyper

En pumpstation för avloppsvatten är en station som innehåller en brunn vilken är belägen lågt ner så att avloppsvatten kan med hjälp av enbart gravitation rinna ner i

brunnen. Med hjälp av en pump så pumpas avloppsvattnet från brunnen upp till en annan brunn som är högre upp för att sen därifrån rinna ner till eventuellt nästa station eller ett reningsverk. Nedan tar vi upp de tre olika pumpstationstyperna som används i Mariehamn.

2.14.1. Pumpstation ”wet well dry well”

Dessa pumpstationer kallas *wet well dry well*, för att de har sänkbara pumpar torrt ställda bredvid avloppsvattenbrunnen, man kan säga att det är två brunnar i ett, den ena brunnen innehåller avloppsvatten och den andra innehåller pumparna och deras driftskåp. Se figur 12 nedan.



Figur12. Wet well dry well pumpstation. (Grundfos, 2010)

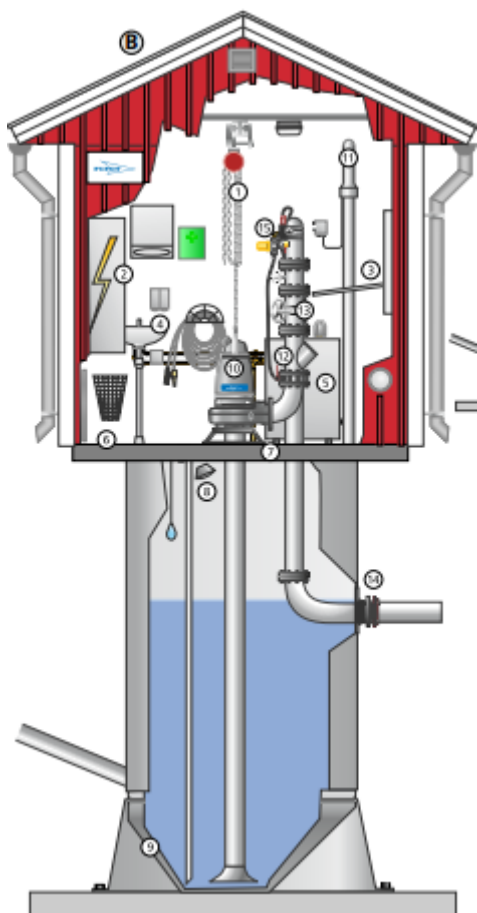
Det positiva med denna installation är att man har mycket spelrum när det gäller bräddning. Först måste brunnen med pumparna fyllas för att det skall bli bräddning. Pumparna och torra brunnen måste dock då vara designade för att kunna vara vattenfyllda. Man får även ett positivt sugtryck vilket är bra med tanke på kavitation och impellerhuset är alltid vattenfyllt, så det är en liten risk att luft tränger sig in. De är även lätta att underhålla då de inte är nersänkta. Ofta är de utrustade med en extra pump som är till för att tömma den torra brunnen ifall det sker något läckage. (Grundfos, 2010)

2.14.2. Pumpstation med torrt uppställda pumpar

Dessa är stationer med torruppställda och oftast icke sänkbara pumpar men kan även vara installerade med torrt uppställda sänkbara pumpar. Pumparna är installerade uppe i pumphuset vilket ger dem ett negativt sugtryck, se figur 13 nedan. Det negativa sugtrycket ger en större sannolikhet att pumpen suger luft och därmed blir det mera underhåll för att man måste lufta pumphuset. Detta måste också göras efter varje gång man har haft underhåll på pumpen och tömt pumphuset. (Grundfos, 2010)

Torruppställda pumpar med negativt sugtryck kräver mera underhåll än pumpar med positivt sugtryck. (Lotsbroverket, 2014)

Det positiva med dessa stationer är att all utrustning finns torrt uppe i stationens byggnad, och därmed är allt lätt tillgängligt.



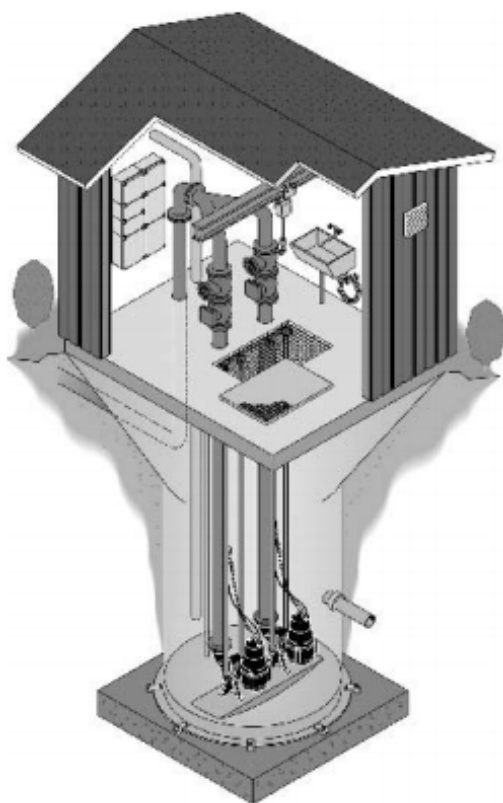
Figur13. pumpstation med torruppställda pumpar. (ITT water & wastewater ab, 2015)

2.14.3. Pumpstationer med nedsänkta pumpar

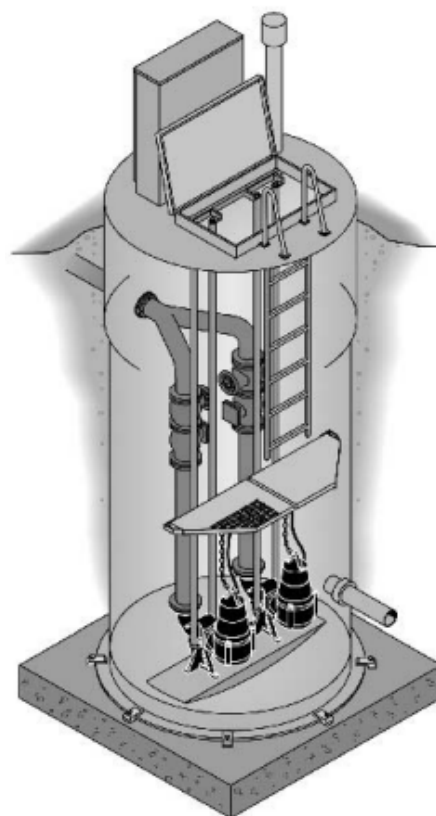
Dessa pumpstationer kommer ofta från tillverkaren i paketform. De är färdigt byggda och dimensionerade till kundens behov. De flesta är utrustade med underhållsstyrskena, som används för att lätt hissa upp pumparna utan att behöva tömma eller gå ner i brunnen. (Grundfos, 2010)

Brunnen kan ha en underhållsöverbyggnad som innehåller frekvensomvandlare, olika mätare och annan utrustning som man inte kan ha nere i brunnen. Brunnen kan också bara vara ett lock på marken och ett elskåp ovan. Dessa är de allra minsta stationer som inte är utrustade med frekvensomvandlare. Se figurena 14 och 15 nedan.

Dessa nersänkta pumpar har samma fördelar som *wet well- dry well*-typen när det gäller positiva sugtrycket. Men de är lite svårare att underhålla eftersom man måste hissa upp pumparna från brunnen eller tömma brunnen. Paketbrunnar är mestadels designade för mindre flöden så som under 50 l/s. (Grundfos, 2010)



Figur 14. Pumpstation med sänkta pumpar, med en underhålls överbyggnad. (Grundfos, 2010)



Figur 15. Pumpstation med sänkta pumpar, utan överbyggnad. (Grundfos, 2010)

2.15. Avloppsvatten

Avloppsvatten är ett gemensamt namn för följande vatten:

- Spillvatten, förorenat vatten från hushåll, affärer, restaurangen, industrier mm.
- Kylvatten, termiskt förorenat vatten.
- Dagvatten, regnvatten.
- Dränvatten, dräneringsvatten från t.ex. byggnadsgrunder och läckor i ledningarna.

Föroreningarnas storlek i avloppsvatten begränsas endast av arean på röret, det betyder att långa, smala, böjliga partiklar såsom strumpbyxor kan förekomma i avloppsvatten. De flesta partiklarna är enligt VA-verket förbjudna att slänga i t.ex. wc:n. Dessa egenskaper i avloppsvatten sätter speciella krav på pumpar och andra komponenter i systemet, då man måste dimensionera pumparna enligt den största partikeln som möjligtvis kan genomtränga systemet, otillåtna eller tillåtna. (Algers, 1979)

3. Ny utrustning

Nedan kommer vi att ta upp vilka tillverkare vi har valt och varför.

3.1.Pumpar

Vi bestämde oss för att begränsa oss till två tillverkare, Hidrostral och Flygt. Vi valde dessa två för att de har olika pumpimpellertyper som sägs vara bland de bästa.

3.1.1. Hidrostral

Hidrostral är en tillverkare som tillverkar pumpar till olika avloppsvatten anläggningar från små 2 l/s till stora 2000 l/s. De är uppfinnarna till sin modell skruvcentrifugalimpeller för avloppsvatten och de har fortsatt i 50 års tid att förbättra sin modell. Nu klarar den av att pumpa stora fasta material och långa fibermaterial som t.ex. trasor, se figur 16 nedan. (Hidrostral, End suction pumps, 2015)



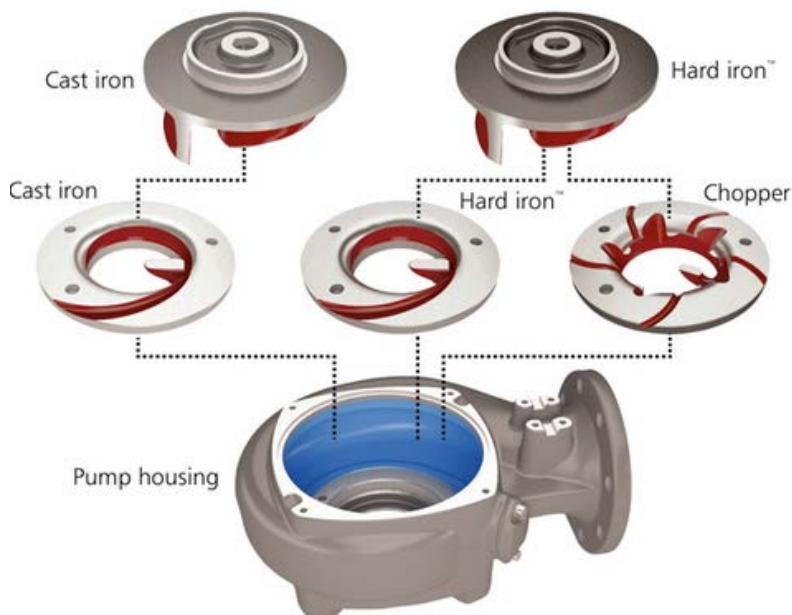
Figur 16. Hidrostals impeller. (Hidrostal, end suction pumps, 2015)

3.1.2. Flygt

Med hjälp av sin patenterade självrenande N-teknologipump har Flygt presenterat detta pumpalternativ. Flygts N-teknologipumpar klarar av stora fasta material och med hjälp av sin chopperyta så slår impellern sönder längre fibermaterial, se figur 17 nedan.

(Xylem, 2014)

Vi kom fram till att välja Flygt för att Lotsbroverket använder Flygts pumpar i några av stationerna.



Figur 17. Flygt N-technologyimpeller. (Xylem, 2014)

3.2. Elmotorer

För att få fram om vi behöver nya elmotorer till våra stationer måste vi börja med att beräkna pumpens effektbehov i watt med följande formel:

$$P_p = \frac{\rho * Q * H * g}{\eta} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

ρ = densitet i kg/m³

Q = volymflöde i m³/s

H = tryck i mVp

g = gravitationen i m/s²

η = Pumpens verkningsgrad

Eftersom vi har bättre verkningsgrader på de nya pumparna än på de nuvarande pumparna så kommer vi att behöva mindre effekt vid samma flöde och då kommer elmotorn att gå med sämre effektfaktor och verkningsgrad. Den tänkta motorn skall gå på ca.10% mindre effekt än märkeffekten för att ha en liten säkerhetsmarginal och inte överbelastas. (Algers, 1979)

För att kunna behålla samma elmotorer har vi tänkt att man kör de nya pumparna lite högre tills man får en effekt som motsvarar 10 % mindre än motorns märkeffekt. Då får vi en pump som klarar av större flöden utan att behöva köra flera pumpar parallellt.

3.2.1. Elmotorernas verkningsgrad

Eftersom vi inte har fått någon verkningsgrad för de nya elmotorerna vid olika belastning har vi med hjälp av motorernas märkdata kunna beräkna fram motorförluster med hjälp av sinusförluster och harmoniska förluster. (ABB, 2002):

$$P_{motorloss} = P_{sinloss} + P_{harmloss}$$

$$P_{sinloss} = 0,2 * P_{lossmärk} + 0,15 * \left(\frac{f}{f_{märk}}\right)^2 * P_{lossmärk} + 0,65 * \left(\frac{M}{M_{märk}}\right)^2 * P_{lossmärk}$$

$$P_{harmloss} = \frac{9}{f_{sw}} * P_{märk}$$

Där:

$P_{motorloss}$	= Motor förluster (kW),
$P_{sinloss}$	= Sinus förluster (kW),
$P_{harmloss}$	= Harmoniska förluster (kW),
$P_{lossmärk}$	= Motorförluster vid märkdata (kW),
$P_{märk}$	= Motor förluster vid märkdata (kW),
f	= Frekvens (Hz),
$f_{märk}$	= Frekvens vid märkdata (Hz),
f_{sw}	= Svängande frekvens (1/s),
M	= Moment (Nm),
$M_{märk}$	= Moment vid märkdata (Nm),

0,2, 0,15 och 0,65 är faktorer för de olika förlusterna. Till svängande frekvensen kan man använda ett referensvärde på 3000 Hz. (ABB, 2002)

4. FALLSTUDIER

Mariehamn har 16 st. pumpstationer som pumpar avloppsvatten till Lotsbroverket, De flesta stationer är små brunnar med mindre sänkpumpar som pumpar till större stationer och sedan finns det några stationer som är större brunnar med en byggnad på brunnen som innehåller torruppställda pumpar. Endast tre stationer pumpar avloppsvatten direkt in till Lotsbroverket. Alla stationer är utrustade med ett alarmsystem som vid alarm sänder en signal endera till Lotsbroverket eller VA-Jouren, beroende på tiden på dygnet.

4.1. Utförande

För att avgöra verkligheten för pumpstationens nuvarande system och effektivitet, gjordes ett antal mätningar där pumpningen skedde med en pump samt samkörning med pumparna parallellt. Vad som mättes var volymflöde, tryck före och efter pump. Flödesmätningen utfördes med en ultraljudsflödesmätare. Se mer om flödesmätning på sida 21.

Det som noterades var att volymflödesmätningen av några pumpar förhindrades av dålig placering för flödesmätaren. Flödesmätaren hamnade på ett ställe där det förbiströmmade vattnet hade sin begynnelse från en krök precis före flödesmätaren. Detta antas vara orsaken till att mätaren inte kände igen ett flöde. Men eftersom pumparna var av samma kaliber, kan vi anta att deras flöden är lika.

Tryckmätningen utfördes från färdiga uttag på pumpen. Trycket före pumpen och trycket efter mättes för att få tryckskillnaden, vilken behövs för beräkningarna. En portabel tryck- och vakuummanometerutrustning användes.

Nivåmätningen i brunnen verkställdes av den aktiva nivå mätningen som redan fanns tillgänglig. Vid mätningarna behöll vi en bestämd nivå i brunnen för att skapa liknande förhållanden för varje mätpunkt.

4.2. Östra hamnens pumpstation (pumpstation 2)

Östra hamnens pumpstation ligger bredvid Tullarns äng och väst om Lilla holmen, Stationen tar emot avloppsvatten från Östernäs alla stationer och Strandnäs Pumpstation för att sedan föra det vidare till Lotsbroverket. (Lotsbroverket, 2014)

Östra hamnens pumpstation är Ålands största och viktigaste station. Ca. 80% av all avloppsvatten in till Lotsbroverket går här via. (Lotsbroverket, 2014)

Stationen är en wet well dry well-typ som har tre stycken vertikalt torruppställda sänkbara pumpar nere bredvid avloppsvattenbrunnen. All elektronikutrustning är installerad i en byggnad överom båda brunnarna.

Stationen är designad för att den skall rymma allt avloppsvatten som är inne i tryckröret ifall det sker ett rörbrott och då finns det även ett system som bryter strömmen till pumparna ifall vatten nivån i pumprummet stiger över en viss gräns. Pumprummet är även utrustat med en tömningspump. (Lotsbroverket, 2014)

4.2.1. Befintlig utrustning

Östra hamnens pumpstation har två olika pump typer. Pump 2 och pump 3 är av märket Grundfos och modellen S2508H3A511Z431. Dessa pumpar installerades år 2002. Pump 1 är samma märke men modellen är S2508H3B511Z, installerad år 2008. (Lotsbroverket, 2014)

Pumparnas flödeskapasitet är med en pump 230 l/s och med 2 pumpar 370 l/s, enligt beräkningar då de levererades. (Lotsbroverket, 2014).

Pumparna är kopplade till frekvensomvandlare och de är installerade för att få ett så jämt flöde in till Lotsbroverket som möjligt. (Lotsbroverket, 2014)

Elmotorerna är integrerade med pumpen och de ger följande märkdata:

Pump 1 (50 Hz): axeleffekt 50 kW, spänning 400 V, ström 101 A, effektfaktor 0,8, varv 726 r/min. Pump 2,3 (50 Hz) : axeleffekt 50 kW, spänning 230 V, ström 177 A, effektfaktor 0,8, varv 726 r/min. Se figur 18.



Figur 18. Östra hamnens pumpstations pumprum.

4.2.2. Mätningar

Eftersom den flödesmätaren vi använde är så känslig för hur den fastsättes så kunde vi inte få fram flöden och för att det inte finns uttag för tryckmätare så kunde vi inte heller få fram tryckskillnader för att kunna beräkna uppfordringshöjder. Då har vi ingen möjlighet att mäta ut verkliga systemkarakteristikan.

Men eftersom pumparna är relativt nya och av ett bra märke så kan vi konstatera att det inte finns någon allt för stor inbesparing med att förnya pumparna. Däremot skulle det ha varit intressant att beräkna den specifika energiförbrukningen för olika flöden, för att på så sätt kunna beräkna eventuella vinster om man skulle sänka eller höja flödet en aning. Enligt mätarställningen går pumparna ca 8300 h/år, så det finns ingen stor besparing genom att sänka flödet eftersom stationens flöde redan är nästan så lågt som den möjligt kan vara.

Energiförbrukningen 2013 – 2014 ligger på ca.158 000 kWh/år.

4.3.Strandnäs pumpstation

Strandnäs pumpstation är den station som avloppsvattnet kommer från Strandnäsområdet och kommunerna på norra Åland och Lemland. Stationen pumpar vidare till 2:ans pumpstation.

Stationen har en möjlighet att pumpa upp till ca.150 l/s, vilket gör den till den näst största stationen på Åland.

Stationen är en byggnad som innehåller torruppställda pumpar, elmotorer, frekvensomvandlare och elskåp. Elmotorerna driver pumparna med hjälp av remdrift och har utväxlingen 1,17. (Lotsbroverket, 2014)

4.3.1. Befintlig utrustning

Utrustningen levererades åren 2006-2007. Pumparna är kopplade till frekvensomformare och mjukstart. Alla pumpar har en egen frekvensomformare och när de startas så går de först på 50 Hz för att sedan stega ner till 35 Hz beroende på hur stort flöde vi har in till brunnen. Räcker inte en pump till så kommer en till pump att startas parallellt med den första. Nivåmätningen sker med en ultraljudsmätare som har en aktiv avläsning. (Lotsbroverket, 2014) I figur 19 nedan kan vi se hur stationen ser ut på in sidan.



Figur 19. Strandnäs pumpstation.

