

مدل سازی دینامیکی و شناسایی توربین نیروگاه برق آبی عباسپور بر اساس آزمون های میدانی

جعفر آقاییاری*^۱

رویا صالح زاده^۲

چکیده

مدل سازی و شناسایی سیستم های مختلف واحد نیروگاهی آبی همچون توربین، گاورنر و سیستم تحریک جهت انجام مطالعات پایداری و دینامیک شبکه مورد نیاز است. توربین واحد آبی مکانیکی است و معمولاً انجام آزمون های شناسایی برای استخراج مدل آن نیاز است. در این مقاله، مدل خطی و غیرخطی توربین فرانسسیس واحد ۸ نیروگاه شهید عباسپور ارائه می شود. شناسایی این مدل ها به روش تجربی و با تجزیه و تحلیل داده های آزمون های میدانی در جعبه ابزار شناسایی متلب صورت می گیرد. آزمون ها به صورت افزایش و کاهش بار واحد در توان های مختلف واحد است. مدل خطی توربین منطبق بر مدل IEEE2 است و زمان شروع آب برابر مقدار میانگین ۱,۳۳ ثانیه به دست می آید. مدل خطی در پیش بینی بارهای میانی و پایین خطای زیادی دارد که ناشی از رفتار غیرخطی توربین است. برای تصحیح خطا، مدل اصلاح شده غیرخطی که توان را به صورت چند جمله ای مرتبه ۵ از گشودگی به دست می دهد برای توربین شناسایی می گردد. صحت سنجی، دقت بالای مدل غیرخطی در شبیه سازی رفتار دینامیکی توربین را نشان می دهد.

واژه های کلیدی

نیروگاه برق آبی، توربین فرانسسیس، مدل خطی و غیرخطی، شناسایی

^۱. دکتری مهندسی مکانیک، پژوهشگاه نیرو، تهران، jaghayari@nri.ac.ir

^۲. کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، r.salehzadeh@yahoo.com

مقدمه

نیروگاه‌های آبی به واسطه سرعت بالای بارگیری اهمیت فراوانی در دینامیک سریع و کنترل فرکانس شبکه‌های برق، دارند. جهت مطالعه رفتار شبکه برق و یا جهت مطالعه موردی رفتار دینامیکی توربین‌های آبی، استفاده از مدل‌های شبیه‌ساز توربین و گاورنر که دقت مناسبی در تغییر بارهای سریع داشته باشد نیاز است. از این رو علاوه بر ارائه مدل‌های گوناگون برای سیستم توربین-گاورنر آبی، روش‌های آزمون و استاندارد نیز جهت شناسایی برخی زیرسیستم‌های آن همچون گاورنر ارائه شده است. از میان توربین‌های مختلف آبی، توربین نوع فرانسوی کاربرد بیشتری دارد که تقریباً تمام واحدهای بزرگ آبی کشور نیز از این نوع می‌باشند. بخش هیدرولیک این نیروگاه‌ها از بخش‌هایی همچون سد، تونل، پنستاک^۱، حلزونی، توربین و لوله خروجی تشکیل شده است که در برخی برای جلوگیری از اثر ضربه‌زنی آب^۲ از مخزن فشارشکن^۳ استفاده شده است. مدل‌های دینامیکی ارائه‌شده برای توربین آبی به دو گروه دسته‌بندی می‌شوند: ۱- خطی ۲- غیرخطی.

مدل خطی توربین به صورت تابع خطی که تغییرات توان مکانیکی را برحسب میزان گشودگی دریچه آب^۴ توربین با یک ثابت زمانی مدل می‌کند، توسط بسیاری از محققان مورد مطالعه قرار گرفته است. این مدل به خوبی می‌تواند خاصیت ناکمینه فاز بودن^۵ رفتار توربین را نشان دهند بدین معنی که با اعمال فرمان افزایش گشودگی دریچه آب، توان ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. این مدل ستون آب را غیرالاستیک دانسته و اثرات دیواره‌های الاستیک و مخزن فشارشکن را در نظر نمی‌گیرد. وزنیاک^۶ (۱۹۹۰)، لوکینگ و همکاران^۷ (۱۹۸۹)، مالیک و همکاران^۸ (۱۹۹۱)، رامی و

اسکوگلوند^۹ (۱۹۷۰)، آندریل و وودوارد^{۱۰} (۱۹۶۷) و گزارش گروه^{۱۱} IEEE (۱۹۷۳)، توربین آبی ایده‌آل همراه با تابع تبدیل خطی و ستون آب غیرالاستیک را مورد مطالعه قرار دادند. اولین مطالعات برای به دست آوردن مدل غیرخطی توربین توسط الدنبرگ و دنلسون^{۱۲} انجام شد (۱۹۶۲). آن‌ها اثر ستون آب الاستیک را نیز در مطالعه خود در نظر گرفتند. البته این مدل برای نقطه کاری به صورت خطی بیان شده است. گروه IEEE (۱۹۹۲)، به این نتیجه رسیدند که مدل‌های خطی شده برای تنظیم کنترل‌گرهای سرعت^{۱۳} با استفاده از روش‌های استخراج شده برای این کنترل‌گرها مناسب می‌باشند. اصولاً مدل خطی با فرض توربین ایدئال بوده و جهت مطالعه نوسانات کوچک و دامنه‌های تغییر بار کوچک استفاده می‌شود و پیشنهاد گروه کاری در استفاده از مدل غیرخطی (گروه IEEE، ۱۹۹۲) است. گروه IEEE (۱۹۹۲) هر دو حالت ستون آب الاستیک و غیرالاستیک در پنستاک را در نظر گرفت و همچنین ستون آب در تونل را غیرالاستیک فرض نمود. آزمون‌های معتبرسازی مدل کارگروه IEEE (۱۹۹۲) توسط هنت^{۱۴} (۱۹۹۴) انجام شد. کندور^{۱۵} (۱۹۹۴) مدلی با کمی فرمول‌بندی متفاوت با کارگروه IEEE (۱۹۹۲) ارائه داد و این دو مدل به صورت گسترده‌ای در مطالعات پایداری سیستم توربین گاورنر استفاده شده‌اند. زنگ^{۱۶} و همکاران (۲۰۱۳)، گوئو و یانگ^{۱۷} (۲۰۱۸) و پنگ و گوئو^{۱۸} (۲۰۱۹) مدل‌های غیرخطی با در نظر گرفتن مدل مخزن فشارشکن ارائه کرده‌اند.

