

## طراحی سیستم بازیافت انرژی در ایستگاه‌های تقلیل فشار خطوط انتقال نفت

مجید سلامی<sup>۱</sup>، امیرحسین ابوالمعصومی<sup>۲\*</sup>، سید علیرضا مصطفوی<sup>۳</sup> و سید محمود رضا عطیفه<sup>۴</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>نوع مقاله: پژوهشی</p> <p>دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۰۱/۲۰</p> <p>بازنگری مقاله: ۱۴۰۱/۰۴/۲۸</p> <p>پذیرش مقاله: ۱۴۰۱/۰۶/۱۲</p>	<p>در این مقاله به امکان بازیافت انرژی از خطوط انتقال نفت به عنوان یک منبع انرژی پاک پرداخته می‌شود، در حال حاضر میزان قابل توجهی از انرژی، در ایستگاه‌های تقلیل فشار نفت تلف می‌شود. سیستم پیشنهادی در این تحقیق، امکان تبدیل انرژی اتلافی به انرژی الکتریکی را توسط یک توربین فرانسوی و ژنراتور سنکرون مهیا می‌سازد. مدل دینامیکی خط انتقال از ایستگاه تقویت فشار تا ایستگاه تقلیل فشار برای خط انتقال نفت خام رازان-شازند و سیستم بازیافت انرژی پیشنهادی به همراه مدل دینامیکی ادوات به کار رفته از قبیل شیر کنترلی، توربین و ژنراتور ارائه شده و معادلات فضای حالت سیستم متصل به بار محلی بدست می‌آید. سپس به منظور کنترل دبی، فشار، سرعت و ولتاژ، کنترل کننده‌های PID و LQR بطور جداگانه طراحی شده و نتایج عملکرد آنها در شرایط مختلف مقایسه می‌شوند. علاوه بر آن، امکان‌سنجی در مورد نحوه استفاده از انرژی بازیافتی، به صورت محلی و تزریق آن به شبکه مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که در شرایط نرمال انرژی قابل ملاحظه‌ای از خطوط مذکور قابل بازیافت و کنترل می‌باشد.</p>
<p><b>واژگان کلیدی:</b></p> <p>خطوط انتقال نفت، تولید انرژی پراکنده، مدل‌سازی، کنترل بهینه، توربین هیدرولیک.</p>	

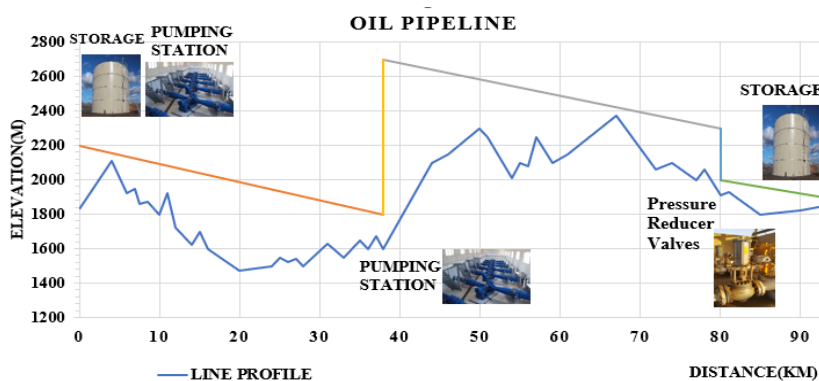
### ۱-مقدمه

فراگیرترین روش‌های انتقال گاز طبیعی بین صادرکنندگان و واردکنندگان آن محسوب می‌شود. روش دوم مایع سازی گاز و انتقال آن توسط کشتی‌ها بر روی اقیانوس‌ها و نفت کش‌ها است. ۶۹/۵٪ انتقال توسط خطوط لوله با فشار بالا و ۲۹/۵٪ با مایع سازی گاز انجام می‌گیرد [۱]. در مورد نفت خام و فرآورده‌های آن از قبیل بنزین، نفت گاز و نفت سفید نیز همان دو روش برای انتقال وجود دارد. در مسیر خشکی بهترین راه انتقال از طریق خطوط لوله است. مطابق شکل (۱) برای انتقال این فرآورده‌ها، فشار مواد در مبدأ افزایش می‌یابد تا بتواند بر مقاومت خط لوله غلبه نماید و در مسیر خط لوله جاری شود.

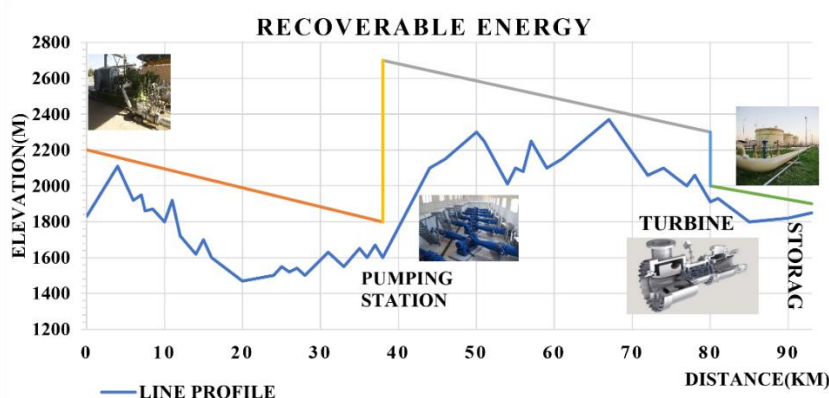
امروزه با توسعه جغرافیایی صنایع و شهرها، انتقال سوخت فسیلی از طریق خطوط انتقال از اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد. کاربرد سوخت فسیلی انتقال یافته از قبیل فرآورده های نفتی و گاز تنها به عنوان منبع انرژی مورد توجه نیست و این منابع به عنوان مواد اولیه بسیاری از محصولات کارخانه‌ها قابل استفاده می‌باشند. بنابراین نحوه انتقال و ذخیره آنها از نظر اقتصادی حائز اهمیت است. در مورد گاز طبیعی که یکی از مهمترین سوخت های فسیلی است، دو روش برای انتقال آن به فواصل طولانی وجود دارد. روش اول استفاده از خطوط انتقال با فشار بالا است، که یکی از

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: a-abolmasoumi@araku.ac.ir

۱. دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی برق، دانشگاه اراک  
 ۲. الف) دانشیار گروه مهندسی برق، دانشگاه اراک، ب) پژوهشکده انرژیهای تجدیدپذیر دانشگاه اراک، کد پستی ۸۳۴۹-۸-۲۸۱۵۶، اراک، ایران  
 ۳. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه اراک  
 ۴. دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی برق، دانشگاه اراک



شکل ۱- عبور خط انتقال از ارتفاعات



شکل ۲- بازیافت انرژی در خطوط انتقال

مطابق شکل (۲) می‌توان از انرژی آن استفاده کرد [۲]. در سال ۱۹۸۶ نویسندگان در [۳] تولید انرژی از کاهش فشار گاز را به صورت دقیقی تحلیل کردند. آنها با در نظر گرفتن ترمودینامیک گاز، تعداد مراحل انبساط گاز، تغییرات دبی جریان گاز نشان دادند که انرژی بدست آمده از توربوواکسپندر با دبی جریان ۳۰۰۰ تا ۵۰۰۰ متر مکعب بر ساعت می‌تواند بین ۳۰۰ تا ۱۴۰۰ کیلو وات باشد. در [۴] داده‌های یک واحد نمونه در راونای ایتالیا آنالیز شده است. این واحد در دو دوره جداگانه توانست ۹۷۱ کیلو وات الکتریسته با بازده ۸۵ درصد تولید کند. به عبارت دیگر بیشتر انرژی گرمایی به الکتریسته تبدیل می‌شود. در [۵] نتایج یک شبیه‌سازی برای یک سیستم انتقال گاز ارائه شده است. در [۶] نویسندگان مدل بلوکی کاملی را برای توربوواکسپندر، گیربکس و ژنراتور ارائه کردند. این مدل را می‌توان برای سیستم‌های قدرت ایستگاه‌های تقلیل فشار استفاده کرد. در [۷] یک سیستم ترکیبی از توربوواکسپندر و سوخت هیدروژنی پیشنهاد شده است. در [۸] تحلیل مقدار انرژی مفید قابل بازیافت در ایستگاه‌های تقلیل فشار

اگر مسیر طولانی باشد توسط ایستگاه‌های تقویت فشار، افت فشار مواد جبران می‌شود. افزایش فشار توسط پمپ‌های الکتریکی و در نقاطی که دسترسی به شبکه برق نباشد توسط توربین‌های گازی و نفتی انجام می‌گیرد. برای تشریح کامل موضوع افزایش و کاهش فشار در نقاط مختلف خط لوله نفت، نقشه طولی مسیر عبور خط لوله بر حسب ارتفاع از سطح دریا طبق شکل (۱) رسم می‌گردد، سپس درحین فعالیت خط و برحسب فشار هر نقطه از خط لوله، خط شیب فشار رسم می‌گردد.

پس از عبور مواد از ارتفاعات، در پستی‌های مسیر فشار مواد، به علت وجود فشار استاتیکی افزایش می‌یابد. بنابراین در نقاطی که فشار به حد اکثر فشار طراحی خط می‌رسد و همچنین در مقصد جهت مصرف، فشار کاهش می‌یابد. پس از تقلیل فشار انرژی پتانسیل مواد کاهش می‌یابد. در اکثر تاسیسات انتقال، کاهش فشار توسط شیرهای فشار شکن صورت می‌گیرد و انرژی پتانسیل کاهش یافته مواد به صورت گرما هدر می‌رود. بنابراین مشابه سیستمی که در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز وجود دارد. با طراحی مناسب

ایستگاههای تقلیل فشار نفت خام انجام شده است، در این مقاله به ارائه طرحی جهت بازیافت انرژی الکتریکی از این ایستگاهها می پردازیم. برای این کار ابتدا توان قابل استحصال محاسبه می شود. سپس طرح کلی نصب سیستم بازیافت برای ایستگاه تقلیل فشار شازند ارائه شده و براساس آن سیستم از نظر سیالاتی مدلسازی می شود. همچنین سیستم توربین ژنراتور متصل به بار نیز مدلسازی شده و در ادامه بر اساس مدل به دست آمده کنترل کننده های PID و LQR به منظور کنترل فشار و دبی طراحی می شود. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که حدود ۱MW توان الکتریکی قابل بازیافت می باشد و نیز خللی در عملیات بهره برداری خط انتقال مذکور ایجاد نمی گردد.

