CHALMERS

konstruktion av

TURBINMODELL

för kaplanturbiner

GUSTAV HOLMQUIST

Examensarbete vid
avdelningen för elteknik,
institutionen för energi och miljö
Chalmers Tekniska Högskola
Göteborg 2005

Sammanfattning

Denna rapport beskriver arbetet med utvecklingen av en ny modell för kaplanturbiner. Utvecklingen bygger på två kopplade differentialekvationer som under arbetets gång anpassats och implementerats i turbinmodellen.
Modellen beskriver hur vattenflöde och turbinmoment påverkas av avvikelsen från den optimala kombineringskurvan för vinklarna på turbinens ledskena och löphjul, och är anpassad för ett referensaggregat med tillgängliga provdata. Även övriga enheter i vattenkraftaggregatet modelleras och sätts samman med frekvensregulator och elnät för att simulera aggregatets reglerstabilitet i önätsdrift.
Verifieringen av turbinmodellen sker genom försök att återskapa de befintliga verkningsgradskurvorna med hjälp av modellen. Resultatet visar en god följning av de verkliga kurvformerna, dock med något lägre maximal verkningsgrad.
Verifieringen av önätmodellen sker genom att prova stabiliteten i nätfrekvens och turbineffekt vid stegpålastningar. Resultatet ger en stabilare reglerstabilitet än i verkligheten, men uppfyller ändå förväntningarna på en fungerande modell.

Abstract

This report describes the development of a new kaplan turbine model. The model development is based upon two coupled differential equations, which during the project have been adapted and implemented in the turbine model.

The model describes how the flow of water and the turbine torque are affected by the deviations from the optimal combination curve of the wicket gate and runner blade angles, based on a hydropower unit with available test data. Also the remaining units in the hydro power plant are modelled and put together with a frequency regulator and a power grid in order to simulate the control stability of the hydropower plant in island operation.

To verify the turbine model, efforts have been made to reproduce the existing efficiency curves by using the turbine model. The result establishes behaviour close to the real curves; however, the maximum efficiency value is a bit lower.

To verify the island operation model the stability in grid frequency and turbine power are tested by changing the load power in steps. The results show a more stable control than the real island operation measurements, but do still satisfy the expectations of a working island operation model.

Förord

Detta examensarbete har utförts inom ramen för civilingenjörsutbildningen i elektroteknik vid Chalmers Tekniska Högskola. Arbetet har skett på Solvina AB i Göteborg. Examensarbetet har varit väldigt intressant att arbeta med, och jag har lärt mig mycket inom områden jag aldrig studerat tidigare.
Först och främst vill jag tacka Evald Holmén som frikostigt delat med sig av sina kunskaper och fantastiska erfarenheter inom turbin- och vattenkraftkonstruktion. Jag riktar även ett stort tack till mina handledare Sven Igerud och Mathias Larsson, samt övriga anställda på Solvina AB som hjälpt och motiverat mig i utvecklingsarbetet. Tacksamhet riktas även till familj och vänner som tålmodigt lyssnat när jag försökt förklara vad mitt arbete gått ut på, med mer eller mindre framgångsrikt. Tack även till Conny Lundmark, Vattenfall Vattenkraft i Vuollerim för de mycket intressanta studiebesöken vid vattenkraftverken i Luleälven, samt till min examinator Jaap Daalder, professor vid avdelningen för elkraftsystem, Chalmers Tekniska Högskola.

”Every profession is a conspiracy against the laity”

George Bernard Shaw, 1856–1950

Innehållsförteckning

1. Inledning

Energisituationen i världen har blivit mer och mer ansträngd med åren, då energiförbrukningen kontinuerligt stiger medan produktionen är begränsad. Även i Sverige har effektsituationen försämrats den senaste tiden, bland annat på grund av nedläggningen av två kärnkraftsblock. Riskerna är stora att effekten inte räcker till under vintertid och delar av nätet kortvarigt tvingas stängas av, så kallad "load shedding". Då stora strömavbrott troligen kommer bli vanligare i framtiden krävs en viss beredskap för detta. En metod för att återstarta ett kollapsat elnät är att dela upp det i små önät med ett fåtal kraftverk. Dessa önät startas upp oberoende av varandra, och kan sedan fasas ihop och kopplas samman. Vid elsystemstörningar idag spänningssätts ofta transmisisonsnätet först, därefter regionnäten och sist lokalnäten. Varje önät måste ha tillräcklig produktion för att täcka områdets energikonsumtion eftersom inget energiutbyte sker med närliggande elnät. Detta ställer stora krav på regleringen hos de fåtal kraftverk som ingår i önätet.

Detta examensarbete går ut på att ta fram en dynamisk modell av kaplanturbinen i vattenkraftverk. Turbinmodellen ska beskriva turbinens vattenflöde och axelmoment vid givna värden hos vinklarna på löphjulet och ledskenan, vilka är ställbara skovlar i turbinen. Turbinmodellen appliceras därefter i en simuleringsmiljö bestående av resterande delar av vattenkraftverket, såsom hydrauliksystem, vattenvägar och frekvensregulator, samt ett litet elnät med variabel lasteffekt. Den producerade modellen kan sedan användas för att simulera vattenkraftverks stabilitet och reglerförmåga vid önätsdrift, vilket är speciellt viktigt vid driftstörningar av den typ som nämnts ovan.

Modeller för kaplanturbiner finns sedan tidigare, men då oftast så förenklade att de inte kan användas för att simulera de dynamiska förhållanden som existerar i ett litet elnät. Ofta är de endast baserade på en vattenvägsmodell, vilken beskriver vattnets acceleration och dess hastighetsförluster i inloppstuben (Kundur 1994). Den nya modellen är baserad på en metod som ännu inte använts i praktiska sammanhang, och bygger på de avvikelser turbinens driftpunkt har från den optimala arbetspunkten. Grunderna till denna nya modell har framarbetats av professor Evald Holmén, och med honom som handledare har modellen vidareutvecklats, implementerats och verifierats. Modellutvecklingen har skett med hjälp av beräkningsverktyget MATLAB och därefter simulerats i simuleringsprogrammet DYMOLA.

Turbinmodellen begränsas till en specifik turbin där flera typer av driftprov är utförda och dokumenterade. De resterande komponenterna i vattenkraftaggregatet är dock allmängiltiga och kan anpassas till andra aggregat.

2. Parameterlista

Följande parametrar används i rapporten:

Q	Vattenflöde	[m^3/s]
Q_{11}	Enhetsvattenflöde	[m^3/s]
Q_k	Vattenflöde i kombinationspunkt	[m^3/s]
ΔQ	Avvikelse från vatten-flöde vid optimal kombinering	[m^3/s]
M	Axelmoment	[kN][1]
M_{11}	Enhetsaxelmoment	[kN][1]
M_k	Axelmoment i kombinationspunkt	[kN][1]
ΔM	Avvikelse från axel-moment vid optimal kombinering	[kN][1]
J	Axelsystemets tröghetsmoment	[kgm^2]
H	Axelsystemets tröghetskonstant	[s]
ω	Vinkelhastighet (axel)	[rad/s]
f	Nätfrekvens	[Hz]
n_p	Poltal[-]	
T_m	Axelsystemets Tröghetstid	[s]
S_n	Nominell generatoreffekt	[VA]
P_t	Turbineffekt	[MW][1]
P_{11}	Enhetsturbineffekt	[MW][1]
H, H_{tot}	Fallhöjd	[m]
H_n	Nettofallhöjd	[m]
H_{stat}	Statisk tryckenergi	[m]
v	Flödeshastighet	[m/s]
a	Våghastighet	[m/s]
f_f	Tubens friktions-koefficient	[-]
L	Tublängd	[m]
D_p	Tubdiameter	[m]
A_1	Inloppstubens area	[m^2]
T_w	Vattenvägens tröghetstid	[s]
α	Löphjulsvinkel	[grader]
α_k	Kombinerad löphjulsvinkel	[grader]
$\Delta\alpha$	Avvikelse från löp-hjulsvinkel vid optimal kombinering	[grader]
γ, A0	Ledskenevinkel	[grader]
γ_k	Kombinerad ledskenevinkel	[grader]
$\Delta\gamma$, ΔA0	Avvikelse från led-skenevinkel vid optimal kombinering	[grader]
D	Löphjulsdiameter	[m]
η	Verkningsgrad	[-]
ρ_v	Vattendensitet	[kg/m^3]
g	Tyngdacceleration	[m/s^2]
$a_x..g_x$	Polynomkoefficienter	

1 Enhetsprefix som används genomgående i rapporten

3. Teori

3.1. Bakgrund om vattenkraften

De första elverken i bruk var ångturbindrivna och när vattenkraftverken började användas på 1880-talet användes energin i första hand för lokala belysningsändamål. Den första högspända elkraftöverföringen som använde trefassystemet, kom till i samband med Frankfurtutställningen 1891, men är i grunden ett svenskt patent utvecklat 1890 av Jonas Wenström, ASEA. I och med möjligheten att långväga kunna överföra elektrisk energi fick vattenkraftverken en alltmer betydande roll i samhället, framför allt för industriändamål. Nu kunde pumpar och elmotorer drivas långt ifrån den plats där elenergin producerades. Kungliga Vattenfallsstyrelsen, senare Statens Vattenfallsverk och numera Vattenfall AB, bildades 1908 för att tillgodose de statliga intressena för vattenkraftutbyggnad. Även kommunala och privata vattenkraftbolag bildades. I början av 1900-talet påbörjades den stora vattenkraftutbyggnaden som hade sin kulmen på 1960-talet. Efter 1970 har endast mindre utbyggnader skett, medan man däremot mycket har arbetat med att effektivisera den befintliga elproduktionen (Andersson 1994).

3.1.1. Turbintyper

Grundprincipen för vattenkraft är utnyttjandet av skillnaden i potentiell energi mellan två vattennivåer. Denna energi omvandlas till kinetisk energi i en tilloppstub som leder ner till turbinkammaren. Det finns två huvudtyper av turbiner för att tillgodogöra sig vattnets rörelseenergi: övertrycksturbiner och friståleturbiner. Övertrycksturbiner består av en trycksatt turbinkammare som primärt utnyttjar vattentrycket från inloppstuben uppströms, men även undertrycket som uppstår i sugröret nedströms då vattnets hastighet minskas. I turbinspiralen och turbinens ledkrans sätts vattnet i rotationsrörelse kring turbinaxelns centrum. Löphjulet – turbinens propeller – bromsar vattnets rotation och ger moment på turbinaxeln. Efter turbinen följer ett sugrör som upprätthåller ett sugande vakuum runt löphjulet. På så sätt kan energin från hela fallhöjden tillvaratas (Holmén, 2001).

Ovan nämnda turbinprincip används bland annat av francis-, kaplan- och rörturbinerna. Hos friståleturbinen sker däremot hela tryckfallet vid munstycket i turbinkammaren, där turbinhjulet roterar fritt i luft. Därmed kan resterande fallhöjd nedströms ej utnyttjas. Peltonturbinen är av friståletyp (NE 1989)

Figur 3.1 Löphjul till Francisturbin (NE 1989)

3.1.1.1. Francisturbinen

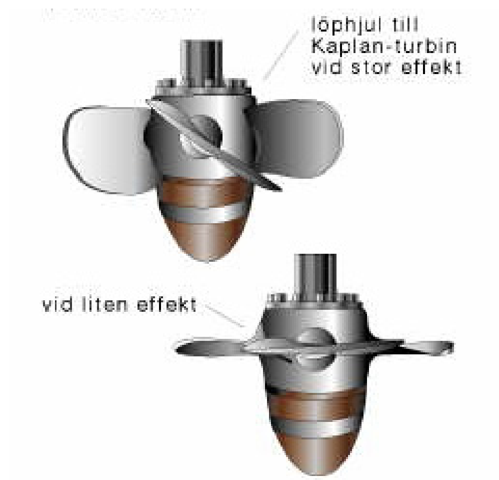
Francisturbinen är en radiell eller halvaxiell övertrycksturbin som vanligen omsluts av en turbinspiral. Från spiralhuset strömmar vattnet in i turbinen genom reglerbara ledskeneskovlar, som styr turbinens effekt och vattenflöde. Vattnet passerar sedan genom det fasta löphjulet och ut genom sugröret (Gustafson, 1992).

Francisturbinens princip uppfanns av James B. Francis (1815–1892), men har sedan dess vidareutvecklats väsentligt. Turbinen kan användas vid fallhöjder mellan 2–600 meter, men brukas oftast vid de högre fallhöjderna på 100 meter eller mer. Vid lägre fallhöjder är kaplanturbinen att föredra på grund av dess höga verkningsgrad. Turbinen finns med effekter på upp till flera hundra MW, och har mycket lång livslängd (Holmén 2001).

3.1.1.2. Kaplanturbinen

Kaplanturbinen är en rent axiell övertrycksturbin med reglerbara ledskene- och löphjulsskovlar. Löphjulet har vanligtvis 4–8 skovlar som vrids med hjälp av en hydraulisk servomotor i löphjulsnavet. Löphjulsvinkeln bestämmer turbinens axelmoment och ledskenevinkeln optimerar flödesvinkeln mot löphjulsskovlarna, vilket innebär att maskinen kan användas i ett brett effektspann med bibehållen verkningsgrad (Gustafson 1992).

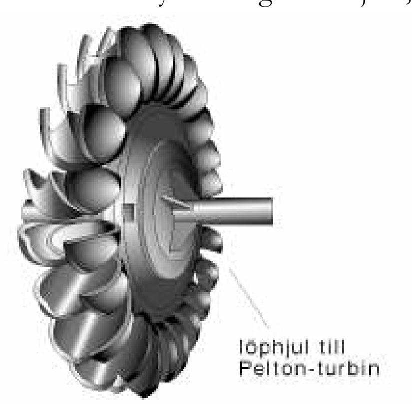
Kaplanturbinen utvecklades av österrikaren Viktor Kaplan (1876–1934) som var professor vid tekniska högskolan i Brün. Konstruktionen var klar 1915, och tillsammans med mekanikkonstruktören Elof Englerson vid Verkstaden i Kristinehamn installerades den första riktiga kaplanturbinen i Lilla Edets kraftverk i Göta älv 1925. Liknande turbiner är bland annat semikaplan med fast ledkrans, propellerturbin med fast löphjul och ”fast-fast”-turbin med både fast ledkrans och löphjul. Kaplanturbinen används vid fallhöjder på 6–60 meter och vid turbineffekter på upp till 200 MW (Holmén 2001). Kaplanturbinen beskrivs mer ingående i kapitel 3.3 Djupare om kaplanturbinen.