مدل غیرخطی برای نیروگاه با توربین تک و چند توربینه^{۱۹} با تونل مشترک که با آزمون ریجکت بار^{۲۰} معتبرسازی شده است توسط جیگار^{۲۱} (۱۹۹۴) ارائه شد و بررسی کاربرد این مدل و مدل کارگروه IEEE (۱۹۹۲) برای

^{۱۲} Oldenburger and Donelson

^{۱۳} Speed controller

^{۱۴} Hannett

^{۱۵} Kundur

^{۱۶} Zeng

^{۱۷} Guo and Yang

^{۱۸} Peng and Guo

^{۱۹} Multi hydro turbine

^{۲۰} Load reject

^{۲۱} Jaeger

^۱ Penstock

^۲ Water-Hammer

^۳ Surge Tank

^۴ Wicket Gate

^۵ Non-minimum phase

^۶ Wozniak

^۷ Luqing et al.

^۸ Malik et al.

^۹ Ramey and Skooglund

^{۱۰} Undrill and Woodward

^{۱۱} IEEE Committee

فرانسویس با پنستاک پیچیده استفاده کردند و رفتار دینامیکی غیرخطی سیستم را از طریق نمودارهای انشعابی، موج‌های زمانی، مدارهای فازی، نگاشت پوینکاره^۸ و طیف‌های توانی موردبررسی قرار دادند. آن‌ها الگوریتم اصلاح یافته آدام-باشفورث-مولتون^۹ را برای حل عددی معادلات دیفرانسیلی پاره‌ای-جزئی استفاده نمودند. نتایج نشان داد که ممکن است سیستم با تغییر در ضریب مشتق‌گیر کنترل‌گر^{۱۰} وارد ناحیه آشوب شود که ارتباطی نیز با توان جزئی سیستم ندارد. همچنین با افزایش مقدار توان مرتبه جزئی، ناحیه پایداری بزرگ‌تر می‌شود. زنگ و همکاران (۲۰۱۹) به بررسی هیدرولیک سیستم‌های توربین-گاورنر در توربین‌های با پنستاک مشترک پرداخته است. این توربین‌ها، کوپلینگ هیدرولیکی^{۱۱} در پنستاک دارند که با استفاده از متغیرهای حالت شاخه‌ها به دست می‌آید. در این مطالعه، مدل دیفرانسیلی چند ماشینه^{۱۲} برای طراحی کنترل‌گر و تحلیل پایداری ارائه شده است که مستقیماً با مدل ژنراتور قابل ادغام است. این مدل برای آبراهه‌هایی با هد بالا مناسب است.

لی^{۱۳} (۲۰۱۶) مدل جدیدی شامل ۶ ضریب انتقال دینامیک غیرخطی برای بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی سیستم توربین آبی تحت شرایط گذرای افزایش بار ناگهانی ارائه کرده است. در این مطالعه، مدل غیرخطی مرتبه دو برای ژنراتور استفاده شده است. لی در نمودارهای انشعاب و زمان موجی گشتاور توربین احتمال وقوع ناپایداری بر اثر ضربه زنی آب در پنستاک را نشان داد. همین نویسندگان در کار قبلی خود (۲۰۱۵) رفتار گذرای سیستم توربین در ریجکت بار را با مدل خطی بررسی کرده بودند.

جیوسو^{۱۴} و همکاران (۲۰۱۷) مدلی فیزیکی از توربین هیدرولیک ارائه دادند که در آن مدل‌سازی دقیق جریان با لحاظ افت‌های انرژی در ورود به توربین و در لوله خروجی و

توربین‌های با توان متفاوت که تونل آب مشترکی دارند توسط هنت (۱۹۹۹) انجام شد.

کشور^۱ (۲۰۰۷) و مونوز^۲ (۲۰۱۲) به بررسی مدل‌های مختلف ارائه‌شده برای سیستم توربین و گاورنر و تلاش‌های مختلف صورت گرفته برای ارائه مدل تحلیلی توربین و مدل‌سازی طبیعت غیرخطی آن پرداختند. مدل‌های خطی برای سیگنال‌های کوچک عملکردی توربین استفاده می‌شود و مدل‌های غیرخطی برای شبیه‌سازی حوزه‌های بزرگ‌تر زمانی مناسب‌تر است.

ژائو^۳ و همکاران (۲۰۱۸) مدلی غیرخطی از توان توربین به‌صورت تابعی از توان سوم گشودگی دریچه آب بکار گرفتند و مدلی بهبودیافته از عملگر که نرخ بسته شدن دریچه آب را لحاظ می‌کرد استفاده کرد که تأثیر قابل‌توجهی در شبیه‌سازی ریجکت بار توربین دارد. در واقع مدل کنترلی دریچه آب با سرووموتور^۴، مرتبه یک است و با یک ثابت زمانی مشخص می‌شود و با یک تابع غیرخطی به توان مربوط می‌شود. مقایسه با نتایج تجربی نشان داد که مدل مؤثرتر و عملی‌تری از توربین به دست می‌آید.

چو^۵ (۲۰۰۷) برای مطالعه پاسخ سریع توربین و کارکرد پایدار گاورنر، مدل‌سازی دقیقی از پنستاک با لحاظ تراکم-پذیری آب و الاستیسیته لوله‌ها ارائه کرد و با مدل‌های کلاسیک مقایسه نمود و نشان داد که تنها در فرکانس‌های پایین پاسخ‌ها سازگار هستند و در فرکانس‌های بالا مدل‌های کلاسیک کفایت نمی‌کنند. وانگ^۶ و همکاران (۲۰۱۶) در بررسی پایداری سیستم توربین-گاورنر از مدل مرتبه جزئی^۷ پنستاک و ثابت زمانی ثابت از سرووموتور استفاده کردند و رفتارهای مختلف غیرخطی سیستم به ازای پارامترهای مختلف گاورنر را مطالعه کردند. آن‌ها در مطالعه دیگری (۲۰۱۸) از همین مدل برای سیستم توربین هیدرولیکی

^۸ Poincare

^۹ Adams-Bashforth-Moulton

^{۱۰} Derivative controller

^{۱۱} Hydraulic coupling

^{۱۲} Multi-machine

^{۱۳} Lee

^{۱۴} Giosio

^۱ Kishor

^۲ Munoz

^۳ Zhao

^۴ Servo motor

^۵ Choo

^۶ Wang

^۷ Fractional-Order

پنستاک (آکاکپووی (۲۰۱۴)) و مدل‌های غیرخطی ارائه شده توسط گروه IEEE (۱۹۹۴) با تحلیل و ترکیب دینامیک پیچیده گاورنر امکان پذیر است که خارج از بحث این مقاله است. در این مقاله سعی شده است که با توجه به ساختار نرم‌افزاری گاورنر و مشخص بودن آن در مدارک نیروگاه و نبود اطلاعات در مورد مدل دینامیکی توربین، مدل تجربی مناسبی برای بخش توربین ارائه گردد.