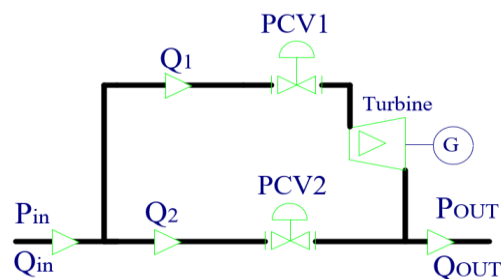
## ۲- طراحی سیستم بازیافت انرژی از ایستگاههای تقلیل فشار نفت

در ایستگاههای تقلیل فشار توجه به دو نکته ضروری است: (۱) فشار ورودی نباید از حد معینی حتی در هنگام توقف خط کمتر شود. که در این صورت در بالاترین ارتفاع خلا ایجاد می شود و موجب آسیب دیدن خط و از بین رفتن پیوستگی جریان مواد می شود. (۲) فشار مواد نباید از حد معینی بیشتر شود. که در این صورت باعث پارگی خط و انفجار و آلودگی محیط زیست می شود.

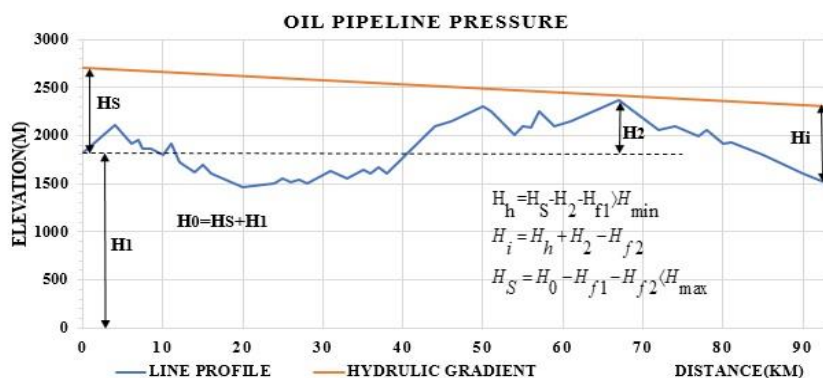
در این تحقیق ابتدا مدل های خطی و غیر خطی برای از خط انتقال نفت از ایستگاه تقویت فشار ماقبل تا ایستگاه تقلیل فشار برای سیستم موجود بدست می آید. مدل خطی سیستم روابط دقیق تری از سیستم موجود را برای تحلیل ارائه می دهد. تغییرات شدید جریان سیال با دامنه زیاد در سیستم باعث انتشار موج فشار در طول خط می شود. که روابط آن بدست می آید. در سیستم موجود از یک شیر کنترلی تراز درصدی استفاده شده است، مدل شیرهای کنترلی نیز در این بخش ارائه شده است. در ادامه سیستم پیشنهادی که در شکل (۳) نشان داده شده است، جایگزین شیر کنترلی سیستم موجود می شود. این سیستم شامل دو شیر کنترلی، یک توربین و ژنراتور است. توربین و ژنراتور هم محور شده اند.

توسط شیر کنترلی نصب شده در ورودی توربین، فشار و شدت جریان ورودی به توربین جهت استحصال حداکثر توان کنترل می گردد و شیر کنترلی دوم جهت کنترل شدت جریان و فشار خط انتقال مورد استفاده قرار می گیرد.

گاز ارائه شده است. همچنین شبیه سازی و اصلاح فرایند در ایستگاه تقویت فشار گاز در [۹] ارائه شده است. در [۱۰] تحقیقی بر روی خوراک پالایشگاه خانگیران که در جنوب شرقی ایران قرار دارد انجام شده است. خوراک پالایشگاه گاز طبیعی است که با فشار بالا از طریق خط لوله تامین می شود. نتایج نشان می دهد که به طور متوسط ۶/۴ مگاوات توان تولید می شود. این در حالی است که مصرف برق پالایشگاه حدود ۷ مگا وات است. در [۱۱] نویسندگان مدلی غیر خطی از توربین فرانسویس و مسیر آب ورودی ارائه کردند. در واقع آنها مدل قدیمی که دارای اشکالاتی بود را بهبود دادند. آنها نتایج شبیه سازی و تست واقعی را مقایسه کردند و به دقت بالایی رسیدند. با این وجود با تغییرات ناگهانی دبی سیال که با تغییر دریچه ورودی توربین بوجود می آمد ناپایداری ایجاد شد و مقادیر شبیه سازی شده کمی با مقادیر واقعی اختلاف پیدا کرد. در [۱۲] نویسندگان بازیافت انرژی از سیستم های ترکیبی شامل مخازن آب و لوله های انشعابی توسط پمپ هایی که می توانند به عنوان توربین بکار بروند را مورد بررسی قرار دادند آنها در ایتالیا آن را برای قسمتی از شبکه آبرسانی بکار بردند و نتایج قابل قبولی گرفتند. در [۱۳] دو پروژه بازیافت انرژی از ایستگاههای تقلیل فشار نفت خام مورد بررسی قرار گرفته است و عنوان شده است که برای طراحی سیستم بازیافت انرژی در ایستگاهها، استاندارد مشخصی وجود ندارد و می بایست برای هر ایستگاه بصورت اختصاصی طراحی گردد. در [۱۴] پروژه بازیافت انرژی در خط لوله نفت خام ترنس آلپین مورد بررسی قرار گرفته است با نصب توربین فرانسویس با توان نامی ۲/۵MW سالیانه معادل ۱۱/۵GWH انرژی استحصال می شود. با توجه به کارهای اندکی که در زمینه بازیافت انرژی از



شکل ۳- طرح اولیه سیستم پیشنهادی جهت هدایت مسیر نفت خام و تولید توان از کاهش فشار خط فوقانی



شکل ۴- نحوه کاهش فشار موجود در فشار شکن

جدول ۱: مقادیر مشخصه خط انتقال رازان - شازند

واحد	مقدار	مشخصه
m	۱۸۳۱	$H_1$
m	۱۰۱۹	$H_2$
m	۴۹۰	$\Delta_h$
$kg / m^3$	۸۹۰	$\rho$
bar	۴۲/۷	$P_i$
$m^3 / s$	۰/۴۶۰	q
MW	۱/۴	P(Arak Refinery)
KW	۷۸۲	P(Rey)

## ۲-۱- محاسبه توان قابل استحصال

خطوط لوله در مسیر خود از ارتفاعات عبور می‌کند. بنابراین تحلیل فشار هیدرو استاتیک برای آن ضروری است [۱۵]. فشار هیدرو استاتیک عبارت است از فشار وارد شده توسط سیال در حال تعادل، که به علت نیروی جاذبه بوجود می‌آید و از رابطه (۱) محاسبه می‌شود.

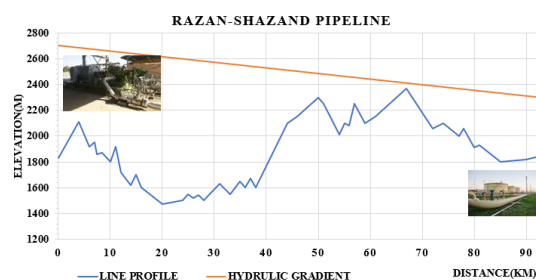
$$p = \rho gh \quad (1)$$

که در آن  $g = 9.8 m/s^2$  شتاب گرانش زمین،  $\rho$  چگالی مایع بر حسب  $kg/m^3$  و  $h$  ارتفاع سیال بر حسب متر است. بنابراین توان یک سیال با دبی  $q$  بطور تقریبی از رابطه (۲) بدست می‌آید.

$$P = \rho ghq = q \cdot p \quad (2)$$

که در آن  $q$  بر حسب  $m^3/s$  است.

شکل (۵) پروفایل خط لوله از رازان تا ایستگاه تقلیل فشار شازند را نشان می‌دهد قابل ذکر است این خط لوله دارای



شکل ۵ - پروفایل خط نفت خام رازان - شازند [۱۶]

در این بخش روابط سیستم از دیدگاه سیالات از ایستگاه تقویت فشار ماقبل تا ایستگاه تقلیل فشار مورد نظر به همراه رابطه توان مکانیکی توربین ارائه شده است. سپس مدل ژنراتور سنکرون مورد بررسی قرار گرفته است. این بخش شامل معرفی تبدیل  $dq0$ ، معادلات ماشین سنکرون و مدار معادل آن، معادلات سیستم متعادل و معادله چرخش مکانیکی ماشین سنکرون است. پس از مروری بر سیستم کنترل PID و LQR، روش‌های استفاده از انرژی بدست آمده مورد بررسی قرار گرفته است. روش اول اتصال خروجی ژنراتور به شبکه بی‌نهایت و روش دوم، استفاده محلی از انرژی بدست آمده است. در روش اول، مولفه‌های خروجی ژنراتور دامنه، فاز و فرکانس ولتاژ خروجی به راحتی با شبکه خروجی تنظیم می‌شود، ولی در روش دوم کنترل و تنظیم مولفه‌های خروجی به ویژه دامنه و فرکانس ولتاژ اهمیت پیدا می‌کند. بنابراین برای طراحی سیستم کنترل و بدست آوردن معادلات حالت سیستم، از یک مقاومت معادل ستاره در خروجی استفاده شده است. پس از تعیین معادلات فضای حالت برای کل سیستم، و تحلیل مدار باز آن، سیستم کنترل برای آن طراحی شده است.