Strandnäs pumpstation innehåller tre identiska pumpar av märket Gormann & Rupp typ T8A71S-B/FM STD. Pumparna är tillverkade för avloppsvatten och skall klara upp till 72 mm fasta partiklar. Verkningsgraden för pumparna mellan 35 och 50 Hz (830 och 1130 varv) ligger mellan 66- 67 %. Pumparna drivs med varsin elmotor via rem. Utväxlingen mellan remskivorna är 0,8, 280 mm på pumpen och 224 mm på elmotorn. Strandnäs pumpstation innehåller tre identiska elmotorer av märket BEVI typ PSg 180L-4. Elmotorerna är installerade år 2009. (Lotsbroverket, 2014)

Elmotorernas märkeffekt ligger på 30 kW vid frekvensen 50 Hz och hastigheten 1465 r/min. Märkströmmen är 55 A och då blir märkspänningen 380 V D-kopplat.

Verkningsgraden för elmotorn vid märkeffekt är 91,4 % och med effektfaktorn på 0,9. (BEVI, 2015)

4.3.2. Mätresultat

Vi har med hjälp av våra mätvärden kommit fram till att den enskilda pumpens pumpförmåga ligger på 100 l/s med en effekt på 22,4 kW, och för parallellkoppling kommer vi upp till 130 l/s för två pumpar och 146 l/s för tre pumpar.

Parallellkörningens resultat kan ses i tabell 1 nedan.

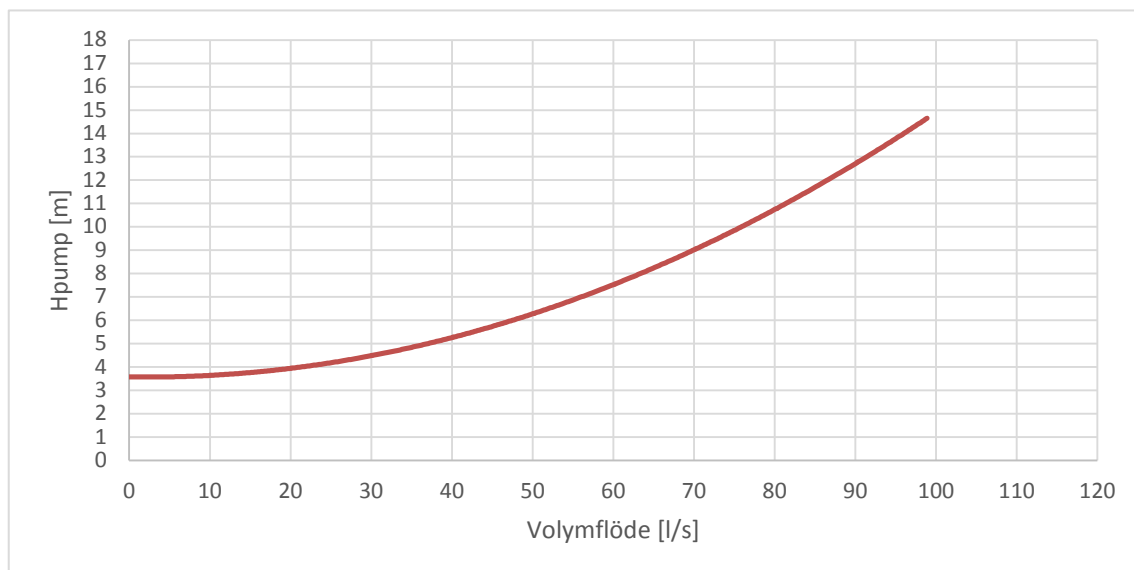
Tabell 1. Strandnäs pumpstations pumpars Parallell körnings mätningar.

Pump 1 och 2				
Frekvens	35 Hz	40 Hz	45 Hz	50 Hz
Flöde (m ³ /h)	302,8	358,2	411,7	470,0
Flöde (l/s)	84,1	99,5	114,4	130,6
Pump 1, 2 och 3				
Frekvens	35 Hz	40 Hz	45 Hz	50 Hz
Flöde (m ³ /h)	335,2	401,5	463,5	524,6
Flöde (l/s)	93,1	111,5	128,8	145,7

Vid 50 Hz har vi en specifik energiförbrukning på 0,0678 kWh/m³ medan vi har vid 35 Hz en energiförbrukning på 0,0340 kWh/m³.

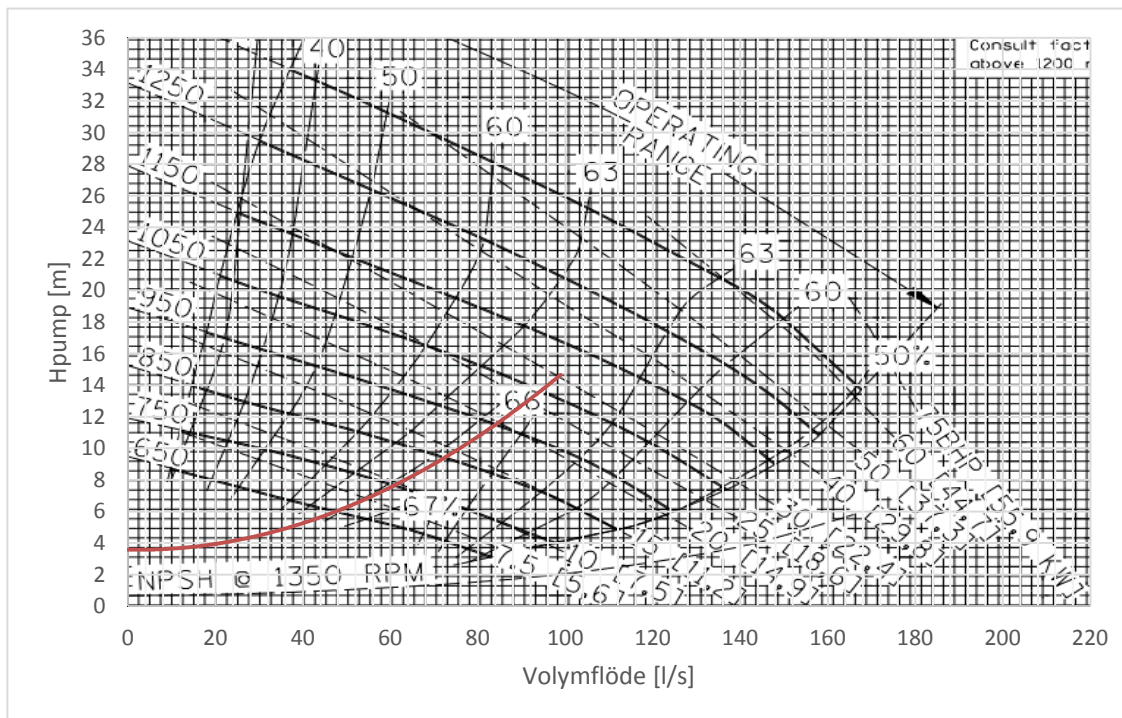
Av de erhållna mätpunkterna ritades en systemkaraktistika där en andra gradens polynom funktion har använts för att skapa linjen som passar bäst i förhållande till mätpunkterna.

För att få de olika flödena, kördes pumpens elmotor på olika frekvenser, mellan 50 och 35 Hz. Maxflödet för en pump ligger på 100 l/s vid 50 Hz och den statiska uppföringshöjden för systemet mättes 3,5 meter. Se figur 20 nedan. Kurvan är dragen med en andra grads polynomlinje som är anpassad för våra mätvärden.



Figur 20. Systemkaraktistikan för Strandnäs pumpstation.

Lägger vi vår uppmätta systemkurva i pumpdiagrammet från tillverkaren, får vi följande driftpunkter i figur 21 nedan. När pumparna är i drift körs de mellan 830 och 1130 varv. Minsta möjliga flödet för att inte sediment skall uppstå i rören är ca.56 l/s. Detta betyder då att vi skulle kunna köra enda ner till ca.700 varv där vi också har bättre specifik energiförbrukning.



Figur 21. Gormann&Rupp pumpkurva med Strandnäs systemkaraktistika.

4.3.3. Alternativa förändringar

Med hjälp av frekvensomvandlaren börjar pumparna gå från 50 Hz ner till 35 Hz beroende på om nivån sjunker. Detta var en underlig inställning för att pumpens verkningsgrad är bättre vid 35 Hz, så varför inte börja från 35 Hz och gå uppåt om nivån fortsätter stiga? På detta sätt skulle vi minska vår specifika energiförbrukning bara med att ändra på inställningarna på frekvensomvandlarna, men inbesparingen blir svår att beräkna exakt för att frekvensomvandlaren ändrar på frekvensen beroende på inflödet av avloppsvatten till stationen.

Vi kan även ändra gränsen för den lägsta frekvensen tills vi får 700 varv eftersom det är en mer energisnål hastighet. Vi kommer då ändå inte kunna köra så lågt för att flödet in till brunnen troligen är högre än flödet ut ur brunnen. Verkningsgraden för pumpen vid 700 varv är 66 % och den specifika energiförbrukningen blir då $0,0318 \text{ kWh/m}^3$ vilket är lägre än vid 830 varv.

Detta kan vara dåligt för Gormann&Rupp-pumparna eftersom de måste vid start gå 30 sekunder på 50 Hz för att spola bort eventuella sediment i rören och pumphuset

(Lotsbroverket, 2014). Men man kan ha dem installerade att först gå på 50 Hz och sedan falla ner till bästa specifika energiförbrukningen och sedan vid behov öka på flödet.

4.3.4. Alternativ utrustning

För att få fram möjlig ny utrustning till stationen har vi först tagit reda på vad som behöver förnyas. Vi har kommit fram till att t.ex. elmotorerna inte behöver förnyas eftersom de är relativt nya och kraftiga nog för att driva våra nya pumpalternativ, men eftersom våra nya pumpalternativ också är sänkbara så måste vi byta elmotor ifall vi vill sänka ner dessa. Frekvensomvandlare behöver vi inte förnya för att de är relativt nya och fungerar bra, med många inställningsmöjligheter.

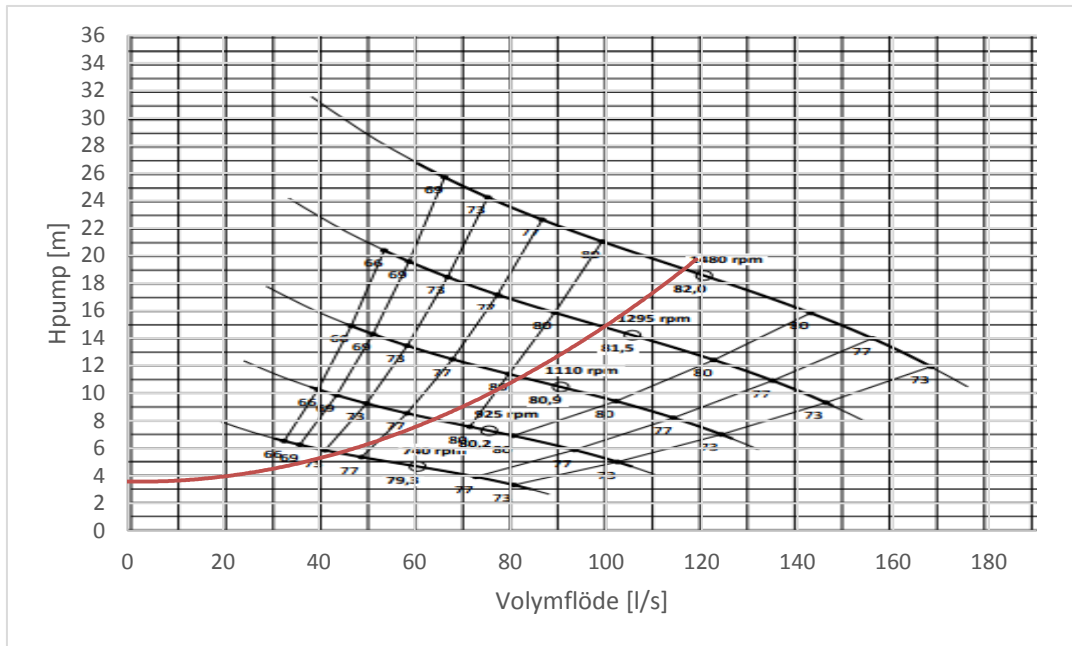
Vi har varit i kontakt med Xylem och Lining i Finland för att få fram det bästa möjliga pumpalternativen för vår station, vi har då kommit fram till att Flygt N-series pumpar är de bästa alternativen som Xylem har att komma med, och Hidrostal avloppsvattenpumpar är de bästa från Lining.

Vi har då sökt upp de bästa alternativen från båda tillverkarna.

Pumpalternativ 1 innebär två stycken Hidrostal F06K-H01. Detta pumpalternativ är sänkbar och fungerar bättre nersänkt för att den saknar självsugförmåga. Alltså krävs en självluftningsautomatik ifall man vill torruppställda dessa.

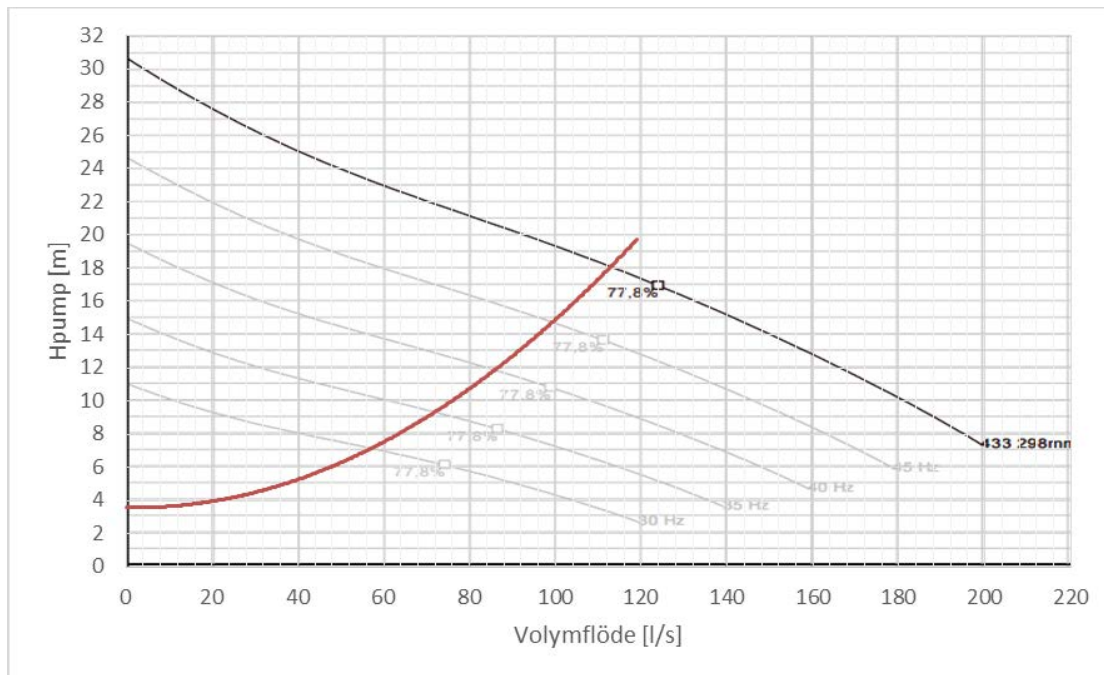
Pumpalternativ 2 innebär två stycken Flygt N 3202 MT 3~4p 433 med en impellerdiameter på 298 mm. Detta pumpalternativ kan installeras som sänkbar och torruppställd utan någon extra utrustning.

Verkningsgraden på Hidrostals pumpar med vår systemkaraktäristika ligger mellan 75 % vid 30 Hz och 81,6 % vid 50 Hz. Går vi ner till 56 l/s så får vi en verkningsgrad på 77,5 %. (Hidrostal, Pumpkurva, 2015) I figur 22 nedan kan vi se hur vår systemkurva passar in med Hidrostals pumpkurva. Pumpkurvan är tagen från Hidrostals dokument. (Hidrostal, Pumpkurva, 2015)



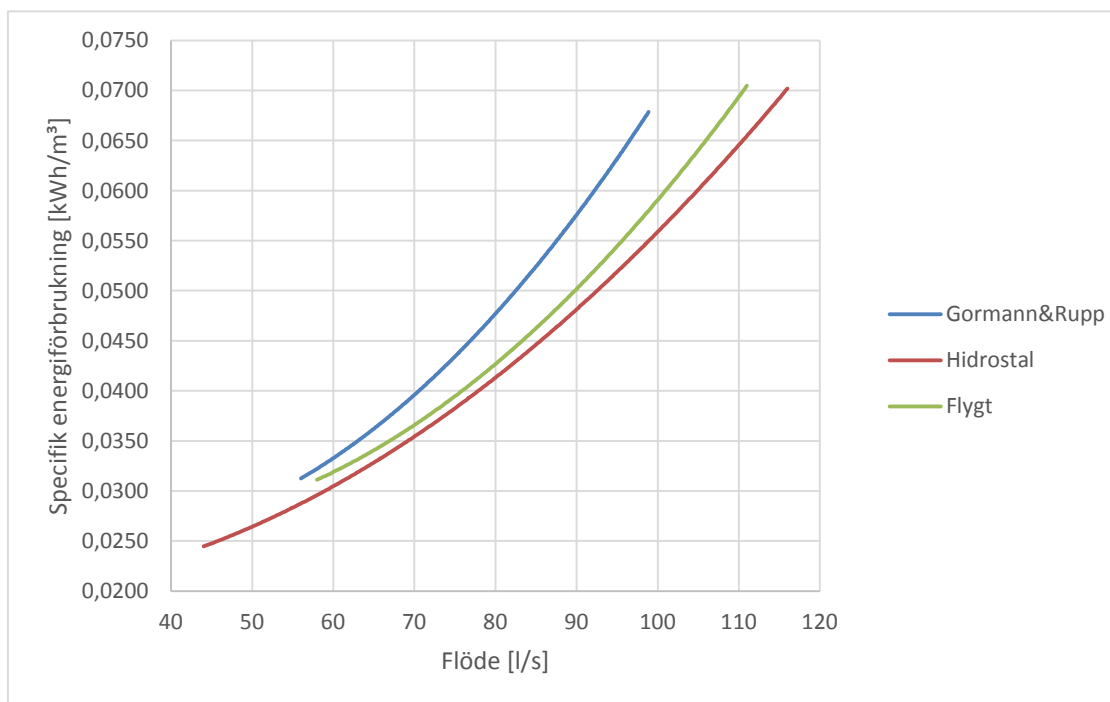
Figur 12. Hidrostals pumpkurva för F06K-H01.

Verkningsgraden på Flygts pumpar med vår systemkaraktistika ligger på ca. 75-77 % mellan 30 och 50 Hz. Går vi ner till Flygts pumpkurvas minsta flöde ca.58 l/s så har vi en verkningsgrad på ca. 75 %. (Flygt, 2015) I figur 23 nedan kan vi se hur systemkurva passar in med Flygts pumpkurva. Pumpkurvan är tagen från Flygts dokument. (Flygt, 2015)



Figur 23. Flygts pumpkurva för N 3202 MT 3~4p 433.

I Figur 24 nedan kan vi se hur den specifika energiförbrukningen ändrar med flödet på de olika pumpalternativen.



Figur 24. Den specifika energiförbrukningen jämfört med flödet.

Den specifika energiförbrukningen för Hidrostat är som bäst vid den lägsta möjliga hastigheten 56 l/s alltså 0,0279 kWh/m³ och sämst vid 50 Hz, 0,0697 kWh/m³.

Kör vi med samma flöde som nuvarande pump vid 50 Hz (100 l/s) får vi en specifik energiförbrukning på 0,0559 kWh/m³.

Den specifika energiförbrukningen för Flygt är som bäst vid den lägsta möjliga hastigheten 58 l/s 0,0306 kWh/m³ och sämst vid 50 Hz, 0,0704 kWh/m³.

Kör vi med samma flöde som nuvarande pump vid 50 Hz (100 l/s) får vi en specifik energiförbrukning på 0,0586 kWh/m³.