بنابراین، در این مقاله مدل‌سازی قسمت هیدرولیکی نیروگاه عباسپور ارائه خواهد شد. نیروگاه عباسپور در استان خوزستان و در ۲۲۰ کیلومتری شهر اهواز واقع شده است. این نیروگاه دارای ۸ واحد تولیدی ۲۵۰ مگاواتی است. هر واحد دارای یک توربین فرانسوی، یک گاورنر اصلی، یک گاورنر کمکی و ژنراتور می‌باشد. مدل خطی و غیرخطی بر اساس نتایج آزمون‌های میدانی شناسایی می‌گردند. در شناسایی توابع و ثوابت زمانی از جعبه‌ابزار شناسایی نرم‌افزار متلب استفاده خواهد شد. از روش‌های مدل‌سازی ARX و ARMAX در این نرم‌افزار برای شناسایی مدل‌های خطی استفاده می‌گردد.

مدل‌سازی سیستم توربین و آب‌رسانی

سیستم آب‌رسانی نیروگاه عباسپور دارای پنستاک و بدون مخزن فشارشکن است. از مدل‌سازی کمپرسور هوا نیز صرف‌نظر می‌شود زیرا فقط در حالتی که نیروگاه دچار تریپ می‌شود وارد مدار می‌شود. در این بخش مدل خطی توربین و پنستاک ارائه شده است.

راندمان یک توربین آبی بسیار متأثر از ویژگی‌های ستون آبی است که آن را تغذیه می‌کند. این ویژگی‌ها شامل اثرات اینرسی آب، قابلیت فشرده شدن آب و الاستیسیته دیواره مجرای آب در پنستاک می‌باشد. تأثیر لختی آب آن است که تغییرات جریان آب توربین نسبت به تغییرات گشودگی دریچه آب توربین، با تأخیر زمانی صورت می‌گیرد. تأثیر قابلیت ارتجاع دیواره، ایجاد امواج سیار فشار و جریان در

در مسیر برای نقاط خارج طراحی انجام شده است. از قانون بقاء مومنتوم^۱ در ورود و خروج برای استخراج روابط استفاده شده است. نتایج آزمون تجربی دقت بالاتر مدل در مقایسه با مدل‌های متداول IEEE (۱۹۹۲) با مسیر آبراهه غیرالاستیک و مدل کندور (۱۹۹۴) به‌ویژه در نقاط خارج طراحی را نشان می‌دهد.

پنچپی^۲ (۲۰۱۲) مدل عددی شامل کل اجزاء الکترومکانیکی یک توربین فرانسوی به همراه آزمون‌های تجربی ارائه کرده است. آزمون‌ها با تزریق سیگنال به ورودی سروولو^۳ دریچه آب صورت گرفته است. خطای قابل‌توجهی در تخمین سرعت اوراسپید^۴ وجود دارد که به خواص غیرخطی میرایی سیستم و مدل اینرسی روتور^۵ ارتباط داده شده است. آکاکپووی^۶ (۲۰۱۴) تأثیر زیاد پنستاک، ژنراتور و سیستم‌های کنترلی متعدد را روی مدل توربین و دقت آن نتیجه گرفته است. در مطالعات نسبتاً جدیدتر توسط یون^۷ و همکاران (۲۰۱۰) و ژو^۸ و همکاران (۲۰۱۶، ۲۰۱۷)، مدل همپلتون برای مدل‌سازی رفتار دینامیکی غیرخطی سیستم توربین گاورنر استفاده شده است.

عمده مطالعات انجام شده داخلی معطوف به مطالعات تحلیلی توربین (علوی و همکاران، ۱۳۸۷؛ نیازی و آقایی، ۱۳۹۰) است که مدل غیرخطی را استخراج می‌کند و با مطالعات تحلیلی و تجربی برای شناسایی گاورنر توربین آبی است (کراری، ۱۳۷۹).

چنانچه اشاره شد مدل‌های خطی در مدل‌سازی رفتار دینامیکی سیستم به‌ویژه در بارهای میانی خطا دارند. شبیه‌سازی مدل توربین با مدل غیرخطی چندجمله‌ای یکی از راهکارهای دقیق و مناسب برای آن می‌تواند باشد که در این مقاله شناسایی آن صورت خواهد گرفت. شناسایی، بر اساس داده‌های مستخرج از انجام آزمون‌های میدانی روی یک توربین واقعی صورت خواهد گرفت. بررسی مدل‌های غیرخطی با لحاظ زیرسیستم‌های انعطاف‌پذیری همچون

^۱ Rotor

^۲ Acakpovi

^۳ Yun

^۴ Xu

^۱ Conservation of angular momentum

^۲ Pennacchi

^۳ Servo Valve

^۴ Over speed

با فرض تغییرات کوچک معادله خطی شده و با تقسیم طرفین رابطه بر $P_m = K_p UH$ ، آن را بی‌بعد نموده و داریم:

$$\Delta \bar{P}_m = \Delta \bar{H} + \Delta \bar{U} \quad (۵)$$

با جایگزینی $\Delta \bar{U}$ از معادله (۳)، نتیجه می‌شود:

$$\Delta \bar{P}_m = 1.5 \Delta \bar{H} + \Delta \bar{G} \quad (۶)$$

و با جایگزینی ΔH از معادله (۳)، می‌توان رابطه زیر را نیز به دست آورد:

$$\Delta \bar{P}_m = 3 \Delta \bar{U} - 2 \Delta \bar{G} \quad (۷)$$

شتاب ستون آب را که به علت تغییر در ارتفاع آب توربین اتفاق می‌افتد و به کمک قانون دوم نیوتون تعیین می‌شود، به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\rho A l \left(\frac{d\Delta U}{dt} \right) = -A(\rho g) \Delta H \quad (۸)$$

در رابطه بالا، L طول پنستاک، g شتاب ثقل و A سطح مقطع پنستاک می‌باشند. در شکل نرمال شده معادله به صورت زیر درمی‌آید:

$$T_w \frac{d\Delta \bar{U}}{dt} = -\Delta \bar{H} \quad (۹)$$

که در آن:

$$T_w = \frac{L Q_{base}}{H_{base} g A} = \frac{L U_{base}}{H_{base} g} \quad (۱۰)$$

در رابطه بالا، T_w زمان لازم برای عبور آب از سد به توربین می‌باشد که اصطلاحاً آن را زمان شروع آب^۲ می‌نامند. همچنین، H_{base} همان H_0 یعنی ارتفاع استاتیک آب می‌باشد که برابر تفاضل تراز ارتفاع مخزن آب دریاچه^۳ از تراز ارتفاع پایاب^۴ می‌باشد و جریان یا دبی پایه Q_{base} ، برابر جریان توربین در حالتی است که پره‌های هادی کاملاً باز می‌باشند. همچنین، U_{base} سرعت نامی آب است.

زمان شروع آب، مدت‌زمان موردنیاز برای آب در ارتفاع H_{base} می‌باشد تا در پنستاک از حالت سکون به سرعت U_{base} برسد. برای یک پنستاک غیریکنواخت با

کانال است که به پدیده ضربه‌زنی آب^۱ موسوم است. برای مدل‌سازی توربین آبی و ستون آب در مطالعات پایداری به صورت خطی، فرضیات زیر صورت می‌گیرد:

۱- مقاومت هیدرولیکی قابل چشم‌پوشی است.