در این تحقیق  $H$  معرف فشار با واحد متر آب است. و  $Q$  معرف شدت جریان سیال با واحد متر مکعب بر ثانیه. در رابطه (۳) مقدار  $C_v$  متناسب با فرمان شیر کنترلی  $x$  از صفر تا  $C_{vmax}$  است. معادله غیر خطی سیستم موجود به صورت رابطه (۴) است:

$$\frac{d\bar{U}_i}{dt} = -\frac{1}{T_{oil}} \left( (\hat{K}_f + \frac{1}{\bar{C}_v}) \bar{U}_i^2 - \bar{H}_0 \right) \quad (4)$$

در رابطه (۴) برای انجام تحلیل سیگنال بزرگ متغیرها نسبت به مقادیر نامی، نرمال شده‌اند.

$$\hat{K}_f = \frac{C_{vf}^2}{A^2} K_f \quad (5)$$

$$T_{oil} = \frac{LU_0}{gH_0} \quad (6)$$

که در آن  $K_f$  ضریب اصطکاک،  $L$  طول خط،  $A$  سطح مقطع خط و  $U$  سرعت مواد است. طرح پیشنهادی سیستم در شکل (۳) دیده می‌شود. شیر شماره ۱ و توربین به سیستم موجود در ایستگاه‌های تقلیل فشار اضافه شده است. شکل (۷) ساختار داخلی توربین فرانسسیس استفاده شده در طرح پیشنهادی را نشان می‌دهد. این توربین را برای اختلاف فشار ۶۰-۴ بار می‌توان به کار برد. که برای ایستگاه‌های تقلیل فشار بسیار مناسب است. محور توربین فرانسسیس به یک ژنراتور متصل می‌شود و توان الکتریکی تولیدی آن تا ۸۰۰ مگا وات است قطر دریچه ورودی آن از ۱ تا ۱۰ متر و سرعت چرخش محور آن از ۸۳ تا ۱۰۰۰ دور بر دقیقه است. رابطه بین اختلاف فشار و دبی سیال توربین مشابه رابطه (۷) است:

$$Q_t = G\sqrt{\Delta H_t} \quad (7)$$

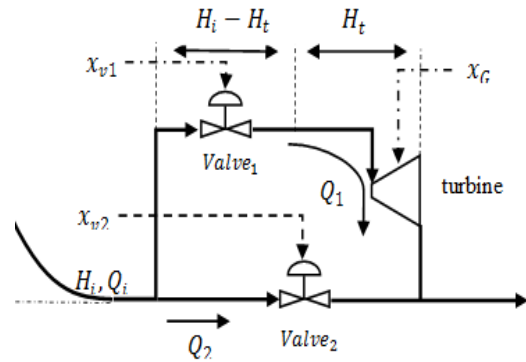
که در آن  $G$  ظرفیت توربین است و مشابه شیرهای کنترلی خطی، به  $x_g$  بطور خطی وابسته است.

البته چون حرکت پره‌ها توسط یک سرو موتور انجام می‌شود می‌توان رابطه بین فرمان کنترلی  $x_g$  و  $G$  را با تابع درجه اول به شکل رابطه (۸) توصیف کرد [۱۹].

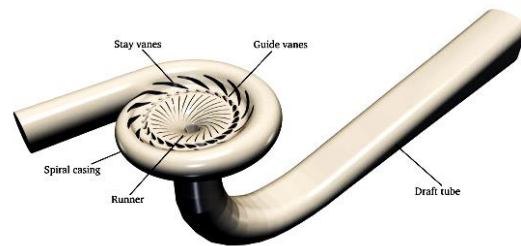
$$\frac{G}{X_g} = \frac{1}{T_G s + 1} \quad (8)$$

که در آن  $T_G$  ثابت زمانی سرو موتور است و رابطه دیفرانسیلی آن با فرمان کنترلی  $x_g$ ، شبیه به شیر کنترلی خطی است:

دو لوله با قطر ۲۶ اینچ می‌باشد که جمعا شدت جریان پانصد هزار بشکه در روز را انتقال می‌دهند. کل نفت خام ورودی به مرکز انتقال نفت شازند به سمت پالایشگاه اراک و پالایشگاه تهران (ری) ارسال می‌گردد. با استفاده از رابطه (۱) فشار استاتیک در ایستگاه شازند بدست می‌آید. توانی که می‌توان از کاهش فشار در ایستگاه شازند بدست آورد با رابطه (۲) قابل محاسبه است. در جدول ۱ مقادیر مشخصه خط انتقال رازان-شازند و مرکز انتقال نفت شازند آورده شده است. با توجه به اینکه در حالت بهره برداری به جهت افزایش شدت جریان انتقال مواد، نیاز است تا شیب خط بار افزایش یابد. این افزایش شیب با افزایش فشار خروجی مرکز رازان و کاهش فشار ورودی فشار شکن شازند ایجاد می‌گردد. از مقادیر بدست آمده کاملا مشخص می‌باشد که مقدار توان بازیافتی قابل ملاحظه می‌باشد.



شکل ۶- سیستم بازیافت انرژی



شکل ۷- توربین فرانسسیس [۱۸]

## ۲-۲- مدلسازی سیستم

در سیستم موجود مطابق شکل (۴) از یک شیر کنترل تراز درصدی برای کاهش فشار استفاده می‌شود که محدودیت‌های فشاری در آن نشان داده شده است [۱۷]. رابطه شیر کنترلی بصورت رابطه (۳) است.

$$Q = C_v \sqrt{\Delta H} \quad (3)$$

فشار و دبی توربین نیز از روابط (۱۱) و (۱۵) بدین ترتیب بدست می‌آید:

$$U_1 = \frac{GC_{v1}}{GC_{v1} + C_{v2}\sqrt{G^2 + C_{v1}^2}} U_i \quad (19)$$

$$H_t = \frac{C_{v1}^2}{GC_{v1} + C_{v2}\sqrt{G^2 + C_{v1}^2}} U_i^2 \quad (20)$$

با در نظر گرفتن  $U_i$  به عنوان متغیر حالت سیستم، روابط فضای حالت به صورت روابط (۲۱) بیان می‌شود:

$$\frac{dU_i}{dt} = -\frac{1}{T_{oil}} \left( (k_f + \frac{1}{C_v}) \bar{U}_i^2 - H_0 \right)$$

$$\frac{dG}{dt} = -\frac{1}{T_G} (G - G_{max} \cdot x_g)$$

$$\frac{dC_{v1}}{dt} = \frac{1}{T_{v1}} (C_{v1} - C_{v1max} \cdot a^{x_{v1}-1}) \quad (21)$$

$$\frac{dC_{v2}}{dt} = \frac{1}{T_{v2}} (C_{v2} - C_{v2max} \cdot a^{x_{v2}-1})$$

توان یک سیال مایع با شدت جریان  $Q$  از رابطه (۲) بدست می‌آید، با جایگذاری روابط (۱۹) و (۲۰) در رابطه (۲) توان خروجی توربین بدست می‌آید:

$$P_m = \frac{A_t G C_{v1}^3}{(GC_{v1} + C_{v2}\sqrt{C_{v1}^2 + G^2})^3} \bar{U}_i^3 - \frac{A_t C_{v1}^2}{(GC_{v1} + C_{v2}\sqrt{C_{v1}^2 + G^2})^2} U_{nl} \bar{U}_i^2 \quad (22)$$

در تحلیل سیستم کامل که شامل توربین و ژنراتور است برای تبدیل مقدار نرمال توان خروجی توربین، بعنوان توان ورودی ژنراتور، باید توان در ضریب  $P_r$  ضرب شود تا مقدار نرمال آن بر اساس مقادیر مبنای ژنراتور بدست آید. این ضریب تبدیل از رابطه (۱۲) بدست می‌آید.

$$P_r = \frac{P_{Tbase}}{P_{Gbase}} \quad (23)$$

که در آن:

$$P_{Tbase} = \rho g H_{ir} Q_{ir} \quad (24)$$

معادله حرکت توربین و ژنراتور نیز به صورت رابطه (۲۵) است:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{2H} (T_m - T_e) \quad (25)$$

$$\frac{dG}{dt} = -\frac{1}{T_G} (G - G_{max} \cdot x_g) \quad (9)$$

توان مکانیکی تولید شده توسط توربین متناسب با دبی عبوری و اختلاف فشار بین دریچه ورودی و دریچه خروجی توربین است. رابطه توان مکانیکی را می‌توان به صورت رابطه (۱۰) نوشت [۲۰]:

$$\bar{P}_m = A_t \bar{H} (\bar{Q} - \bar{Q}_{NL}) - D \bar{G} (\bar{N} - \bar{N}_{rated}) \quad (10)$$

که در آن  $\bar{P}_m$  توان نرمال خروجی توربین،  $A_t = (G_{FL} - G_{NL})^{-1}$  ضریب تبدیل دریچه توربین،  $\bar{Q}_{NL}$  دبی جریان نرمال بی باری،  $D$  ضریب میرایی سرعت،  $\bar{N}$  سرعت زاویه‌ای نرمال توربین و  $\bar{N}_{rated}$  سرعت زاویه‌ای نرمال اسمی توربین می‌باشد. دبی جریان بی‌باری به منظور تصحیح اصطکاک بیرینگ‌ها و هوا در ژنراتور و توربین است و ضریب میرایی سرعت نیز به نوع توربین بستگی دارد که برای توربین فرانسویس آن را (۰/۵) در نظر می‌گیرند [۲۱ و ۲۲]. روابط (۱۱ تا ۱۳) در سیستم شکل (۶) در مبنای واحد برقرار است:

$$U_1 = C_{v1} \sqrt{H_i - H_t} \quad (11)$$

$$U_1 = G \sqrt{H_t} \quad (12)$$

$$U_2 = C_{v2} \sqrt{H_i} \quad (13)$$

$$U_i = U_1 + U_2 \quad (14)$$

از روابط (۱۱) و (۱۲) بدست می‌آید:

$$H_t = \frac{C_{v1}^2}{C_{v1}^2 + G^2} H_i \quad (15)$$

با جایگذاری در رابطه (۱۴):

$$U_i = C_{ve} \sqrt{H_i} \quad (16)$$

که در آن ظرفیت معادل شیر  $C_{ve}$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_{ve} = \left( \frac{G C_{v1}}{\sqrt{C_{v1}^2 + G^2}} + C_{v2} \right) \quad (17)$$