Figur 3.2 Löphjul till Kaplanturbin (NE 1989)

3.1.1.3. Peltonturbinen

Peltonturbinen är den enda av friståleturbinerna som tillverkas idag. Upp till sex justerbara munstycken omvandlar vattentrycket i inloppstuben till rörelseenergi i en tunn vattenstråle. Denna sätter ett löphjul med ett flertal skovlar i rotation innan vattnet faller fritt i luft mot nedre vattenytan. Då peltonturbinen används vid mycket höga fallhöjder, upp till 2000 meter, kan inte turbinen nödstoppas genom att stänga vattentillförseln. Detta skulle i så fall kunna ge upphov till tubsprängning på grund av de starka krafterna i vattnets tryckvåg, så kallad vattenhammare. Istället används en deflektor som avlänkar vattenstrålen från löphjulet (Gustafson 1992). Amerikanen Lester Allan Pelton (1829–1908) slutförde konstruktionen av turbinen omkring 1880. Då man har stor belastning på löphjulsskovlarna utförs sprickkontroller med 8000 timmars driftsintervall. Ofta byts löphjulen ut efter 5–8 års drift. (Holmén 2001)



Figur 3.3 Löphjul till Peltonturbin (NE 1989)

3.2. *Bakgrund om ödrift*

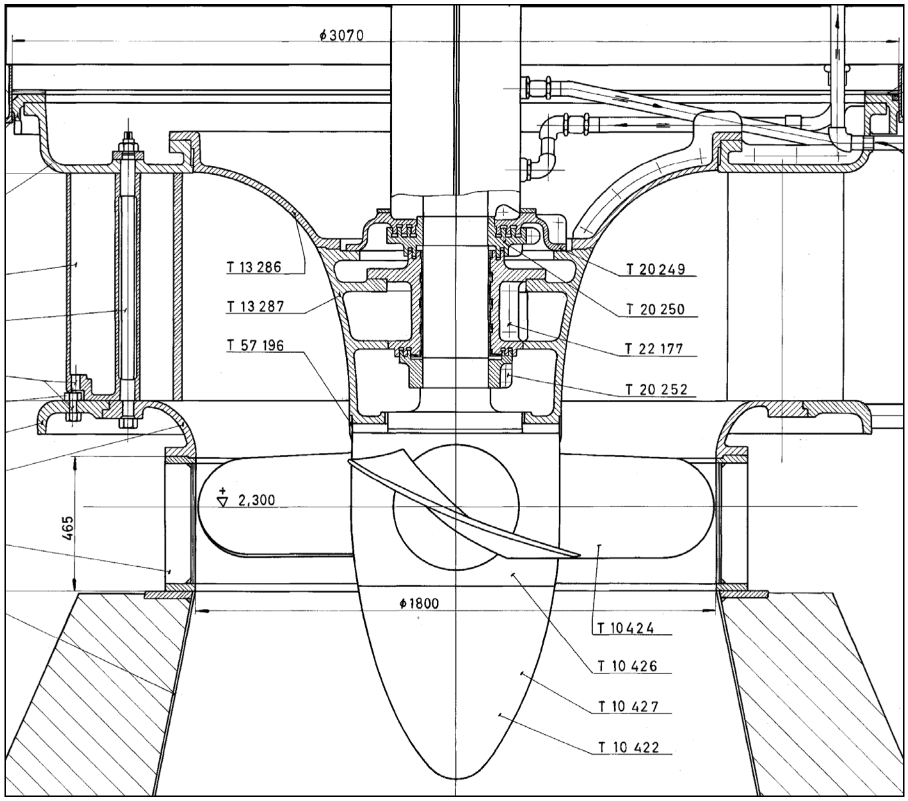
Under normala omständigheter är elnäten i Sverige, Norge, Finland och Sjælland i Danmark ihopkopplade och synkroniserade med varandra. Detta elnät, som kallas NORDEL-systemet, är ihopkopplat med grannäten i Ryssland och centraleuropa genom HVDC-förbindelser. Vid driftstörningar kan det vara lämpligt att dela upp NORDEL-systemet i mindre, fristående elnät utan kopplingar mot varandra. Detta kallas ödrift och ställer stora krav på kraftverkens reglerförmåga och – stabilitet. Kraftverken i ett önät ska tillsammans i varje ögonblick producera exakt den effekt som de inkopplade lasterna konsumerar, eftersom man inte har någon möjlighet till effektutbyte med närliggande nät. De ska även kunna följa till- och frånkoppling av laster utan att frekvenshållningen blir instabil.

3.3. *Djupare om kaplanturbinen*

Kaplanturbinens stora fördel är dess flacka verkningsgradskurva, det vill säga en jämn och hög verkningsgrad vid ett stort spann på uteffekten. Detta åstadkoms med hjälp av de reglerbara vinklarna på löphjulet och ledskenan. Eftersom kaplanturbinen har hög verkningsgrad för ett stort spann av effekter och vattenflöden passar den utmärkt i kraftstationer i oreglerade älvar där vattenflödet har stora variationer.

3.3.1. Skovelkonstruktion

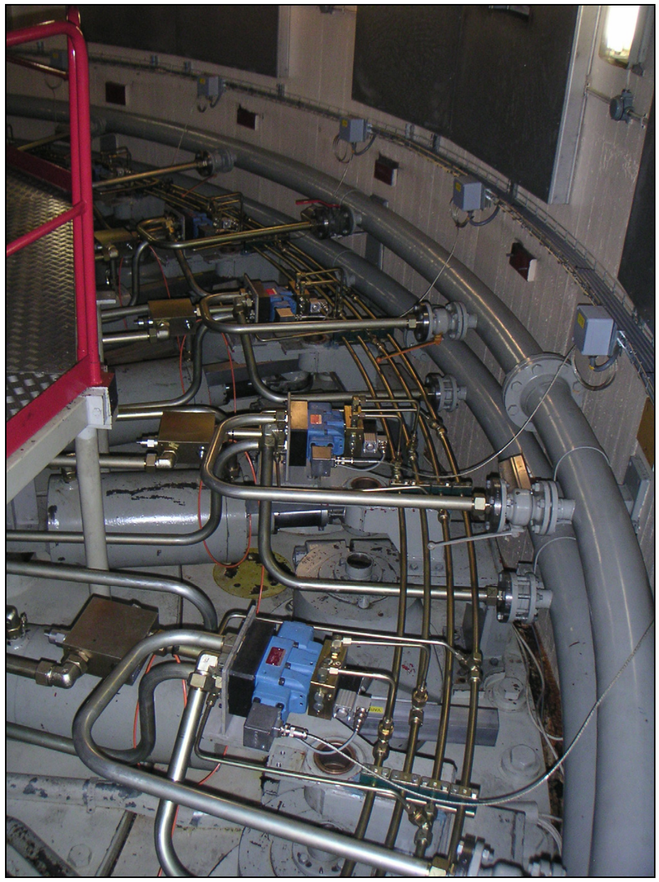
För att reglera vattenflödet och axelmomentet för en kaplanturbin används två typer av ställbara skovlar. I varje arbetspunkt för turbinen finns ett optimalt samband mellan vinklarna på dessa skovlar – så kallad optimal kombinering – för att erhålla maximal verkningsgrad.



Figur 3.4 Kaplanturbin

Löphjulet, som är turbinens propeller och är fäst vid turbinaxeln, sitter precis ovanför sugrörets anslutning mot turbinhuset (se Figur 3.4). På löphjulet finns löphjulsskovlar monterade vilka kan vridas kring sin egen axel. Genom att justera vinkeln på löphjulsskovlarna förändras momentet och vattenflödet genom turbinen. Löphjulet är oljefyllt och skovelvinkeln styrs med hjälp av ett hydrauliskt system genom den ihåliga turbinaxeln.

Figur 3.5 Vy inifrån turbinhuset.
Ledskenorna rakt fram i bilden, en löphjulsskovel i bildens nedkant.

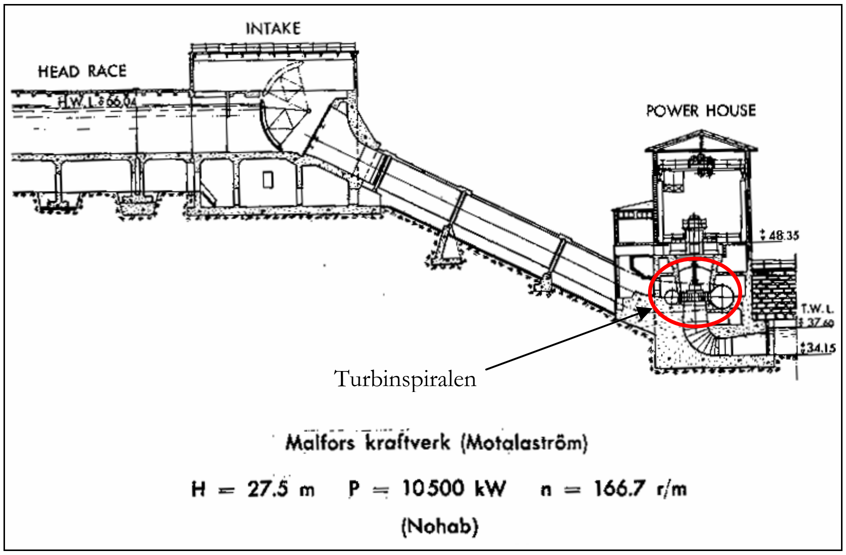


Figur 3.6 Ledskenemanövrering med separata hydraulkolvar

Figur 3.7 Ledskenemanövrering med ledkrans och hydraulkolv

Ledskenorna är justerbara, vertikala skovlar som styr vattenflödets storlek och vinkel mot löphjulet. Ledskenorna är monterade runt turbinhuset, vid dess anslutning mot turbinspiralen i Figur 3.5., samt till höger och till vänster i Figur 3.4. Manövreringen sker hydrauliskt, antingen direkt med en hydraulisk kolv för varje skovel, eller med en större kolv som styr en ledkrans vilken alla ledskenorna är fästa till (se Figur 3.6. och Figur 3.7.).

3.3.2. Turbinspiralen



Figur 3.8 Principskiss för vattenkraftverk (Oledal 1949)

Inloppstuben från vattenmagasinet ansluter mot turbinspiralen, som likt en snäcka vrider sig kring turbinhuset i spiralens mitt. Spiralens funktion är att omlänka vattnets hastighet till en roterande rörelse innan det flödar in i turbinhuset genom ledskovlarna. Spiralen ses i tvärsnitt kring turbinen i Figur 3.8.

3.3.3. Sugröret

Sugröret är den del av turbinens avloppskanal som ansluter direkt mot utloppet på turbinen. Sugröret är en viktig komponent för att kunna utnyttja hela kraftverkets fallhöjd. Denna så kallade tryckåtervinning sker genom att ett sugande vakuum bildas under turbinen. Sugrörets vakuum motsvarar den fallhöjd som finns nedströms turbinen. Konstruktionen bygger på principen att ta vara på all rörelseenergi i vattnet, förutom den energi som krävs för vattnets bortforsling. Vattnets hastighet i nedre delen av sugröret skall alltså vara så låg som möjligt. Sugröret har en konisk form, smalare upptill och bredare nertill. På så sätt minskar flödeshastigheten och rörelseenergin blir till statiskt tryck (se kapitel om kaplankurvans konstruktion och ekvation 3.6.).

3.3.3.1. Kavitation

Figur 3.9 Reparation av kavitationsskador på sugrörets insida

Kavitation kallas det fenomen som uppkommer då en vätska börjar koka vid den aktuella temperaturen på grund av att det omgivande trycket sjunkit till vätskans ångbildningstryck. Detta är det lägsta tryck som kan åstadkommas eftersom vidare försök till trycksänkningar kommer att kompenseras av vidare gasbildning. Kavitation är ett relevant problem vid konstruktion av turbiner och sugrör. Om turbinen placeras tillräckligt högt över nedströms vattenyta, kommer sugrörets tryckåtervinning bli så stor att trycket på nedsidan av turbinen sjunker till vattnets ångbildningstryck. Vattnet börjar då koka och ångbubblor uppkommer. När dessa bubblor når ett område med högre tryck sammanfaller de och orsakar lokalt mycket stora tryckpulser. Dessa tryckpulser har en förmåga att slå sönder materialet på löphjulsskovlarna och sugrörets insida, så kallade kavitationsskador (se Figur 3.9.). För att undvika dessa skador försöker man placera turbinen på en sådan höjd över nedre vattenytan att kavitation ej uppkommer. Ofta placeras turbinen till och med under den nedre vattenytan, vilket benämns som negativ sughöjd.

3.3.4. Kaplankurvan

Vid drift av kaplanturbinen strävar man efter att hålla så hög verkningsgrad som möjligt. Verkningsgraden bestäms av förhållandet mellan turbineffekten och vattenflödet, vilka påverkas av vinklarna på löphjulet och ledskenan. Därför har man för varje möjlig turbineffekt en optimal kombination mellan löphjulsvinkeln och ledskenevinkeln. Förhållandet mellan verkningsgrad, löphjulsvinkel och ledskenevinkel beskrivs i en kaplankurva.
Alla kaplanturbiner utgår i grunden från samma underlag, resultatet från ett turbinprov. För att kunna konstruera turbiner optimerade för olika varvtal, fallhöjder och vattenflöden använder man en typ av normering vid turbinberäkningar. Normering sker genom att man räknar om turbinparametrarna för att fungera i en situation med

fallhöjden 1 meter och löphjulsdiametern 1 meter. Parametrarna får då 11 som index. Turbinens varvtal n_{11}, vattenflöde Q_{11} och axelmoment M_{11} beräknas då som

3.1 $$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}$$

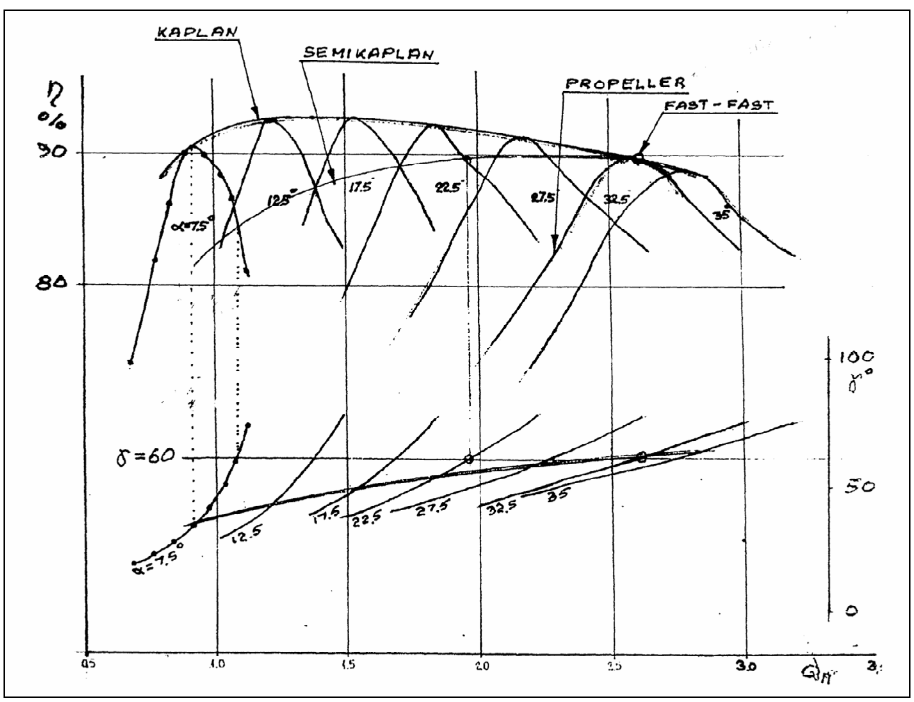
3.2 $$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}$$

3.3 $$M_{11} = \frac{M}{D^3 \cdot H}$$

Med hjälp av denna normering kan man jämföra olika turbiner med varandra och konstruera olika turbiner utifrån samma turbinmodell.

3.3.4.1. Konstruktion av kaplankurvan

Om man inte har modellprovsdata att utgå ifrån krävs ett turbinprov för att konstruera kaplankurvan. Detta prov går till så att löphjulsvinkeln hålls konstant medan ledskenevinkeln successivt ökas. Turbinens verkningsgrad mäts och plottas i ett diagram tills en maximipunkt på verkningsgradskurvan erhålls. Därefter hålls löphjulsvinkeln konstant vid en något högre nivå samtidigt som samma procedur upprepas. Den optimala kaplankurvan fås genom att man framställer enveloppet av verkningsgradskurvorna (se Figur 3.10.) (Holmén 2001).



Figur 3.10 Kaplankurva med verkningsgradskurvor

För att beräkna turbinens verkningsgrad används ekvationen

3.4 $$\eta \cdot Q \cdot H_n \cdot \rho_v \cdot g = P_t$$

Denna kallas turbinekvationen och beskriver sambandet mellan turbinens uteffekt och den tillförda effekten i det genomströmmande vattnet. Turbinekvationen är härledd utifrån vattnets hastighetsförändring över turbinen, vilket motsvarar den avgivna effekten. Vid provet beräknas turbineffekten P_t genom att man mäter den elektriska uteffekten och kompenserar för generatorförlusterna. Från turbineffekten beräknas axelmomentet med hjälp av

3.5 $$M = \frac{P}{\omega}$$

Nettofallhöjden H_n (se kapitel 3.4 Vattenvägen) approximeras ofta genom att beräkna skillnaden mellan övre och undre vattennivå, vilket kallas bruttofallhöjden H_b, men kan även beräknas exakt genom att kompensera för fallförlusterna i inlopps- och avloppstub. Vattenflödet genom turbinen mäts genom att man mäter trycket på en plats på inloppstuben med känd area och känd fallhöjd. Därefter utnyttjas ekvationen

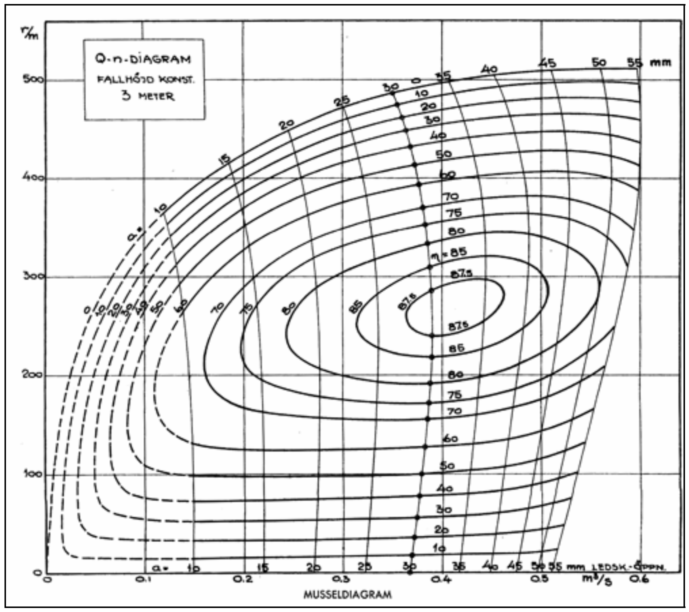
3.6 $$H_{tot} = H_{stat} + \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Sambandet säger att det totala trycket, motsvarande fallhöjden, i varje punkt består av ett statiskt tryck och ett hastighetstryck. Då man känner fallhöjden i mätpunkten och samtidigt mäter det statiska trycket kan vattnets flödeshastighet beräknas. Ur detta beräknas vattenflödet med hjälp av tubarean i punkten (Holmén 2001). Metoden beskrivs som

3.7 $$\text{ekv. 3.6} \Rightarrow v = \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_{tot} - H_{stat})} \Rightarrow Q = A_1 \cdot v = A_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_{tot} - H_{stat})}$$

Denna beräkningsprocedur görs för varje provad kombination av ledskene/löphjulsvinkel. Vinklarna och verkningsgraden plottas mot vattenflödet respektive momentet.