۲- کانال آب، غیرقابل ارتجاع و آب، غیرقابل تراکم است.

۳- سرعت آب مستقیماً با گشودگی دریاچه و ریشه دوم ارتفاع خالص آب، متناسب است.

۴- توان خروجی توربین، متناسب با حاصل ضرب ارتفاع آب و حجم جریان آب است.

با در نظر گرفتن ستون آب به صورت غیرالاستیک، مشخصه‌های پنستاک و توربین توسط معادلات اساسی زیر تعیین می‌شوند. این معادلات به سرعت آب درون پنستاک، شتاب آب تحت تأثیر جاذبه و توان مکانیکی توربین مربوط می‌شوند (کندور ۱۳۹۴).

سرعت آب در کانال با توجه به رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$U = K_u G \sqrt{H} \quad (۱)$$

در رابطه بالا، U سرعت آب، G گشودگی دریاچه آب، H ارتفاع آب در محل دریاچه و K_u ضریب تناسب است. برای تغییرات کوچک نزدیک نقطه کار:

$$\Delta U = \frac{\partial U}{\partial H} \Delta H + \frac{\partial U}{\partial G} \Delta G \quad (۲)$$

با جایگزینی رابطه (۱) در عبارات مربوط به مشتقات جزئی و تقسیم طرفین بر رابطه $U_0 = K_u G_0 \sqrt{H_0}$ ، نتیجه می‌شود:

$$\Delta \bar{U} = \frac{1}{2} \Delta \bar{H} + \Delta \bar{G} \quad (۳)$$

توان مکانیکی خروجی متناسب با حاصل ضرب فشار و جریان آب است:

$$P_m = K_p UH \quad (۴)$$

^۲ Reservoir

^۴ Tailrace

^۱ Water-Hammer

^۳ Water Starting Time

نامی (۲۵۰ مگاوات) است. ارتفاع استاتیک آب برای نیروگاه عباسپور در روز انجام آزمون برابر با مقدار ۱۴۲ متر است. در جدول (۱) مشخصات مسیر آبراه نیروگاه عباسپور و زمان شروع آب در هر بخش محاسبه و ارائه شده است. مجموع این ثابتهای زمانی (ستون آخر جدول (۱)) برابر ثابت زمانی شروع آب کل آبراهه است که حدود ۰٫۹۶ ثانیه بدست می آید. از این مقدار به عنوان مقدار اولیه در شناسایی تجربی استفاده می گردد.

جدول (۱): ابعاد و اندازه های آبراهه و پارامترهای دینامیکی آن.

شماره لوله	قطر (m)	طول (m)	جریان نامی m ³ /sec	سرعت آب U(m/s)	زمان شروع آب Tw
لوله (۱)	۶٫۵	۷۷٫۷۱	۱۸۵٫۵	۵٫۵۹۳	۰٫۲۸
لوله (۲)	۶٫۲	۳۰٫۶۳	۱۸۵٫۵	۶٫۱۴۴	۰٫۱۲
لوله (۳)	۵٫۷۵	۶۹٫۴	۱۸۵٫۵	۷٫۱۴۳	۰٫۳۲
لوله (۴)	۵	۳۹	۱۸۵٫۵	۹٫۴۴۸	۰٫۲۴

شناسایی مدل خطی توربین

تغییرات میزان گشودگی دریچه ورودی موجب تغییر آبی دبی کاری و در نتیجه توان توربین نمی شود. بلکه با تأخیر دبی به میزان درخواستی می رسد و این بدین علت است که تغییرات دبی در بالادست جریان حس نشده است و مدت زمانی طول می کشد تا این تغییرات در بالادست جریان مشاهده شود. جهت شناسایی تجربی مدل خطی شکل (۱)، آزمون های مختلف تغییر بار توربین انجام شده است که طی آن ها مقدار گشودگی دریچه ورود آب و توان خروجی ژنراتور با استفاده از سیستم اکتساب اطلاعات اندازه گیری شده است. سپس نتایج اندازه گیری در نرم افزار شناسایی متلب پالایش و تحلیل شده و مقدار ثابت زمانی شروع آب استخراج شده است که نتایج آن برای آزمون های مختلف در جدول (۲) ارائه شده است.

در شکل (۲) نمونه سیگنال ورودی و خروجی که به ترتیب توان خروجی ژنراتور و گشودگی دریچه آب هستند نشان داده شده است.

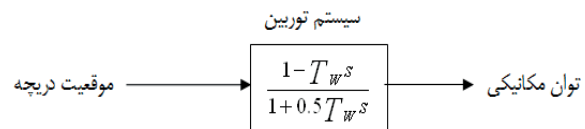
سطوح مقاطع متفاوت، ثابت زمانی اینرسی آب توسط رابطه زیر محاسبه می شود:

$$T_w = \frac{\Sigma LU}{gH} \quad (11)$$

که مجموع زمان در مسیر آبراهه ها است. با توجه به معادلات (۳) الی (۹) می توان رابطه بین تغییر سرعت و تغییر در گشودگی دریچه را به دست آورد و پس از لاپلاس گیری و جایگزینی $\Delta \bar{U}$ از معادله (۷) و مرتب کردن، نتیجه می شود:

$$\frac{\Delta \bar{P}_m}{\Delta \bar{G}} = \frac{1 - T_w s}{1 + 0.5 T_w s} \quad (12)$$

رابطه (۱۲) تابع تبدیل کلاسیک یک توربین آبی را بیان می کند (کندور (۱۹۹۴)، کیشور (۲۰۰۷)، مونوز (۲۰۱۲)). بلوک دیاگرام مدل خطی توربین در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل (۱): مدل خطی توربین آبی.

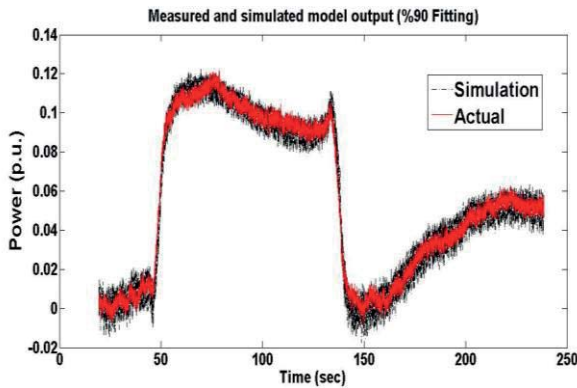
مدل سازی نیروگاه برق آبی عباسپور

واحد ۸ نیروگاه آبی عباسپور جهت شناسایی تجربی پارامترهای مختلف توربین تحت آزمون های مختلف افزایش و کاهش بار، ریجکت بار، سنکرون و ... قرار گرفته است. این توربین ساخت شرکت هاربین^۱ چین، گاورنر آن ساخت ویث^۲ و ژنراتور آن ساخت الین^۳ آلمان است. طی انجام آزمون ها، سیگنال های مختلفی مانند توان توربین، میزان گشودگی دریچه آب، فشار پنستاک، دور توربین و... اندازه گیری شده است. نرخ نمونه برداری 1KHz است و سیگنال های اندازه گیری شده به صورت ولتاژ می باشند. مقدار حداکثر توان برابر ۲۳۲ مگاوات اندازه گیری شد که با توجه به پایین بودن ارتفاع آب در شرایط آزمون کمتر از مقدار