4.4. Ceders pumpstation

Pumpstationen är belägen strax före västra utfarten, då man kör från Mariehamns centrum. Stationen pumpar avloppsvatten som kommer från norra delar av Mariehamn, västra Jomala och Hammarland till en brunn vilken ligger vid yrkesskolan, varifrån avloppsvattnet sedan rinner med självfall mot Lotsbroverket. Enligt en geodetisk mätning av mätavdelningen är höjdskillnaden mellan Ceders pumpstation och överfallet ca. 21 meter. I byggnaden för stationen finns det två torruppställda pumpar, se figur 25. (Lotsbroverket, 2014)



Figur 25. Insidan av Ceders pumpstation är två pumpar är torruppställda.

4.4.1. Befintlig utrustning

Utrustningen levererades år 1999. Pumparna är kopplade till frekvensomformare och mjukstart, varav den först gående startar med frekvensomvandlare vid 51 Hz och stegrar ner till 49 Hz medan den pump som startar efter har endast mjukstart och går på 50 Hz. Pumparna turas om vilken som startar först och då har den andra pumpen endast mjukstart, d.v.s. enbart en pump är frekvensstyrd åt gången. Första pumpen startar då nivån i brunnen stigit till en bestämd nivå och fortsätter nivån i brunnen att stiga startas följande pump. (Lotsbroverket, 2014)

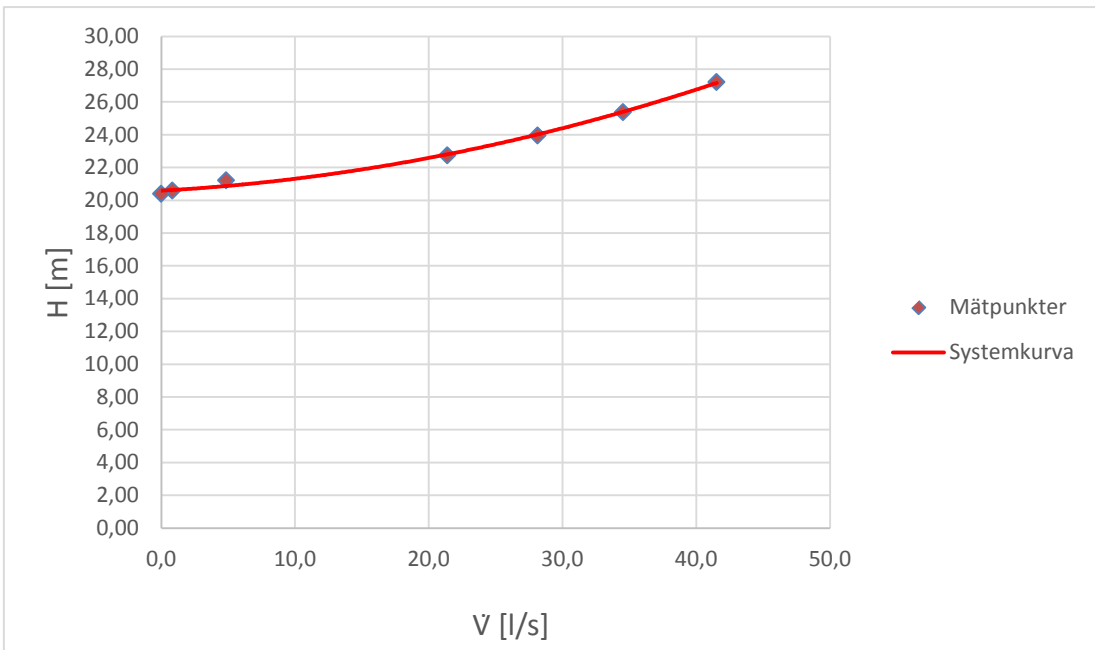
De två torruppställda pumparna är centrifugalpumpar av märket Gorman & Rupp modell T6A3-B. Pumparna är tillverkade för avloppsvatten och skall klara tunga fasta partiklar (upp till 72 mm) som kan följa med vätskan. Det effektivaste driftsområdet ligger på 58 % verkningsgrad och då skall den klara ca 50 l/s på fullt varvtal. Pumparna drivs av varsin elmotor via rem. Ingen utväxling sker med remskivorna. Se pumpdiagram bilaga 9. (Lotsbroverket, 2014)

Pumparna drivs av 2 stycken BEVI elmotorer av typen ISSg 180L-4 med en märkeffekt på 22 kW vid 50 Hz. Varvtalet vid 50 Hz är 1460 rpm vilket även är pumpvarvtalet då ingen utväxling sker. Verkningsgraden för elmotorn vid märkeffekt är 91 %. (Lotsbroverket, 2014)

4.4.2. Mätresultat

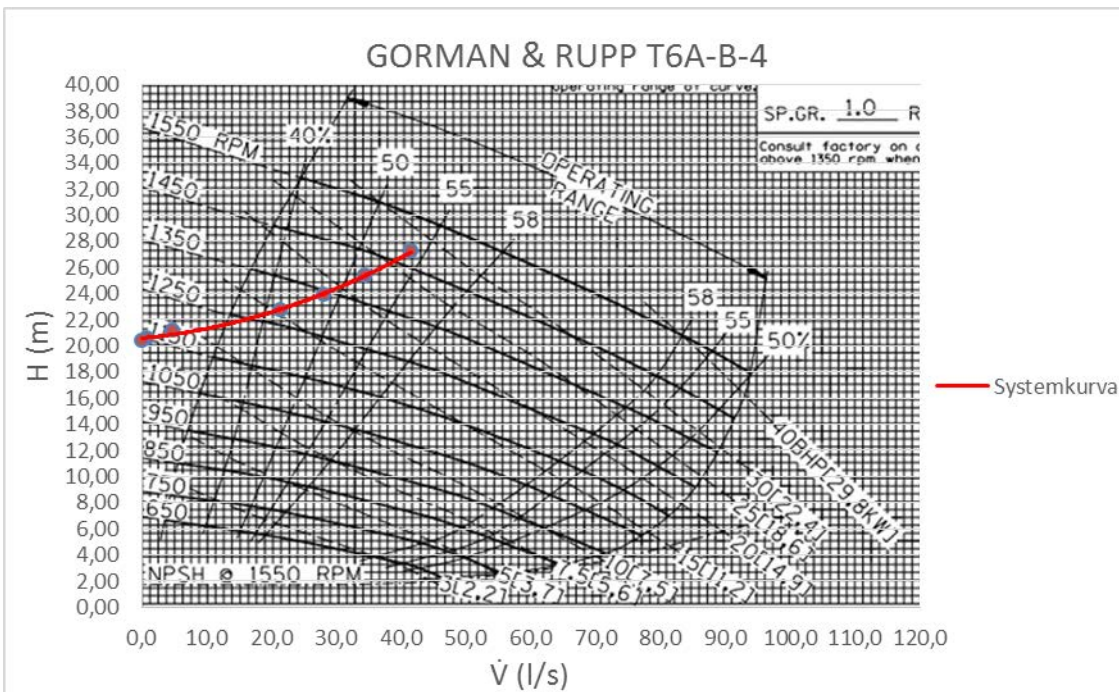
Av de erhållna mätpunkterna ritades en systemkaraktistika där en andra gradens polynomfunktion har använts för att skapa linjen som passar bäst i förhållande till mätpunkterna. För att få de olika flödena, kördes pumpens elmotor på olika frekvenser, mellan 51 och 40 Hz. Max flödet för en pump ligger på 41,5 l/s vid 51 Hz och den statiska uppfodringshöjden för systemet mättes just över 20 meter. Se figur 26.

Från driftsdata som skrivits upp under veckorundorna, fastställdes att medeleffekten är 19,6 kW och medelflödet är 38 l/s, vilket stämmer överrens med uppmätt data vid 49 Hz jämfört med pumparnas pumpdatablad (OBS, pumpdatabladet anger pumpeffekten). Hastigheten i röret är då 0,96 m/s och är tillräcklig för att sediment inte skall uppstå i röret. Minsta tillåtna volymflöde skulle vara 28 l/s för att uppnå 0,7 m/s hastighet i röret. Tryckrörets diameter är 225 mm.



Figur 26. Den uppmätta systemkarakteristikan för Ceders pumpstation.

Lägger vi vår uppmätta systemkurva i pumpdiagrammet från tillverkaren, får vi följande driftpunkter i figur 27 nedan.



Figur 27. Systemkarakteristikan insatt i pump diagrammet för den befintliga driftpumpen. (Gormann&Rupp, 2014)

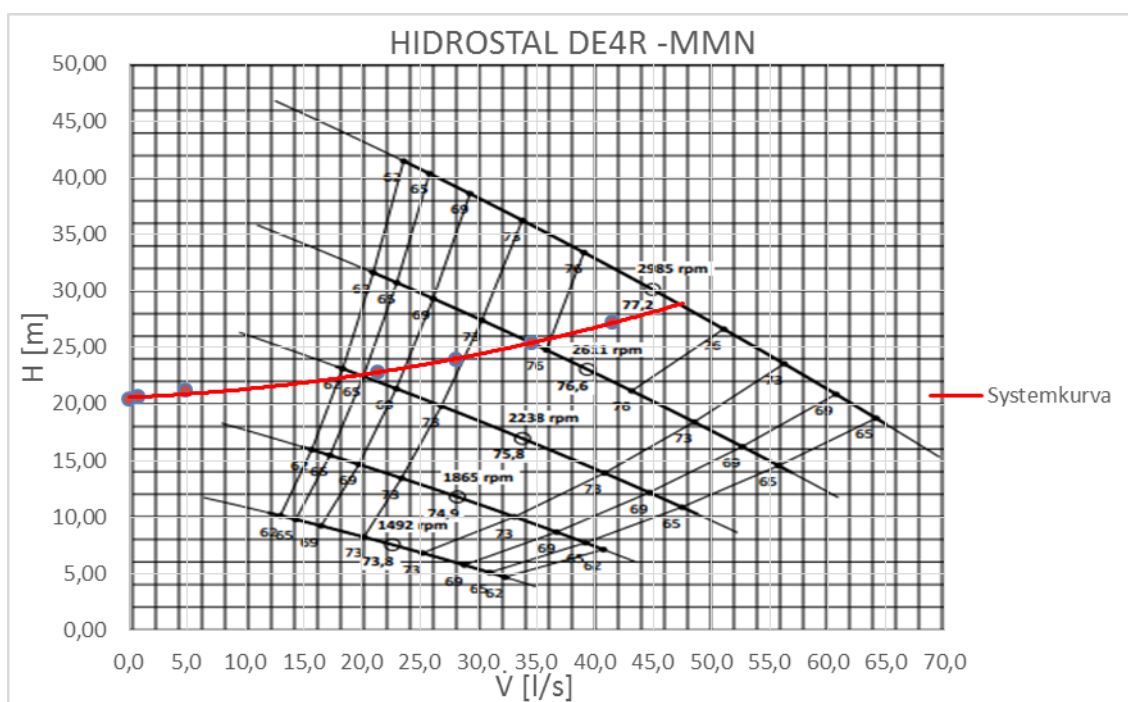
Pumpkurvan är inte optimal för systemkurvan då inte de bästa verkningsgraderna utnyttjas. När pumpen är i drift körs den mellan 49 – 51 Hz.

Pumparna parallell kördes med frekvenserna 51 & 50 Hz, då detta är nuvarande driftsituation då de parallellköras av automatiken. Då en pump körs på 51 Hz får vi ett flöde på 41,5 l/s och då pumparna parallellköras får vi ett flöde på 53,8 l/s, en flödesökning på 12,3 l/s. Effektanvändningen ökar betydligt mer jämfört med flödesökningen, varför man skall använda sig av parallellkörning endast då nöden kräver det.

4.4.3. Alternativ utrustning

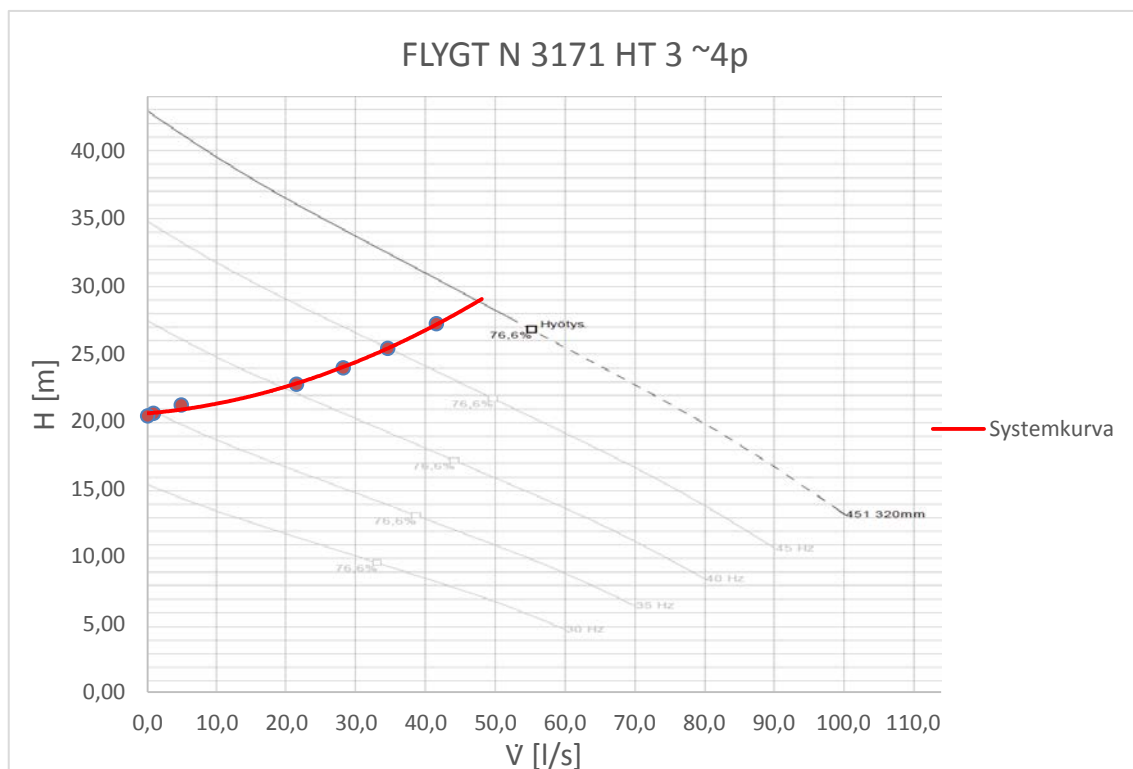
Som nya pumpalternativ har två pumptillverkare valts, varefter den mest lämpliga pumpen ur deras sortiment valts och jämförts med varandra och med de nuvarande driftspumparna. Båda alternativen kan installeras som sänkpumpar.

Pumpalternativ 1 är Hidrostat DE4R – MMN med ett märkvarvtal på 2985 rpm och en elmotor med en märkeffekt på 18,5 kW. Pumpen skall klara 75 mm stora partiklar. Pumpens bästa verkningsgrad är 77,2%. Se figur 28 där systemkurvan är insatt i Hidrostats pumpkurva.



Figur 28. Systemkaraktistikan insatt i pump diagram för alternativ pump från Hidrostat. (Hidrostat, Pumpkurva, 2015)

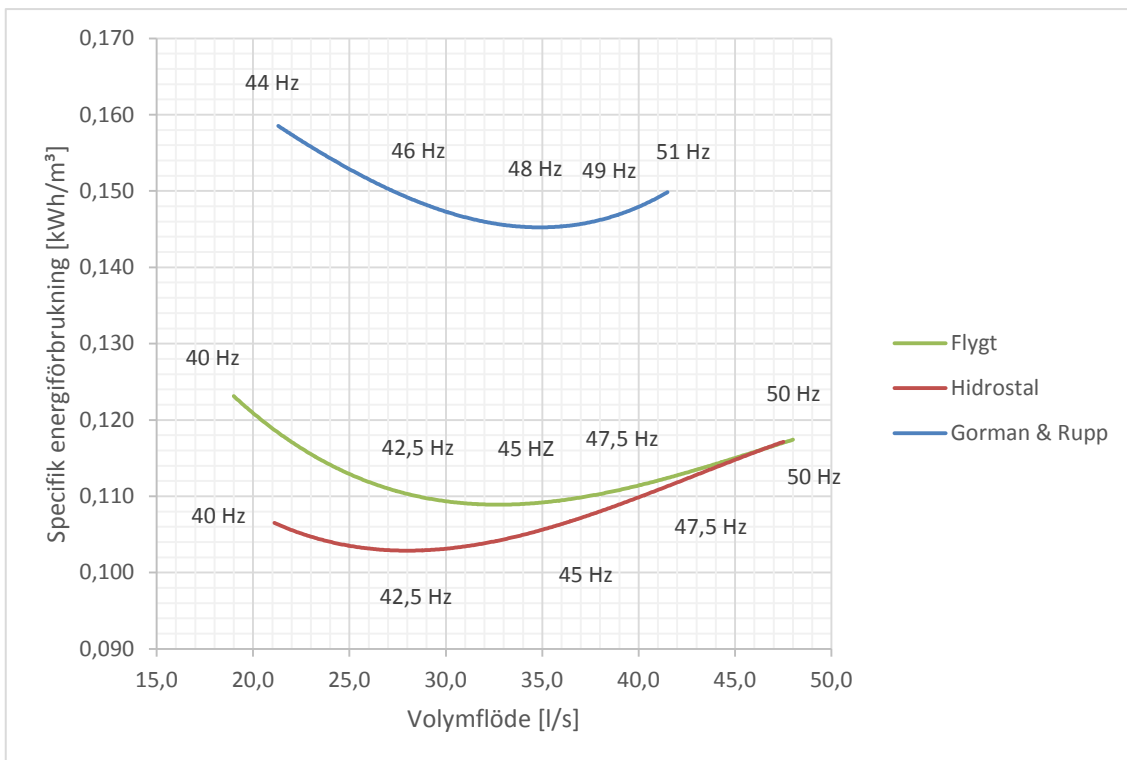
Pumpalternativ 2 är Flygt N 3171 HT 3 med ett märkvarvtal på 1460 rpm och en elmotor med märkeffekten 18,5 kW. Pumpens bästa verkningsgrad ligger på 76,6 %. Se figur 29 där systemkurvan är insatt i Flygts pumpkurva.



Figur 29. Systemkarakteristikan insatt i pumpdiagram för alternativ pump från Flygt.

4.4.4. Specifik energiförbrukning

I figur 30 nedan kan vi se de alternativa pumparnas och den befintliga pumpens effektförbrukning som funktion av flödet. Pumpeffekten har beräknats med uppfodringshöjden vid ett visst flöde delat på gällande pumpverkningsgrad. Pumpeffekten multiplicerades därefter med elmotorns verkningsgrad för att få eleffekten.



Figur 30. Befintliga och alternativa pumparnas specifika effektförbrukning som funktion av flödet.

Gorman & Rupp-pumpen som är den nuvarande driftpumpen kunde man köra ner till 48 Hz för att få den mest ekonomiska körningen och ifall läget kräver, öka på frekvensen och skapa ett större flöde. Som lägsta specifika effektförbrukning kommer man ner till 0,145 kWh/m³ och då har man ett flöde på 34,5 l/s.

Hidrostats alternativa pump har bästa ekonomiska driftpunkt vid 42,5 Hz. Den specifika effektförbrukningen är då 0,103 kWh/m³ och ett flöde på 28 l/s.

Flygts alternativa pump har bästa ekonomiska driftpunkt vid 46 Hz. Då har man en specifik effektförbrukning på 0,109 kWh/m³ och ett flöde på 38 l/s.

Vad som bör beaktas är att flödes hastigheten bör uppnå 28 l/s åtminstone en gång i dygnet för att förhindra igenstockning och att tillräckligt högt volymflöde nås för att undvika att brunnen överfylls.