رابطه فشار و دبی بدین صورت رابطه (۱۸) بدست می‌آید:

$$U_i = C_{ve} \sqrt{H_i} \quad (18)$$

با توجه به روابط (۱۷) و (۱۸) سیستم شبیه به مدل موجود می‌شود و همان تحلیل‌ها برای آن صادق است و مقادیر

$$\frac{d}{dt} I'_{fd} = K_1 r'_{fd} X_q X_{md} \omega I_{qs} - K_1 r'_{fd} X_{md} (r_s + R_L) I_{ds} \quad (33)$$

$$-r'_{fd}{}^2 X_d I'_{fd} + K_1 r'_{fd}{}^2 \frac{X_d}{X_{md}} v_f$$

$$K_1 = \frac{1}{X_d X'_{fd} - r'_{fd} X_{md}{}^2} \quad (34)$$

$$K_2 = 1 + K_1 r'_{fd} X_{md}{}^2 \quad (35)$$

و گشتاور الکتریکی:

$$T_e = \Psi_{ds} I_{qs} - \Psi_{qs} I_{ds} = (X_q - X_d) I_{qs} I_{ds} - X_{md} I_{qs} I'_{fd} \quad (36)$$

جدول ۲: پارامترهای خط انتقال رازان - سازند (مقادیر نرمالیزه شده و بدون واحد می‌باشند)

مقدار	مشخصه
۱۶/۳	$T_{oil}$
۰/۸۳۶	$U_{ir}$
۴۱۱	$H_{ir}$
۰/۲۷۷۴	$Q_{ir}$
۱/۹۱	$\bar{H}_0$
۰/۳۳۱۸	A
۵۳۵	$K_f$
۰/۹۰۹۴	$\bar{K}_f$
۰/۰۱۳۶۸	$C_{vr}$

با قرار دادن گشتاور مکانیکی از رابطه (۲۴) و گشتاور الکتریکی از رابطه (۳۶) در رابطه (۲۵) معادله حرکت ژنراتور طبق رابطه (۳۷) بدست می‌آید.

$$2H \frac{d\omega}{dt} = \frac{\bar{P}_t A_t}{\omega} \left( \frac{G C_{v1}{}^3}{(G C_{v1} + C_{v2} \sqrt{C_{v1}{}^2 + G^2})^3} \bar{U}_i{}^3 - \frac{C_{v1}{}^2}{(G C_{v1} + C_{v2} \sqrt{C_{v1}{}^2 + G^2})^2} \bar{U}_m \bar{U}_i{}^2 \right) - (X_d - X_q) I_{qs} I_{ds} - X_{md} I_{qs} I'_{fd} \quad (37)$$

با تبدیل مناسب، متغیرهای استاتور را می‌توان به شکل ساده‌تری بیان کرد [۲۳].

$$\begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ -\sin(\theta) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_s \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \quad (26)$$

توجه شود که در حالت بار متعادل رابطه (۲۷) برقرار است:

$$i_a + i_b + i_c = 0 \quad (27)$$

بنابراین:

$$i_0 = \frac{1}{3}(i_a + i_b + i_c) = 0 \quad (28)$$

در شرایطی که خروجی ژنراتور به بار محلی به صورت مجزا از شبکه برق متصل شود شرایط دامنه و فرکانس ولتاژ خروجی متفاوت خواهد بود. در این حالت تغییر در یکی از پارامترها و یا ورودی‌ها باعث خارج شدن کمیت‌های اصلی از مقدار نرمال آنها می‌شود.

برای مثال فرض کنید بار مقاومتی ستاره متعادل به خروجی ژنراتور وصل شود. این بار متعادل است و روابط آن در محورهای  $dq$  به شکل رابطه (۲۹) است:

$$\begin{aligned} V_{qL} &= V_{qS} = R_L I_{qS} \\ V_{dL} &= V_{dS} = R_L I_{dS} \\ I_{qL} &= I_{qS} \\ I_{dL} &= I_{dS} \end{aligned} \quad (29)$$

مقدار ولتاژ موثر نرمالیزه در هر فاز بار:

$$V_L = \sqrt{V_{qS}{}^2 + V_{dS}{}^2} \quad (30)$$

با صرف نظر از اثر سیم‌پیچ‌های میراگر در معادلات ژنراتور:

$$\frac{dI_{qs}}{dt} = -\frac{r_s + R_L}{X_q} I_{qs} - \frac{X_d \omega I_{ds}}{X_q} + \frac{X_{md} \omega I'_{fd}}{X_q} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} I_{ds} &= K_2 \frac{X_q}{X_d} \omega I_{qs} - K_2 \frac{(r_s + R_L)}{X_d} I_{ds} \\ &- r'_{fd}{}^2 X_{md} I'_{fd} + K_1 r'_{fd}{}^2 v_f \end{aligned} \quad (32)$$

سرعت ژنراتور است. بنابراین مقدار سرعت باید برابر مقدار نامی آن باشد برای تثبیت دامنه ولتاژ خروجی ژنراتور، در صورتی که بار ثابت باشد مقدار ولتاژ پایانه ژنراتور برابر مقدار نامی و در نتیجه از روابط (۲۹) و (۳۰):

$$1 = \sqrt{I_{qs}^2 + I_{ds}^2}$$

جدول ۳: پارامترهای ژنراتور و بار محلی

واحد	مقدار	مشخصه
mH	۰/۴۵۱۷	$L_{fd}$
mH	۳/۰۷	$L_{ffd} = L_{fd} + L_{ad}$
Ohm	۲/۶۲	$X_{md}$
Ohm	۰/۰۸	$X_L$
Ohm	۲/۰۷	$X_d = X_{md} + X_L$
Ohm	۱/۶	$X_q = X_{mq} + X_L$
mH	۱/۵۲	$L_{aq}$
Ohm	۰/۰۰۴۶۸۶	$R_f$
s	۰/۲۷۱۷	H
kVA	۹۱۰	S
V	۲۳۰	$E_{base}$
A	۷۵۸	$I_{base}$
Ohm	۱/۰۵۲۷۱	$R_{base}$
kW	۶۰۰	$P_{load}$
Ohm	۱/۸	$R_L$
Ohm	۱/۵۱۸	$R_{L(pu)}$
Ohm	۱/۰۱۷۶	$R_a$
-	۱	$\cos \phi$

روابط (۲۱)، (۳۱-۳۳) و (۳۷) معادلات فضای حالت سیستم را بیان می‌کنند، که دارای ۸ متغیر حالت است. باید توجه داشت که از رابطه (۳۷) در صورتی می‌توان برای مدل خط استفاده کرد که تغییرات ناگهانی در مقدار  $C_{ve}$  وجود نداشته باشد.

### ۲-۳- شبیه سازی سیستم

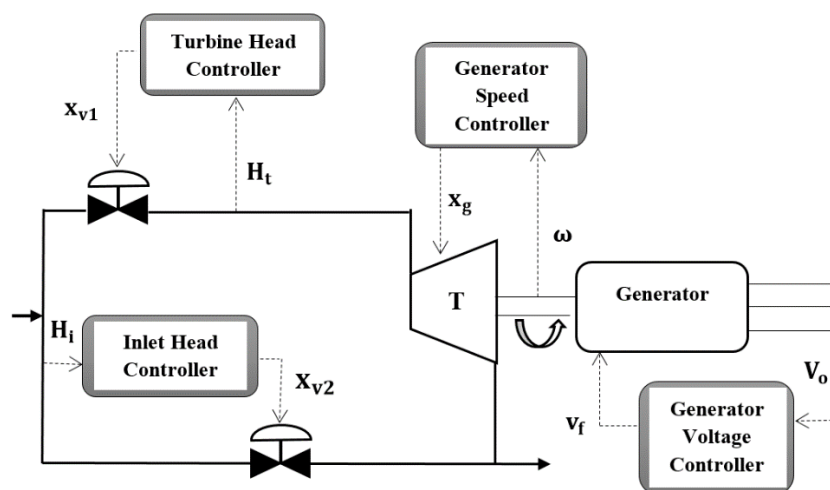
برای شبیه سازی اتصال خروجی ژنراتور به بار محلی، از یک بار مقاومتی ۶۰۰ کیلو واتی استفاده شده است. برای خط انتقال می‌توان دو مدل ارائه کرد که مدل خطی برای آنالیز حول نقطه کار بکار می‌رود و مدل غیر خطی برای آنالیز دقیق تر سیستم استفاده می‌شود. مقادیر عددی پارامترهای سیستم طراحی شده برای ایستگاه تقلیل فشار سازند در سیستم مبنای واحد در جدول ۲ و جدول ۳ آمده است.