^۲ ELIN

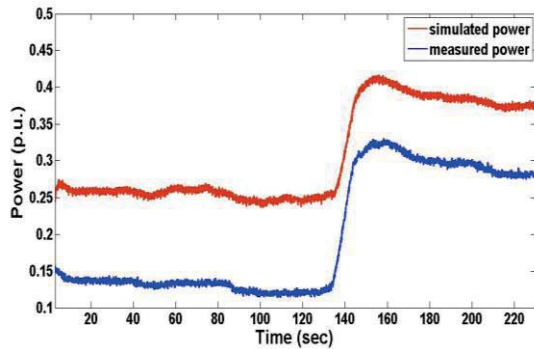
^۱ Harbin Electric Corporation (HEC)

^۳ VOITH



شکل (۳): منحنی برازش شده (۹۰٪ برازش) در آزمون تغییر بار ۲۰ مگاواتی در بار ۱۸۰ مگاوات.

مدل خطی (شکل (۱)) عموماً حول نقطه کاری دقت دارد و توانایی مدل سازی نوسانات بزرگ را ندارد. مدل خطی بخصوص در بارهای پایین دقت مطلوب ندارد. شکل (۴) پاسخ مدل و پاسخ واقعی را در بارگیری از بار ۳۵ به ۶۵ مگاوات نشان می دهد. خطای استاتیک بزرگ در شکل مشخص است. خطای استاتیک ناشی از وجود بایاس در سیستم است. در شکل (۴) میانگین داده های تجربی و آزمون اختلاف مشخصی دارند که به آن خطای استاتیکی گفته می شود.



شکل (۴): نتایج آزمون و شبیه سازی در بارگیری از ۳۵ تا ۶۵ مگاوات.

شناسایی مدل غیرخطی توربین

مدل خطی منطبق بر مدل IEEE2 در نرم افزار شبیه ساز سیستم قدرت^۱ (زیمنس) می باشد. برای افزایش دقت آن می توان از مدل اصلاح شده توربین که در آن تابعیت توان از میزان گشودگی در بارهای مختلف به صورت یک تابع

جدول (۲): زمان شروع آب در آزمون های مختلف

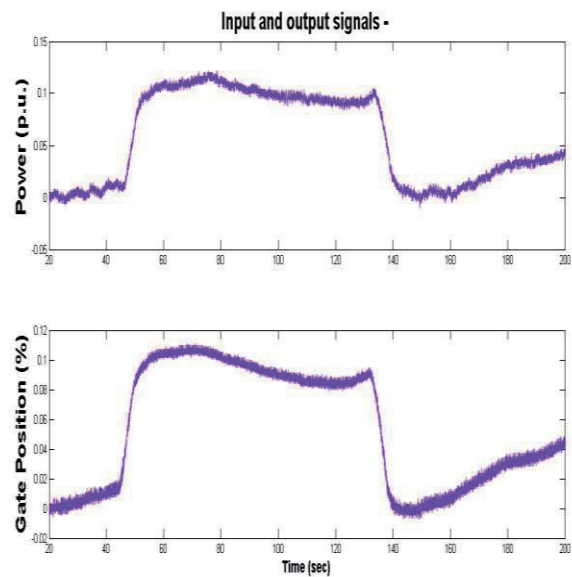
عنوان آزمون	زمان شروع آب (sec)
افزایش بار از ۳۵ به ۶۵ مگاوات	۰,۹۸
آزمون تغییر بار* ۲۰ مگاواتی در بار ۱۸۰ مگاوات	۱,۶۴
آزمون تغییر بار ۲۰ مگاواتی در بار ۲۰۰ مگاوات	۱,۳۲
آزمون تغییر بار در ۲۱۰ مگاوات	۱,۴
آزمون کاهش بار از ۲۰۰ به ۱۶۰ مگاوات	۱,۳۵

*افزایش و کاهش بار

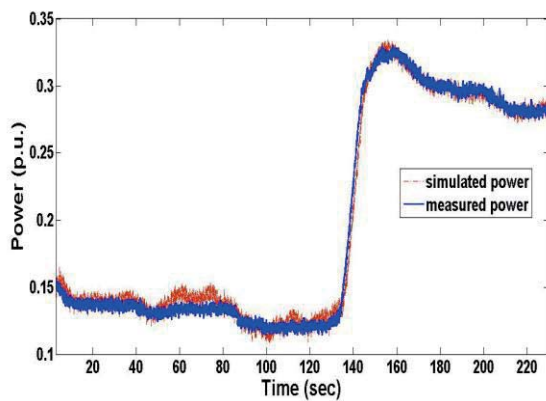
همچنین در شکل (۳) منحنی برازش شده بر خروجی نشان داده شده است. در زمان $t = 140$ ثانیه، اثرات ناکمینه فازی و دقت خوب مدل قابل مشاهده است. زمان شروع آب برابر با میانگین مقادیر جدول (۲) به دست می آید و برابر با مقدار زیر است:

$$T_w = 1.33 \text{ sec} \quad (13)$$

که حدود ۳۸ درصد بیش از مقدار تحلیلی است.



شکل (۲): سیگنال ورودی و خروجی آزمون تغییر بار ۲۰ مگاواتی در بار ۱۸۰ مگاوات.



شکل (۶): نتیجه شبیه‌سازی با مدل اصلاح شده توربین.

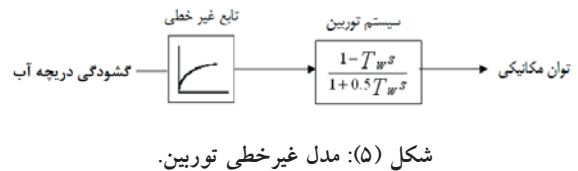
صحت‌سنجی مدل توربین

برای اطمینان از صحت مدل غیرخطی (شکل ۵) و معادله (۱۴) به دست آمده برای توربین، مدل فوق برای چند نمونه بارگیری ارزیابی می‌گردد. آزمون اول مربوط به کاهش بار از ۱۶۵ تا ۷۰ مگاوات است. تغییرات گشودگی دریچه آب (ورودی) در شکل (۷) نشان داده شده است. نتایج واقعی و شبیه‌سازی تغییرات بار در شکل (۸) نشان داده است.