4.5. Hagtornsvägens pumpstation

Pumpstationen befinner sig vid en vändplan i ändan av Sälgstigen i Östernäs, Mariehamn. Till skillnad från de övriga ”större” stationerna, är detta endast en brunn med två nedsänkta centrifugalpumpar. Däremot rinner det avloppsvatten från stora delar av södra Mariehamn samt från Lemlands Järsöområde till denna station och är därför värd att nämnas. Härifrån pumpas sedan avloppsvattnet vidare till pumpstation 2 och sedan vidare till Lotsbroverket. Stationen förnyades år 2006.

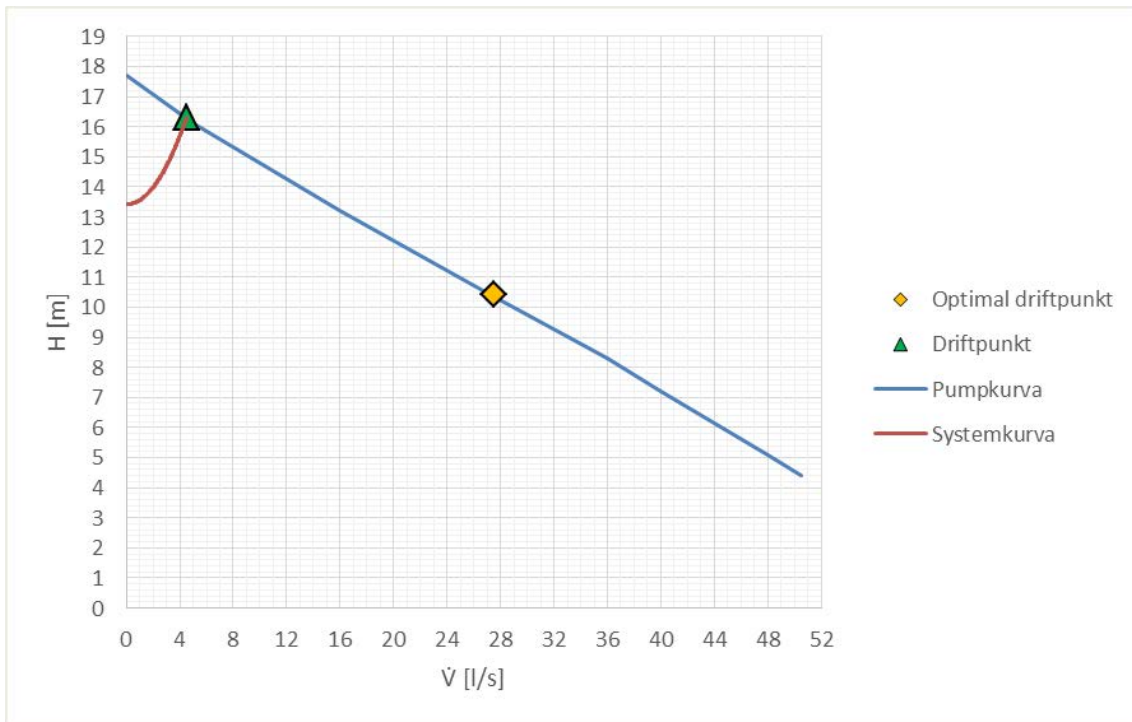
4.5.1. Befintlig utrustning

Stationen har två stycken dränkbara pumpar av märket Flygt NP 3127.181 HT (488) som har märkeffekt på 4,7 kW och är Y/D kopplade och har mjukstart.

4.5.2. Mätresultat

Då stationen saknar tillgänglighet för uppmätning av tryck och flöde, genomfördes mätningarna på ett alternativt sätt.

Pumparnas volymflöde beräknades genom tidtagning mellan nivåförändring. Nivån i brunnen noterades vid start och stopp och tiden det tog mellan start och stopp noterades. För att få en noggrann mätning beräknades inflödet på samma vis genom att ta fyllnadstiden för två nivåer, vilket sedan subtraheras från pumpningsflödet. Genom att veta brunnens diameter kan volymflödet beräknas. Med flera mätningar fås ett noggrannare resultat, se bilaga 15. Den statiska uppfordringshöjden erhöles från VA-verkets rördata och ligger på ca 13,5 m. Med driftpumparnas pumpdatablad, så var det möjligt att rita upp följande teoretiska systemkurva i pumpkurvan enligt figur 31. Uppfordringshöjden varierar en aning p.g.a. att nivån i brunnen inte är konstant, men eftersom det handlar om 0,5 meters nivåförändring bortser vi från det. Enligt figur 31 får vi en total tryckförlust på ca 3 meter.



Figur 31. En uppskattad systemkurva med den befintliga utrustningens pumpkurva. Den aktuella och optimala driftpunkten är angiven.

Rörets diameter är 200 mm och har en längd på <200 meter från pump till överfallet. Rörets material är PVC och monterades år 1977. Som engångsmotstånd har vi inlopp, utlopp, en ventil och ungefär 4 st. rörböjar. Tryckförlusten kan teoretiskt kontrolleras med ekvation ur teori delen (OBS! omräknat i förlusthöjd).

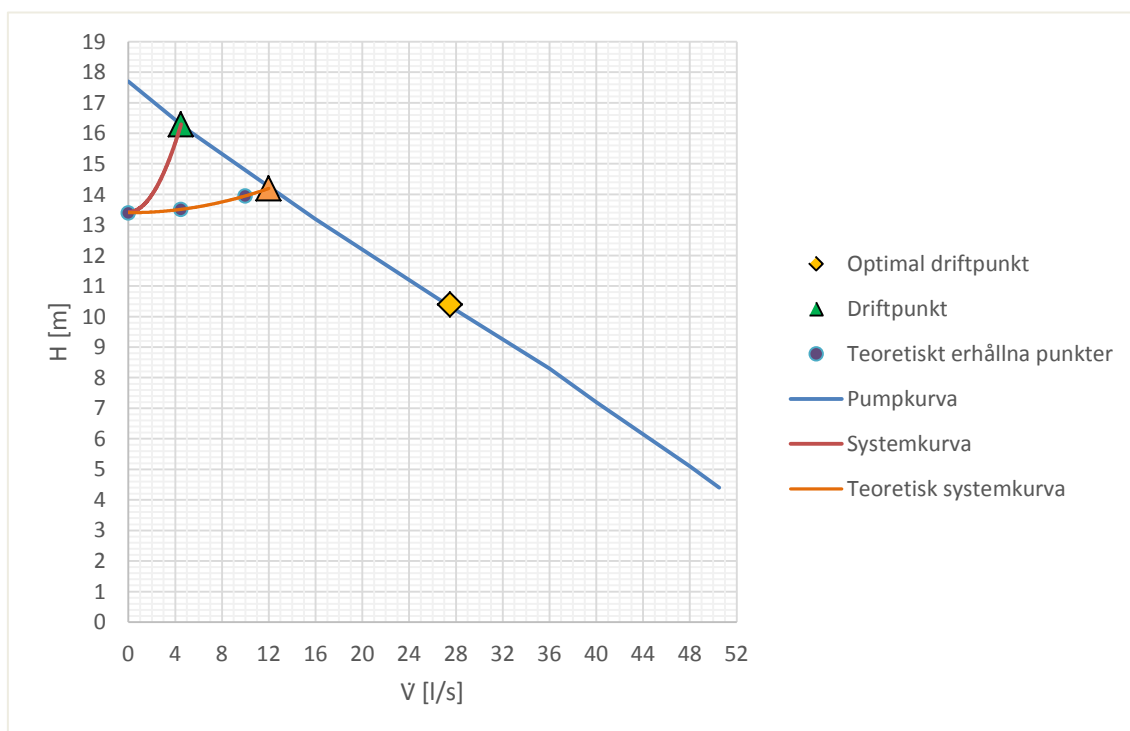
$$\Delta h_{f_{12}} = \frac{(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta) \cdot \frac{c^2}{2} \rho}{\rho \cdot g} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

Data som använts:

Rörfriktionskoefficient λ	= 0,1
Rörlängd l	= 200m
Rör diameter d	= 0,2m
Total motståndskoefficient ζ	= 6,5
Densitet ρ	= 1000 kg/m ³
Jordens gravitation g	= 9,81 m/s ²

Förlusthöjden beräknas vid två olika hastigheter, vid volymflödet 4,5 l/s och 10 l/s. 4,5 l/s ger en förlusthöjd på 0,11m och 10 l/s en förlusthöjd på 0,55m.

Med systemets statiska uppforderingshöjd på 13,5 m, kan vi nu rita in den teoretiska systemkurvan i pumpkurvan. Se Figur 32.



Figur 32. En teoretisk systemkurva har ritats in för att jämföra med den nuvarande systemkurvan. Nuvarande hastighet i röret är så lågt att eventuell sediment har samlats i röret med tiden.

Hastigheten i rörledningen med nuvarande volymflöde är ca 0,14 m/s. Detta orsakar stor risk för sedimentbildning i röret. För att nå det rekommenderade minimihastigheten i röret på 0,7 m/s, måste volymflödet vara 22 l/s, vilket inte är möjligt med nuvarande driftsystem. För den teoretiskt beräknade driftpunkten är volymflöde 12 l/s och flödes hastigheten 0,38 m/s. För att uppnå den rekommenderade flödes hastigheten måste utrustningen bytas. Effekten som krävs för volymflödet 4,5 l/s är 3 kW. Den specifika effektförbrukningen är då 0,185 kWh/m³. Vid teoretiska volymflödet 12 l/s är effekten 3,6 kW och den specifika effektförbrukningen är då 0,083 kWh/m³.

4.6. Korrviks pumpstation

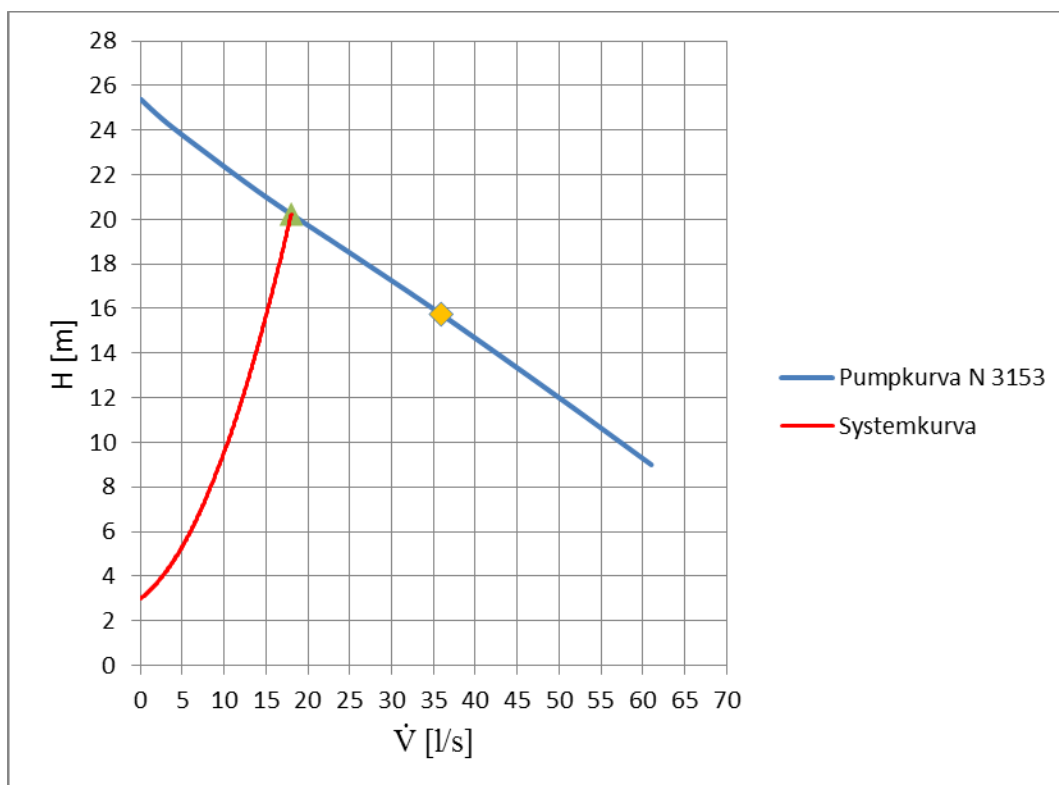
Pumpstationen befinner sig i Korrviks fiskehamn och tar emot avloppsvatten från västra Ytternäsområdet och pumpar sedan direkt till Lotsbroverket. 2014 förnyades hela stationen och är för tillfället den nyaste stationen i drift. Årliga energiförbrukningen ligger på ca. 11 500 kWh/år. (Lotsbroverket, 2014)

4.6.1. Befintlig utrustning

Två dränkbara centrifugalpumpar av märket Flygt 3153.181 (454) med 9 kW märkeffekt är installerade (Lotsbroverket, 2014). Stationen är utrustad med Flygts SmartRun-system som består av drivenhet, givare och pumpar, som styr och övervakar pumpningen. Vid energieffektiv drift utför drivenheten kontinuerliga beräkningar för att hitta den mest energieffektiva hastigheten för pumpen. Pumpen startas på full hastighet när startnivån i brunnen nåtts, för att sedan gå ner till optimal hastighet. Pumpen stoppas sedan vid stoppnivån. Ifall det sker en igensättning av pumpen startar drivenheten en städcykel som roterar pumphjulet fram och tillbaka tills skräpet lossnat. (Flygt, 2015)

4.6.2. Mätresultat

För mätning av volymflödet fanns det en stationär elektromagnetisk flödesmätare till förfogande. Men efter ett antal mätningar konstaterades det att flödesmätaren var felmonterad och visade fel flöde. Detta bekräftades även när tidtagning för utpumpning gjordes (samma tillvägagångssätt som för Hagtorns pumpstation). Tillslut erhöles medeltalet för flödet till 18 l/s med en pump igång. Se figur 33 nedan, för systemkurvan.



Figur 33. Nuvarande pumpkurva med en systemkurva inritad då statiska uppföringshöjden och volymflödet är kända.

Statiska uppfodringshöjden är ca.3 meter och tryckförlusten kontrollerades med ekvation ur teoridelen (OBS! omräknat i förlusthöjd).

$$\Delta h_{f_{12}} = \frac{(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta) \cdot \frac{c^2 \cdot \rho}{2}}{\rho \cdot g} \quad (\text{Alvarez, 2006})$$

Data som använts:

Rörfriktionskoefficient λ	= 0,1
Rörlängd l	= 1500 m
Rör diameter d	= 0,225 m
Total motståndskoefficient ζ	= 7
Densitet ρ	= 1000 kg/m ³
Jordens gravitation g	= 9,81 m/s ²

Flödet som använts är 18 l/s vilket ger 0,45 m/s hastighet i röret. Tryckförlusten i systemet är då ca.7 meter vilket ger tillsammans med den statiska uppfodringshöjden ger den totala uppfodringshöjden på ungefär 10 meter. Varför verkliga systemkurvan som ritades upp med hjälp av flödet och pumpdatabladet och den teoretiska beräknade inte stämmer överens vet vi inte. Vidare undersökning krävs.

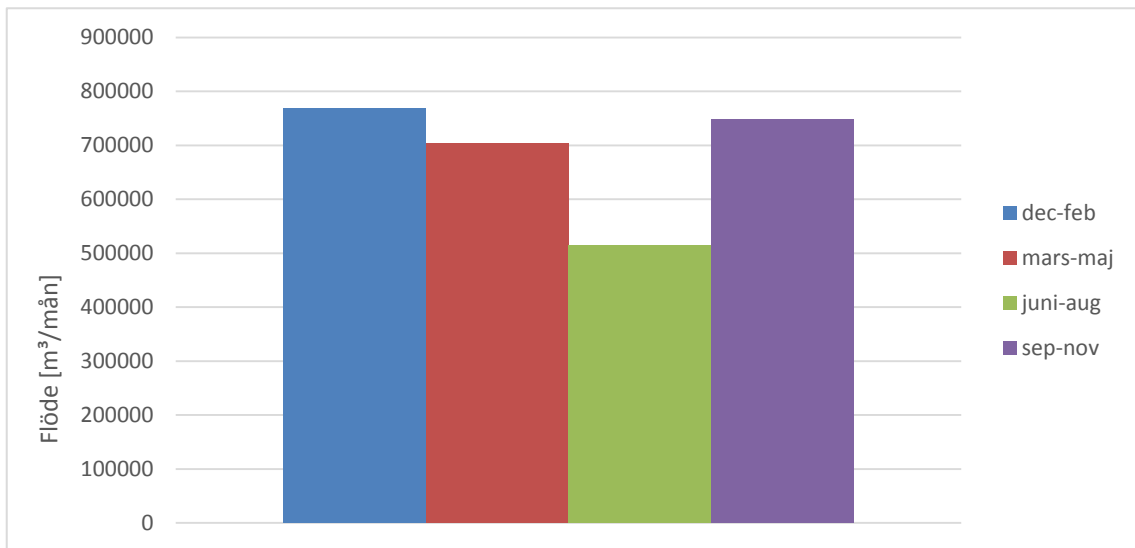
5. INLÄCKAGE

Med inläckage menar vi när t.ex. regnvatten tränger sig igenom sprickor i gamla rör och dåliga rörkopplingar och orsakar en ökad vattenmängd till stationerna.

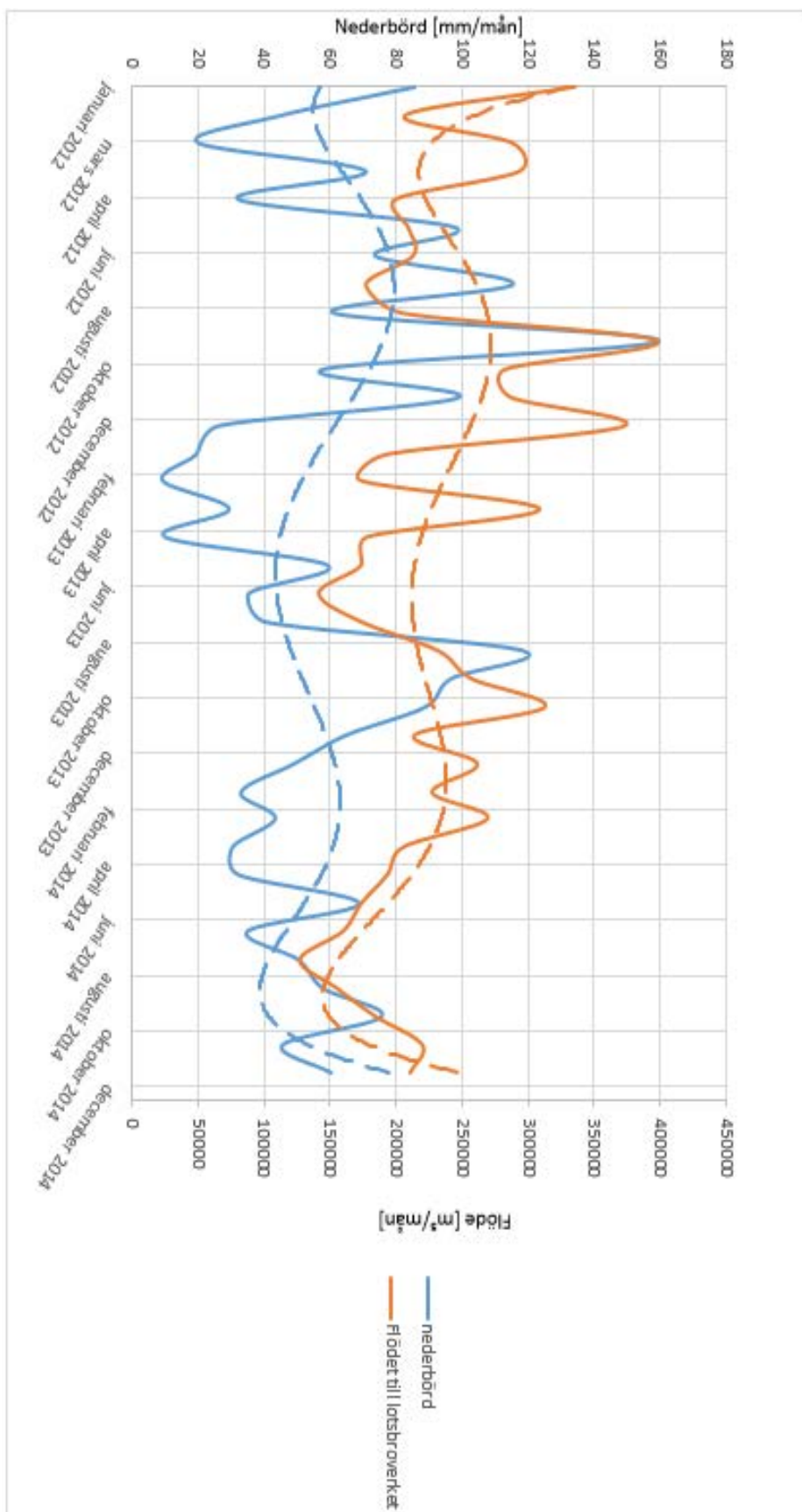
Inläckage i avloppsvattnets rörledningar är ett allt viktigare problem som måste åtgärdas. Nackdelar med inläckage är bland annat ökad energiförbrukning samt ökad risk för överbelastning av pumpstationerna. Det viktigaste problemet är ifall inte stationen klarar av för mycket extra flöde så kommer stationen att överflöda och vi får hälsorisker. En aktiv läcksökning behövs för att upptäcka möjliga inläckage vid ett tidigt stadium för att undvika onödiga energiförluster. Dessa läcksökningsmetoder kan ni läsa om i teoridelen av arbetet.