### ۲-۴- سیستم کنترل

در طراحی برای تحلیل کارایی سیستم در شرایط سیگنال کوچک باید روابط رادر نزدیکی نقطه کار خطی کرد. شرایطی که در آن تغییراتی در مقادیر متغیرهای حالت وجود نداشته باشد به عبارت دیگر

$$\dot{X} = 0 \quad (38)$$

رابطه (۳۸) برای نقاط بیشماری برقرار است. از بین آنها نقطاتی مورد نظر است که سیستم در شرایط مطلوبی کار کند. درحقیقت باید مقادیر برخی از متغیرهای حالت در نقطه کار تعیین شوند و مابقی از رابطه (۳۸) محاسبه شوند. از آنجا که بیشتر مصرف کننده‌ها از ولتاژ با دامنه و فرکانس ثابتی استفاده می‌کنند و فرکانس ولتاژ خروجی متناسب با



شکل ۸- سیستم کنترل طراحی شده شامل چهار کنترل کننده PID



که در آن بردارهای  $\Delta u$  و  $\Delta x$  از روابط (۳۹) و (۴۰)  $\Delta y$  از رابطه (۴۳) بدست می آید .

$$\Delta y = [\Delta \omega, \Delta U_i, \Delta V_s, \Delta H_t]^T \quad (43)$$

با استفاده از رابطه (۴۲) ماتریس های A, B, C و D بدست می آید.

سیستم کنترل این مقاله از دو نوع کنترل کننده PID و LQR استفاده شده است. شکل (۸) سیستم های کنترل PID پیشنهادی برای تجهیزات بکار رفته را نشان می دهد. کنترلرهای بکار رفته در سیستم پیشنهادی از نوع PI می باشند. برای کنترل دامنه ولتاژ پایانه ژنراتور، می توان ورودی ولتاژ تحریک ژنراتور را تغییر داد این روش کنترل دامنه ولتاژ بسیار مرسوم است و مطالعات گسترده ای در این مورد انجام پذیرفته است [۲۳]. برای مثال در [۲۴] روش کنترل پیش بین رؤیتگر لغزشی ابرپیشچی برای ماشین های القایی ارائه گردیده است.

در این مقاله بطور ساده با نمونه برداری از مقدار اوج پیک دامنه ولتاژ خروجی و با استفاده از یک کنترل کننده PID، دامنه ولتاژ روی مقدار نرمال آن کنترل شده است. خروجی کنترل کننده باید در بازه مجاز ولتاژ تحریک ژنراتور باشد. در این مقاله این بازه از ۰ تا ۵ برابر ولتاژ نامی تحریک در نظر گرفته شده است. هنگامی که خروجی ژنراتور به شبکه متصل باشد فرکانس ژنراتور با فرکانس شبکه برابر خواهد شد. و بر اساس آن سرعت ژنراتور نیز مقدار نامی آن خواهد بود ولی زمانی که خروجی ژنراتور به بار محلی متصل است برای کنترل سرعت ژنراتور لازم است که توان ورودی توربین متناسب با مصرف توان تنظیم شود تا سرعت ژنراتور و توربین برابر مقدار نامی آن باشد. در تحلیل مدار باز سیستم مشاهده گردید که در صورت ثابت ماندن فشار ورودی توربین، با تغییر دریچه ورودی توربین می توان ورودی توربین را کنترل کرد. بنابراین با کنترل توان ورودی توربین سرعت آن کنترل می شود. فرمول استاندارد PID به فرم رابطه (۳۸) است:

$$u(t) = k_p(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{d}{dt} e(t)) \quad (44)$$

تابع تبدیل یک کنترل کننده PID به صورت رابطه (۳۹) درمی آید:

$$G_C = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (45)$$

و با صفر قراردادن سه رابطه (۳۱)، (۳۲) و (۳۳) مقادیر ذیل بدست می آید:

$$I_{qs} = 0.4563$$

$$I_{ds} = 0.4760$$

$$I'_{fd} = 0.4563$$

$$V_f = 2.3569$$

مقدار دبی سیال مواد عبوری نیز با توجه به فشار ورودی فشار شکن مشخص است و معمولا برابر مقدار نامی آن است ورودی  $x_{v1}$  با توجه به حداکثر فشار قابل تحمل توربین بدست می آید. اگر این فشار ۰/۹ مقدار نرمال در نظر گرفته شود. از رابطه (۲۰) ،  $H_t = 0.9487$  بدست می آید. با استفاده از رابطه (۲۰) و صفر قراردادن رابطه سرعت (۳۷) و دبی (۲۱):

$$G = 0.6997$$

$$C_{v1} = 2.1$$

$$C_{v2} = 0.3363$$

و از صفر قرار دادن سه رابطه آخر (۲۱):

$$x_g = 0.5382$$

$$x_{v1} = 0.7147$$

$$x_{v2} = 0.6178$$

بنابراین اگر بردارهای  $x$  و  $u$  بدین شکل تعریف شوند:

$$x = [I_{qs} \ I_{ds} \ I'_{fd} \ \omega \ U_i \ G \ C_{v1} \ C_{v2}]^T \quad (39)$$

$$u = [v_f \ x_g \ x_{v1} \ x_{v2}]^T \quad (40)$$

نقطه کار مناسب برای بار مقاومتی مفروض عبارتند از:

$$x_0 = [0.45, 0.47, 0.75, 1, 1, 0.69, 2.1, 0.33]$$

$$u_0 = [2.3569, 0.5382, 0.7147, 0.6178]$$

نقطه کار مناسب برای بار مقاومتی ستاره بدست آمد. مطابق روابط (۳۱) تا (۳۷) دیده شد که معادلات فضای حالت سیستم غیر خطی  $\dot{X} = f(X, U)$  هستند. برای بررسی و تحلیل سیستم در نزدیکی نقطه کار، نیاز است که معادلات حالت سیستم به صورت خطی نوشته شوند.

$$\Delta \dot{x} = \frac{\partial f}{\partial X} \Delta x + \frac{\partial f}{\partial U} \Delta u \Big|_{X_0, U_0} \quad (41)$$

و یا

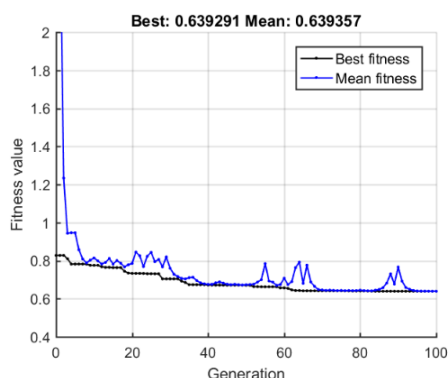
$$\begin{aligned} \Delta \dot{x} &= A \Delta x + B \Delta u \\ \Delta y &= C \Delta x + D \Delta u \end{aligned} \quad (42)$$

کننده، در صورتی که مقدار خطا مدت زمان طولانی برابر صفر نباشد مقدار قسمت انتگرال‌گیر به سمت مقدار ناخواسته‌ای خارج از بازه، افزایش و یا کاهش می‌یابد، در این صورت پدیده windup رخ می‌دهد و در عملکرد کنترل‌کننده اختلال ایجاد می‌شود. برای حل این مشکل از anti-windup استفاده می‌شود [۴۱]. این روش به قسمت انتگرال‌گیر اجازه نمی‌دهد که از بازه مجاز ورودی سیستم خارج شود. در این مقاله از کنترل‌کننده PID همراه با سیستم anti-windup برای کنترل متغیرهای سیستم استفاده شده است. همانگونه که ذکر گردید در این مقاله برای تنظیم ضرایب از روش الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود. معیار به کار رفته به عنوان تابع هدف الگوریتم ژنتیک، از نوع ITAE می‌باشد که معیار ترکیبی از زمان و انتگرال خطا مطابق زیر است:

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |e(t)| dt \quad (46)$$

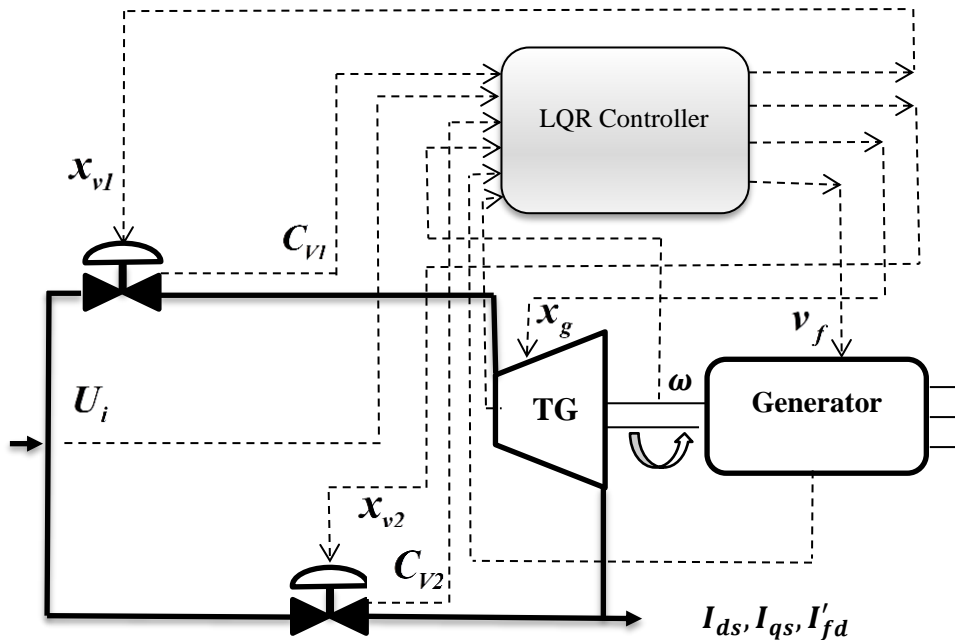
همچنین سائز جمعیت برابر با ۳۰ و تعداد generation برابر ۱۰۰ انتخاب شده است. در شکل (۹) تابع اندازه معیار (و میانگین آن) در طی روند جستجوی الگوریتم ژنتیک برای یافتن بهترین ضرایب PID مشاهده می‌شود. یک کنترل‌کننده PID برای کنترل سرعت ژنراتور استفاده شده است که خروجی آن ورودی دریچه توربین را تعیین می‌کند. بازه مجاز این کنترل‌کننده نیز با توجه به بازه فرمان دریچه ورودی توربین از ۰ تا ۱ خواهد بود. برای ثابت ماندن فشار ورودی توربین از کنترل‌کننده دیگری استفاده شده است که خروجی آن، ورودی شیر شماره یک را تعیین می‌کند. نکته مورد توجه در رابطه با این شیر این است که ظرفیت آن بایستی چند برابر توربین و شیر شماره ۲ باشد. دلیل این انتخاب این است که افت فشار مورد نظر در این شیر بسیار کمتر از توربین است و این شیر تنها برای کاهش چند درصدی فشار در نظر گرفته شده است. در سیستم قبلی ایستگاه تقلیل فشار از یک کنترل‌کننده PID استفاده شده است که فشار ورودی ایستگاه را با تغییر فرمان شیر کنترل می‌کند خروجی این کنترل‌کننده که در بازه ۰ تا ۱ قرار دارد به شیر شماره ۲ در سیستم پیشنهادی داده می‌شود تا همان وظیفه قبلی، یعنی کنترل فشار ورودی ایستگاه را انجام دهد.