3.3.5. Musseldiagrammet



Figur 3.11 Musseldiagram (Oledal, 1949)

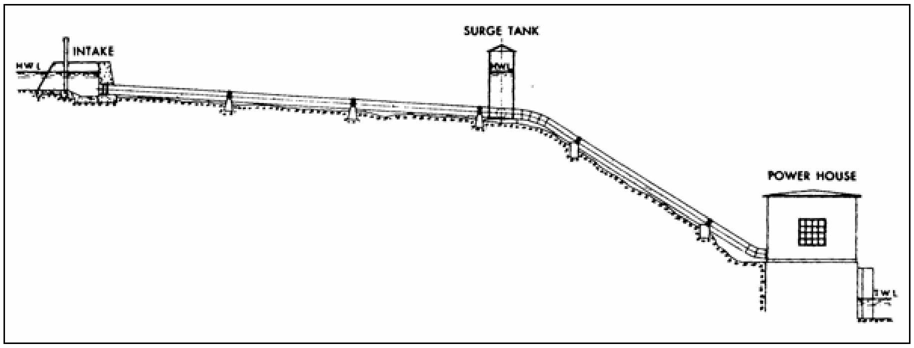
Genom att göra kaplankurvor för flera olika varvtal på turbinen kan ett ”musseldiagram” ritas upp (se Figur 3.11.). Med vattenflödet eller momentet på x-axeln och varvtalet på y-axeln är ”musslorna” i diagrammet nivåer med konstant verkningsgrad. Kaplankurvan är i själva verket ett snitt längs ett varvtal i musseldiagrammet och in i diagrammet. Turbinens optimala varvtal är det som skär musslan över dess topp, det vill säga cirkeln med högst verkningsgrad. Eftersom musseldiagrammet visar kaplankurvan ”ovanifrån” är det endast de kombinerade (optimala) värdena som diagrammet visar.

3.4. Vattenvägen

Vattenvägen är kopplingen mellan vattenmagasin och turbin och är mycket viktig i modelleringssammanhang. I större vattenkraftverk har man ansenliga längder vattenvägar, och det handlar om stora vattenmassor som accelereras vid pådragsförändringar i turbinen. Vid förändringar i vattenflödet uppstår stora krafter på ledskenor och löphjul samtidigt som tryckvågor rör sig mellan turbinen och närmast belägna vattenyta.
I turbinsammanhang talar man om nettofallhöjden H_n som motsvarar fallhöjden över själva turbinen, eller fallhöjden mellan övre vattenyta och nedre vattenyta minus de fallförluster som existerar i vattenvägarna. Fallförlusterna beror på vattnets friktion mot vattenvägens sidor, samt vattnets elasticitet som får vätskan att komprimeras och lagra energi.

3.4.1. Konstruktion

Vid underjordiska vattenkraftstationer, ofta med relativt höga fallhöjder, används sprängda tunnlar för att leda vattnet från vattenmagasinet till turbinen. Dessa är antingen råsprängda utan någon typ av beklädnad, eller betongbeklädda. Vattenkraftstationer placerade ovan mark använder tubkonstruktioner i plåt, betong eller trä.



Figur 3.12 Kraftverk med tub och svalltorn (Oledal 1949)

För att dämpa svallvågorna i vattentuberna anlägger man svallschakt i närheten av turbinen. Svallschakten har stora volymer för att kunna svälja och dämpa ut svallvågorna, och förhindrar därmed så kallad tubsprängning som kan inträffa när riktigt stora vågor propagerar längs vattentuberna (se skiss på svalltorn, surge tank, i Figur 3.12.).

3.4.2. Matematisk modellering av vattenvägen

Rent matematiskt kan vattenvägens egenskaper beskrivas med två kopplade partiella differentialekvationer: rörelseekvationen och kontinuitetsekvationen.

3.8 $$g\frac{\partial H}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial t}+\frac{f_f}{2D_p}v|v|=0$$

3.9 $$\frac{\partial H}{\partial t}+\frac{a^2}{g}\frac{\partial v}{\partial x}=0$$

Rörelseekvationen 3.8. använder sig av fallhöjden H, ekvivalent mot trycket, och den genomsnittliga flödeshastigheten, v, i vattenvägens tvärsnitt för att beskriva vätskeflöde i både koniska och cylindriska rör. Ekvationen tar hänsyn till den dämpning, f_f, som uppkommer i vattenvägen i form av friktion mot dess väggar.

Kontinuitetsekvationen 3.9 beskriver de akustiska vågrörelserna som rör sig mellan vattenvägens båda ändar. Genom våghastigheten, a, beskrivs både vätskans och tubens elastiska egenskaper (Wylie 1978).

3.4.3. Vattenvägens tröghetstid

För att beskriva vattenvägens egenskaper används flera olika parametrar, exempelvis våghastigheten, tryckvågstiden och tröghetstiden. Vattenvägens tröghetstid beskriver den tid det tar för vattnet att accelereras till hastigheten *v*.

3.10 $$T_w=\frac{L\cdot v}{g\cdot H_n}$$

Denna parameter beskriver vattnets masströghet i inloppstuben och är viktig att ta hänsyn till vid dimensionering av turbinens reglersystem och förmåga att användas i svaga elnät, ödrift. Storleksordningen är ca 2 sekunder (Holmén 2001).

3.5. Generatorn

Generatorn omvandlar rotationsenergin från turbinen till elektrisk energi som skickas ut på elnätet. Absolut vanligast är att man använder synkrongeneratorer, men vid mindre vattenkraftverk används även asynkrongeneratorer. Eftersom turbinen är optimerad för relativt låga varvtal, 150-250 rpm, krävs generatorer med ett stort antal polpar, vilket medför att generatorerna blir stora. Antalet poler beräknas med

3.11 $$n_p = \frac{\omega_s}{\omega_g}$$

Här är n_p antalet polpar, ω_s elnätets synkrona varvtal (nätfrekvensen) och ω_g generatorns varvtal. Om exempelvis turbinvarvtalet är 150 rpm och elnätets synkronvarvtal är 3000 rpm (50 Hz), krävs 20 polpar.
Alternativt kan man använda en växellåda för att öka varvtalet på turbinaxeln och få ner storleken på generatorn. Detta medför dock ökade förluster och större underhåll.

3.5.1. Axelsystemets tröghetstid

Generatorns största roll i turbinregleringssammanhang är dess tröghetsmoment i rotor och svänghjul. Axelsystemets masströghet (generator, löphjul och axel) kan beskrivas som en tröghetstid som är ett samband mellan generatorns, svänghjulets och axelns inertia, axelns varvtal och den effektöverföringen mellan turbin och generator.

3.12 $$T_m = \frac{J \cdot \omega^2}{P_t}$$

Axelsystemets tröghetstid beskriver den tid det tar för den aktuella turbineffekten P_t att accelerera upp systemet till varvtalet ω. Storleksordningen är ca 6-10 sekunder. Även axelsystemets tröghetstid är en viktig parameter för att få en stabil reglering av turbinen (Holmén 2001) (se kapitel 3.6. Turbinregulator och styrverk).

3.6. Turbinregulator och styrverk

Kraven på möjlighet till reglering och reglerstabilitet är olika beroende på hur vattenkraftverket är tänkt att användas. I mindre kraftverk, som ofta är utan vattenmagasin och endast utnyttjar det aktuella vattenflödet, har man inga speciella krav på reglerstabilitet. Vattennivåreglering används oftast för att hålla den övre vattennivån vid ett förutbestämt värde. Nätet är väldigt starkt i förhållande till kraftverkets storlek, vilket innebär att varvtalet helt och hållet styrs av nätfrekvensen. Större kraftverk har krav att vara delaktiga i nätets frekvenshållning. Detta sker med hjälp av en frekvensregulator som har ett linjärt förhållande mellan pådrag och nätfrekvens, så kallad statikdrift.

Statikvärdet ligger normalt på mellan 4–6 %, vilket innebär att ett frekvensfall på nämnda värde motsvarar 100 % ökning av pådraget.
Styrverket är de mekaniska och hydrauliska delarna av turbinregulatorn. Det består bland annat av givare, servomotorer, hydraulkolvar och handmanövrering. Energin till styrverket kommer primärt från oljeaggregatet som består av oljetryckspumpar, oljeventiler och trycktank. De oljetryck man använder i hydraulsystemet varierar mellan 40–100 bar. Vid de högre trycken kan man inte använda luft i trycktanken, eftersom denna tränger in i oljan och ger stora problem i ventiler och hydraulkolvar. I stället använder man kolvackumulatorer. För att styra den trycksatta oljan till hydraulkolvarna används styrventiler som manövreras antingen elektriskt eller med ett lågtrycksatt hydraulsystem (Holmén 2001)

3.6.1. Regulatorns stabilitetskrav

Vid dynamisk drift av aggregatet, till exempel vid förändrad pålastning av generatorn, uppkommer en stark ömsesidig påverkan mellan turbinen och vattenvägen. Vid ökad last i nätet sker initialt en frekvenssänkning innan aggregatets uteffekt hinner förändras. Då aggregatets regulator ökar pådraget sker en trycksänkning i turbinspiralen på grund av inloppstubens tröghet, vilket medför minskad turbineffekt innan vattenmassorna hunnit accelerera. Nödvändig effektökning tillförs då systemet från svänghjulets roterande massa, vilket innebär ytterligare minskat varvtal och minskad nätfrekvens. Detta medför att regulatorn ökar pådraget ännu mer och ett insvängningsförlopp uppkommer. För att erhålla en stabil reglering krävs alltså att alla i systemet ingående delars egenskaper tas i beaktan vid konstruktion av regulatorn.
För en stabil statikdrift krävs att kvoten mellan axelsystemets och vattenvägens tröghetstider bör vara större än 2,5:

$$\frac{T_m}{T_w} \geq 2{,}5 \qquad (3.13)$$

Då kraftverket skall kunna reglera frekvensen ensamt, eller tillsammans med ett fåtal andra kraftverk på ett litet elnät, så kallat önät, krävs en ännu högre stabilitet. Kvoten mellan axelsystemets och vattenvägens tröghetstider bör vara större än 3, helst 4–6

$$\frac{T_m}{T_w} \geq 3 \qquad (3.14)$$

Detta för att erhålla en stabil nätfrekvens som inte börjar svänga vid till- och frånkoppling av laster (Holmén 2001).

4. Turbinmodellering

Vid drift av turbinaggregat i nät med stora effektsvängningar har turbinregulatorn ofta svårigheter att hålla turbinen vid maximal verkningsgrad. Detta beror ofta på långsamma reglerings- och manövreringstider i hydrauliksystemet. Denna avvikelse från verkningsgradsmaxima – okombineringen – kan beskrivas med två kopplade differentialekvationer där kopplingen mellan avvikelsen i löphjuls/ledskenevinkel ($\Delta\gamma$, $\Delta\alpha$) och avvikelsen i vattenflöde/moment (ΔQ, ΔM) vid en given arbetspunkt (α, γ) beskrivs.
Genom att uppskatta var den optimala kombineringspunkten, α_k, γ_k, Q_k, M_k hamnar i relation till de uppmätta värdena på α och γ kan det verkliga Q och M beräknas.

Utifrån kaplankurvan, som är resultatet från turbinens verkningsgradsprov, kan de optimala förhållandena mellan α och γ samt α/γ och Q/M beräknas som funktioner. Dessa funktioner brukar kallas kombinationskurvor och visar sambanden mellan parametrarna för att erhålla maximal verkningsgrad. I turbinmodellen används dessa kurvor för att vid givna data på γ och α beräkna dels var den optimala driftpunkten befinner sig, dels vilken avvikelse turbinens aktuella arbetspunkt har från den optimala arbetspunkten. På detta sätt beräknas det aktuella vattenflödet och turbinmomentet. Genom att med hjälp av kombineringskurvan beräkna vilket vattenflöde och turbinmoment som är det optimala vid det aktuella värdet på γ och sedan addera dessa med avvikelsen från optimal arbetspunkt, fås det aktuella vattenflödet och momentet. Beräkningen sker enligt ekvationerna

4.1 $$Q = Q_k + \Delta Q$$

4.2 $$M = M_k + \Delta M$$

De ekvationer som hela turbinmodellen är baserad på beskriver de avvikelser som uppkommer då turbinregulator och styrverk inte hinner korrigera ledskene– och löphjulsvinklarna vid snabba lastförändringar i elnätet. Mer ingående behandlar följande ekvationer vattenflödets respektive turbinmomentets avvikelse från den närmsta punkten med maximal verkningsgrad för det önskade turbinpådraget.

4.3 $$\Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial \gamma}(\alpha,\gamma)\cdot\Delta\gamma + \frac{\partial Q}{\partial \alpha}(\alpha,\gamma)\cdot\Delta\alpha$$

4.4 $$\Delta M = \frac{\partial M}{\partial \gamma}(\alpha,\gamma)\cdot\Delta\gamma + \frac{\partial M}{\partial \alpha}(\alpha,\gamma)\cdot\Delta\alpha$$

Turbinens verkningsgrad beror på turbinpådraget. Ekvationerna består av termer som beskriver de partiella derivatorna hos vattenflödet och turbinmomentet som funktion av α (löphjulsvinkel) och γ (ledskenevinkel). Dessa termer multipliceras med vinkelavvikelsen för löphjul och ledskena från den närmsta kombineringspunkten, $\Delta\alpha$ och $\Delta\gamma$ vid aktuellt turbinpådrag. De partiella derivatorna kan alltså ses som en α- och γ-beroende skalfaktor mellan vinkelavvikelsen för löphjul och ledskena, och avvikelsen för vattenflöde och moment från den optimala driftpunkten.

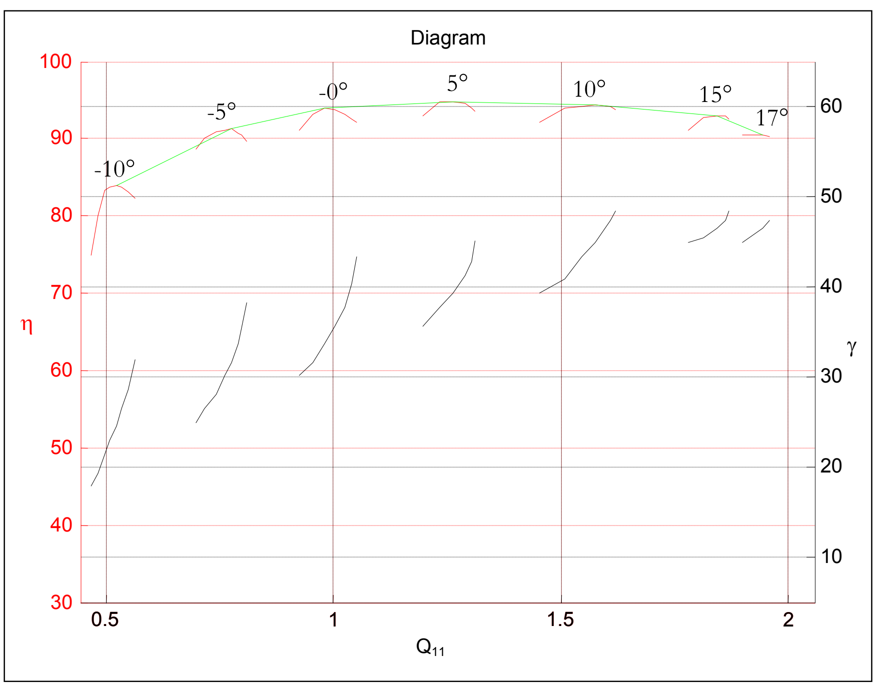
4.1. Konstruktion och analys av kaplankurvan

Eftersom de provdata som finns tillgängliga inte är av önskvärd omfattning måste extrapolering av datapunkterna utföras. För att vidare ha möjlighet att kunna utföra vissa andragradsregressioner krävs minst tre datapunkter med samma värde på γ (detta beskrivs senare i rapporten) är extrapolering oundviklig. Vid extrapoleringsmomentet krävs, förutom ett rimligt utseende på kurvan som skapas av befintliga och extrapolerade datapunkter, att turbinekvationen 3.4. hela tiden är uppfylld.