Vi kan med hjälp av nederbördsdata och inkommande flödet av avloppsvatten till Lotsbroverket komma underfund med att inläckage sker. Enligt figur 34 nedan kan vi se att flödet för avloppsvattenlinjen följer nästan exakt nederbördslinjen och då kan vi konstatera att förbrukningen ökar tillika som nederbörden ökar. Nederbörden har vi räknat med hela Åland, eftersom nästan allt avloppsvatten från Åland kommer till Lotsbroverket. (Ålands landsbygdscentrum, 2015)

Det totala flödet till Lotsbroverket är ca.225 000 m³ per månad mellan 01.2012 och 12.2014 vilket blir 2,7 milj. m³ per år. Om vi antar att flödet avloppsvatten inte skulle borde ändras allt för mycket på årstider så kan vi säga att, eftersom flödet in till Lotsbroverket på sommaren är mycket mindre än på de andra årstiderna, så skall flödet runt året vara lika lite som på sommaren. Då med data från åren 2012 – 2014 får vi att på sommarmånaderna har vi ett flöde på 500 000 m³ (juni, juli, augusti) vilket skulle då bli 2,0 milj. m³/år. Detta betyder att ca.26 % av avloppsvattenflödet kommer från inläckage i rören. Se figur 33 nedan för årligt avloppsvattenflöde in till Lotsbroverket.



Figur 33. Flödet avloppsvatten till Lotsbroverket under de olika årstiderna.



Figur 34. En jämförelse mellan nederbörd, inflödet av avloppsvatten till Lotsbroverket och energiförbrukningen av pumpstationerna. De streckade linjerna har vi fått med hjälp av ett sjätte grads polynom.

6. EVENTUELLA VINSTER

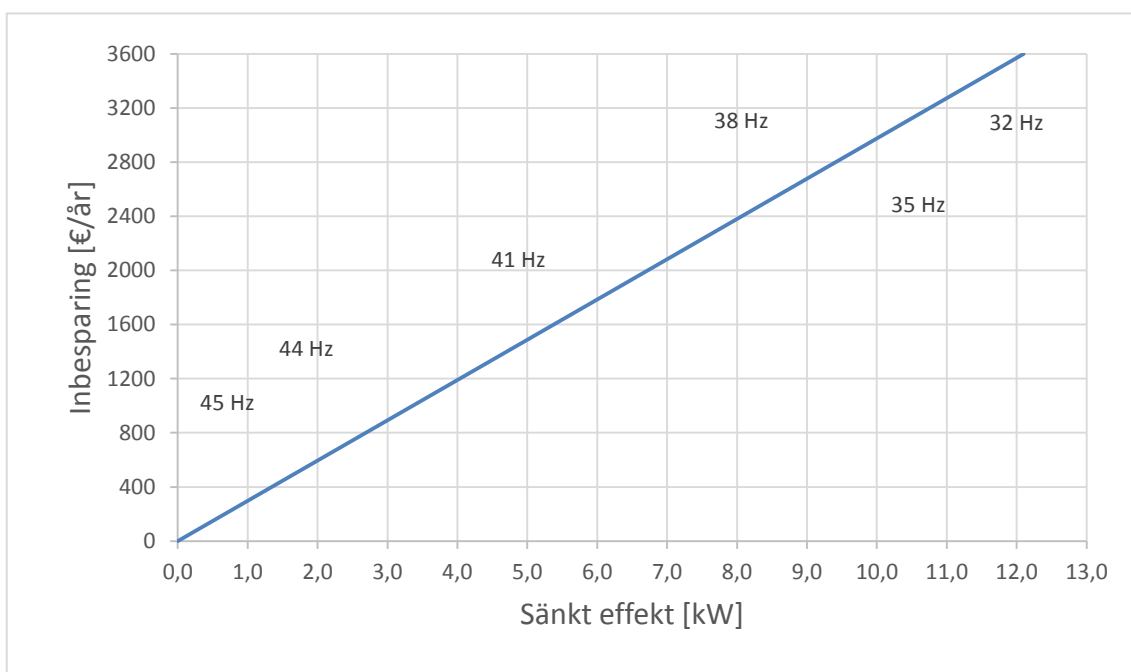
Eventuella vinster har vi beräknat med att hur mycket vår energiförbrukning kommer möjligtvis att sjunka. Alla elpriser är utan fasta avgifter och utan moms.

6.1. Alternativa förändringar

6.1.1. Strandnäs pumpstation

Lättast sparar man med att köra på det minsta möjliga flödet eftersom den specifika energiförbrukningen är minst då. För att bevisa detta kan vi beräkna besparingen på minsta möjliga hastigheten 56 l/s, då pumpningstiden blir mycket högre, 7500 h/år. När man multiplicerar denna med effekten 6,4 kW får vi en årlig energiförbrukning på 48 000 kWh. Nuvarande årliga energiförbrukningen ligger på 86 118 kWh.

Då blir vår inbesparing 38 118 kWh/år, vilket enligt elpriser från år 2014 (9,56 cent/kWh), är ca. 3600 €/år. Detta är då inte möjligt eftersom flödet till stationen är mycket högre, men denna beräkning skall bara visa hur mycket man kommer att spara fast gångtiden ökar. I figur 35 nedan kan vi se hur mycket vi sparar med att sänka frekvensen.



Figur 25. Inbesparingslönsamhet när man sänker på frekvensen och därmed effekten kW. Vid 0 (origo) har vi driftpunkten som pumpen kör på i snitt under ett år, ca. 45 Hz. och största inbesparingen ligger vid 32 Hz (56 l/s).

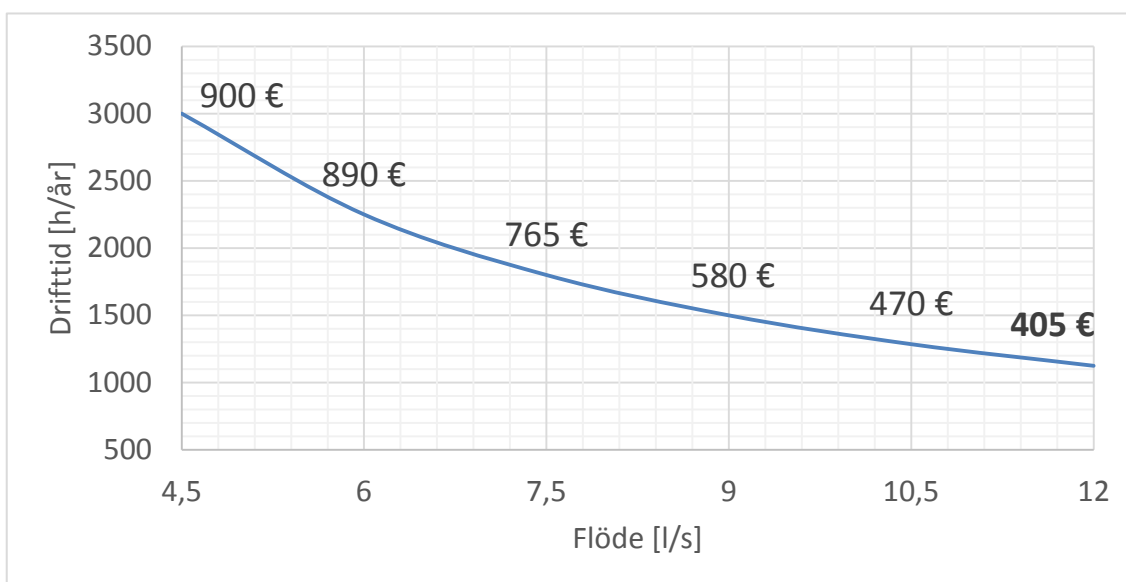
6.1.2. Ceders pumpstation

Genom att sänka varvtalet, kan man som tidigare bevisat, få en bättre specifik energiförbrukning. Pumparna i stationen går som lägst på 49 Hz vilket man kunde sänka till 48 Hz där vi har bästa specifika energiförbrukningen (Se Ceders specifika energiförbrukning). Dock är denna skillnad minimal.

6.1.3. Hagtornsvägens pumpstation

En vidare undersökning borde göras för att fastställa ifall sediment har samlats i tryckröret, vilket orsakar dåligt flöde. Den specifika energiförbrukningen blir i så fall bättre med ett högre flöde och den årliga drifttiden kan minskas. Medeldrifttiden från åren 2012, 2013 och 2014 är 3000 h/år. Ifall rengöring av tryckröret är möjlig och att man på så vis kan öka flödet från 4,5 l/s till 12 l/s, vilket är ca.267 % flödesökning, så kunde man minska drifttiden till 1125 h/år. Vi bör observera att 4,5 och 12 l/s är medeltal, då flödet varierar något, detta p.g.a. varierande uppfordringshöjder när nivån i brunnen ändras.

I figur 36 nedanför kan vi se drifttiden som funktion av flödet. Vi ser även den årliga kostnaden för att driva pumparna. Kostnaden är beräknad med 2014 elpris samt pumparnas effekt vid de specifika flödena.



Figur 36. Om man får driftpunkten förflyttad så att ett högre flöde skapas så sjunker drifttiden vilket leder till ekonomisk vinst. Nuvarande situation är ett medelflöde på 4,5 l/s och en drifttid på 3000 h vilket ger en årlig kostnad på ca.900 €.

Om det är möjligt att spola tryckröret och få bort eventuellt sediment, skulle man minska systemets tryckförluster. Detta i sin tur skulle leda till högre flöde och minskad drifttid. Vi skulle även få en bättre specifik energiförbrukning (Se Hagtorsns specifika energiförbrukning). Vi kommer dock ligga under den rekommenderade flödeshastigheten i röret.

6.2. Förnyelse av pumpstationernas utrustning

Här tar vi upp eventuella vinster man får om man förnyar utrustningen till pumpstationerna. Eftersom vi inte vet hur mycket de nya pumparna med installation kommer att kosta så har vi gjort en kalkyl som beräknar hur mycket man kommer att spara in på 1-10 år, varifrån man sedan lätt kan se hur lång tid återbetalningstiden kommer att vara.

6.2.1. Strandnäs pumpstation

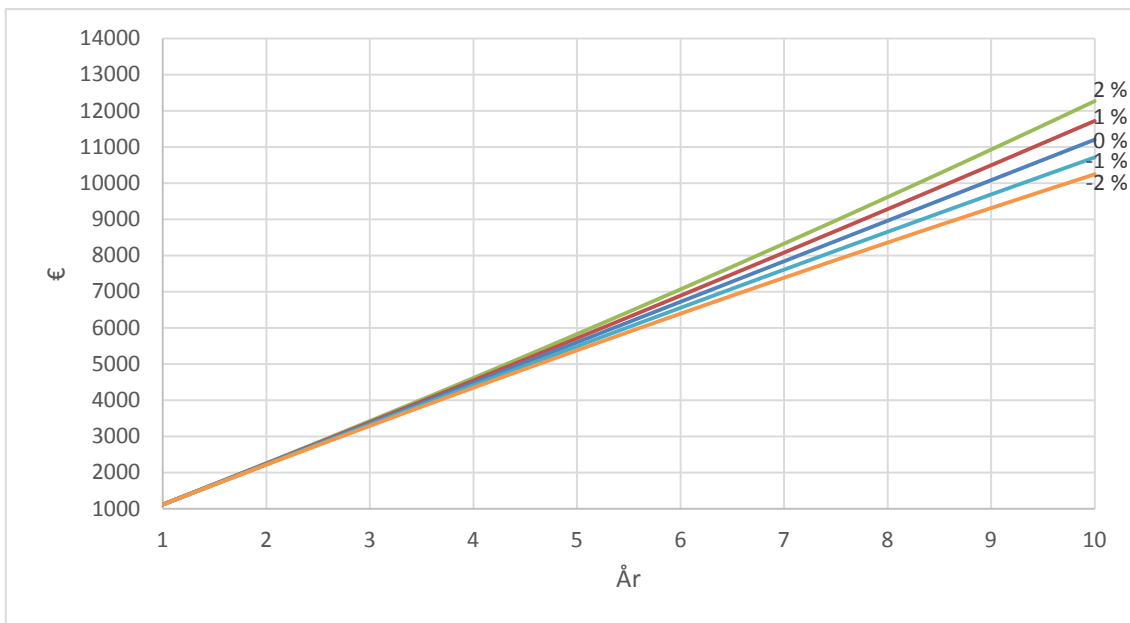
Medelvärde för nuvarande utrustning har en frekvens som går mellan 35 och 50 Hz är 45 Hz med ett flöde på 91 l/s och med en pumpeffekt på 18,5 kW. Nuvarande årliga energiförbrukningen ligger på 86 118 kWh med ett medeltimantal på 4650 h. (Lotsbroverket, 2014).

Nedan jämför vi nya pumpars energiförbrukning med nuvarande.

Med Hidrostals pump F06K-H01 får vi med samma flöde en effekt på 16 kW vilket med samma gångtid motsvarar en årlig energiförbrukning på 74 400 kWh.

Då blir vår inbesparing 11 718 kWh per år.

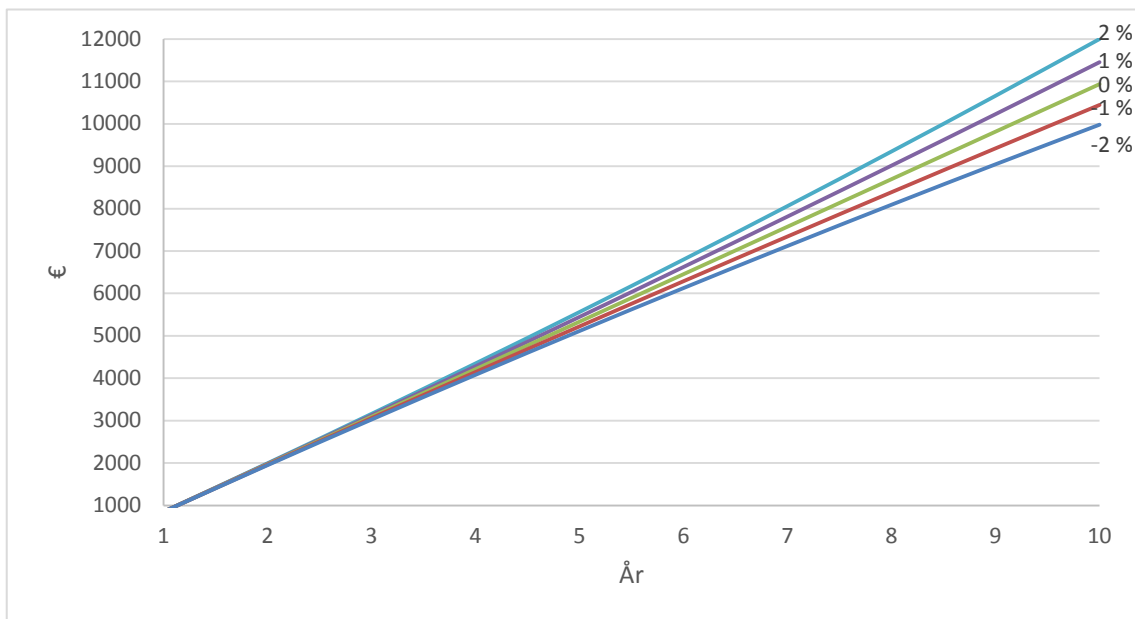
I figur 37 nedan kan vi se hur mycket inbesparingen är i pengar. Elpriset är från år 2014 som då var i snitt 9,56 cent/kWh för Strandnäs station.



Figur 37. Inbesparingen per år beroende på procentuell elprisökning med Hidrostals pump.

Med Flygts pump N 3202 MT 3~4p 433 får vi med samma flöde en effekt på 16,6 kW vilket med samma gångtid motsvarar en årlig energiförbrukning på 77 190 kWh. Då blir vår inbesparing 8928 kWh per år.

I figur 38 nedan kan vi se hur mycket inbesparingen är i pengar. Elpriset är från år 2014 som då var i snitt 9,56 cent/kWh för Strandnäs station.



Figur 38. Inbesparingen per år beroende på procentuell elprisökning med Flygts pump.

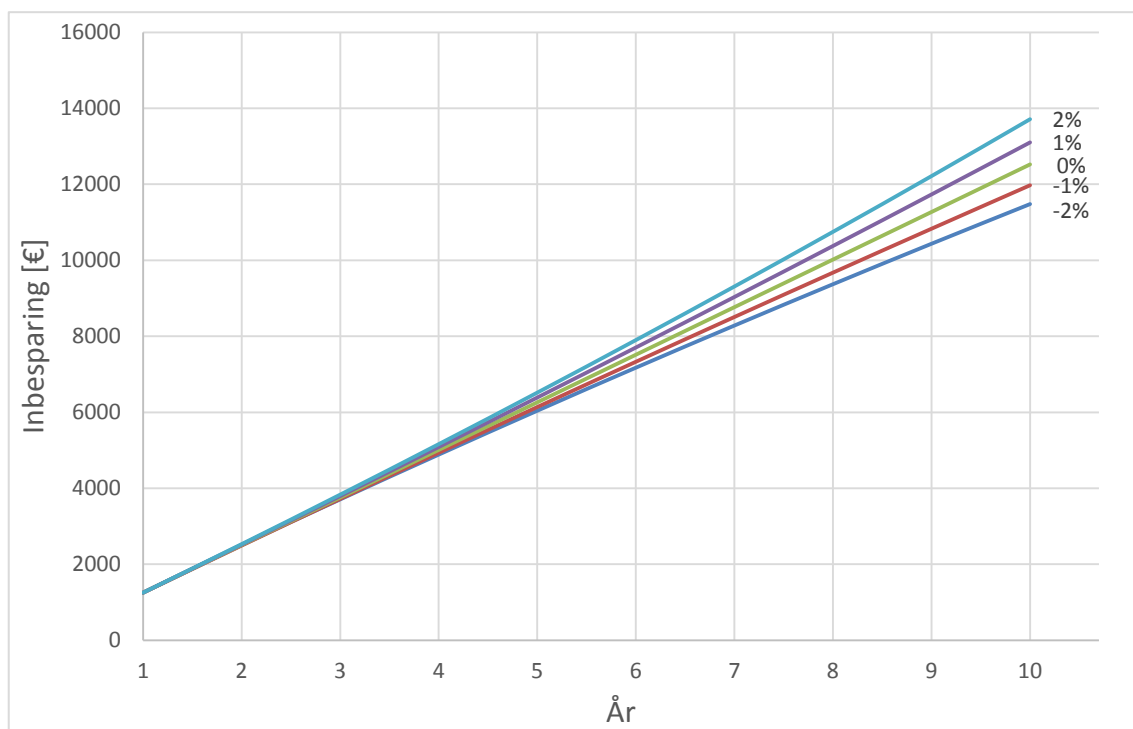
6.2.2. Ceders pumpstation

Nuvarande utrustning går på en frekvens mellan 49 och 51 Hz, men går som oftast på 49 Hz och har en medel eleffekt på 19,8 kW och har ett volymflöde på 38 l/s. Årliga energiförbrukningen ligger på ca.53 500 kWh, med en drifttid på 2700 h.