میزان خطای استاتیک ایجاد شده در این تغییر بار که برابر نسبت خطای خطی شبیه‌سازی به مقدار واقعی توان در همان زمان است $(error_{static}(t) = \frac{P_{simul}(t) - P_{exp}(t)}{P_{exp}(t)})$ در شکل (۹) نشان داده شده است. همچنین در شکل (۱۰) میزان خطای دینامیک که برابر نسبت خطای خطی به میزان تغییر توان طی آزمون است $(error_{dyn}(t) = \frac{P_{simul} - P_{exp}}{\max(P_{exp}) - \min(P_{exp})})$ است نیز نشان داده شده است.

خطای دینامیک می‌تواند حساسیت سیستم به ورودی را نیز مشخص کند. مدل خطی میزان خطای استاتیک بالایی دارد (شکل (۴)) که بررسی خطای دینامیک برای آن مفهومی ندارد.

غیرخطی به مدل افزوده می‌شود استفاده نمود که در مدل‌های PIDGOV و WPIDHY (زیمنس) نیز به مدل توربین افزوده شده است. مدل اصلاح شده در شکل (۵) نشان داده شده است.

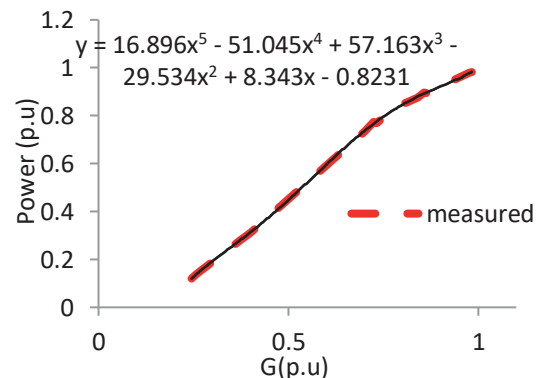


شکل (۵): مدل غیرخطی توربین.

از یک تابع غیرخطی چندجمله‌ای برای تعیین تابع تغییرات توان برحسب گشودگی دریچه استفاده می‌شود و برای تعیین مرتبه چندجمله‌ای و ضرایب آن، مقادیر توان و میزان گشودگی دریچه آب در آزمون‌های مختلف در نواحی پایدار ثبت می‌گردد. نمودار توان برحسب گشودگی دریچه آب در شکل (۵) نشان داده شده است که حداقل تابع چندجمله‌ای مرتبه ۵ برای برازش آن مورد نیاز است و تابع تبدیل کل بخش توربین به صورت زیر است:

$$P(s) = \{16.896 G(s)^5 - 51.045 G(s)^4 + 57.163 G(s)^3 - 29.534 G(s)^2 + 8.343 G(s) - 0.8231\} \frac{(1 - 1.33 s)}{(1 + 0.665 s)} \quad (14)$$

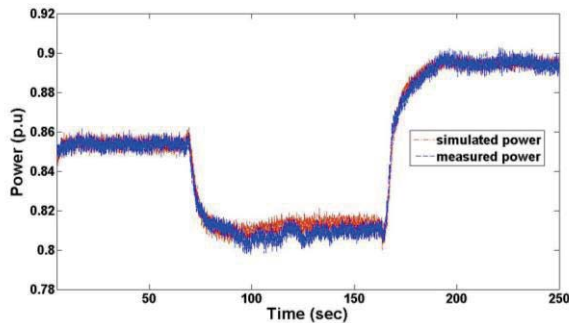
که در آن $G(s)$ لاپلاس تابع گشودگی دریچه آب می‌باشد. پس از اصلاح مدل، نتیجه شبیه‌سازی برای آزمون نشان داده شده در شکل (۴) در شکل (۶) نشان داده شده است.



شکل (۵): تغییرات غیرخطی توان با گشودگی دریچه آب.

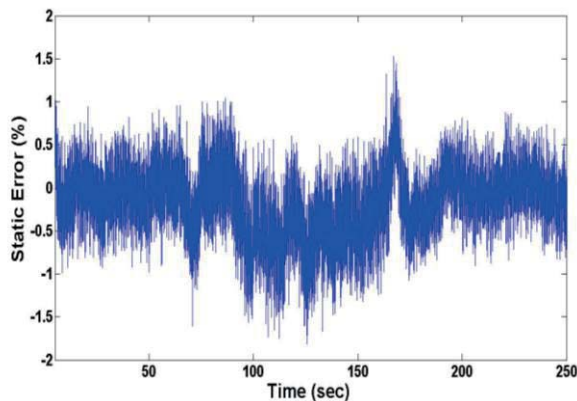
خطاها کمتر از ۰.۴٪ می‌باشند که با توجه دامنه بزرگ تغییر بار اعمالی خطای قابل قبولی می‌باشد. همچنین با توجه به خطای مدل خطی با افزایش دامنه تغییرات بار، این آزمون که در آن بار حدود ۰.۴٪ تغییر می‌کند نشان داد که مدل غیرخطی به خوبی می‌تواند حتی در تغییر بارهای بزرگ، توربین را مدل نماید.

آزمون دوم مربوط به اعمال تغییر پله در حدود بار ۲۰۰ مگاوات است که در آن بار ابتدا تا ۱۵ مگاوات کاهش و سپس تا ۲۵ مگاوات افزایش می‌یابد. شکل (۱۱) منحنی تغییرات توان واقعی و شبیه‌سازی شده را نشان می‌دهد.

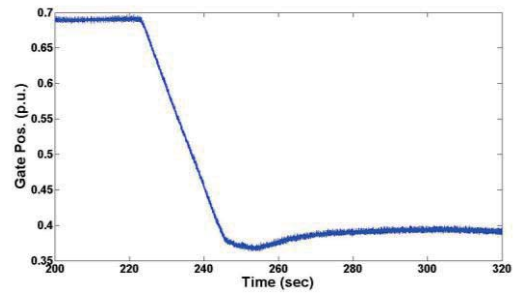


شکل (۱۱): اعمال پله توان در بار ۲۰۰ مگاوات.

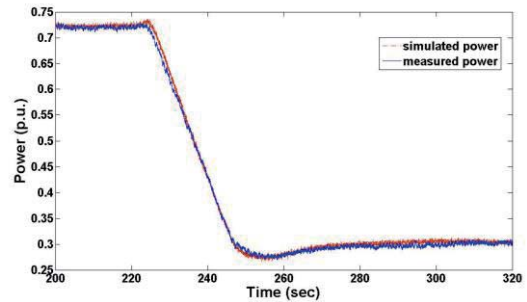
تغییرات خطای استاتیک در شکل (۱۲) و خطای دینامیک در شکل (۱۳) نشان داده شده است که میانگین خطای دینامیک کمتر از ۰.۵٪ است و پاسخ قابل قبولی برای سیستم نشان می‌دهد. همچنین مدل به خوبی توانایی نمایش اثر ناکمینه فازی را نیز دارد.