برای تنظیم ضرایب PID می‌توان از روشهای مختلفی از جمله روشهای کلاسیک زیگلر-نیکولز [۲۶ و ۲۵]، روش تنظیم شیب (slope adjustment) [۲۷ و ۲۸]، روش AMIGO [۲۹]، روش CHR [۳۰]، روش Coon [۳۱]، تنظیم PID به روش کنترل مدل درونی (IMC) [۳۲]، روش تنظیم  $\lambda$  [۳۳]، روشهای تنظیم مبتنی بر بهینه‌سازی شاخص‌های انتگرالی از قبیل (ITAE، ISE، ITSE) [۳۴]، روش نقشه تنظیم (Tuning map) [۳۵]، روش طراحی با استفاده از دستور Pidtune در نرم افزار متلب، که در این مقاله از روش الگوریتم ژنتیک استفاده شده است [۳۷ و ۳۸]. اگرچه در کاربردهای عملی، این ضرایب بطور رضایت بخش می‌توانند با آزمون و خطا و مشاهده رفتار سیستم بطور تقریبی تعیین گردند. در بسیاری از کنترل‌کننده‌ها به علت حساسیت عبارت مشتق نسبت به نویز و دشواری اجرا، از آن صرف نظر و کنترل را به صورت PI پیاده‌سازی می‌کنند.

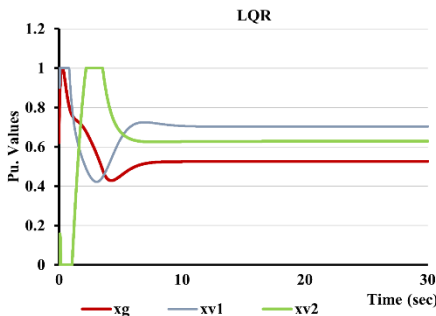
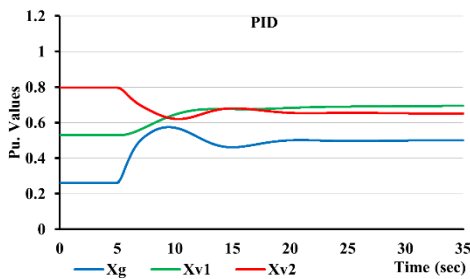


شکل ۹- روند تغییرات تابع هدف در الگوریتم ژنتیک جهت تنظیم PID

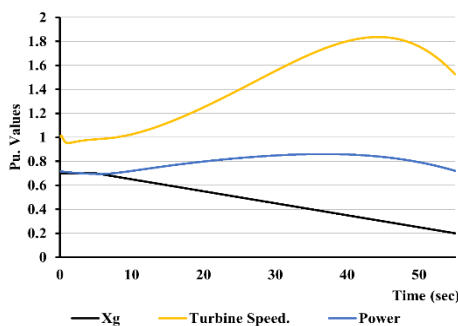
سیگنال خروجی کنترل‌کننده بر اساس نسبتی از خطای کنونی سیستم، به اضافه مجموع خطاهای سیستم، به اضافه مشتق خطای کنونی محاسبه می‌شود و برای اصلاح خطا به سیستم اعمال می‌گردد. [۳۹ و ۴۰] از خروجی کنترل‌کننده به عنوان ورودی سیستم استفاده می‌شود. با توجه به رابطه (۳۸) خروجی کنترل‌کننده می‌تواند نامحدود باشد در صورتی که ورودی‌های سیستم در بازه محدودی قرار دارند. بنابراین خروجی کنترل‌کننده باید در بازه ورودی سیستم قرار داشته باشد، با محدود کردن خروجی کنترل



شکل ۱۰- سیستم کنترل LQR طراحی شده



شکل ۱۱- خروجی‌های سیستم کنترل PID و LQR



شکل ۱۲- تغییرات توان در اثر تغییر Xg

کنترل کننده LQR برای سیستم‌های خطی مناسب است. با این وجود می‌توان سیستم‌های غیر خطی را حول نقطه کار خطی کرد و از این کنترل کننده استفاده کرد [۴۲ و ۴۳]. در روش LQR ماتریس  $k$  طوری تعیین می‌شود که تابع هدف کمترین مقدار را داشته باشد. تابع هدف در LQR که یک کمیت اسکالر است به صورت رابطه (۴۴) می‌باشد:

$$J = \int_0^{\infty} x(t)^T Qx(t) + u^T Ru(t) dt \quad (47)$$

که در آن  $Q$  ماتریس وزنی حالت و  $R$  ماتریس وزنی ورودی است که به ترتیب مثبت معین و مثبت نیمه معین در نظر گرفته می‌شوند. در صورتی که هدف رگولاسیون خروجی  $y$  باشد، تابع هدف به صورت رابطه (۴۵) تعریف می‌شود:

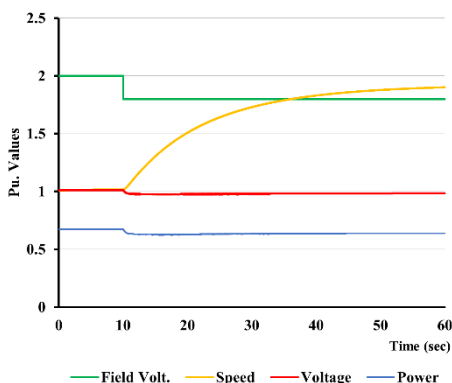
$$J = \int_0^{\infty} y(t)^T \bar{Q}y(t) + u^T Ru(t) dt \quad (48)$$

در اینجا برای استفاده از کنترل LQR بردارهای  $x$  و  $u$  به شکل (۴۶) تعریف می‌شوند:

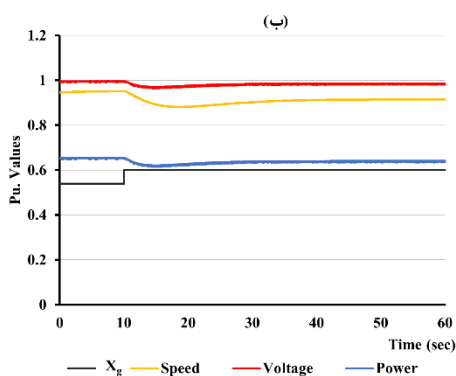
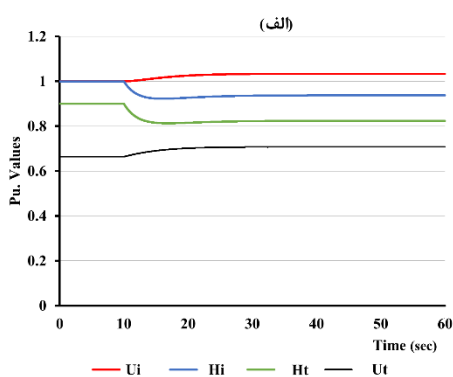
$$u = [v_f \ x_g \ x_{v1} \ x_{v2}]^T \quad (49)$$

$$x = [I_{qs} \ I_{ds} \ I'_{fd} \ \omega U_i \ GC_{v1} \ C_{v2}]^T$$

با فرض مقادیر زیر برای ماتریس‌های  $Q$  و  $R$  ماتریس  $K$  بدست خواهد آمد. انتخاب ضرایب وزنی کنترل کننده LQR به صورت ماتریس‌های قطری  $R$  و  $Q$  می‌باشد. اعداد روی قطر بیان کننده ی میزان جریمه روی هر یک از حالت‌ها و یا ورودی‌های کنترلی در بردار کنترل می‌باشد.



شکل ۱۴- پاسخ مدل سیستم، به کاهش ۱۰ درصدی ولتاژ تحریک ژنراتور



شکل ۱۵- (الف) فشار و جریان مواد خط و توربین (ب) دامنه و فرکانس ولتاژ ژنراتور

### ۲-۷- پاسخ مدل سیستم، به کاهش ۱۰ درصدی ولتاژ تحریک ژنراتور

شکل (۱۴) پاسخ مدل سیستم را به کاهش ۱۰ درصدی ولتاژ تحریک ژنراتور که در  $t=10$  s رخ می‌دهد، نشان می‌دهد.