Energiförbrukningen och drifttimmarna är ett medelvärde från åren 2013 och 2014.

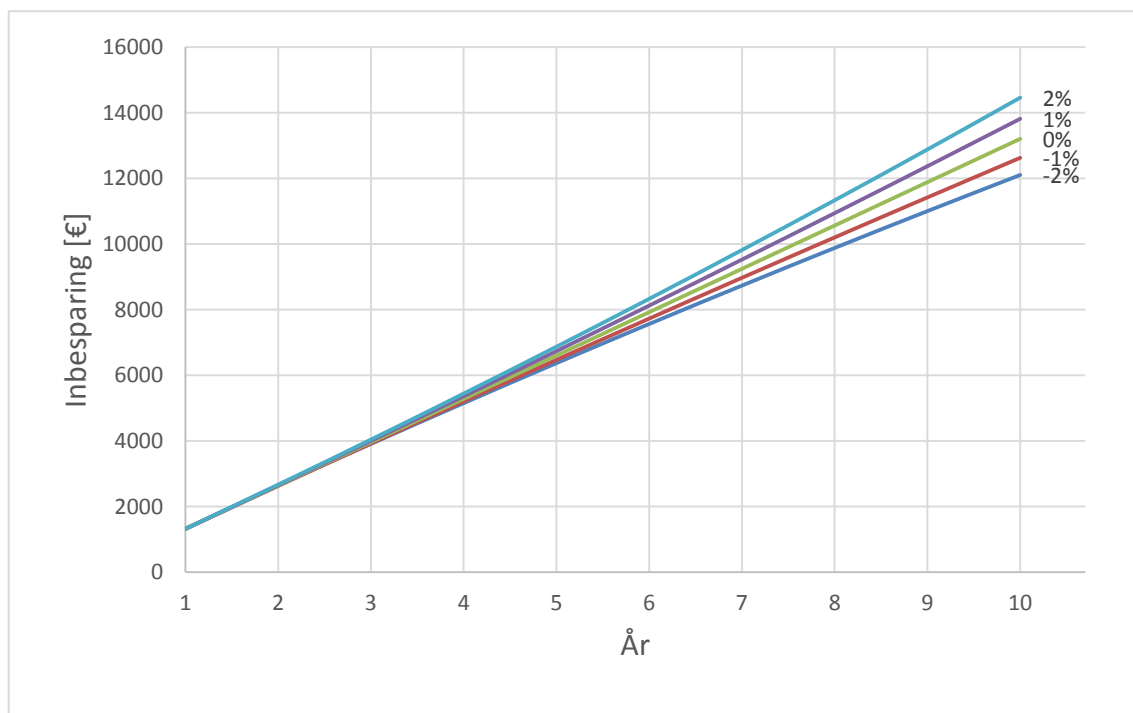
Nedanför jämför vi den nya utrustningens energiförbrukning med den nuvarande. Vi jämför med medel volymflödet 38 l/s och medeldrifttiden.

Eleffekten för pumpen från Flygt ligger på 14,96 kW vilket ger en årlig energiförbrukning på 40 400 kWh. Inbesparingen blir då 13 100 kWh per år. Beräknar vi med elpriset från år 2014 och antar en elpris förändring i procent per år kan vi med nedanstående graf se hur inbesparingen ser ut under en 10-årsperiod. Ifall man känner till inköps- och installationspris, kan återbetalningstiden avläsas från figur 39 nedan.



Figur 39. Inbesparingen per år beroende av procentuell elprisförändring med Flygts pump.

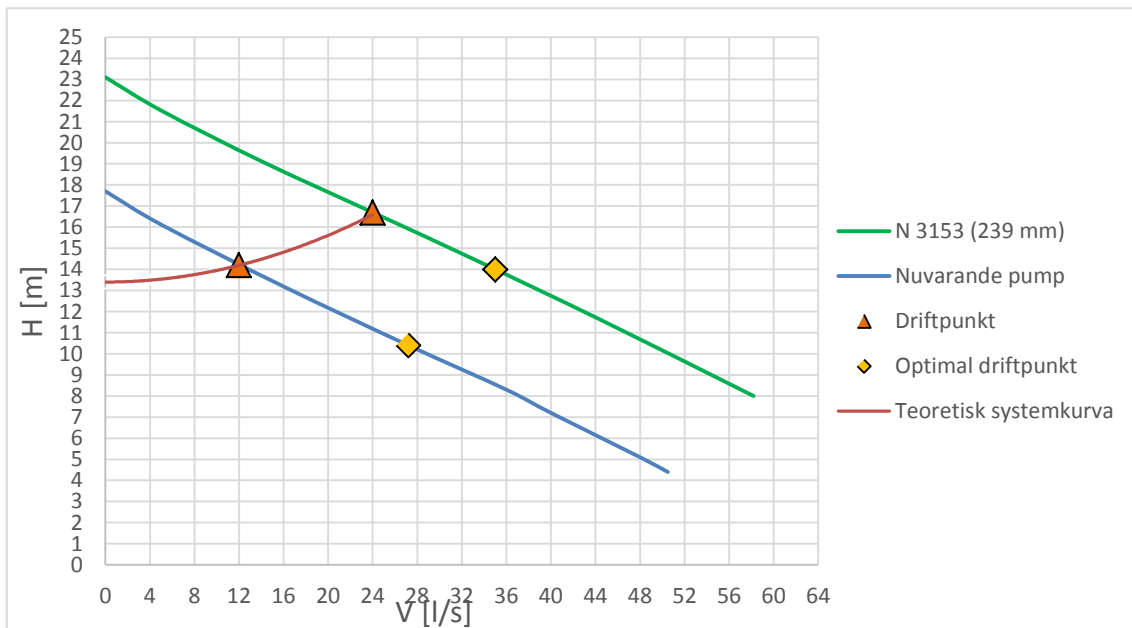
Eleffekten för pumpen från Hidrostat ligger på 14,7 kW vilket ger en årlig energiförbrukning på 39 690 kWh. Inbesparingen blir då 13 810 kWh per år. Beräknar vi lika som tidigare med elpriset från år 2014 och antar en elprisförändring i procent per år kan vi med nedanstående graf se hur inbesparingen ser ut under en period på 10 år. Ifall man känner till inköps- och installationspris, kan återbetalningstiden avläsas från figur 40 nedan.



Figur 40. Inbesparingen per år beroende av procentuell elprisförändring med Hidrostats pump.

6.2.3. Hagtornsvägens pumpstation

Flöde hastigheten i röret är under det rekommenderade och för att åtgärda det, kunde man byta pumpen och impellern till en större. Fördelar med detta är att vi får tillräckligt hög hastighet i röret och vi får en bättre pumpverkningsgrad, se figur 41 nedanför. Med den nuvarande impellern hade vi fått en specifik energiförbrukning på 0,081 kWh/m³ ifall flödet kunde ökas till det teoretiska 12 l/s. Med Flygts pump N 3153 med impellerstorlek på 239 mm får vi ett ökat flöde och en specifik energiförbrukning på 0,073 kWh/m³. Förutom impellern måste elmotorn bytas ut till en med märkeffekt på 7,5 kW då effekten skulle vara 6,3 kW vid det nya flödet.



Figur 41. Nuvarande pump med 215 mm impeller och alternativ pump med 235 mm impeller. Flödet skulle öka från 12 till 24 l/s. Systemkurvan är den teoretiskt beräknade.

6.3. Inläckage

Vårt årliga medelvärde på energiförbrukningen för pumpstationerna ligger på 345 000 kWh enligt Elbolagets räkningar. Då har vi även räknat bort 1 % som går åt till övrig elförbrukning på stationerna (Lotsbroverket, 2014). Vår totala specifika energiförbrukning för alla stationer blir med 345 000 kWh/år och 2,7 milj. m^3 /år, 0,128 kWh/ m^3 .

Eftersom det är omöjligt att lokalisera och få bort allt läckage så kan vi räkna med att vi får bort 50 % av inläckaget vilket gör att vi får ett nytt totalt volymflöde på 235 000 m^3 /år. Med samma specifika energiförbrukning får vi en effektförbrukning på 300 000 kWh. Om vi beräknar att de frekvensomriktade pumparna går med samma medelvärde som nu. I verkligheten kommer de att gå på ännu mindre effekt för att vi får en bättre specifik energiförbrukning med lägre flöde. Och sedan skall vi inte heller glömma hur mycket el vi sparar på reningsprocessen.

Vår inbesparing blir, om vi får bort hälften av inläckaget, minst 45 000 kWh per år, enligt elpriser från år 2014 (9,56 cent/kWh), 4302 €/år, utan att ta till hänsyn lägre flöden till pumpstationerna och reningsprocessen.

7. SLUTSATS

7.1.Rekommendationer

Nedan kommer vi att ta upp vilka förändringar som är lönsammast för de olika stationerna.

7.1.1. Strandnäs pumpstation

Eftersom vår uppdragsgivare vill att återbetalningstiden skall vara kring 5 år kommer det inte att vara lönsamt att byta utrustning om den är dyrare än 6000 €, vilket två pumpar och installation kommer att vara (ifall man håller en Gormann&Rupp som reservpump och bara förnyar två av de tre pumpar). Bästa alternativet är att lägga Hidrostals pumpar nersänkta i brunnen. De har den största lönsamheten av de två alternativen. Lönsammast för Strandnäs pumpstation skulle vara att sänka flödet till så lågt som möjligt, för att på detta sätt sänka på den specifika energiförbrukningen.

7.1.2. Ceders pumpstation

Ifall Hidrostals eller Flygts utrustning och installationskostnaderna understiger 7000€ kommer vi att nå den önskade återbetalningstiden på 5 år. För att öka tillförlitligheten för stationen, skulle det vara lönsamt att installera nya pumpar. Dock beror detta mycket på investeringskostnaderna. Hög kostnad ger längre återbetalningstid. Det visade sig att man kunde sänka minimi frekvensen till 48 Hz istället för 49 Hz, men inbesparingen är minimal.

7.1.3. Hagtornsvägens pumpstation

Rengöring av tryckledningen kunde ha stor inverkan för stationens elförbrukning. Om det visar sig att man kan sänka tryckförlusterna, så skulle det vara fördelaktigt att förstora pumpimpellern för att skapa tillräckligt högt flöde och undvika sedimentbildning i röret i framtiden. Genom endast rengöring av röret kunde man spara upp till 500 €/år, men flödeshastigheten i röret skulle då vara under den rekommenderade. Med en större pump kunde man spara lite mer och flödeshastigheten i röret skulle vara högt nog för att inte bilda sediment, detta förutsätter dock att man lyckats minska på tryckförlusterna i röret.

7.1.4. Korrviks pumpstation

Vidare undersökning krävs för att fastställa ifall sediment bildats i tryckledningen, vilket ger det nuvarande låga flödet.

7.1.5. Mindre stationer

Det lönar sig inte att förnya eller installera frekvensomformare till de mindre stationerna om man tänker på återbetalning, för att det kommer medföra en så liten årlig inbesparing. De flesta mindre stationerna är dock mycket gamla och kommer att måsta förnyas i något skede.

Deras årliga totala energiförbrukning ligger på ca. 15 000 kWh och om vi skulle få en förbättring på 20 % för varje station så skulle vi få en förminskad energiförbrukning på 3000 kWh och med dagens elpriser skulle det bli under 300 €/år, vilket i sin tur gör att återbetalningen för 11 st. frekvensomformare blir för lång. Men är man bara ute för att få energisnålare stationer är detta ett alternativ.

7.1.6. Inläckage

Eftersom inläckage orsakar så mycket större flöden så skulle det vara bra att försöka lokalisera dessa. Lönsammast skulle vara att gå igenom de äldsta betongrören först och förnya efter behov.

Det skulle vara lönsamt att börja med en aktiv läcksökning på de äldre rören med några års mellanrum.

7.2. Utvärdering

Det svåraste var att få all energiförbrukning och drifttid att stämma överens med varandra, eftersom vi har data från både elbolaget och Lotsbroverket och egna uppmätta data så stämde de alla inte exakt överens med varandra. 2013 var det mycket högre flöden igenom stationerna än år 2012 och 2014. Då blev medelvärden en aning högre än vad de normalt sett är. Skillnaderna är ändå inte alltför stor, utan man kan med ganska bra säkerhet bestämma att de är trovärdiga. Gällande nya pumpalternativen har vi litat på tillverkarnas pumpkurvor med tryckhöjd, flöde och verkningsgrader.

Verkningsgrader för nya elmotorer har vi tagit fram teoretiskt och stämmer överens med verkliga värden som vi har fått i efterskott ur tillverkarna.

Vi har varit väldigt noggranna vid beräkning av vinster, vi har inte försökt beräkna i underkant för att få så snabb återbetalning som möjligt, utan vi har använt realistiska värden från våra beräkningar.

Inläckageberäkningarna baserar sig på vad som låter logiskt. Då menar vi att det låter logiskt att en människa använder lika mycket vatten på sommaren som på vintern. Eftersom detta inte då är helt exakt så har vi för säkerhets skull dragit bort hälften av vinsten. Vi anser att alla våra beräkningar är så nära sanningen man kan komma.

Vi kom fram till stora problem när det gällde att vara i kontakt med de olika företagen. Orsaken var att det var svårt att få några svar alls och om vi fick svar så hjälpte de svaren inte oss alltid. Mest hjälpsam var Lining Oy, från Finland som har Hidrostal som pumpalternativ.

Efter alla om och men så har vi fått färdigt våra utredningar med bra resultat. Vi har lärt oss mycket under arbetets gång och vi kommer säkert att behöva denna kunskap längre fram i livet.

REFERENSER

ABB. (2002). Energy savings calculator for AC motor and drive replacements. ABB Automation Group Ltd.

Algers, B. (1979). *Pumphandboken. Svensk pumpmarknad*. Göteborg: Eurocontact publishers ab.

Alvarez, H. (2006). *Energiteknik*. Lund: Studentlitteratur.

BEVI. (2015). *Teknisk information BEVI elmotorer typ SG/SH*. Hämtat från BEVI: http://www.bevi.se/download/produktkatalog/produkter/elmotorer/BEVI_elmotorer_SGSH.pdf

Danfoss. (1985). *Värt att veta om frekvensomformare*. Hämtat från Drivteknik: <http://www.drivteknik.nu/skolan/skola-omriktare>

Ekblad, T. (2006). *Läckagesökning med*. Svenskt Vatten AB.

Eriksson, S. (02 2015). CAD document mm. VA-verket Mariehamn.

Fluur, M. (2005). Flödesmätning med ultraljud ökar starkt. *Process Nordic*, ss. 6-7.

Flygt. (2011). SRC 311 - Pumpdrive with SmartRun. Sundbyberg, Sverige: Xylem Water Solutions AB.

Flygt. (2015). Pumpkurva. Xylem Water solutions.

Gormann&Rupp. (2014). *Super T-series*. Hämtat från grpumps: <http://www.grpumps.com/product/pump/Super-T-Series>

Grundfos. (2010). *The sewage pumping handbook*. Grundfos wastewater.

Halvarsson, P.-E., Boström, E., Andersson, I., & Alm, R. (2013). *Se rören inifrån! Handbok för TV-Inspektion av avloppsledningar inom fastighet*. STVVF, Sveriges TV-InspektionsFöretag.

Hidrostal. (2015). *End suction pumps*. Hämtat från Hidrostal: http://www.hidrostal.co.uk/cody/upload/pdfs/005_end_suction_pumps_1.pdf

Hidrostal. (2015). Pumpkurva. Kari Tamsi.

ITT water & wastewater ab. (2015). I vått och torrt. ITT water & wastewater ab.

Lotsbroverket. (2014). Dokument från lotsbroverket.

Pemberton, M. (2005). Variable speed pumping: myths and legends. *World pumps*, 22-24.

PumpPortalen. (2015). *Pumphandboken*. Hämtat från Pumpportalen:
<http://www.pumpportalen.se/pumphandboken/>

Pump teknik. (November 2013). Hämtat från Pump teknik: http://pump teknik.se/wp-content/uploads/2014/02/Pump teknik_Villapumpstationer_25feb.pdf

The Engineering Toolbox. (2015). *NPSH - Net Positive Suction Head*. Hämtat från The Engineering Toolbox: http://www.engineeringtoolbox.com/nps-h-net-positive-suction-head-d_634.html

Xylem. (2014). *N-technology pumps*. Hämtat från Flygt: <http://www.flygt.com/en-us/Pumping/Products/WetDry-well-pumps-submersible/Pages/N-technology-pumps.aspx>

Xylem. (2014). *Xylemwatersolutions*. Hämtat från Pump Efficiency and Specific Energy: <http://www.xylemwatersolutions.com/scs/belgium/en-gb/brands/flygt/Engineering/Systems%20Engineering/Energy%20and%20Economy%20Calculations/Pump%20Efficiency%20and%20Specific%20Energy/Using%20Specific%20Energy/Pages/default.aspx>

Ålands landsbygdscentrum. (2015). *Väderuppgifter*. Hämtat från Landsbygd:
<http://www.landsbygd.ax/hushallningsallskapet/hh-tjanster/vaderuppgifter/>