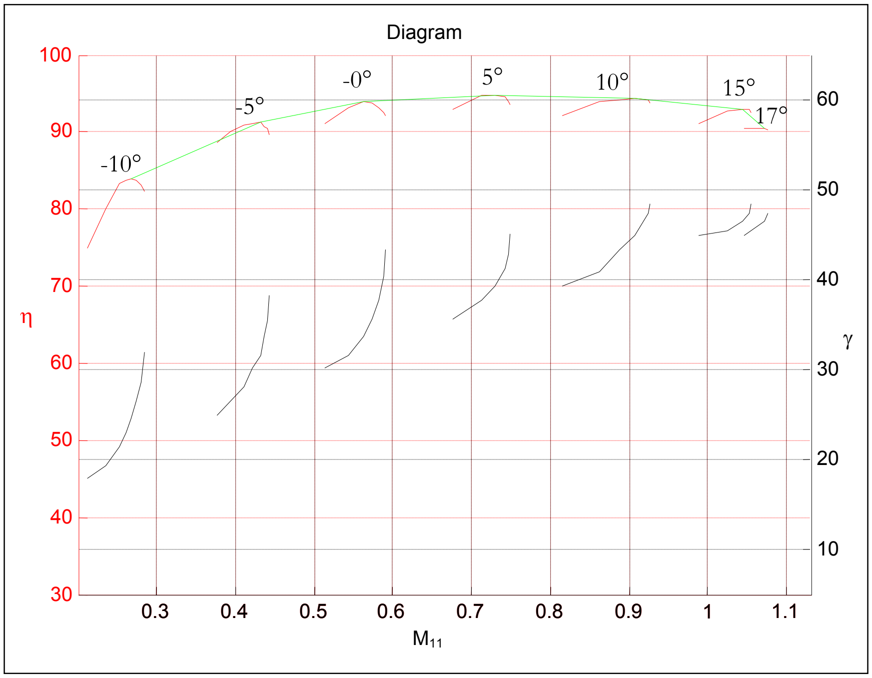
$$\eta \cdot Q \cdot H_n \cdot \rho_v \cdot g = P_t$$

Extrapoleringen har skett för hand genom att pricka in rimliga datapunkter i kaplankurvorna för vattenflödet och turbinmomentet, och därefter verifiera dess förhållande med turbinekvationen. För att få en något mer allmän karaktär på turbinmodellen används enhetsvärden för vattenflödet och turbinmomentet. Omvandlingen sker med ekvationerna 3.2. och 3.3.

Då tillräckligt antal datapunkter extrapolerats fram, plottas dessa i ett diagram bestående av kurvor med konstanta löphjulsvinklar (α) plottade dels mot vattenflödet (Q_{11}) på x-axeln och verkningsgraden (η) på y-axeln, dels mot turbinmomentet (M_{11}) på x-axeln och verkningsgraden (η) på y-axeln. Ledskenevinklarna (γ) för respektive löphjulsvinkel plottas dels mot vattenflödet (Q_{11}) dels turbinmomentet (M_{11}) på x-axeln. Kaplankurvan som beskriver turbinens maximala verkningsgrad vid olika vattenflöden respektive moment, approximeras mot maximipunkterna på kurvorna med konstanta löphjulsvinklar. Diagrammen ses i Figur 4.1 respektive Figur 4.2.



Figur 4.1 Diagram i Q_{11} med konstant-α-kurvor (röda; -10°, -5°, 0°, 5°, 10°, 15°, 17°), γ (svarta), kaplankurva (grön)



Figur 4.2 Diagram i M_{11} med konstant-α-kurvor (röda; -10°, -5°, 0°, 5°, 10°, 15°, 17°), γ (svarta), kaplankurva (grön)

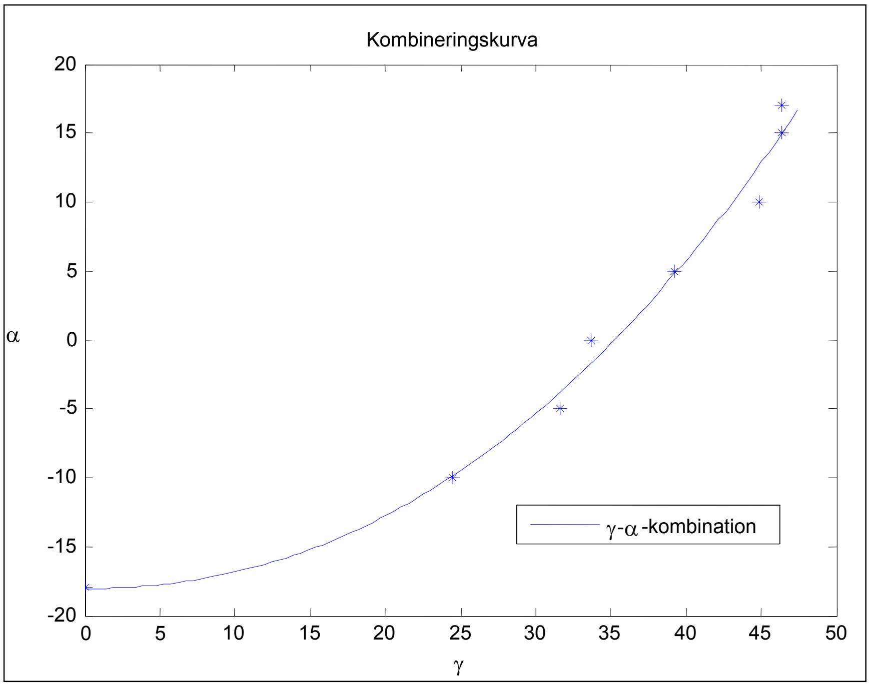
Dessa diagram ger en bild av turbinens karakteristik, hur dess verkningsgrad varierar med vattenflöde, turbinmoment och löphjuls/ledskenevinklar. Maximal verkningsgrad erhålls vid en driftpunkt ungefär då $\gamma = 40°$, vilket motsvarar ca 78 % pådrag (då $\gamma_{min} = 0°$ och $\gamma_{max} = 51°$).

4.2. Konstruktion av kombineringskurva

Turbinregulatorn har oftast endast en utsignal, pådragssignalen till ledskenan. För att styra löphjulsvinkeln använder man sig av en kombineringsenhet som styr löphjulet enligt en kombineringskurva för att erhålla maximal verkningsgrad. Kombineringskurvan kan framställas från kaplankurvan genom att man i dess datapunkter tar värdena för löphjulsvinkeln och ledskenevinkeln. Därefter plottas dessa punkter i ett diagram med ledskenevinkeln på x-axeln och löphjulsvinkeln på y-axeln. För att binda ihop datapunkter används polynomregression som anpassar en polynomfunktion till punkterna och minimerar avvikelserna med minsta kvadratmetoden. För att få en lättarbetad turbinmodell bör polynomets gradtal hållas vid en så låg nivå som möjligt. Efter verifiering av turbinmodellen ansattes en regression av tredje graden vilket gav en optimal relation mellan tillfredställande resultat och lättanvända ekvationer. Följande polynom ansattes:

4.5 $$\alpha(\gamma) = GAK(\gamma) = e_0\gamma^3 + e_1\gamma^2 + e_2\gamma + e_3$$

Här är e_i är de koefficienter polynomregressionen framställt. Bland datapunkterna tas även en randpunkt med, då löphjul och ledskena är fullständigt stängda. Kombineringskurvan ses i Figur 4.3.



Figur 4.3 Kombineringskurvan *a(γ) = GAK(γ)*

Ledskenevinkeln manövreras i spannet 0° - 51° och löphjulsvinkeln i spannet -18° - 17°.

4.3. Polynomkonstruktion för partiella derivator

Modellekvationerna 4.3 och 4.4 består av γ- respektive α- derivatorna av vattenflödet och turbinmomentet, med löphjulsvinkeln och ledskenevinkeln som parametrar. Dessa derivator kan beräknas genom att kaplankurvans punkter plottas i fyra nya plan med α respektive γ på x-axeln och Q_{11} respektive M_{11} på y-axeln. De partiella derivatorna kommer att förenklas så att de endast beror på en av parametrarna α och γ. Att endast använda en variabel i respektive derivatauttryck ger en mer lättarbetad modell och datavärden för derivatorna kan direkt beräknas med hjälp av de tidigare gjorda regressionerna.

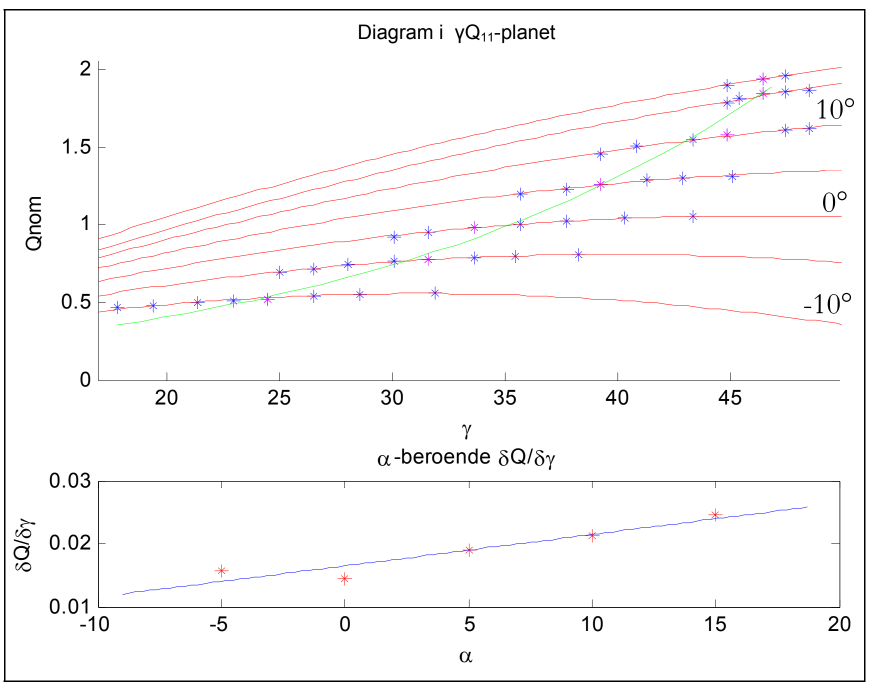
4.3.1. Konstruktion av γ-derivatan för Q_{11} och M_{11}

För att ta fram polynomfunktioner för γ-derivatorna av Q_{11} och M_{11} i modellekvationerna 4.3 respektive 4.4 krävs ett planbyte för kurvorna i Figur 4.1 och Figur 4.2. Dessa placeras i plan med γ på x-axeln och Q respektive M på y-axeln. Med dessa axelsystem plottas dels datapunkterna för kaplankurvan och dels de datapunkter som motsvarar kurvorna för konstanta löphjulsvinkar (α) (se Figur 4.4. (övre) respektive Figur 4.5. (övre)).
För att skapa funktioner utifrån datapunkterna används polynomregression. Syftet med att ta fram regressioner för konstant-α-kurvorna är att dess derivator i skärningspunkten med kaplankurvan då kan beräknas. Detta tillvägagångssätt innebär att man linjäriserar konstant-α-kurvorna i varje skärningspunkt och att γ-beroendet försvinner. Längs denna linjäriserade kurva är γ-derivatan av Q_{11} respektive M_{11} konstant. För varje α-vinkel fås ett värde på γ-derivatan av Q_{11} och M_{11} oberoende av γ. Ovanstående förenkling av de partiella derivatorna görs med antagandet att turbinens arbetspunkt inte avviker allt för

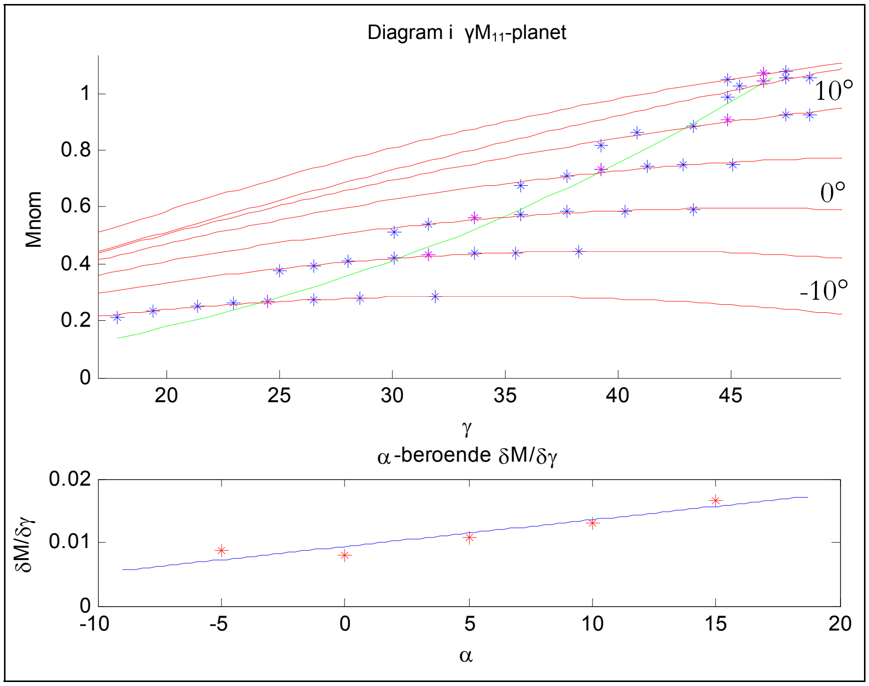
mycket från det kombinerade (optimala) läget. Arbetspunkten kommer då att befinna sig relativt nära kaplankurvan och de linjäriserade α-kurvorna.
Vilken grad av polynomfunktion som bör användas kan bestämmas approximativt genom att analysera hur lutningen hos den tänkta linjen mellan datapunkterna beter sig, framför allt linjens andraderivata. Andraderivatan beskriver linjelutningens trend och är växelvis positiv eller negativ. En andragradskurvas andraderivata är konstant, det vill säga kurvans derivata är antingen konstant växande eller avtagande. Andraderivatan hos en tredjegradskurva växlar dock tecken en gång, vilket innebär att kurvans derivata först är avtagande och sedan växande, eller vice versa. Efter denna analys verkar det rimligt att kaplankurvan i Figur 4.4 (övre) respektive Figur 4.5 (övre) bör vara en tredjegradskurva och kurvorna med konstant löphjulsvinkel andragradskurvor. Valet av polynomgradtal för de konstanta löphjulsvinklarna (α) påverkar inte turbinmodellen i hög grad eftersom dessa polynom inte är direkta utdata och polynomen endast används inom datapunkternas spann. Inom dessa datapunkters spann, det vill säga mellan punkten längst till höger och punkten längst till vänster, avviker andragradskurvorna inte mycket från punkterna. Kaplankurvorna får följande form:

4.6 $$Q_{11,k}(\gamma) = f_0\gamma^3 + f_1\gamma^2 + f_2\gamma + f_3$$

4.7 $$M_{11,k}(\gamma) = g_0\gamma^3 + g_1\gamma^2 + g_2\gamma + g_3$$



Figur 4.4 Övre figur: Diagram i γQ_{11}-planet med konstant-α-kurvor (röda; –10°, –5°, 0°, 5°, 10°, 15°, 17°, datapunkter blå), kaplankurva (grön, datapunkter röda).
Undre figur: Derivatan i α-kurvans skärningspunkter för α = [–5°, 0°, 5°, 10°, 15°].



Figur 4.5 Övre figur: Diagram i γM_{11}-planet med konstant-α-kurvor (röda; –10°, –5°, 0°, 5°, 10°, 15°, 17°, datapunkter blå), kaplankurva (grön, datapunkter röda).
Undre figur: Derivatan i α-kurvans skärningspunkter för α = [–5°, 0°, 5°, 10°, 15°].