همانطور که مشاهده می‌شود در اثر کاهش ولتاژ تحریک، مانند حالت قبل دامنه ولتاژ کاهش می‌یابد و فرکانس آن افزایش پیدا می‌کند. در این حالت توان خروجی ژنراتور

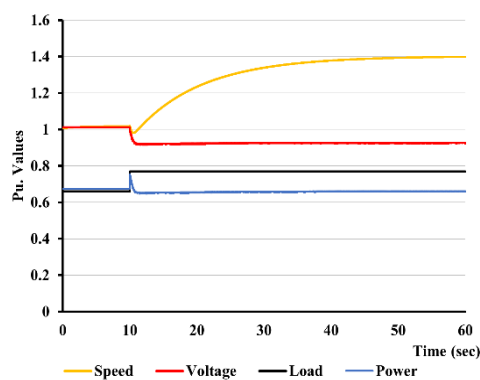
لذا تنظیم ضرایب LQR در درجه اول با لحاظ میزان اهمیت رگولاسیون حالت‌ها و ورودی‌ها انجام می‌شود. شکل (۱۰) سیستم کنترل LQR را نمایش می‌دهد و شکل (۱۱) خروجی دو سیستم کنترل را از لحظه راه‌اندازی سیستم نشان می‌دهد. در سیستم کنترل PID زمان بیشتری برای رسیدن سیستم به حالت ماندگار مورد نیاز است و سیستم کنترل LQR در زمان کمتری سیستم را به حالت ماندگار می‌رساند.

### ۲-۵- تحلیل تغییرات توان در اثر تغییر $X_g$

در شکل (۱۲) موقعیت هردو شیر ثابت در نظر گرفته شده است و تنها  $X_g$  از مقدار ۷۰ درصد به ۲۰ درصد می‌رسد با بررسی نمودار توان خروجی دیده می‌شود که در ابتدا با افزایش فشار ورودی توربین، توان افزایش می‌یابد و با ادامه کاهش دبی سیال توان خروجی نیز کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که برای اینکه بطور مستقیم توان ورودی توربین متناسب با دریچه ورودی آن باشد فشار ورودی توربین باید مقدار ثابتی داشته باشد. یکی از دلایل طراحی شیر شماره ۱ در این سیستم، تثبیت فشار ورودی توربین است تا کنترل‌پذیری سیستم بهتر باشد.

### ۲-۶- تحلیل مدار باز بار محلی

شکل شماره (۱۳) پاسخ مدار باز سیستم طراحی شده که با نرم‌افزار متلب پیاده‌سازی شده است را نشان می‌دهد. در این شبیه‌سازی ورودی‌های سیستم ثابت است و تنها در زمان  $t=10$  s میزان بار خروجی از مقدار ۶۰۰ کیلو وات به ۷۰۰ کیلو وات افزایش پیدا کرده است. همانطور که دیده می‌شود، در اثر افزایش بار، دامنه ولتاژ خروجی ژنراتور کاهش پیدا کرده است و سرعت ژنراتور افزایش یافته است.

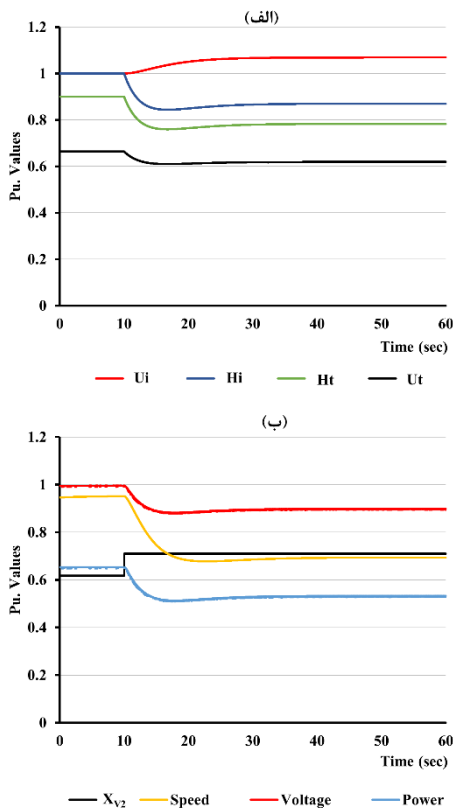


شکل ۱۳- دامنه و فرکانس ولتاژ خروجی ژنراتور در اثر تغییر بار

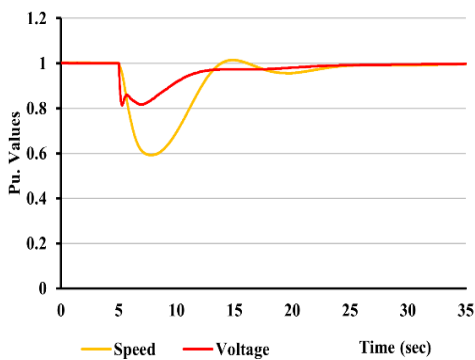
ورودی توربین، توان آن با میزان باز بودن دریچه ورودی رابطه مستقیم پیدا می‌کند. از آنجایی که توان ورودی توربین کاهش یافته است. مطابق شکل (۱۵) دامنه و فرکانس ولتاژ خروجی کاهش یافته است. بنابراین رابطه مستقیمی با توان ورودی توربین دارند.

### ۹-۲ - پاسخ سیستم به تغییر موقعیت شیر شماره یک

شبه‌سازی دیگری که پاسخ آن در شکل (۱۶) نشان داده شده است. افزایش باز شدگی شیر شماره یک طراحی است.



شکل ۱۷- (الف) فشار و جریان مواد خط و توربین (ب) توان، سرعت و ولتاژ ژنراتور

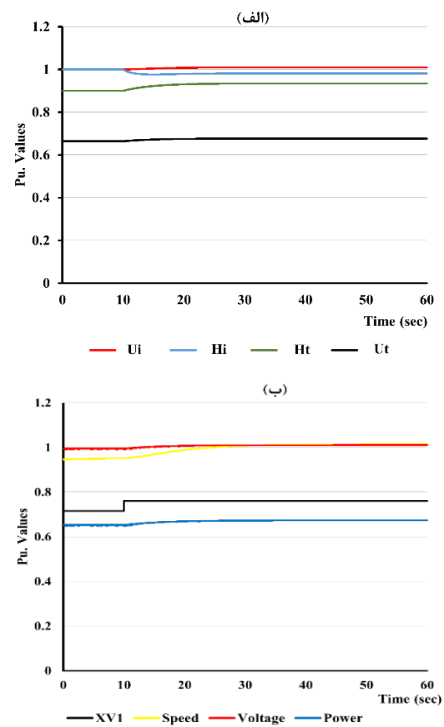


شکل ۱۸- کنترل سرعت و دامنه ولتاژ ژنراتور در اثر افزایش بار

اندکی کاهش می‌یابد که در اثر افزایش تلفات خود ژنراتور است.

### ۸-۲ - پاسخ سیستم در اثر افزایش میزان باز بودن دریچه ورودی توربین

در شکل (۱۵-الف) پاسخ سیستم در اثر افزایش میزان باز بودن دریچه ورودی توربین دیده می‌شود. در این حالت علاوه بر خروجی ژنراتور، فشار و دبی مواد در خط انتقال و توربین نیز تغییر می‌کند. با افزایش  $X_g$  مقدار  $C_{ve}$  مطابق رابطه (۱۷) افزایش می‌یابد در نتیجه دبی مواد در خط انتقال  $U_i$  افزایش و فشار ورودی ایستگاه، کاهش می‌یابد. مطابق شکل همین اتفاق برای فشار و دبی مواد عبوری از توربین نیز می‌افتد.



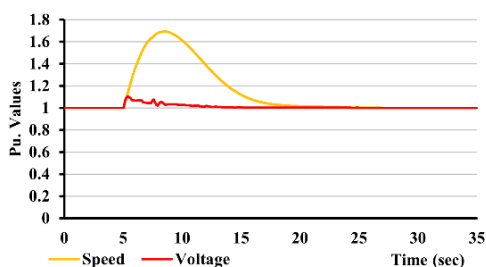
شکل ۱۶- (الف) فشار و جریان مواد خط و توربین (ب) توان، سرعت و ولتاژ ژنراتور

در شکل (۱۵-ب) دیده می‌شود که توان خروجی ژنراتور در ابتدا کاهش یافته و در نهایت به نزدیکی مقدار اولیه آن می‌رسد. در نگاه اول به نظر می‌رسد که با افزایش  $X_g$  توان ورودی و خروجی توربین نیز افزایش پیدا کند. ولی به خاطر کاهش آنی فشار ورودی توربین، توان ورودی و خروجی کاهش می‌یابد و در ادامه با افزایش دبی مواد، افزایش پیدا می‌کند و به نزدیکی مقدار اولیه آن می‌رسد. در بخش‌های بعدی دیده می‌شود که در صورت ثابت نگه داشتن فشار

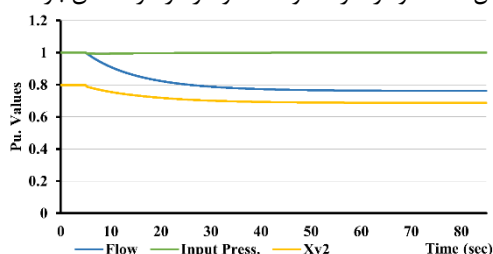
### ۳- نتایج با سیستم کنترل PID و LQR

#### ۳-۱- کنترل کننده PID

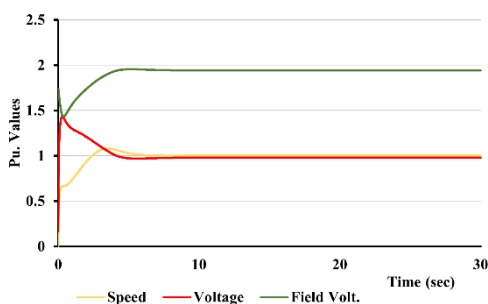
تغییرات سرعت و دامنه ولتاژ در اثر افزایش بار ژنراتور در زمان  $t=5s$  نشان می‌دهد. در ابتدا یک بار ۳۰۰ کیلو وات با توان راکتیو ۵۰ کیلو وات به خروجی متصل است و در زمان  $t=5s$  به ۶۰۰ کیلو وات با توان راکتیو ۱۰۰ کیلو وات افزایش می‌یابد.