BILAGOR

BILAGA 1: Karta på pumpstationerna

BILAGA 2: Strandnäs Gorman&Rupp T8A-B-3

BILAGA 3: Strandnäs Flygt N 3202 433

BILAGA 4: Strandnäs Hidrostat F06k-H01

BILAGA 5: Strandnäs mätningar

BILAGA 6: Strandnäs Månads kostnad och effektförbrukning

BILAGA 7: Strandnäs vinst beräkningar

BILAGA 8: Strandnäs inbesparingar

BILAGA 9: Ceders Gorman&Rupp T6A-B-4

BILAGA 10: Ceders Flygt N 3171 451

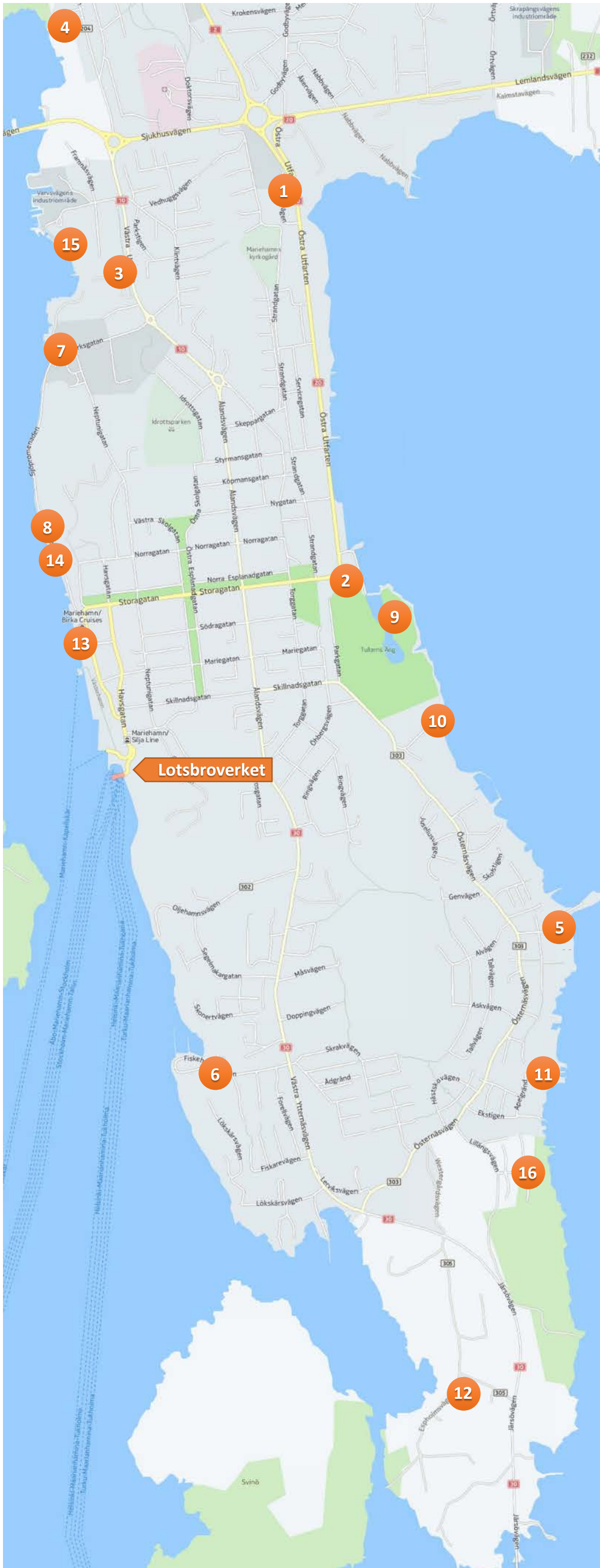
BILAGA 11: Ceders Hidrostat DE4R-MMN1

BILAGA 12: Ceders beräkningar

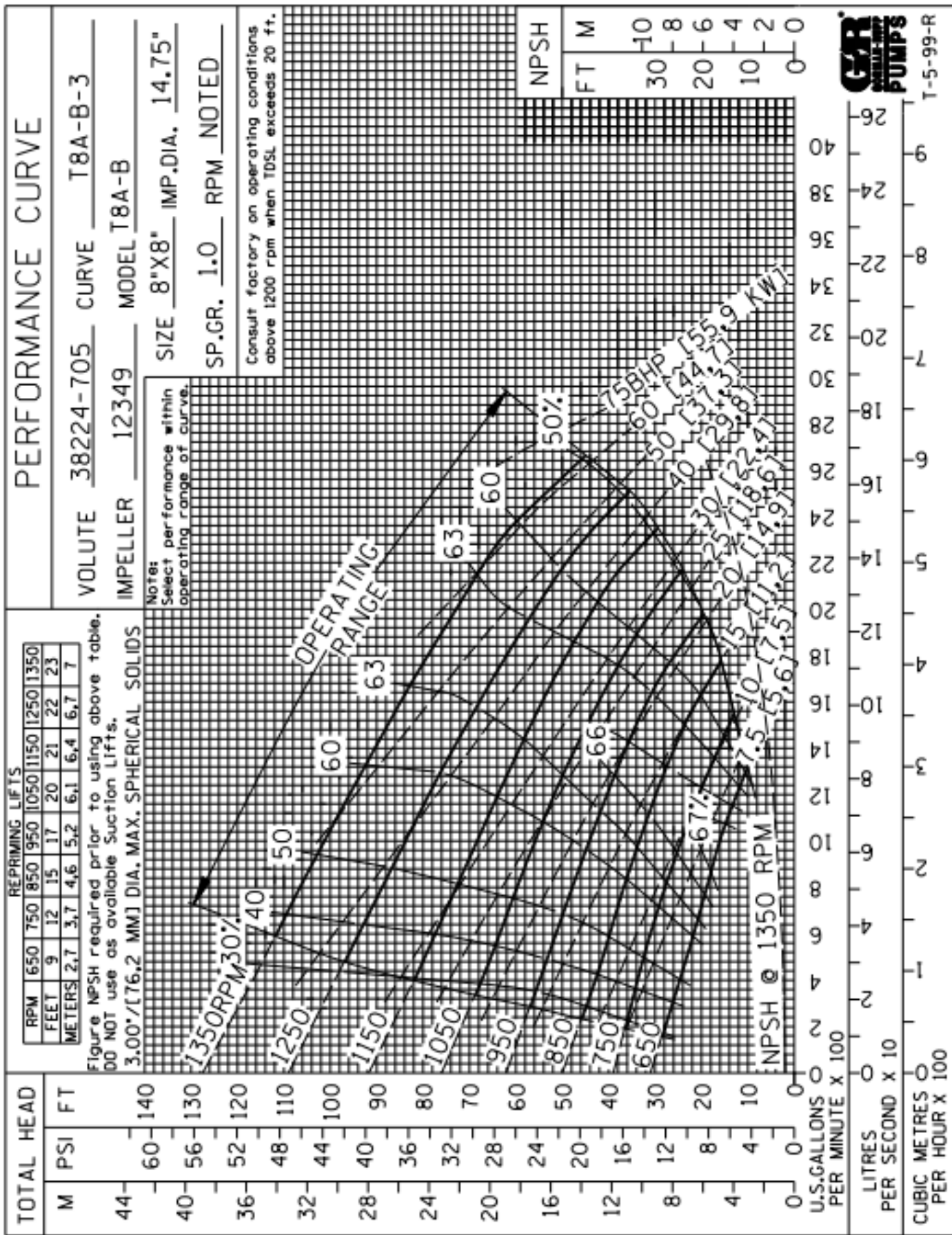
BILAGA 13: Ceders Vinst beräkning

BILAGA 14: Korrviks mätningar

BILAGA 15: Hagtornsvägens mätningar

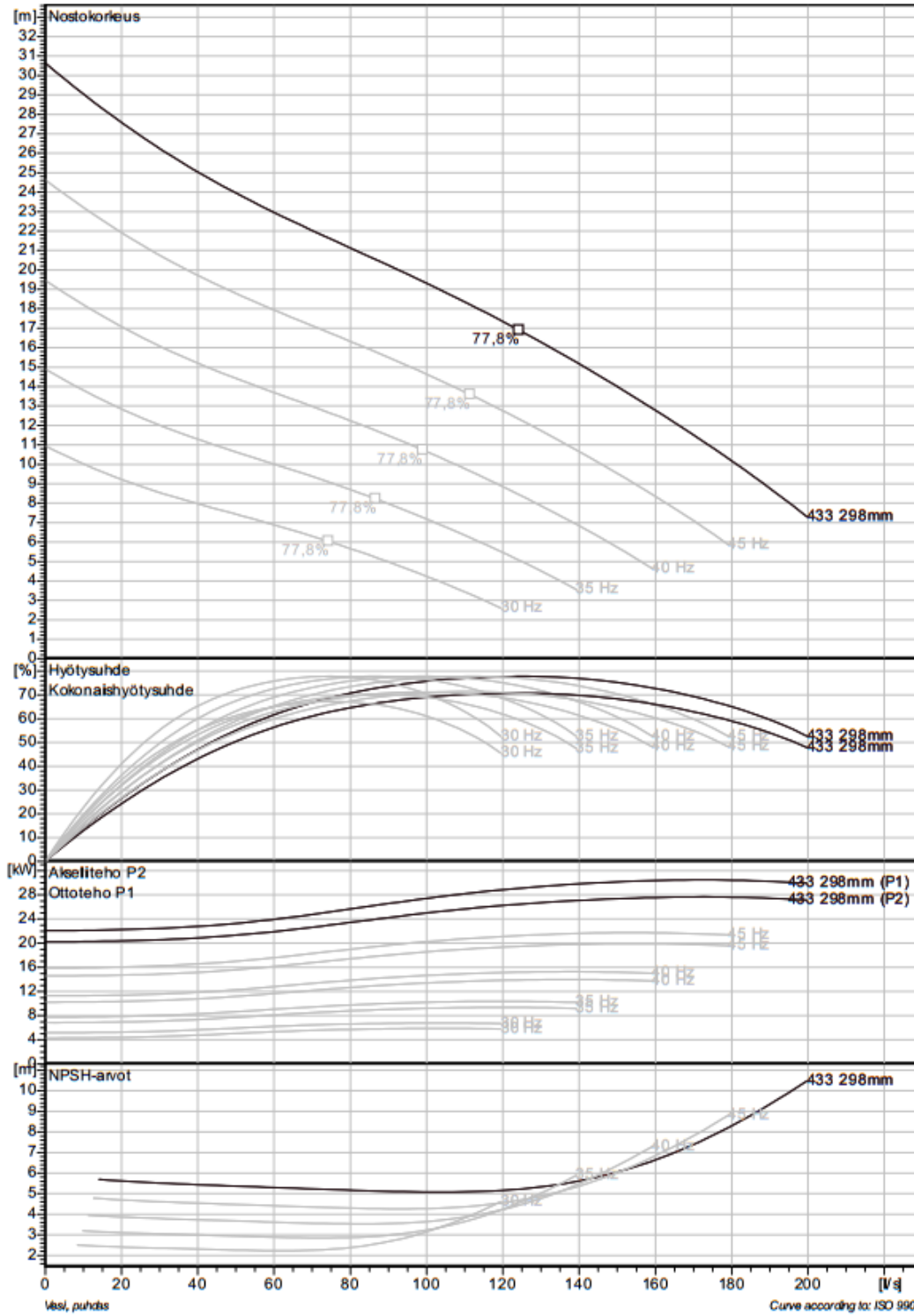


Nr	Pumpstation
1	Strandnäs
2	Pumpstation 2
3	Ceders
4	Apalängen
5	Hagtornsvägen
6	Korrvik
7	Kraftverket
8	ÅSS Paviljongen
9	Lilla Holmen
10	Gröna Udden
11	Östernäs Södra
12	Espholm
13	Tullhuset
14	ÅSS Södra
15	Västra Klinten
16	Lillängen

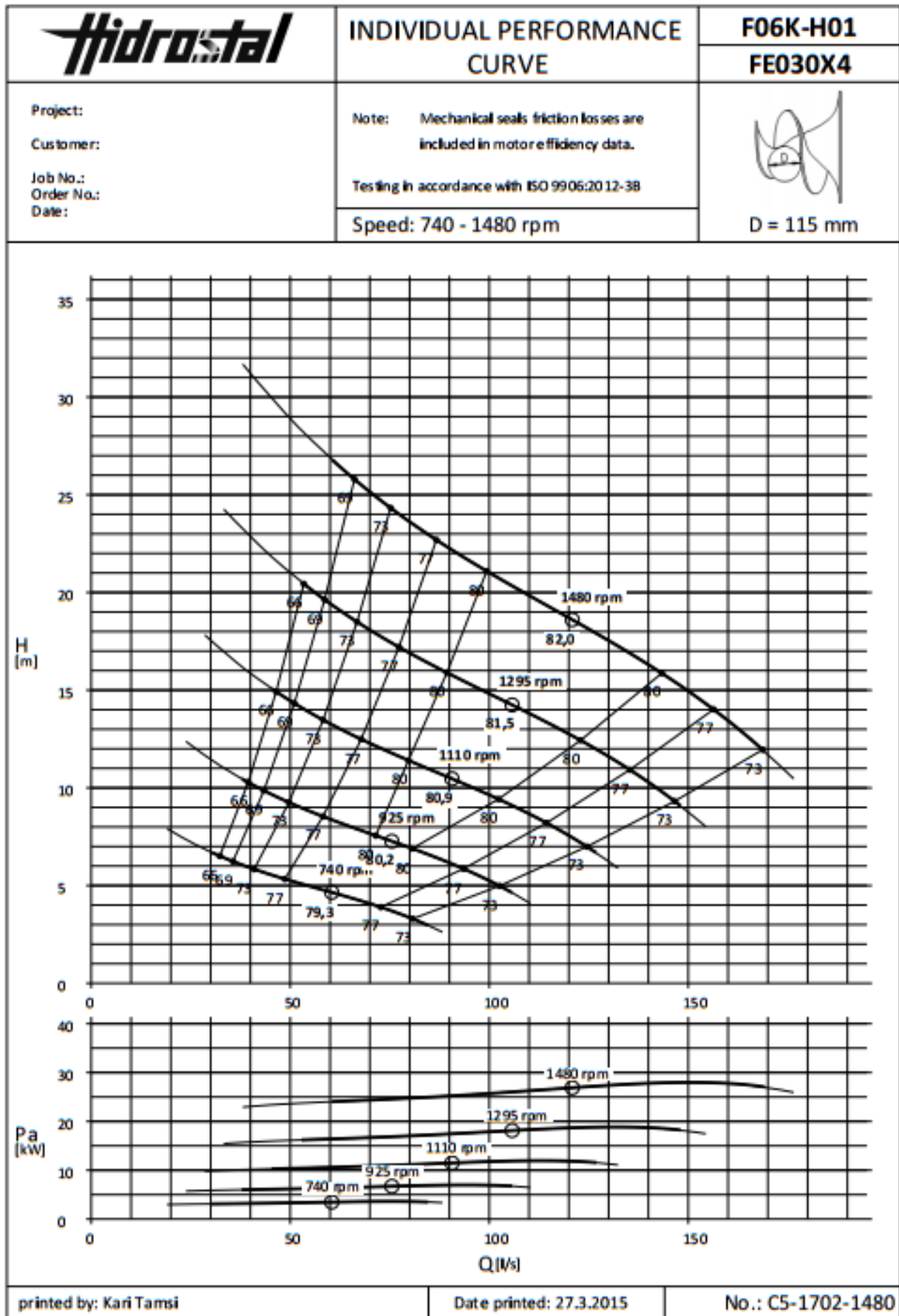




NP 3202 MT 3~ 433
VFD Curve



Projekti	Projektinumero	Käsitteija	Tehty 2015-05-12	Muutettu väimeksi
----------	----------------	------------	---------------------	-------------------



2014				2013			
månad	Kostnad €/mån	Gångtid kWh/månad	Snitt effekt kW/år	månad	Kostnad €/mån	Gångtid kWh/månad	Snitt effekt kW/år
Jan	1143,8	10730	18,5	Jan	1060,9	12672	17,6
Feb	1053,8	9832,5	Gångtid h/år	Feb	537,2	6825	Gångtid h/år
Mars	1053,8	9832,5	4648	Mars	493,3	6413	4677
April	629,1	7102	Tot effektförbrukning kWh/år	April	858,5	10964	Tot effektförbrukning kWh/år
Maj	579,1	6672	86071	Maj	448,7	6255	
Juni	521,2	6000		Juni	447,4	6288	
Juli	408,5	4694		Juli	319,9	4753	
Aug	352,1	4052		Aug	275,0	4203	
Sep	393,2	4429		Sep	474,8	6510	
Oct	600,5	6777		Oct	645,4	8658	
Nov	802,2	7485		Nov	867,4	11044	
Dec	891,9	8465		Dec	785,7	10444	

□

Gormann&Rupp																
Märk data		Frekvens	Hastighet	Moment	Sin förl.	Motor förl.	Höjd	Flöde	η_{pump}	P_{pump}	η_{el}	P_{tot}	Spec. Energi	Drifttid	Inbesparing	Sänkt effekt
		Hz	r/min	Nm	kW	kW	m	l/s	%	kW	%	kW	kWh/m ³	h/år	€/år	kW
Frekvens:	50	32	875	58,9	0,905	0,993	6,5	56	66	5,4	84,5	6,4	0,0318	7556	3614	12,1
Pump:	30	35	1039	61,6	0,954	1,043	7,14	63,3	66	6,7	86,5	7,8	0,0340	6681	3282	10,8
Hastighet:	1465	38	1128	77,1	1,094	1,183	8,66	70,8	66	9,1	88,5	10,3	0,0404	5981	2354	8,2
Motorförl.:	2,823	41	1214	95,2	1,284	1,373	10,30	78,9	66	12,1	89,8	13,4	0,0473	5366	1348	5,1
Moment:	195,5	44	1301	110,1	1,474	1,562	11,72	85,9	66	15	90,6	16,5	0,0534	4928	458	2,0
Harm förl.:	0,089	45	1330	120,6	1,606	1,694	12,45	91,0	66	16,8	90,8	18,5	0,0566	4650	0	0,0
Sin.förl.:	2,823	47	1386	127,4	1,718	1,807	13,56	91,9	66	18,5	91,1	20,3	0,0614			
Verkningsgrad:	91,4	50	1420	147,9	2,038	2,127	14,99	98,9	66	22	91,2	24,2	0,0678			

Hidrostat F06K-H01													
Märk data		Frekvens	Hastighet	Moment	Sin förl.	Motor förl.	Höjd	Flöde	η_{pump}	P_{pump}	η_{el}	P_{tot}	Spec. Energi
		Hz	r/min	Nm	kW	kW	m	l/s	%	kW	%	kW	kWh/m ³
Frekvens:	50	30	740	40,0	0,836	0,925	5,3	44,0	75	3,1	77,0	4,0	0,0250
Pump:	30	33	850	51,7	0,925	1,013	6,5	56	77,5	4,6	81,9	5,6	0,0279
Hastighet:	1480	35	925	66,1	1,036	1,125	8	64,0	79	6,4	85,1	7,5	0,0324
Motorförl.:	2,967	37,5	1017	79,8	1,172	1,260	9,5	73,0	80	8,5	87,1	9,8	0,0372
Moment:	193,6	40	1110	94,6	1,339	1,428	11	82,0	80,3	11	88,5	12,4	0,0422
Harm förl.:	0,089	42,5	1200	114,6	1,591	1,679	13	91	80,7	14,4	89,6	16,1	0,0490
Sin.förl.:	2,967	44	1280	133,5	1,856	1,945	15,00	98,9	81,1	17,9	90,2	19,9	0,0559
Verkningsgrad:	91,0	50	1480	171,0	2,543	2,632	19,00	116,0	81,6	26,5	91,0	29,1	0,0697

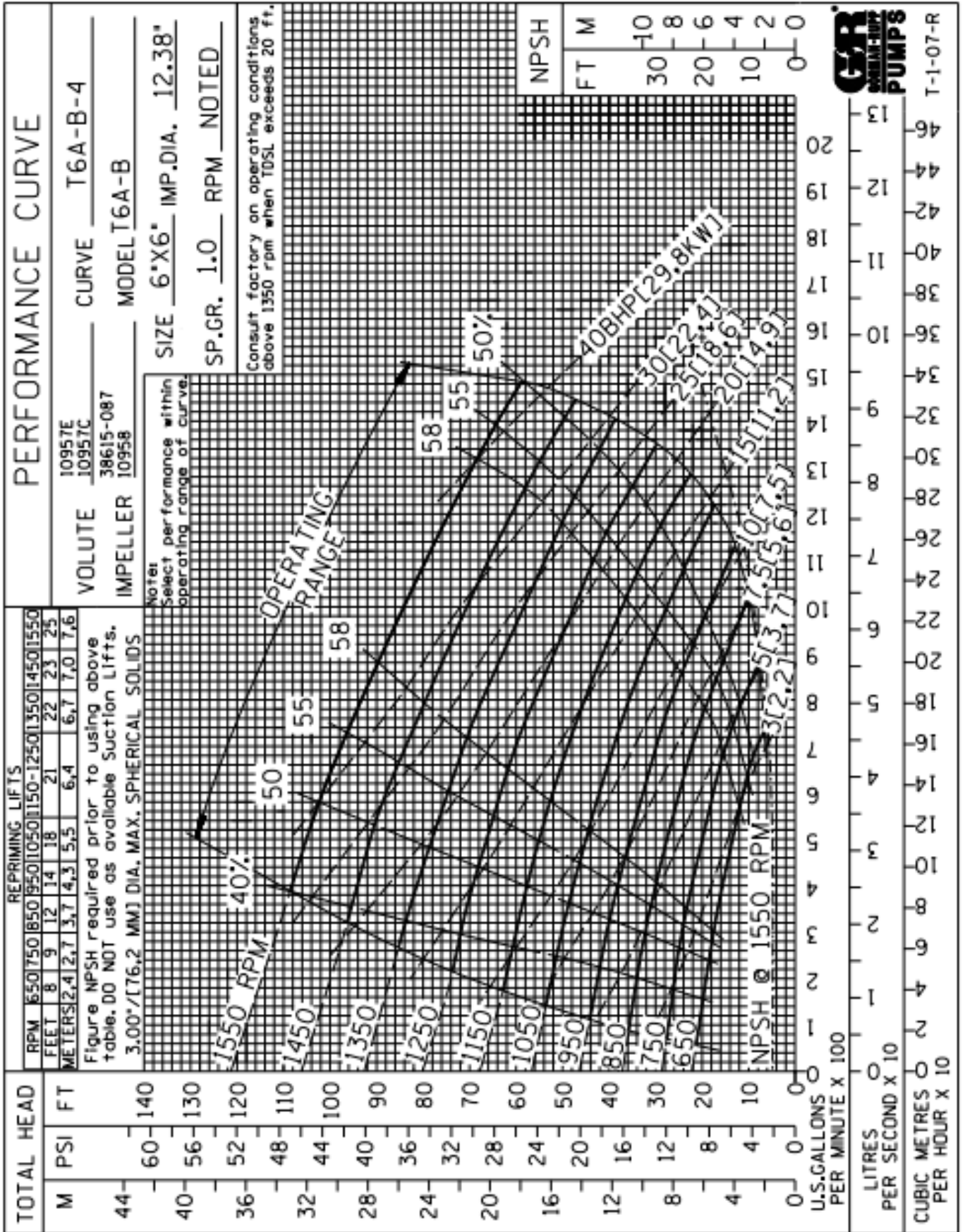
Flygt N 3202 MT 3~4p 433													
Märk data		Frekvens	Hastighet	Moment	Sin förl.	Motor förl.	Höjd	Flöde	η_{pump}	P_{pump}	η_{el}	P_{tot}	Spec. Energi
		Hz	r/min	Nm	kW	kW	m	l/s	%	kW	%	kW	kWh/m ³
Frekvens:	50	30	882	57,4	0,979	1,067	7	58	75	5,3	83,2	6,4	0,0306
Pump:	30	32,5	955	70,0	1,095	1,184	8,3	65,0	75,5	7	85,5	8,2	0,0350
Hastighet:	1475	35	1029	78,9	1,199	1,288	9,1	72,0	76	8,5	86,8	9,7	0,0376
Motorförl.:	3,149	39	1150	106,3	1,530	1,619	11,70	85,9	77	12,8	88,8	14,4	0,0466
Moment:	194,2	42	1200	117,8	1,716	1,804	12,80	91,0	77	14,8	89,1	16,6	0,0508
Harm förl.:	0,089	42,5	1236	117,4	1,719	1,808	13	92,0	77	15,2	89,4	17,0	0,0515
Sin.förl.:	3,149	45	1323	135,7	2,012	2,100	14,90	98,9	77	18,8	90,0	20,9	0,0586
Verkningsgrad:	90,5	50	1470	165,7	2,591	2,680	18,00	111,0	77	25,5	90,5	28,1	0,0704