Derivatorna av konstant-α-kurvorna i skärningspunkten med kaplankurvan beräknas och punkterna plottas i Figur 4.4 (nedre), respektive Figur 4.5 (nedre). Vidare ska dessa derivatapunkter bindas ihop med en polynomregression för att kunna beskrivas som en α-beroende funktion.

Vid turbinmodellens verifieringsmoment försöker man återskapa de verkningsgradskurvor som bygger upp den ursprungliga kaplankurvan. Dessa verkningsgradskurvor är parabler med en isolerad maximipunkt vars värde är <1. Vid verifieringen vill man att de återskapade kurvorna ska ha samma egenskaper. Eftersom polynomregressionerna för de partiella derivatorna är modellens primära utdata är det deras funktioner som i högsta grad styr utseendet på de beräknade verkningsgradskurvorna. Genom att prova sig fram med olika grad på polynomen fås tillslut rimliga verkningsgradskurvor. Resultatet av detta tillvägagångssätt visar att en linjär regression bör användas. Om man även gör antagandet att turbinen kommer att verka i ett område mitt på den flacka delen av den ursprungliga kaplankurvan kan derivatapunkterna i periferierna plockas bort. Därtill kan nämnas att verkningsgradsmätningar i turbinens ändlägen ofta drabbas av hög onoggrannhet. På detta vis fås ytterligare förbättringar av verifieringsresultatet.

γ-derivatorna av Q_{11} respektive M_{11} åskådliggörs nu som:

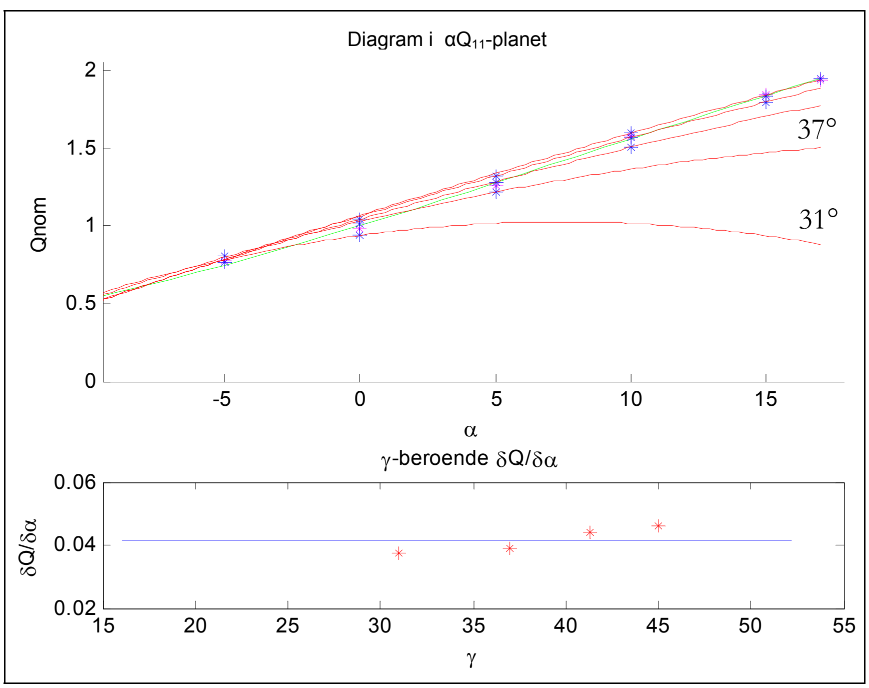
4.8 $$\frac{\partial Q_{11}}{\partial \gamma}(\alpha) = a_0 \cdot \alpha + a_1$$

$$\frac{\partial M_{11}}{\partial \gamma}(\alpha) = c_0 \cdot \alpha + c_1 \quad (4.9)$$

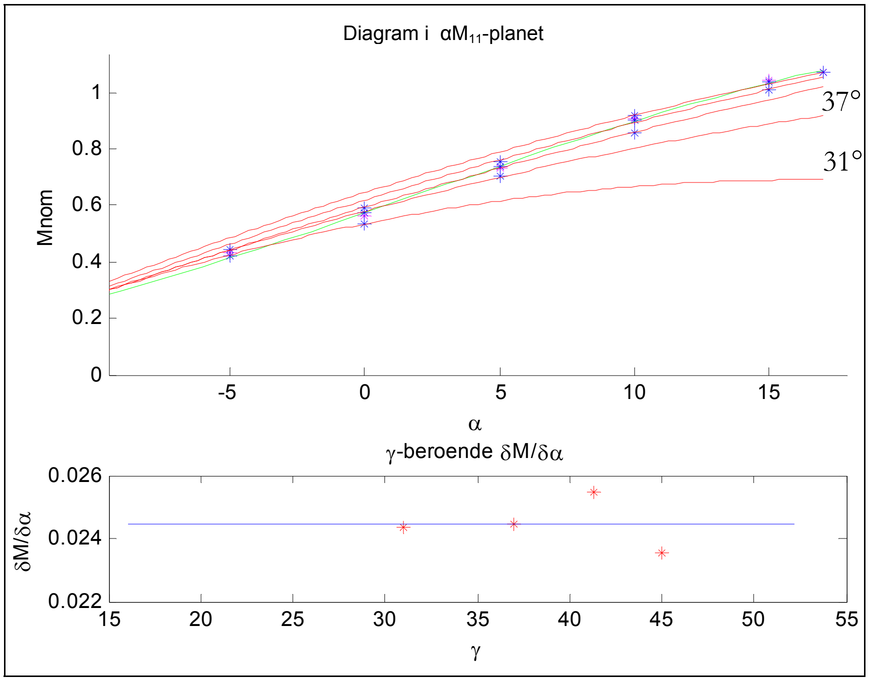
där a_i och c_i är polynomkoefficienterna.

4.3.2. Konstruktion av α-derivatan för Q_{11} och M_{11}

För att konstruera α-derivatorna av Q_{11} och M_{11} skall kurvorna i Figur 4.1. respektive Figur 4.2. plottas i plan med α på x-axeln och Q_{11} respektive M_{11} på y-axeln. Dock kan detta inte ske på samma sätt som vid konstruktionen av γ-derivatan, eftersom de ursprungliga mätningarna endast grundar sig på mätningar med konstanta löphjulsvinklar, ej konstanta ledskenevinklar. För att få möjlighet att producera kurvor med konstant ledskenevinkel och kunna framställa en andragradsregression av dessa, krävs en samling datapunkter med minst tre punkter för varje ledskenevinkel. Med hjälp av den tidigare utförda extrapoleringen är det säkerställt att minst tre ledskenekurvor överlappar varandra i de ursprungliga diagrammen, Figur 4.1. och Figur 4.2. På detta vis kan horisontella linjer dras i dessa diagram som skapar punkter på tre närliggande ledskenekurvor. Dessa punkter har samma ledskenevinkel men motsvarar olika löphjulsvinklar och vattenflöde, respektive turbinmoment. Som punkter för kaplankurvan tas punkterna i maximipunkten för verkningsgradskurvorna i de ursprungliga diagrammen. Alla dessa datapunkter plottas sedan i Figur 4.6. (övre) respektive Figur 4.7. (övre). För att skapa polynomregressioner av datapunkterna används samma resonemang som i föregående avsnitt. Kaplankurvorna beskrivs med tredjegradspolynom medan kurvorna för konstant ledskenevinkel (γ) binds samman med andragradspolynom.



Figur 4.6 Övre figur: Diagram i αQ_{11}-planet med konstant-γ-kurvor (röda; 31°, 37°, 41°, 45°, 47°; datapunkter blå), kaplankurva (grön)
Undre figur: Derivatan i γ-kurvans skärningspunkter för γ = [31°, 37°, 41°, 45°].



Figur 4.7 Övre figur: Diagram i αM_{11}-planet med konstant-γ-kurvor (röda; 31°, 37°, 41°, 45°, 47°; datapunkter blå), kaplankurva (grön)
Undre figur: Derivatan i γ-kurvans skärningspunkter för γ = [31°, 37°, 41°, 45°].

Med antagandet att turbinens arbetspunkt inte avviker allt för mycket från kaplankurvan görs en linjärisering i ledskenekurvornas skärningspunkt med kaplankurvan. Konstruktionen av α-derivatan är ekvivalent med tillvägagångssättet för γ-derivatan. Den räta linjens derivata blir för varje ledskenekurva oberoende av α, plottas i diagram, Figur 4.6. (nedre) respektive Figur 4.7. (nedre). Verfieringsgången är densamma här som tidigare. Ett medelvärde, det vill säga en konstant linje, ger det bästa resultatet på verkningsgradsparabeln och genom att plocka bort punkter vid ränderna på turbinens verkningsområde förbättras resultatet än mer. α-derivatan av Q_{11} respektive M_{11} kan nu beskrivas som:

4.10 $$\frac{\partial Q_{11}}{\partial \alpha} = b_0$$

4.11 $$\frac{\partial M_{11}}{\partial \alpha} = d_0$$

Här är b_i och c_i är konstanter.

4.4. Turbinmodellens utdata

De ursprungliga derivatorna i ekvationerna 4.3. och 4.4. kan nu ersättas med de polynomregressioner som framställts:

4.12 $$\Delta Q_{11} = \frac{\partial Q_{11}}{\partial \gamma}(\alpha,\gamma)\cdot \Delta\gamma + \frac{\partial Q_{11}}{\partial \alpha}(\alpha,\gamma)\cdot \Delta\alpha = (a_0 \cdot \alpha + a_1)\cdot \Delta\gamma + (b_0)\cdot \Delta\alpha$$

4.13 $$\Delta M_{11} = \frac{\partial M_{11}}{\partial \gamma}(\alpha,\gamma)\cdot \Delta\gamma + \frac{\partial M_{11}}{\partial \alpha}(\alpha,\gamma)\cdot \Delta\alpha = (c_0 \cdot \alpha + c_1)\cdot \Delta\gamma + (d_0)\cdot \Delta\alpha$$

Dessa polynomkoefficienter används tillsammans med polynomkoefficienterna i ekvationerna 4.6. och 4.7., vilka beskriver kombinationskurvan mellan γ och Q_{11} respektive γ och M_{11}, för att beräkna turbinmodellens utdata. De sistnämnda ekvationerna används i simuleringen för att beräkna de optimala värdena för Q_{11} och M_{11}, då man vet det optimala värdet för γ i en specifik driftspunkt. Utdata fås med ekvationerna 4.1. och 4.2:

$$Q = Q_k + \Delta Q$$

$$M = M_k + \Delta M$$

Utdata blir även polynomkoefficienterna i ekvation 4.5 som beskriver kombineringskurvan mellan γ och α.

5. Vattenkraftmodellering

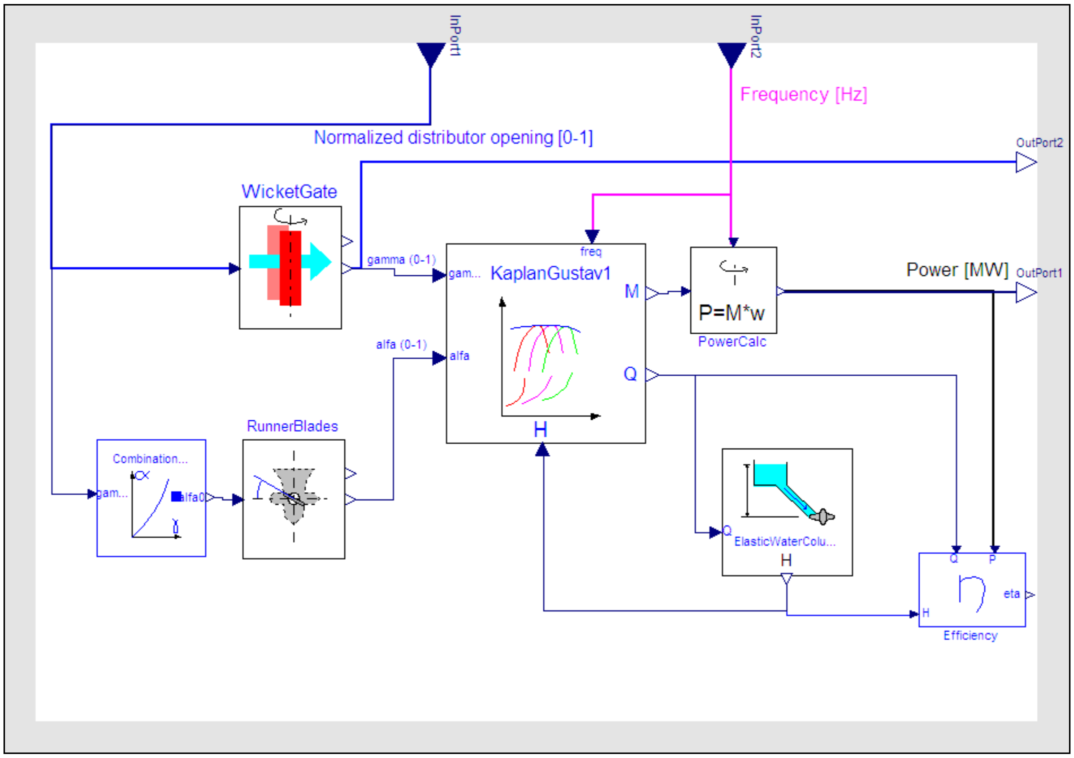
För att ha möjlighet att testa modellen samt verifiera dess resultat byggs en simuleringsmiljö upp. Denna består av de fysikaliska komponenterna i vattenkraftaggregatet (se nedan) samt de komponenter som en aggregat – elnätskoppling kräver, som regulator- och elnätmodell. Simulering och verifiering av turbinmodellen sker i Dymola, ett modellerings- och simuleringsverktyg baserat på det fria programmeringsspråket Modelica. Modelica används främst för tvärteknisk modellering inom mekanik, process, regler och elkraftteknik. Programmeringsspråket löser, för varje tidsögonblick i simuleringen, algebraiska-, diskreta- och differentialekvationer utan att några variabler explicit behöver lösas ut. Dymola är ett grafiskt verktyg där användaren bygger modellen med hjälp av block och kopplingar mellan dessa. Dymola har även ett stort modellbibliotek innehållande färdiga block för modellering av till exempel process-, regler- och elsystem.

5.1. Komponenter i aggregatmodellen

Vattenkraftaggregatet modelleras med följande block (se Figur 5.1):

- Kaplanturbin (KaplanGustav1)
- Vattenväg (ElasticWaterColumn)
- Ledskena – hydraulik (WicketGate)
- Löphjul – hydraulik (Runnerblades)
- Kombinationsenhet – löphjul (CombinationUnit)
- Verkningsgradsberäkning (Efficiency)
- Effektberäkning (PowerCalc)

De fyra första blocken är modeller för de fysiska komponenterna i vattenkraftaggregatet. De tre sistnämnda är beräkningsblock för att anpassa in- och utsignaler till de fysiska enheterna.



Figur 5.1 Aggregatmodellen

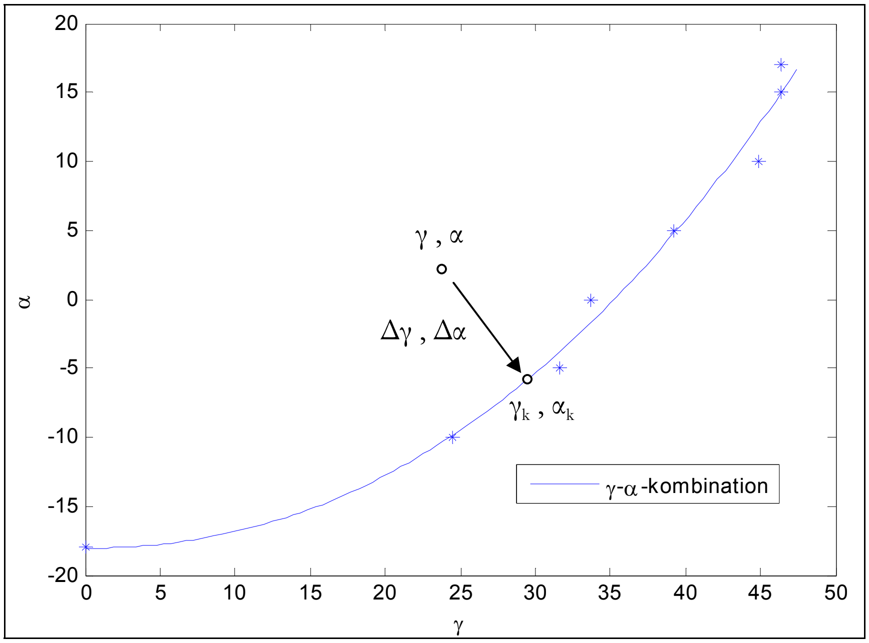
Modellen tar inte hänsyn till generatorns elektriska egenskaper, det vill säga effektförluster i lindningarna. Dessa kan dock försummas då de är relativt små för att påverka resultatet i hög grad.