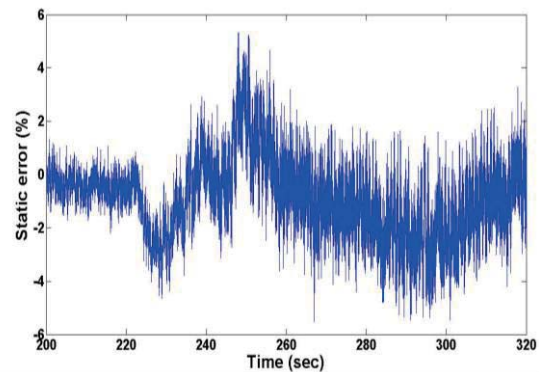
شکل (۱۲): خطای استاتیک تعیین توان در بار ۲۰۰ مگاوات.



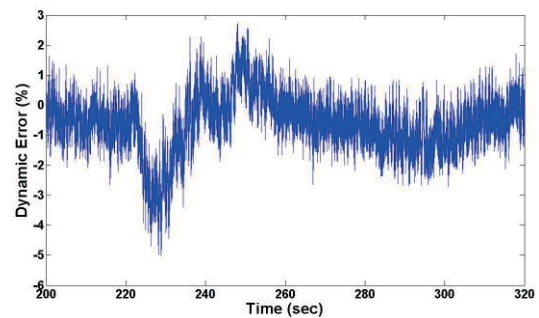
شکل (۷): تغییرات گشودگی دریچه ورود آب در آزمون کاهش بار.



شکل (۸): تغییر توان در آزمون کاهش بار از ۱۶۵ به ۷۰ مگاوات.



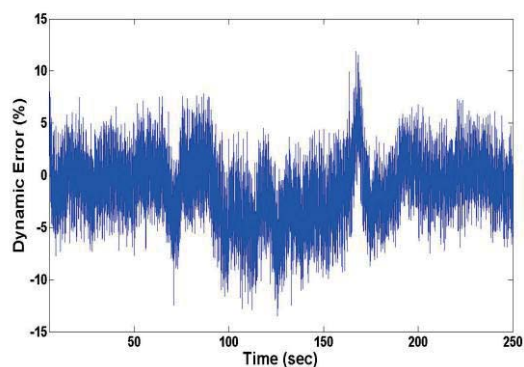
شکل (۹): خطای استاتیک تعیین توان در آزمون کاهش بار از ۱۶۵ به ۷۰ مگاوات.



شکل (۱۰): خطای دینامیک تعیین توان در آزمون کاهش بار از ۱۶۵ به ۷۰ مگاوات.

فهرست علائم:

P_m	W	توان مکانیکی
U	m/s	سرعت آب
H	m	هد (ارتفاع) آب
G	-	گشودگی دریچه آب
ρ	Kg/m ³	چگالی
A	m ²	سطح مقطع پنستاک
g	m/s ²	شتاب گرانش زمین
T_w	s	زمان شروع آب
L	m	طول لوله آبراهه
K_u, K_p	-	ضریب ثابت



شکل (۱۳): خطای دینامیک تعیین توان در بار ۲۰۰ مگاوات.

نتیجه گیری

در این مقاله مدل خطی ساده و مدل غیرخطی توربین آبی واحد ۸ نیروگاه آبی عباسپور ارائه گردید. ثابت زمانی شروع آب برابر ۱,۳۳ ثانیه برای مدل خطی توربین شناسایی گردید. نتایج آزمون، خطای بالای مدل خطی در بارهای پایین و دقت مطلوب آن در بارهای بالا را نشان می‌دهد. مدل اصلاحی با شناسایی تابع غیرخطی تغییرات توان با گشودگی دریچه آب به صورت چندجمله‌ای از درجه ۵ با استفاده از نتایج آزمون به دست آمد و آزمون‌های صحت‌سنجی نیز دقت بالای مدل به دست آمده را در شبیه‌سازی مدل دینامیکی توربین به خوبی نشان می‌دهد. حداکثر خطای دینامیک کمتر از ۵٪ است. این مدل می‌تواند به عنوان پایه‌ای جهت مطالعات پایداری شبکه قرار گیرد. تعیین مدل‌های دقیق با تفکیک زیرسیستم‌های توربین آبی شامل، اثرات تراکم‌پذیری آب و رفتار غیرخطی توربین و بسط معادلات دیفرانسیلی آن در مطالعات آتی مورد توجه خواهد بود.

سپاسگزاری

در اینجا لازم است از زحمات کارکنان و کارشناسان فنی محترم نیروگاه آبی عباسپور، سازمان بهره‌برداری سد و نیروگاه‌های برق آبی استان خوزستان، شرکت مدیریت شبکه برق ایران و شرکت فرآب که زحمات فراوانی جهت انجام آزمون‌ها و هماهنگی‌های مربوطه متحمل شدند تشکر و قدردانی به عمل آید.

منابع

- ۱- علوی، ح. علی‌آبادی، ع. یزدی‌زاده، ع. (۱۳۸۷) "مدل‌سازی دینامیکی و شناسایی نیروگاه برق آبی کارون ۳"، دومین کنفرانس ملی سد و نیروگاه‌های برق آبی.
- ۲- کراری، م. (۱۳۷۹) "تعیین پارامترهای دینامیکی توربین نیروگاه آبی سد شهید عباسپور واحد شماره ۳"، گزارش مربوط به پروژه "تعیین اطلاعات دینامیکی نیروگاه"، پژوهشگاه نیرو، پژوهشکده برق.
- ۳- نیازی، ع. آقایاری، ج. (۱۳۹۰) "مدل‌سازی و شناسایی پاسخ دینامیکی نیروگاه برق آبی مسجدسلیمان"، کنفرانس ملی سد و نیروگاه‌های برق آبی.
- 4- Acakpovi, A. Hagan, E. B. & Fifatin, F. X. (2014). "Review of hydropower plant models." International Journal of Computer Applications, 108(18).
- 5- Choo, Y. C. Muttaqi, K. M. & Negnevitsky, M. (2007, December). Modelling of hydraulic turbine for dynamic studies and performance analysis. In 2007 Australasian Universities Power Engineering Conference (pp. 1-6). IEEE.
- 6- De Jaeger, E. Janssens, N. Malfliet, B. & Van De Meulebroeke, F. (1994). "Hydro turbine model for system dynamic studies." IEEE Transactions on Power Systems, 9(4), 1709-1715.
- 7- Giosio, D. R. Henderson, A. D. Walker, J. M. & Brandner, P. A. (2016). "Physics-based hydraulic turbine model for system dynamic studies." IEEE Transactions on Power Systems, 32(2), 1161-1168.
- 8- Guo, W. & Yang, J. (2018). "Stability performance for primary frequency regulation of hydro-turbine governing system with surge tank." Applied Mathematical Modelling, 54, 446-466.
- 9- Hannett, L. N. Feltes, J. W. & Fardanesh, B. (1994). "Field tests to validate hydro turbine-