Sparade effektförbrukning: elpris:		kWh		År	Elprisökning -2 %/år		Elprisökning -1 %/år		Elprisökning 0 %/år		Elprisökning 1 %/år		Elprisökning 2 %/år	
		11718	0,0956		€	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst
				1	1120	1120	1120	1120	1120	1120	1120	1120	1120	
				2	2218	2229	2240	2252	2263	2263	2263	2263	2263	
				3	3294	3327	3361	3394	3428	3428	3428	3428	3428	
				4	4348	4414	4481	4549	4617	4617	4617	4617	4617	
				5	5382	5490	5601	5714	5830	5830	5830	5830	5830	
				6	6394	6556	6721	6892	7067	7067	7067	7067	7067	
				7	7387	7610	7842	8081	8328	8328	8328	8328	8328	
				8	8359	8654	8962	9282	9615	9615	9615	9615	9615	
				9	9312	9688	10082	10495	10928	10928	10928	10928	10928	
				10	10246	10712	11202	11720	12266	12266	12266	12266	12266	

Hidrostat

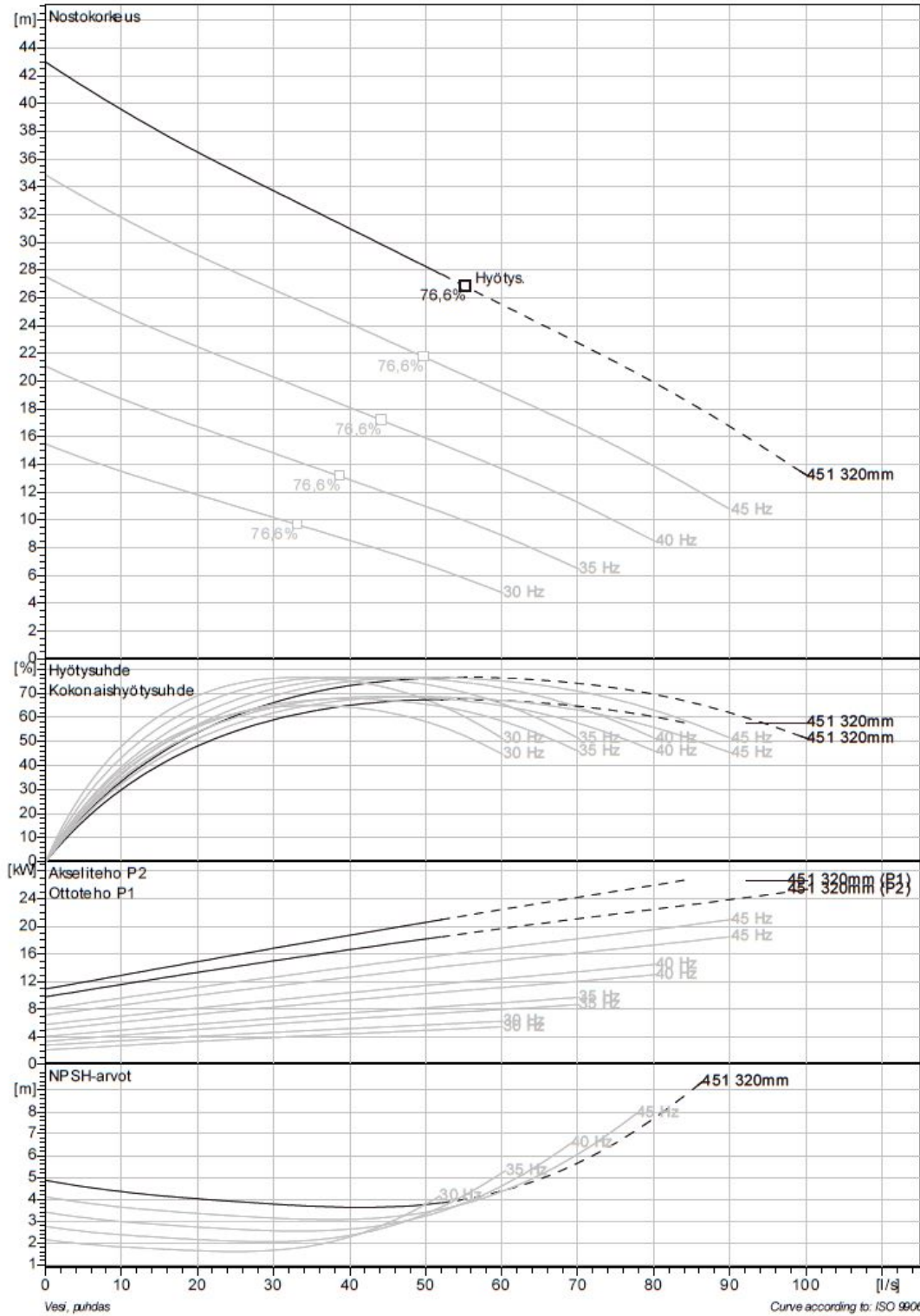
Sparade effektförbrukning: elpris:		kWh		År	Elprisökning -2 %/år		Elprisökning -1 %/år		Elprisökning 0 %/år		Elprisökning 1 %/år		Elprisökning 2 %/år	
		8928	0,0956		€	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst	Vinst
				1	854	854	854	854	854	854	854	854	854	
				2	1951	1963	1974	1985	1996	1996	1996	1996	1996	
				3	3027	3061	3094	3128	3162	3162	3162	3162	3162	
				4	4082	4147	4214	4282	4350	4350	4350	4350	4350	
				5	5115	5224	5334	5448	5563	5563	5563	5563	5563	
				6	6127	6289	6455	6625	6800	6800	6800	6800	6800	
				7	7120	7344	7575	7814	8061	8061	8061	8061	8061	
				8	8092	8388	8695	9015	9348	9348	9348	9348	9348	
				9	9045	9421	9815	10228	10661	10661	10661	10661	10661	
				10	9979	10445	10936	11453	12000	12000	12000	12000	12000	

Flygt




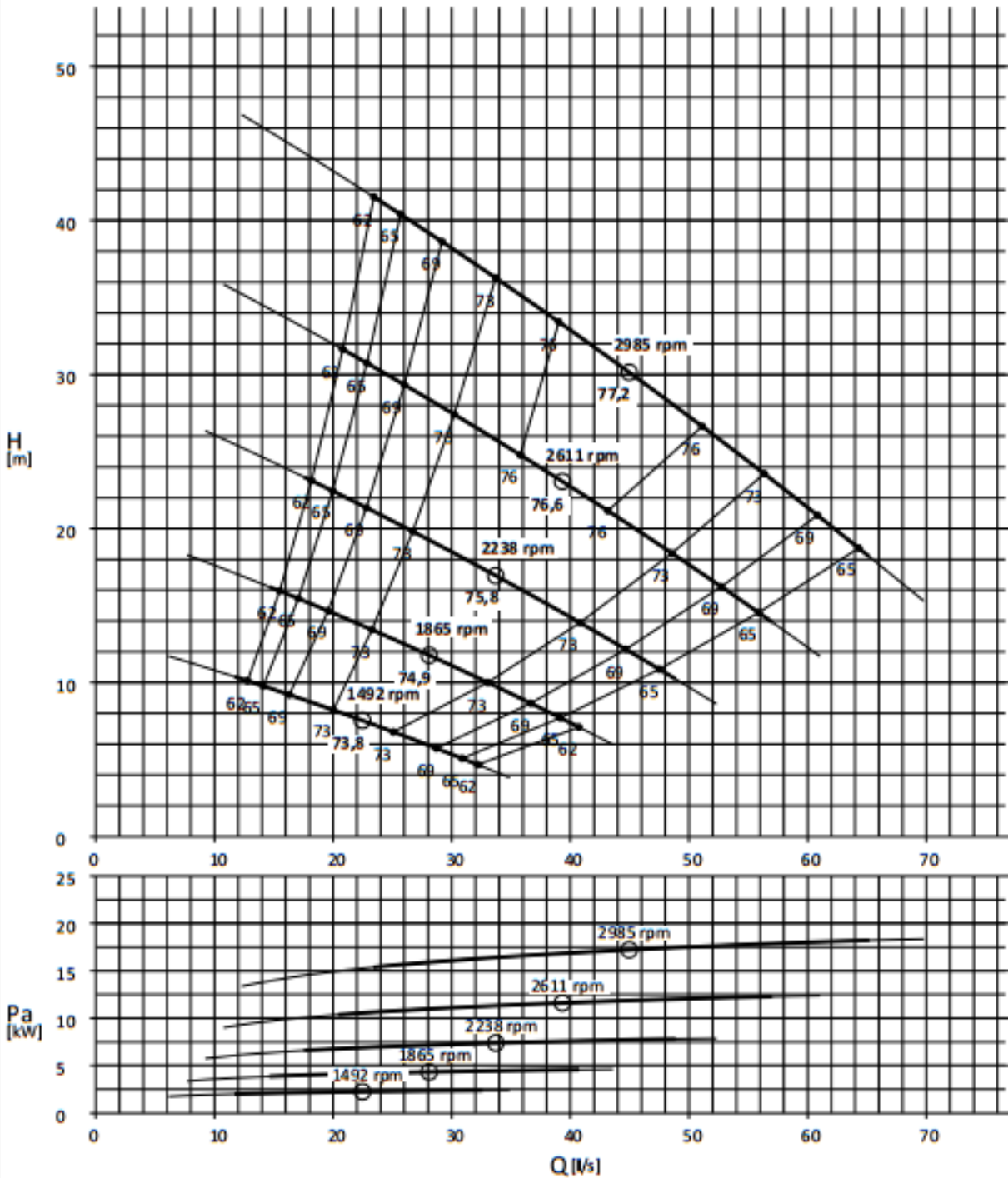


NP 3171 HT 3~ 451
VFD Curve



Projekti	Projektinnumero	Käsittelija	Tehty 2015-05-11	Muutettu viimeksi
----------	-----------------	-------------	---------------------	-------------------

	INDIVIDUAL PERFORMANCE CURVE	DE4R-MMN1 EE030X2
	Project: Customer: Job No.: Order No.: Date:	Note: Mechanical seals friction losses are included in motor efficiency data. Testing in accordance with ISO 9906:2012-3B Speed: 1492 - 2985 rpm



Gorman & Rupp

f [Hz]	n [rpm]	\dot{V} [l/s]	H [m]	Ppump [W]	η_{pump}	M [Nm]	Psinloss [kW]	Pmotorloss [kW]	η_{motor}	Pel [kW]	Es [kWh/m ³]	Pnomloss	1,98 kW
51	1477	41,5	27,22	20521,612	54 %	132,7	1,81	1,87	92 %	22,39433	0,150	fnom	50 Hz
49	1450	38	26	17948,667	54 %	118,2	1,56	1,62	92 %	19,57036	0,143	Mnom	143,4 Nm
48	1392	34,5	25,38	16679,095	52 %	114,4	1,49	1,56	91 %	18,23417	0,147	fsw	3000 1/s
46	1341	28,1	23,96	13760,078	48 %	98,0	1,25	1,31	91 %	15,07435	0,149	Pharmloss	0,066 kW
44	1288	21,3	22,73	11045,353	43 %	81,9	1,05	1,11	91 %	12,15705	0,159		

Hidrostat

f [Hz]	n [rpm]	\dot{V} [l/s]	H [m]	Ppump [W]	η_{pump}	M [Nm]	Psinloss [kW]	Pmotorloss [kW]	η_{motor}	Pel [kW]	Es [kWh/m ³]	Pnomloss	2,59 kW
50	2985	47,5	29	17549,708	77 %	56,1	2,42	2,48	88 %	20,0267	0,117	fnom	50 Hz
47,5	2798	41,5	27,5	14558,729	77 %	49,7	2,06	2,11	87 %	16,66947	0,112	Mnom	59,2 Nm
46	2690	38	26,2	12767,106	77 %	45,3	1,82	1,88	87 %	14,6982	0,107	fsw	3000 1/s
45	2611	34,2	25,5	11286,677	76 %	41,3	1,65	1,71	87 %	12,99385	0,106	Pharmloss	0,0555 kW
42,5	2424	28	24	8908,5405	74 %	35,1	1,39	1,45	86 %	10,35471	0,103		
40	2238	21,1	22,2	6858,5078	67 %	29,3	1,18	1,23	85 %	8,092269	0,107		

Flygt

f [Hz]	n [rpm]	\dot{V} [l/s]	H [m]	Ppump [W]	η_{pump}	M [Nm]	Psinloss [kW]	Pmotorloss [kW]	η_{motor}	Pel [kW]	Es [kWh/m ³]	Pnomloss	2,22 kW
50	1460	48	29	18086,781	76 %	118,3	2,16	2,21	89 %	20,29854	0,117	fnom	50 Hz
47,5	1387	41,5	27,2	14964,227	74 %	103,0	1,79	1,85	89 %	16,81039	0,113	Mnom	121,0 Nm
46	1329	38	26	13277,096	73 %	86,1	1,44	1,50	89 %	14,95755	0,109	fsw	3000 1/s
45	1314	34	25,5	11979,254	71 %	87,1	1,46	1,52	89 %	13,49544	0,110	Pharmloss	0,0555 kW
42,5	1241	28	24	9766,4	68 %	75,2	1,24	1,30	88 %	11,06311	0,110		
40	1168	19	22,5	7357,5	57 %	60,2	1,01	1,07	87 %	8,426738	0,123		

□

Elpris 9,7 cent/kWh

Drifttid 2600 h/år

Flygt

Inbesparat 14100 kWh/år

Procentuell förändring av elpriset

År	-2 %	-1 %	0 %	1 %	2 %
1	1348	1348	1348	1348	1348
2	2696	2682	2696	2709	2723
3	3991	4004	4044	4084	4125
4	5259	5312	5392	5473	5556
5	6503	6606	6740	6876	7015
6	7721	7888	8088	8293	8503
7	8915	9157	9436	9724	10021
8	10085	10414	10784	11169	11569
9	11232	11658	12132	12628	13149
10	12356	12889	13480	14103	14760

Hidrostat

Inbesparat 14780 kWh/år

Procentuell förändring av elpriset

År	-2 %	-1 %	0 %	1 %	2 %
1	1413	1413	1413	1413	1413
2	2826	2812	2826	2840	2854
3	4183	4197	4239	4281	4324
4	5513	5568	5652	5737	5824
5	6816	6925	7065	7208	7353
6	8093	8269	8478	8693	8913
7	9345	9599	9891	10192	10504
8	10572	10916	11304	11707	12127
9	11774	12220	12717	13237	13783
10	12952	13511	14130	14783	15472

Brunn radie

1 m

	start (m)	stop (m)	m ³	tid (s)	m ³ /h	l/s	
Inflöde	0,44	1	1,759292	473	13,38996	3,719433	
	0,5	1	1,570796	426	13,27434	3,687315	
	0,5	1	1,570796	387	14,61206	4,058905	
	0,8	1	0,628319	171	13,22776	3,674377	
	0,5	1	1,570796	396	14,27997	3,966657	
	0,5	1	1,570796	367	15,40836	4,280099	
	0,5	1	1,570796	337	16,78002	4,661117	
	0,5	1	1,570796	336	16,82996	4,674989	
	0,5	1	1,570796	392	14,42568	4,007133	
	0,5	1	1,570796	341	16,58319	4,606441	
Medeltal:					14,88113	4,133647	
Pump 1	1	0,5	1,570796	114	64,48522	17,91256	
	1	0,5	1,570796	116	63,62998	17,67499	
	1	0,5	1,570796	108	67,24101	18,67806	
Medeltal:					65,11874	18,08854	
Pump 2	1	0,5	1,570796	108	67,24101	18,67806	
	1	0,5	1,570796	105	68,737	19,09361	
	1	0,5	1,570796	106	68,22893	18,95248	
	1	0,5	1,570796	108	67,24101	18,67806	
Medeltal:					67,86199	18,85055	
P1 + P2	1	0,5	1,570796	100	71,4298	19,84161	
	1	0,5	1,570796	96	73,78599	20,49611	
	Medeltal:					72,60789	20,16886

brunn r

0,75 m

	start (m)	stop (m)	m ³	tid (s)	m ³ /h	l/s	
inflöde	0,19	0,69	0,883573	998	3,187237	0,885344	
	0,19	0,69	0,883573	556	5,720976	1,58916	
	0,2	0,69	0,865901	610	5,110238	1,419511	
	0,19	0,69	0,883573	660	4,819489	1,338747	
	0,21	0,71	0,883573	1020	3,118493	0,866248	
	0,2	0,7	0,883573	745	4,269614	1,186004	
	0,21	0,7	0,865901	618	5,044086	1,401135	
	0,2	0,7	0,883573	818	3,888585	1,080163	
	0,19	0,5	0,547815	490	4,024765	1,11799	
	0,3	0,51	0,371101	400	3,339906	0,927752	
	0,3	0,5	0,353429	407	3,126155	0,868376	
	0,3	0,5	0,353429	436	2,918223	0,810617	
				summa:		4,047314	1,124254
pump1	0,7	0,19	0,901244	301	14,82632	4,118421	
	0,7	0,19	0,901244	315	14,34725	3,985347	
	0,7	0,2	0,883573	289	15,05376	4,1816	
	0,7	0,2	0,883573	338	13,45815	3,738375	
	0,71	0,2	0,901244	275	15,84542	4,401506	
				summa:		14,70618	4,08505
pump2	0,7	0,19	0,901244	317	14,28227	3,967296	
	0,7	0,2	0,883573	258	16,37624	4,548955	
	0,5	0,3	0,353429	99	16,89928	4,694245	
	0,51	0,3	0,371101	100	17,40694	4,83526	
	0,5	0,3	0,353429	92	17,87715	4,965875	
	0,44	0,3	0,2474	63	18,18448	5,051245	
				summa:		16,83773	4,677146
P1+P2	0,7	0,19	0,901244	161	24,19936	6,722045	