5.1.1. Kaplanturbin

Indata: γ – ledskenevinkel
α – löphjulsvinkel
H – fallhöjd [m]

Utdata: M – moment [kN]
Q – vattenflöde [m^3/s]

Kaplanturbinblocket beskriver beteendet hos den fysiska turbinen utifrån den nyutvecklade turbinmodellen. Med hjälp av kombineringskurvans polynomkonstruktion i ekvation 4.5. beräknas turbinens avvikelse i ledskenevinkel och löphjulsvinkel, $\Delta\gamma$ och $\Delta\alpha$, från den optimala arbetspunkten, γ_k, α_k, vid aktuell turbineffekt. Beräkningen går till så att γ och α placeras i Figur 5.2. och avståndet till den närmsta punkten på kombineringskurvan, γ_k, $\alpha_{k,}$ beräknas med hjälp av minsta kvadratmetoden. Eftersom detta moment sker för varje tidssteg i simuleringen kommer den optimala arbetspunkten hela tiden att röra sig längs kombineringskurvan. Detta beror på att ledskenan och löphjulet manövreras med olika hastigheter, och kan då inte följa den räta linjen mellan aktuell ledskene- och löphjulsposition och den först beräknade optimala arbetspunkten (se Figur 5.2.).



Figur 5.2 Beräkning av γ_k och α_k

Avståndet mellan γ,α och γ_k,α_k beräknas med hjälp av minsta kvadratmetoden

5.1 $$\left(x(\alpha_k,\gamma_k)\right)^2 = (\gamma-\gamma_k)^2 + (\alpha-\alpha_k)^2$$

Förhållandet mellan γ_k och α_k fås ur ekvation 4.5. och kan insättas i ekvationen ovan

$$\left(x(\gamma_k)\right)^2 = (\gamma-\gamma_k)^2 + \left(\alpha - GAK(\gamma_k)\right)^2$$

Om avståndsfunktionens derivata sätts till noll kan γ_k lösas ut och därmed α_k beräknas

$$\left(x(\gamma_k)\right)^{2\,\prime} = -2\cdot(\gamma-\gamma_k) - 2\cdot GAK'(\gamma_k)\cdot\left(\alpha - GAK(\gamma_k)\right) =$$
$$= -2\cdot(\gamma-\gamma_k) - 2\cdot\left(3e_0\gamma_k^2 + 2e_1\gamma_k + e_2\right)\cdot\left(\alpha - e_0\gamma_k^3 - e_1\gamma_k^2 - e_2\gamma_k - e_3\right) = 0$$

När α_k och γ_k är kända beräknas $\Delta\gamma$ och $\Delta\alpha$

$$\Delta\gamma = \gamma - \gamma_k$$

$$\Delta\alpha = \alpha - \alpha_k$$

Därefter används polynomkonstruktionerna för de partiella derivatorna i ekvationerna 4.12. och 4.13. för att beräkna avvikelsen i form av vattenflöde och turbinmoment, ΔQ_{11} och ΔM_{11}.
För att sedan ta fram de reella enhetsflödena Q_{11} och M_{11} (ekvationerna 4.1. och 4.2.) framställs $Q_{11,k}$ och $M_{11,k}$.med hjälp av ekvationerna 4.6 och 4.7.

$$Q_{11,k}(\gamma) = f_0\gamma^3 + f_1\gamma^2 + f_2\gamma + f_3$$

$$M_{11,k}(\gamma) = g_0\gamma^3 + g_1\gamma^2 + g_2\gamma + g_3$$

Q_{11} och M_{11} konverteras till verkliga storheter av vattenflöde och turbinmoment genom omskrivning av ekvationerna 3.2. och 3.3.

$$Q = Q_{11} \cdot D^2 \sqrt{H}$$

$$M = M_{11} \cdot D^3 \cdot H$$

Vattenflödet Q och turbinmomentet M blir blockets utdata.

5.1.2. Vattenväg

Indata: Q – vattenflöde [m^3/s]

Utdata: H – fallhöjd [m]

Vattenvägsblocket är en fysikalisk modell av den till turbinen kopplade vattenvägen. Vattenvägen kan beskrivas matematiskt med hjälp av två kopplade partiella differentialekvationer (se kapitel 3.4.2. Matematisk modellering av vattenvägen).
I dessa ekvationer, 3.8. och 3.9. är x = 0 inloppstubens anslutning mot vattenmagasinet och x = L är inloppstubens anslutning mot turbinen.

$$g\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{f_f}{2D_p}v|v| = 0$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g}\frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

H(x) är fallhöjden i punkten x relativt nedströms vattenyta. Då Dymola/Modellica endast klarar av att lösa differentialekvationer i tiden måste ekvationerna 3.8. och 3.9. diskretiseras i små volymer i x-led, så kallade finita element, där Δx är volymelementets utsträckning i x-led och *i* är det för beräkningen aktuella volymelementet.

5.2 $$\left\{ -\frac{\partial v_i}{\partial t} = g\frac{H_{i+1} - H_{i-1}}{2\Delta x} + \frac{f_f}{2D_p}v_i|v_i| \right\}_{i=2}^{n-1}$$

$$5.3 \qquad \left\{ \frac{\partial H_i}{\partial t} = -\frac{a^2}{g} \frac{v_{i+1} - v_{i-1}}{2\Delta x} \right\}_{i=2}^{n-1}$$

Ekvationerna 5.2. och 5.3. gäller endast i de interna volymelementen då beräkningarna kräver värden på H respektive v i båda grannelementen. Vid ränderna ansätts randvärdena eftersom fallhöjden mellan nedre och övre vattenyta är konstant vid oändligt stort vattenmagasin och vattenflödet in i turbinen alltid är känt.

$$H_{i=1} = H_{tot}$$

$$V_{i=n} = \frac{Q}{A_1}$$

Följande randekvationer ställs också upp.

$$5.4 \qquad -\frac{\partial v_1}{\partial t} = g\frac{H_2 - H_1}{\Delta x} + \frac{f_f}{2D_p} v_1 |v_1|$$

$$5.5 \qquad \frac{\partial H_n}{\partial t} = -\frac{a^2}{g}\frac{v_n - v_{n-1}}{\Delta x}$$

Detta innebär att systemet innehåller *2n* ekvationer samt *2n* obekanta variabler och kan därför lösas. Som initialvärden används följande, eftersom inget vattenflöde förekommer och därmed inga fallförluster vid $t = 0$.

$$H(t=0) = [H_{tot} \quad \ldots \quad H_{tot}]$$

$$V(t=0) = [0 \quad \ldots \quad 0]$$

Endast fallhöjden över turbinen (nettofallhöjden) är intressant för vidare beräkningar, varför $H(x=n)$ blir utdata ur blocket.

5.1.3. Ledskena

Indata: γ – styrsignal, ledskena

Utdata: γ – faktisk vinkel, ledskena

Blocket är en fysikalisk modell av ledskenan och dess hydraulik. Blockets roll i modellen är – något förenklat – att agera tidsfördröjning mellan regulatorns styrsignal och den faktiska vinkeln på ledskenan. Ledskenemanövreringen har ett så kallat ”knä” i sin karaktäristik, vilket innebär att i ett vinkelintervall nära ledskenans stängningspunkt har manövreringen en extra hög tidsfördröjning. Detta för att förhindra stora svall i vattenvägen vid start och stopp av aggregatet. Eftersom hydraulsystemet har en begränsad mängd olja under tryck sjunker manövreringshastigheten efter ett tag vid stora vinkeländringar, eftersom systemet måste återladda oljetrycket. Detta ger ökad tidsfördröjning vid nämnda fall. I modellen används en tidsfördröjning på i medeltal 5 sekunder, vilket är ett värde som ofta används i Vattenfalls turbinmodeller.

5.1.4. Löphjulsblad

Indata: α – styrsignal, löphjul

Utdata: α – faktisk vinkel, löphjul

Blocket beskriver fysiskt löphjulbladens och dess styrverks egenskaper. Löphjulsbladens roll och funktion i modellen är väldigt lik ledskenans. I modellen används en löphjulsfördröjning på i medeltal 10–12 sekunder.

5.1.5. Kombineringsenhet

Indata: γ börvärde ledskenevinkel

Utdata: α börvärde löphjulsvinkel

Kombineringsblocket beräknar löphjulsvinkeln utifrån börvärdet på ledskenevinkeln (pådraget) från regulatorn. I verkligheten motsvaras den antingen av en elektronisk beräkningsenhet i turbinregulatorn eller, på äldre aggregat, av en metallprofil som motsvarar kombineringskurvan. Metallprofilen rör sig beroende på inställd ledskenevinkel, och på profilen rör sig ett släphjul som ställer in den kombinerade vinkeln på löphjulet. För att beräkna löphjulsvinkeln i blocket används kombineringsekvationen 4.5:

$$\alpha(\gamma) = GAK(\gamma) = e_0\gamma^3 + e_1\gamma^2 + e_2\gamma + e_3$$

5.1.6. Verkningsgrad

Indata: P – turbineffekten [MW]
Q – vattenflödet [m^3/s]
H – fallhöjden [m]

Utdata: η – verkningsgraden [-]

Detta är ett rent beräkningsblock som inte har någon fysisk motsvarighet. Verkningsgraden beräknas med ekvation 3.4

$$\eta = \frac{P_t}{Q \cdot H \cdot \rho_v \cdot g}$$

5.1.7. Effektberäkning

Indata: M – turbinmomentet [kN]
f – nätfrekvensen [Hz]

Utdata: P – turbineffekten [MW]

Beräkningsblocket omvandlar turbinens axelmoment till effekt med hjälp av axelns varvtal. Axelvarvtalet beräknas från nätfrekvensen dividerat med generatorn poltal.

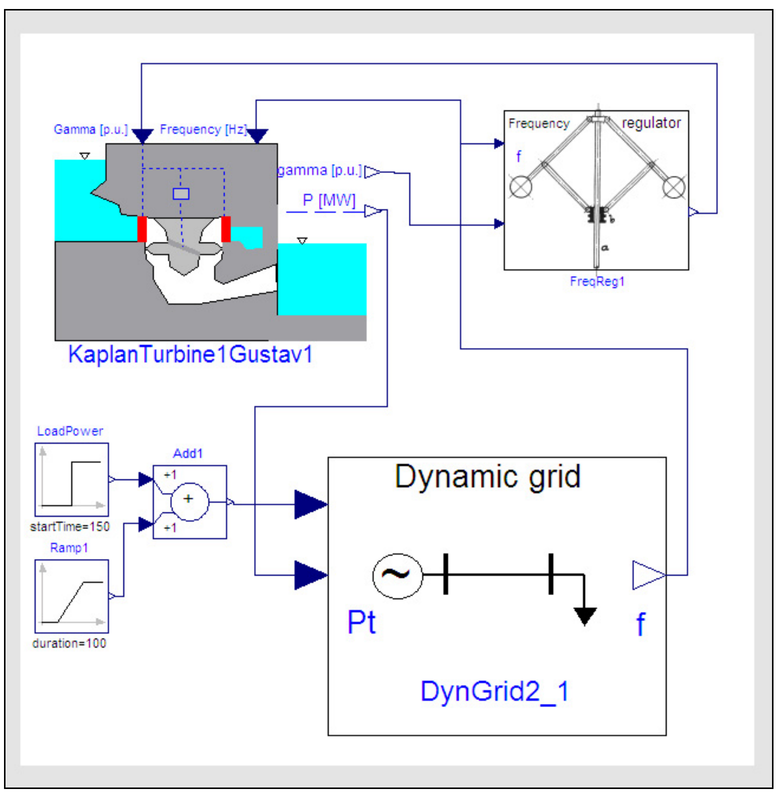
5.6 $$P = M\frac{\omega}{1000} = M\cdot\frac{2\pi\cdot f}{1000\cdot n_p}$$

Notera att axelns varvtal i radianer/sekund ska användas, samt att effekten uttryckas i MW och momentet i kN.

5.2. Komponenter i önätmodellen

För verifiering av vattenkraftaggregatet används en provkoppling för att simulera ett ö-nät (se Figur 5.3.). Ö-nätet består av:

- Aggregatmodell (KaplanTurbineGustav)
- Frekvensregulator (Frequency regulator)
- Elnät med frekvensberoende last (Dynamic grid)



Figur 5.3 Önätsmodell

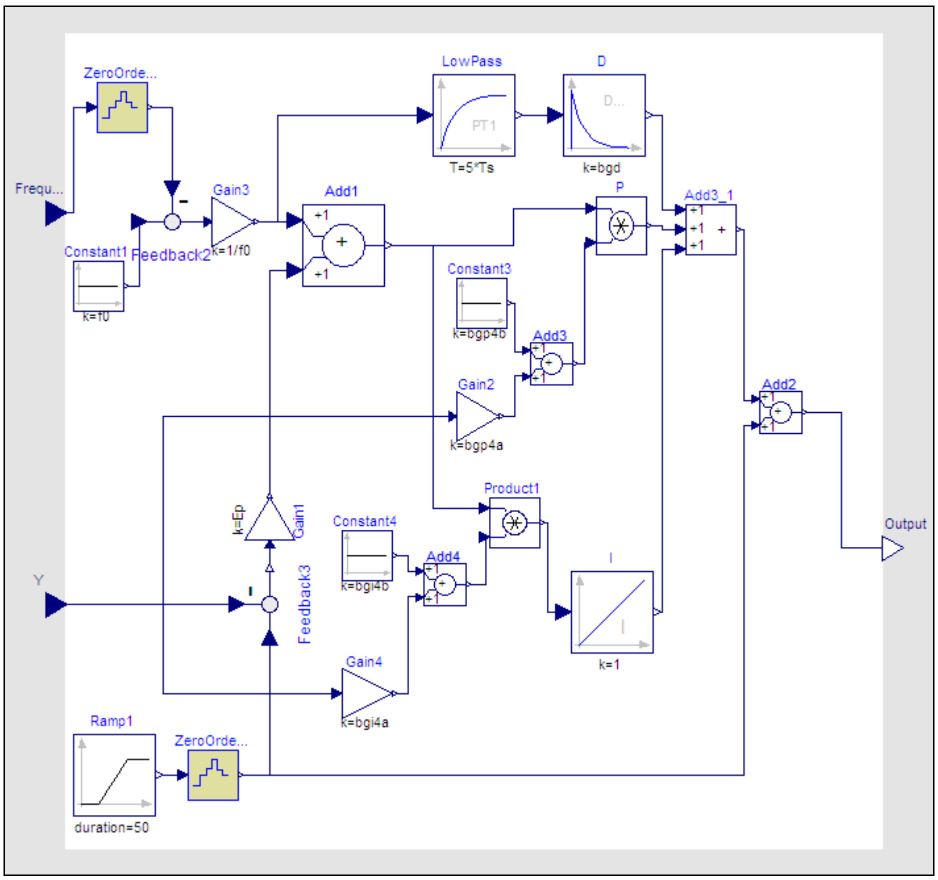
Som insignal till modellen används dels en rampfunktion som ökar lasteffekten linjärt till en förutbestämd effekt under 100 sekunder för att få ett lugnt insvängningsförlopp, dels en stegfunktion som skapar en plötslig effektförändring i lasten efter 150 sekunder. Denna uppkoppling ger möjlighet att studera effektsteg vid olika grundlaster på aggregatet.

5.2.1. Frekvensregulator

Indata: f, nätfrekvens
Y_i (γ), ärvärde ledskenevinkel

Utdata Y_o (γ), styrvärde ledskenevinkel

Frekvensregulatorn är av PID-typ med pådragsberoende förstärkning och statikdrift (se Figur 5.4.). Regulatorn är byggd enligt regulatorspecifikationerna för referensaggregatet.