- 27- Wang, F. Chen, D. Xu, B. & Zhang, H. (2018). "Fractional-order modeling and dynamical analysis of a Francis hydro-turbine governing system with complex penstocks." Transactions of Tianjin University, 24(1), 32-44.
- 28- Wozniak, L. (1990). "A Graphical Approach to Hydrogenerator Governor Tuning." IEEE Trans. On Energy Conversion, vol. 5, No. 3, pp. 417-421.
- 29- Xu, B. Chen, D. Zhang, H. Wang, F. Zhang, X. & Wu, Y. (2017). "Hamiltonian model and dynamic analyses for a hydro-turbine governing system with fractional item and time-lag." Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 47, 35-47.
- 30- Xu, B. Wang, F. Chen, D. & Zhang, H. (2016). "Hamiltonian modeling of multi-hydro-turbine governing systems with sharing common penstock and dynamic analyses under shock load." Energy Conversion and Management, 108, 478-487.
- 31- Yun, Z. Lixiang, Z. Tianmao, X. & Yakun, G. (2010). "Hamiltonian model of nonlinear hydraulic turbine with elastic water column [J]." Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 6.
- 32- Zeng, Y. Guo, Y. Zhang, L. Xu, T. & Dong, H. (2013). "Nonlinear hydro turbine model having a surge tank." Mathematical and computer Modelling of dynamical Systems, 19(1), 12-28.
- 33- Zeng, Y. Qian, J. Guo, Y. & Yu, S. (2019). "Differential equation model of single penstock multi-machine system with hydraulic coupling." IET Renewable Power Generation, 13(7), 1153-1159.
- 34- Zhang, H. Chen, D. Xu, B. & Wang, F. (2015). "Nonlinear modeling and dynamic analysis of hydro-turbine governing system in the process of load rejection transient." Energy Conversion and Management, 90, 128-137.
- 35- Zhao, J. Wang, L. Liu, D. Zhao, T. Zhao, Y. Chen, G. & Liu, Q. (2018). "Improved nonlinear turbine-governor model and parameter assessment for a large hydropower plant." International Transactions on Electrical Energy Systems, 28(5), e2525.
- governor model structure and parameters." IEEE Transactions on Power Systems, 9(4), 1744-1751.
- 10- Hannett, L. N. Feltes, J. W. Fardanesh, B. & Crean, W. (1999). "Modeling and control tuning of a hydro station with units sharing a common penstock section." IEEE Transactions on Power Systems, 14(4), 1407-1414.
- 11- IEEE Committee Report, (1973). "Dynamic models for steam and hydro turbines in power system studies." IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, (6), 1904-1915.
- 12- IEEE, Working Group on Prime Mover and Energy supply Models for System Dynamic Performance study (1992). "Hydraulic Turbine Control Models for System Dynamic Studies." IEEE Trans. On Power Apparatus and Systems, vol. 7, No. 1, pp. 167-179.
- 13- Kishor, N. Saini, R.P. and Singh, S.P. (2007). "A review on hydropower plant models and control." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11(5), pp.776-796.
- 14- Kundur, P. (1994). "Power System stability and Control," Mc Graw- Hill, New York.
- 15- Li, H. Chen, D. Zhang, H. Wang, F. & Ba, D. (2016). "Nonlinear modeling and dynamic analysis of a hydro-turbine governing system in the process of sudden load increase transient." Mechanical Systems and Signal Processing, 80, 414-428.
- 16- Li, H. Chen, D. Zhang, X. & Wu, Y. (2016). "Dynamic analysis and modelling of a Francis hydro-energy generation system in the load rejection transient." IET Renewable Power Generation, 10(8), 1140-1148.
- 17- Luqing, YE. Shouping, WEI. Malik, O. Hope, G. (1989). "Variable Structure and Time- Varying Parameter Control for Hydroelectric Generating Unit," IEEE Trans. On Energy Conversion, vol. 4, No. 3, pp. 293-299.
- 18- Malik, O. Hope, G. Hancock, G. Zhaohui, L. luqing, Y. Shouping, W. (1991). "Frequency Measurement for Use with a Microprocesor-Based Water Turbine Governor." IEEE Trans. On Energy Conversion, vol. 6, No. 3, pp. 361-366.
- 19- Munoz-Hernandez, G. A. & Jones, D. I. (2012). "Modelling and controlling hydropower plants." Springer Science & Business Media.
- 20- Oldenburger, R. Donelson, J. (1962). "Dynamic Response of a hydroelectric Plant," AIEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol. 8, pp. 403-419.
- 21- Peng, Z. & Guo, W. (2019). "Saturation characteristics for stability of hydro-turbine governing system with surge tank." Renewable energy, 131, 318-332.
- 22- Pennacchi, P. Chatterton, S. & Vania, A. (2012). "Modeling of the dynamic response of a Francis turbine." Mechanical Systems and Signal Processing, 29, 107-119.
- 23- Ramey, D. Skooglund, J. (1970). "Detailed Hydrogovernor representation for System Stability Studies," IEEE Trans. On Power Apparatus and Systems, vol. PAS-89, pp. 106-112.
- 24- Siemens, "Power System Simulator – PSS/E, Program Operation Manual." Power Technologies, Inc. New York, USA.
- 25- Undrill, J. Woodward, J. (1967). "Nonlinear Hydro Governing Model and improved Calculation for Determining Temporary Droopp." IEEE Trans. On Power Apparatus and Systems, vol. PAS-86, No. 4, pp. 443-452.
- 26- Wang, F. Chen, D. Xu, B. & Zhang, H. (2016). "Nonlinear dynamics of a novel fractional-order Francis hydro-turbine governing system with time delay." Chaos, Solitons & Fractals, 91, 329-338.

Dynamic Modeling and Identification of the Hydro Turbine Using Field Test Data (Case Study: Abbaspour Power Plant)

Jafar Aghayari*¹
Roya Salehzadeh²

Abstract

In order to study the stability and fast dynamic of the power grid, modeling and identification of hydropower plant systems such as turbine, governor and excitation is required. Turbine is a mechanical device and usually identified through field tests. In this paper, the identification of the unit 8 of Abbaspour power plant is conducted. The linear and nonlinear model of the Francis turbine are introduced. These models show the dynamic relation of the electric power and wicket gate position. In this study, the test data are processed and analyzed using the identification toolbox of Matlab software. The linear model is based on the IEEE2 model and the average of water start time is obtained 1.33 second. The results show lots of deviation in predicting low loads due to nonlinear behavior of turbine. For eliminating these faults, a modified non-linear polynomial model of turbine is identified. Validation of the identified nonlinear model shows its high accuracy in the modeling of turbine dynamic behavior.

Key Words:

Turbine, Hydro Electric Power Plant, Dynamic Modeling, Identification

¹ PhD in Mechanical Eng. Niroo Research Institute, Tehran, jaghayari@nri.ac.ir

² M.Sc. in Mechanical Eng. Amirkabir University of Technology, Tehran, roya.salehzadeh@aut.ac.ir