Figur 5.4 Pådragsberoende frekvensregulator

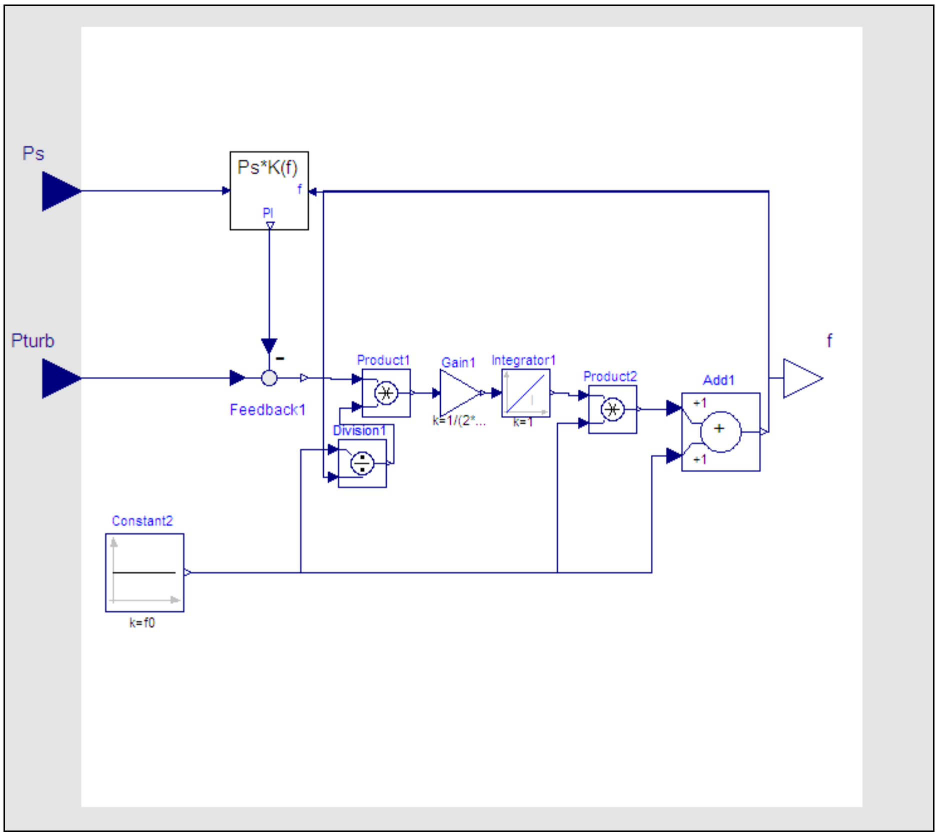
På insignalerna sätts en "sample and hold"-funktion för att efterlikna en numerisk regulators cykeltid. Den återkopplade pådragssignalen (γ) jämförs med dess börvärde och differensen förstärks med en faktor e_p vilket är ett mått på regulatorns statik (se kapitel 3.6. Turbinregulator). Signalen summeras sedan med den normerade frekvensdifferensen innan den parallellt går in i förstärkningsblocket P respektive integratorn I. Regulatorn har även en derivatadel D som endast behandlar den normerade frekvensdifferensen. För derivatablocket krävs ett lågpassfilter som filtrerar bort sampelfrekvensen (cykelfrekvensen). Signalerna från PID-blocket summeras med pådragsbörvärdet och skickas sedan ut som styrsignal till ledskenans/löphjulets manöverdon.

5.2.2. Dynamiskt önät

Indata: P_s lasteffekt vid statisk drift (50 Hz)
P_{turb} turbineffekt

Utdata: f nätfrekvensen

Det dynamiska önätet (se Figur 5.5.) beskriver lasteffektens frekvensberoende samt vattenkraftaggregatets inertia och dess frekvenspåverkan.



Figur 5.5 Dynamiskt önät

Då frekvensberoende laster, till exempel elmotorer, är inkopplade i elnätet förändras den konsumerade effekten vid frekvensavvikelser från 50 Hz. Detta beroende kan beskrivas som

5.7 $$P_l = P_s \left(\frac{f}{f_0} \right)^n$$

Här är P_l är lasteffekten vid frekvensen f, P_s lasteffekten vid f_0 (50Hz) och n graden av frekvensberoende. I denna modell används n = 1.

Eftersom en avvikelse mellan producerad och konsumerad effekt förekommer, sker en förändring av rotationsenergin i vattenkraftaggregatet genom förändrat varvtal. Detta samband kan beskrivas som

5.8 $$\frac{\Delta f}{f_0} = \frac{f_0}{f}\frac{\Delta P}{2H \cdot S_n}\frac{1}{s}$$

Här är s laplacevariabeln och H tröghetskonstanten. H definieras ur tröghetsmomentet J som

5.9 $$H = \frac{J \cdot \omega^2}{2 \cdot S_n}$$

Här är ω axelns vinkelhastighet och S_n generatorns nominella effekt.

6. Verifiering och resultat

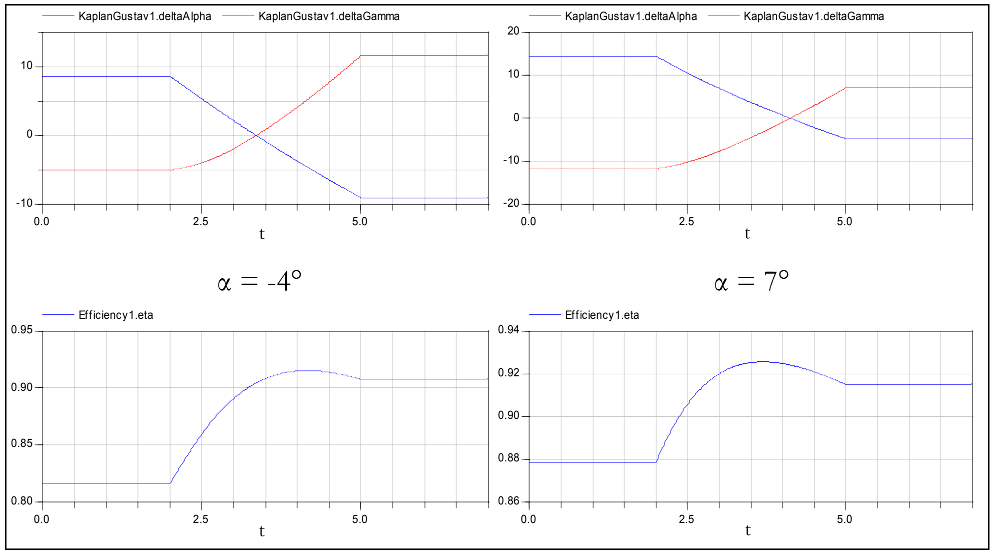
För att verifiera de producerade modellerna används dels rimlighetstester och återskapande av ursprungsdata, dels simuleringar som motsvarar de verkliga prov som är gjorda på referensaggregatet. Störst vikt i verifieringen har lagts på den nyutvecklade turbinmodellen genom att återskapa de ursprungliga verkningsgradskurvorna i Figur 4.1. och Figur 4.2. Önätmodellen, med vattenkraftagregat, frekvensregulator och dynamiskt elnät har verifierats med hjälp av rimlighetsbedömning och jämförelse med verkliga prov. Övriga komponenter i aggregatmodellen har verifierats var för sig med enkla rimlighetsbedömningar, och kommer inte att redovisas här.

6.1. Turbinmodell

För verifiering av kaplanturbinmodellen görs försök att återskapa de ursprungliga verkningsgradskurvorna i Figur 4.1. och Figur 4.2. Genom att låsa löphjulsvinkeln α vid ett specifikt värde och svepa över ett intervall av ledskenevinkeln γ fås samma förutsättningar som vid det ursprungliga provet på den verkliga turbinen. Eftersom turbinmodellen beräknar vattenflödet Q och turbinmomentet M vid givna värden på ledskenevinkeln γ och löphjulsvinkeln α, kan verkningsgraden beräknas genom omskrivning av ekvation 3.4.

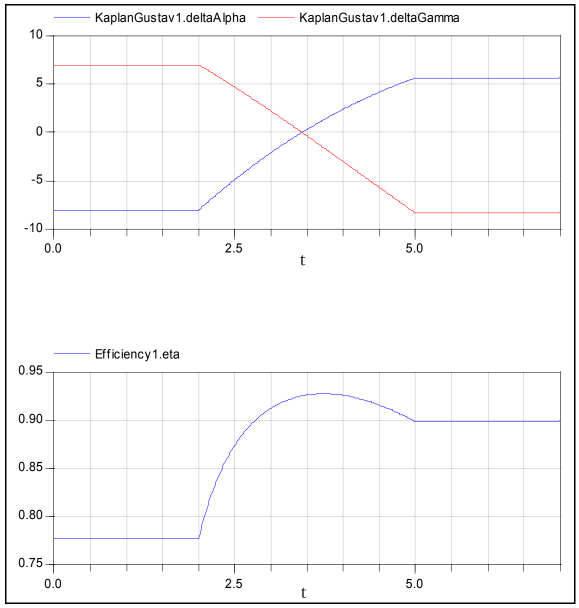
$$\eta = \frac{P_t}{Q \cdot H_n \cdot \rho_v \cdot g}$$

För att turbinmodellen ska bli korrekt krävs det att verkningsgradskurvan är en parabel med negativ andraderivata, det vill säga med endast en isolerad maximipunkt. Maximipunkten skall vara i – eller i direkt anslutning till – den punkt för ledskenevinkeln γ då kombinering råder (Δα = Δγ = 0). För att justera kurvformen och graden på verkningsgradskurvan ändras graden för polynomregressionerna av α-derivatorna i ekvationerna 4.12. och 4.13., se även kapitel 4.3.2. Konstruktion av α-derivatan för Q_{11} och M_{11}.
I och med att man med denna metod håller löphjulsvinkeln α konstant verifieras endast den γ-beroende partiella derivatan. För att verifiera den α-beroende partiella derivatan görs ett liknande prov. γ låses vid ett specifikt värde medan α sveps över ett intervall. En verkningsgradskurva med samma egenskaper som ovan justeras in genom att förändra polynomregressionen av γ-derivatorna i ekvationerna 4.3. och 4.4., se även kapitel 4.3.1. Konstruktion av γ-derivatan för Q_{11} och M_{11}.
Derivatapolynomen i dessa ekvationer är kopplade till verkningsgradskurvan genom beräkningen av vattenflödet Q och turbinmomentet M. Även kombineringskurvan mellan γ-α påverkar verkningsgradskurvan, eftersom dess kurvform påverkar beräkningen av Δγ och Δα. Men eftersom kombineringskurvan även används i kombineringsenheten i aggregatmodellen är det viktigt att den passar datapunkterna för att erhålla bästa möjliga kombinering och kan då inte optimeras för att endast passa turbinmodellen.
I realiteten är det mer relevant att prova modellen för konstant α, eftersom de ursprungliga verkningsgradskurvorna består av konstant-α-kurvor, ej konstant-γ-kurvor. Därför görs ett prov för lägre α och ett för högre α. Ett övergripande resultat gällande ett större spann av α bör då kunna ”interpoleras” fram. Ett prov för konstant γ görs också, även om kurvan inte kan jämföras med någon ursprunglig verkningsgradskurva. Dock ser man var på verkningsgradskurvan kombineringspunkten hamnar.



Figur 6.1 Avvikelse från kombinationskurva (Δα och Δγ), samt verkningsgradskurva vid α = -4° samt 7°.

I Figur 6.1. ses dels Δα och Δγ (övre) samt verkningsgradskurvor (undre) då α = –4° samt 7°. Då turbinen följer kombineringskurvan (Δα = Δγ = 0) befinner sig verkningsgraden nära sitt maximum. Vid α = –4° befinner sig kombineringspunkten något till vänster om verkningsgradsmaxima och för α = 7° något till höger om verkningsgradsmaxima. Detta är värt att notera, eftersom enveloppet, kaplankurvan, av de ursprungliga verkningsgradskurvorna skär dessa på vänsterkanten för låga α respektive högerkanten för höga α (se Figur 4.1. och Figur 4.2.). Verifieringen visar att valen av polynomregressioner för de partiella derivatorna i de ursprungliga modellekvationerna är mycket viktiga för att erhålla en fungerande turbinmodell, se diskussion i kapitel 4.3.1 Konstruktion av γ-derivatan för Q_{11} och M_{11}. Resultatet av verifieringen ger en verkningsgradskurva som liknar den ursprungliga till formen. Maximivärdena för verkningsgradsparabeln – ca 92% – stämmer bra i fallet för α = –4°. För α = 7° är verkningsgraden något låg, vilket är ett tecken på de felavvikelser som uppstår då de ursprungliga datapunkterna har försökts beskrivas med polynomregressioner.
Samma verifiering görs då γ låses vid ett specifikt värde och sveps över ett intervall av α.



Figur 6.2 Avvikelse från kombinationskurva samt verkningsgradskurva vid $\gamma = 36°$

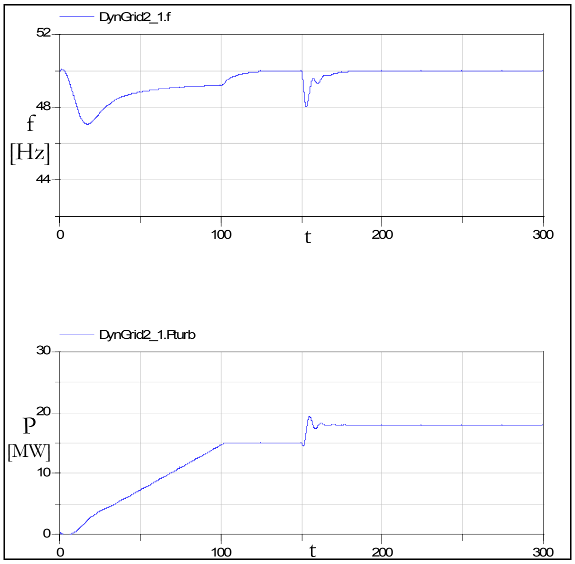
Figur 6.2 visar att då turbinen följer kombineringskurvan ($\Delta\alpha = \Delta\gamma = 0$) fås maximal verkningsgrad. Att kombinationspunkten hamnar mitt på verkningsgradsmaxima verkar rimligt eftersom ledskenevinkeln varken är mycket nära sitt minimum, 0°, eller sitt maximum, 51°. Värdet på verkningsgradsmaxima antar också en rimlig nivå, ca 93%.

6.2. Önätmodell

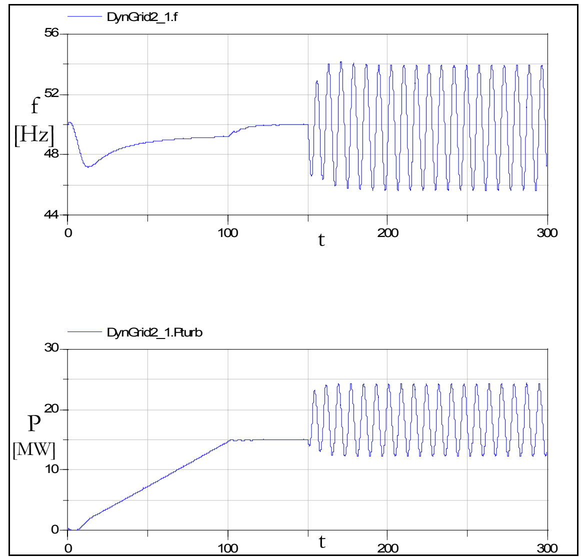
Momentet att testa och verifiera önätmodellens stabilitet påbörjas med att lasteffekten ökas linjärt upp till 15 MW under 100 sekunder för att simulera en verklig, lugn pålastning. Efter 150 sekunder sker en stegpålastning, då flera olika storlekar på pålastningen provas. Verifieringen testar också reglerstabiliteten genom att minska kvoten mellan generatorns och vattenvägens tröghetstider, T_g/T_w. Detta bör försämra stabiliteten enligt ekvation 3.14:

$$\frac{T_m}{T_w} \geq 3$$

Denna ekvation säger att kvoten måste vara större eller lika med 3 för att reglerstabilitet vid önätdrift skall existera.



Figur 6.3 Nätfrekvens och turbineffekt vid pålastning 15 + 3 MW, *Tm/Tw = 4.8*



Figur 6.4 Nätfrekvens och turbineffekt vid pålastning 15 + 3 MW, *Tm/Tw = 2.52*

Figur 6.3. visar en pålastning av 3 MW vid t = 150 sekunder, ca 10 % av märkeffekt, efter en linjär pålastning till 15 MW (ca 50 % av märkeffekt) under 100 sekunder. Hastigheten för turbineffektökningen har två hastigheter efter den inledande fördröjningen. Fram till ca 20 sekunder är effektökningshastigheten något högre än effektökningshastigheten mellan 20 och 100 sekunder. Detta beror på hydraulsystemets oljetrycksreserv som töms under tiden 0-20 sekunder. Därefter måste oljereserven åter trycksättas, vilket medför en lägre hastighet hos effekthöjningen eftersom trycket från oljepumpen delas mellan oljereserven och manövreringsutrustningen för ledskenan och löphjulet.

Då hastigheten på turbinens effekthöjning är begränsad och inte direkt svarar mot lastens effekthöjning, existerar en effektdifferens mellan producerad och konsumerad effekt. Den konsumerade effekten är högre än den producerade, och mellanskillnaden kommer att tas från den rotationsenergi aggregatets axelsystem besitter. En frekvenssänkning kommer att uppstå eftersom axelns varvtal minskar vid minskad rotationsenergi.

Frekvensavvikelsen kommer inte att korrigeras förrän den konsumerade och den producerade energin är lika. Detta kan ses som en likhet mellan integralerna

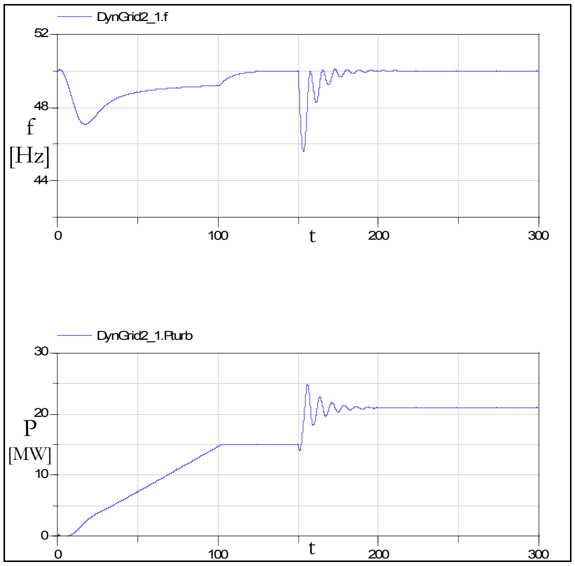
$$\int_0^t P_t dt = \int_0^t P_l dt$$

Här är P_t turbineffekten och P_l lasteffekten. Denna likhet existerar i intervallen 120 < t < 150 samt t > 175. Vid stegpålastningen på 3 MW sker en frekvensdipp till 48 Hz som inom 25 sekunder kompenseras. Effekten ökar med en svag översvängning, men är stabil efter 15 sekunder. Både frekvens och effekt är stabila efter 25 sekunder.

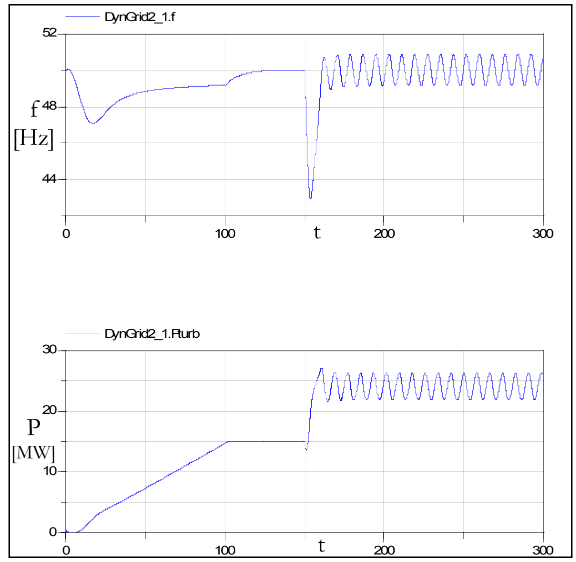
Figur 6.4. visar samma pålastningssituation som förut, men med sänkt inertia hos axelsystemet, så att kvoten T_m/T_w minskas till cirka 2,5. Villkoret i ekvation 3.14.

$$\frac{T_m}{T_w} \geq 3$$

är alltså inte uppfyllt. Detta visar sig tydligt vid stegpålastningen av 3 MW vid t = 150 sekunder, då en stationär svängning uppkommer. Regulatorn klarar inte av att hålla en stabil frekvens och turbineffekt vid så pass låg löptidskvot.

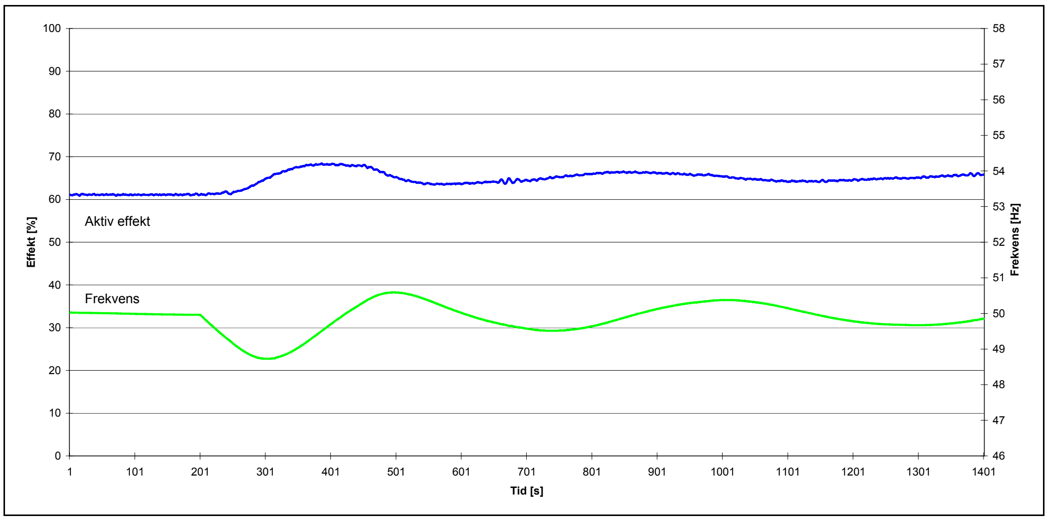


Figur 6.5 Nätfrekvens och turbineffekt vid pålastning 15 + 6 MW, *Tm/Tw = 4.8*

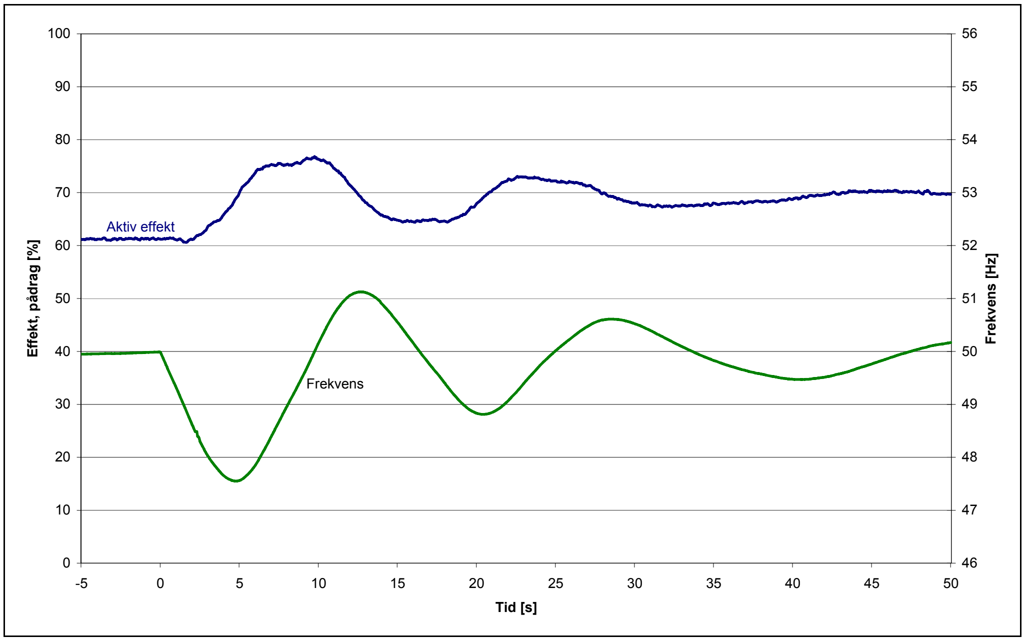


Figur 6.6 Nätfrekvens och turbineffekt vid pålastning 15 + 9 MW, *Tm/Tw = 4.8*

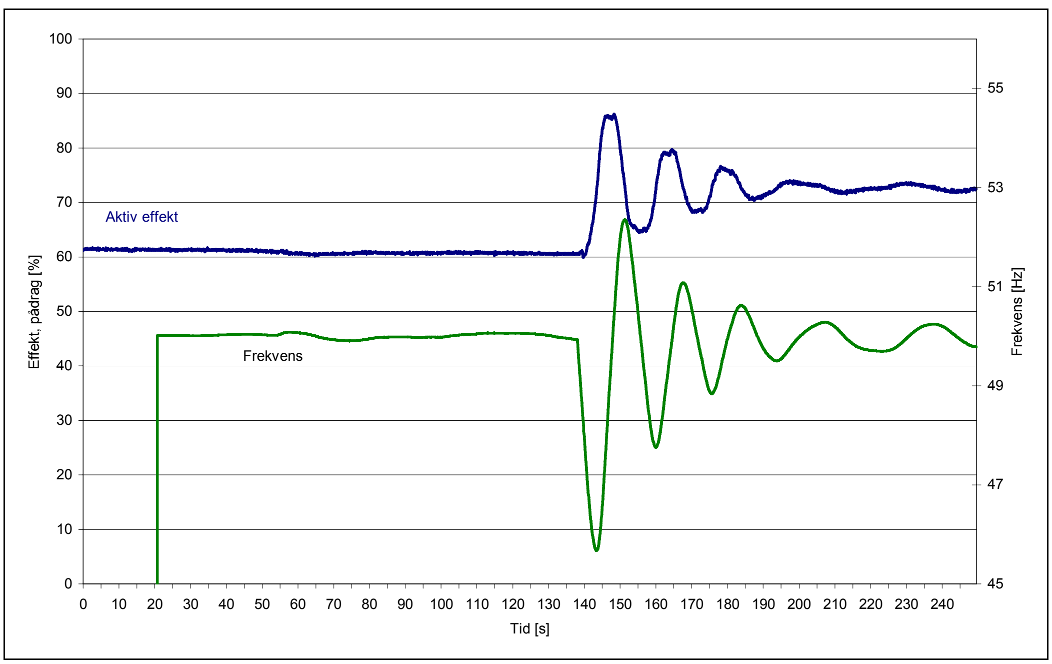
I Figur 6.5. visas återigen samma pålastningssituation som tidigare, men med en stegpålastning på 6 MW vid t = 150 sekunder. Ett längre insvängningsförlopp än vid 3 MW stegpålastning uppkommer, men turbineffekten är stabil efter 50 sekunder och nätfrekvensen efter 70 sekunder. Dock har antalet svängningar innan stabil frekvens och effekt ökat, vilket tyder på en något lägre stabilitet i regleringen.
I Figur 6.6. är stegpålastningen 9 MW. Efter en djup inledande frekvensdipp ner till 43,5 Hz lyckas regulatorn inte kompensera de oscillationer som uppstår. En stationär svängning uppstår. Denna svängning har sin grund i de resonansfenomen som uppkommer då regulatorn försöker dämpa de tryckvågor som propagerar fram och tillbaka i vattenvägen. Istället uppstår en stående våg i inloppstuben.
De resultat som fåtts vid verifieringen kan jämföras med de verkliga prov som finns gjorda på referensaggregatet.



Figur 6.7 Verkligt prov, pålastning 1 MW vid grundlast 15 MW
Turbineffekten (aktiv effekt) samt nätfrekvensen



Figur 6.8 Verkligt prov, pålastning 2 MW vid grundlast 15 MW
Turbineffekten (aktiv effekt) samt nätfrekvensen



Figur 6.9 Verkligt prov, pålastning 3 MW vid grundlast 15 MW
Turbineffekt (aktiv effekt) samt nätfrekvensen

Figur 6.7 visar 1 MW stegpålastning, Figur 6.8 visar 2 MW stegpålastning och Figur 6.9. visar 3 MW stegpålastning. Vid jämförelse mellan de simulerade resultaten och de verkliga resultaten ses det att simuleringen i allmänhet är något stabilare än det verkliga aggregatet. Vid pålastning av 2 MW på det verkliga aggregatet är minsta uppmätta frekvensen ca 47,6 Hz, medan minsta frekvensen vid pålastning av 3 MW på önätmodellen är 48 Hz. Det vill säga, även då det verkliga aggregatet lastas på mindre än aggregatmodellen, sjunker nätfrekvensen lägre. Vid pålastning av 3 MW på det verkliga aggregatet sjunker den uppmätta frekvensen till ca 45,8 Hz. Detta motsvarar ungefär 6 MW pålastning i modellen. Tiden för att återställa frekvensen till ett stabilt värde är betydligt längre hos det verkliga aggregatet. Att dessa skillnader existerar kan bero på många anledningar. Önätsmodellen som använts vid de verkliga ödriftsproven kan ha haft annorlunda frekvensberoende hos lasten. Om n-värdet i ekvation 5.7. minskas dämpas lastens frekvensberoende och nätet blir mer svårreglerat.

$$P_l = P_s \left(\frac{f}{f_0} \right)^n$$

Detta ger större frekvensdippar och längre återställningstider. Det verkliga aggregatet kan också ha haft andra förstärkningar i frekvensregulatorn än de som använts i dessa simuleringar; manövreringshastigheterna för ledskena och löphjul kan ha varit annorlunda; mekaniska glapp i styrleder och dylikt kan ha gett dödband i styrdonen som försvårar regleringen; och vattenvägen kan vara annorlunda konstruerad. Men överhuvudtaget ger önätmodellen, med innehållande turbin- och aggregatmodell, en funktionsduglig bild av referensaggregatet.

7. Slutsats

Målet för detta examensarbete har varit att framställa en kaplanturbinmodell baserad på de modellekvationer professor Evald Holmén utvecklat. I ett tidigt stadium bestämdes att modellen ska beskriva en specifik turbin där ödriftsprov tidigare utförts. En modell av aggregatets övriga enheter skulle också framställas, samt en modell för ett litet elnät i ödrift. Arbetets resultat kan sammanfattas i nedanstående punkter:

- Examensarbetet har utmynnat i en kaplanturbinmodell baserad på ett referensaggregat. Turbinmodellen beskriver förhållandet mellan vinklarna på ledskena/löphjul och turbinens vattenflöde/axelmoment, samt turbinens verkningsgrad i olika driftpunkter. Vid verifieringen återskapades de ursprungliga verkningsgradskurvorna. Dess kurvform och kombineringspunktens placering på dessa överrensstämde mycket bra. Dock är maximipunkterna på de simulerade verkningsgradskurvorna något lägre än de verkliga, vilket troligen beror på de felavvikelser som existerar mellan de befintliga datapunkterna och de gjorda polynomregresionerna.
- Med hjälp av övriga komponenter i vattenkraftaggregatet har dess reglerstabilitet vid önätsdrift analyserats. Önätssimuleringarna gav resultat som visade på något högre stabilitet än de verkliga ödriftsproven. Dessa avvikelser antas bero på annorlunda parametrar i önäts- och regulatorinställningar samt fysiska avvikelser i styrverks- och vattenvägskonstruktioner mellan modellaggregat och verkligt aggregat. Simuleringsresultaten var dock rimliga och uppfyllde de ställda förväntningarna.

7.1. Fortsatt arbete

Modellen kan i framtiden utvecklas så att den lättare kan anpassas för andra kaplanturbiner, genom användning av dess verkningsgradsdiagram. Den nuvarande turbinmodellen kräver omfattande modifieringar för att kunna användas för andra aggregat. Tanken med denna utveckling är att enkelt kunna simulera ett vattenkraftverks stabilitet och reglerförmåga genom att endast ha en begränsad mängd provdata för turbinen tillgängliga.

För att praktiskt kunna använda modellen och kunna förflytta den mellan olika sorters plattformar bör den översättas till ett block av sammansatta laplace-ekvationer. På detta sätt kan modellen utnyttjas i miljöer som Labview, Simulink och Simpow.

Istället för att beskriva modellen med funktioner i form av polynomkonstruktioner kan kurvanpassning ske med hjälp av spline-interpolation och datatabeller. Detta ger en bättre kurvanpassning till datapunkterna och leder förhoppningsvis till en förbättring av turbinmodellens verklighetsanknytning.

8. Referenser

Andersson, Göran 1994. *Vattenkraft.* Inst. för elkraftteknik, KTH, Stockholm.

Gustafson, Bror-Arne 1992. *Vattenturbiner, Kompendium i strömningmaskinteknik*. CTH, Göteborg.

Holmén, Evald, personliga kontakter under hösten 2005.

Holmén, Evald 2001. *Speciell kurs i flödesmekanik och vattenturbiner.* VeteranKraft, Stockholm.

Kundur, Prabha 1994. *Power system stability and control*. McGraw-Hill, New York.

Nationalencyklopedin (NE) 1989-. Bra Böcker, Höganäs.

Oledal, Magnus 1949. *Läran om vattenmotorer och pumpar*. *D 3, Vattenturbiner*. Inst. för vattenturbiner och pumpar, KTH, Stockholm.

Wylie, Benjamin E. & Victor L. Streeter 1978. *Fluid Transients.* McGraw-Hill, New York.