شکل ۲۱- نمودار سرعت و دامنه ولتاژ در اثر کاهش بار



شکل ۲۲- نمودار تغییرات دبی مواد در خط

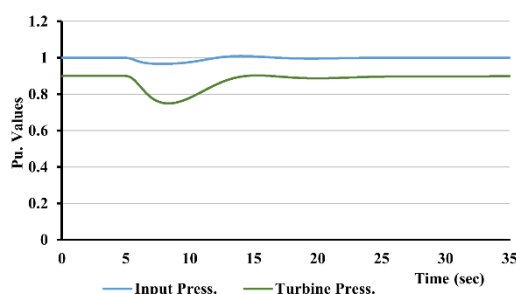


شکل ۲۳- کنترل LQR

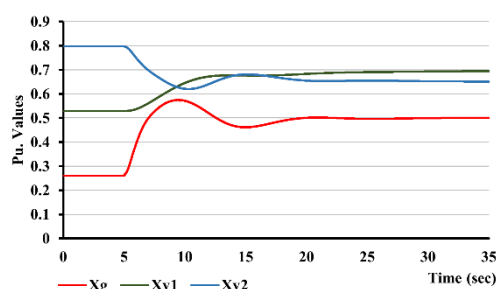
لازم به ذکر است که ضرایب بهینه PID برای کنترل کننده‌های سیستم از الگوریتم ژنتیک متلب بدست آمده است. همانطور که در نمودار دیده می‌شود زمانی که بار ژنراتور به طور ناگهانی دو برابر می‌شود، سرعت حدود ۴۰ درصد و دامنه ولتاژ ژنراتور حدود ۲۰ درصد افت می‌کند و توسط کنترل کننده‌ها به مقدار قبلی بر می‌گردد.

شکل (۱۹) فشارهای خط و توربین را در شرایط افزایش بار نشان می‌دهد، همانطور که دیده می‌شود کاهش فشار ورودی خط ناچیز است ولی کاهش فشار ورودی توربین حدود ۳۰ درصد است که توسط کنترل کننده آن در مدت

همانند حالت قبلی، مطابق رابطه (۳۷) مقدار  $C_{ve}$  افزایش می‌یابد و همان تحلیل قسمت (۲-۸) در این حالت نیز صادق است، ولی مشاهده می‌شود هر دو متغیر دبی و فشار ورودی توربین و در نتیجه توان ورودی و خروجی توربین افزایش یافته است. همانطور که در قسمت (۲-۸) نیز به آن اشاره شد دامنه و فرکانس ولتاژ خروجی ژنراتور نیز در اثر افزایش توان، افزایش داشته است.



شکل ۱۹- کنترل فشارهای خط و توربین در اثر افزایش بار



شکل ۲۰- تغییرات ورودی سیستم در اثر افزایش بار

#### ۲-۱۰- پاسخ سیستم به باز شدن شیر شماره دو

ورودی دیگری که اثر افزایش آن بر روی متغیرها بررسی می‌شود میزان باز بودن شیر دوم طراحی است. این شیر برای کنترل فشار ورودی ایستگاه و یا به عبارت دیگر عبور دبی مازاد مواد در نظر گرفته شده است. شکل (۱۶) پاسخ سیستم به افزایش ۱۰ درصدی  $X_{v2}$  را در زمان  $t=10s$  نشان می‌دهد. مطابق رابطه (۱۷) با افزایش  $X_{v2}$ ،  $C_{ve}$  افزایش می‌یابد بنابراین فشار در ورودی ایستگاه  $H_i$  کاهش می‌یابد و باعث افزایش دبی مواد در خط انتقال می‌شود ولی دبی سیال عبوری از توربین مقداری کاهش می‌یابد. از طرفی فشار ورودی توربین نیز در اثر کاهش فشار ورودی خط کاهش یافته است. بنابراین همانطوری که در نمودار مشخص است توان خروجی ژنراتور کاهش یافته است. چون بار متصل به خروجی ثابت است سرعت و دامنه ولتاژ خروجی ژنراتور کاهش یافته است.

همانطور که دیده می‌شود مقادیر متغیرهای حالت به مقدار نهایی خود در نقطه کار می‌رسند.

#### ۴- نتیجه گیری

با تحلیل سیستم پیشنهادی برای خط انتقال رازان- شازند مشاهده گردید که در صورت استفاده از این سیستم و اتصال خروجی ژنراتور به شبکه، توانی حدود ۱ مگا وات را می‌توان از آن بازیافت کرد و با استفاده از این سیستم خلی در بهره‌برداری از ایستگاه تقلیل فشار وارد نمی‌شود. به عبارت دیگر ملاحظات مربوط به کنترل فشار و دبی سیال دیده شده است. البته نتایج نشان می‌دهد که اگر خروجی ژنراتور به بار محلی متصل گردد، تغییری در کمیت‌های بهره‌برداری ایستگاه به وجود نمی‌آید، ولی در مواقعی که تغییرات شدید در بار وجود داشته باشد، مقادیر ولتاژ و فرکانس ژنراتور از محدوده مجاز تجاوز می‌کند. بنابراین در صورت استفاده از بار محلی طراحی سیستمی که بتواند از تغییرات آنی در ولتاژ و جریان جلوگیری کند ضروری به نظر می‌رسد. در طراحی سیستم کنترل پروژّه از دو نوع سیستم کنترل PID و LQR استفاده شد که هر کدام دارای مزایا و معایبی بودند. سیستم کنترل PID در بازه بیشتری نسبت به LQR، کارایی دارد، که برای بار محلی و شرایط بهره‌برداری مناسب است. کنترل کننده LQR در شرایطی که خروجی ژنراتور به شبکه متصل باشد و نقطه کاری سیستم طوری انتخاب شود که فشار و دبی توربین ثابت باشد مناسب خواهد بود. البته در طراحی سیستم امکان انتخاب نقطه کار ثابت و در نتیجه شرایط پایدار ژنراتور فراهم شده است که در ازای آن حداکثر توان سیال قابل بازیافت نیست و توان مقداری از سیال تلف می‌شود.

زمان کوتاهی جبران می‌شود. لازم به ذکر است که فشار توربین روی ۰/۹ مقدار مبنا تنظیم می‌شود. شکل (۲۰) تغییرات ورودی سیستم و یا خروجی کنترل کننده‌ها را نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود ورودی دریاچه توربین از مقدار اولیه ۰/۲۵ به مقدار ۰/۵ افزایش می‌یابد و شیر شماره ۲ از مقدار ۰/۸ به ۰/۶۵ کاهش می‌یابد به عبارت دیگر درصد دبی مواد عبوری از توربین افزایش می‌یابد و توان بیشتری از مواد گرفته می‌شود.

اثرات افزایش بار محلی در سیستم پیشنهادی مورد بررسی قرار گرفت. تحلیل مشابهی برای کاهش بار می‌توان انجام داد، با این تفاوت که دامنه ولتاژ و سرعت ژنراتور افزایش می‌یابد. شکل (۲۱) نمودار افزایش سرعت و دامنه ولتاژ را نشان می‌دهد. دیده می‌شود که سرعت حدود ۷۰ درصد افزایش دارد. بنابراین اثرات کاهش بار بطور ناگهانی، باعث آسیب دیدن تجهیزات ژنراتور و توربین می‌شود. بنابراین یکی از مواردی که باید مورد توجه قرار بگیرد مدیریت بار محلی است که تغییرات آن بایستی تا حد ممکن به آرامی صورت گیرد. در سیستم موجود بنا به دلایلی دبی مواد عبوری تغییر می‌کند، که می‌توان تاثیر آن را در مقدار  $H_0$  فشار مواد در مبدأ، دید. در شکل (۲۲) مقدار  $H_0$ ، ۲۰ درصد کاهش یافته است، همانطور که دیده می‌شود با بسته شدن شیر شماره (۲) مقدار کل دبی مواد عبوری کاهش می‌یابد بطوری که فشار ورودی ایستگاه تغییری نمی‌کند. لذا در سرعت و دامنه ولتاژ ژنراتور نیز تغییری ایجاد نمی‌شود.

#### ۳-۲- کنترل کننده LQR

شکل (۲۳) شبیه سازی سیستم با ماتریس  $K$  است. در این شبیه سازی ژنراتور از حالت سکون به نقطه کاری می‌رسد.

## مراجع

- [1] B. Dudley, BP statistical review of world energy. 69<sup>th</sup> ed, BP, London, 2020.
- [2] W.Kostowski, "The possibility of energy generation within the conventional natural gas transport system". Strojarstvo: časopis za teoriju i praksu u strojarstvu, Vol. 52, NO.4, 2010, pp.429-440.
- [3] A.Mirandola, and L. Minca, "Energy recovery by expansion of high pressure natural gas". Intersociety energy conversion engineering conference, Vol.21, 1986.
- [4] A. Mirandola, and A. Macor, "Experimental analysis of an energy recovery plant by expansion of natural gas", Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol.4, July 1988, pp. 33-38.
- [5] J.Poživil, "Use of expansion turbines in natural gas pressure reduction stations". Acta Montanistica Slovaca, Vol. 9, NO.53, 2004, pp 258-260.

- [6] M.B.Turkemani, and H. Rastegar, "Modular Modeling of Turbo-Expander Driven Generators for Power System Studies". IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering, Vol. 4, NO.5,2009,pp. 645-653.
- [7] C.Howard, P. Oosthuizen, and B. Peppley, "An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations". Applied Thermal Engineering, Vol. 31, NO.13,2011,pp. 2165-2170.
- [۸] سیف الله سعدالدین و سعید رستگار، "تحلیل انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی دروازه شهری"، مدل سازی در مهندسی، دوره ۸، شماره ۲۲، ۱۳۸۹، صفحه ۱۳-۱۹، doi: 10.22075/jme.2017.1564
- [۹] سید محمد جوکار، نواب زمانی نژاد، پیام پرواسی و جعفر جوانمردی، "شبیه‌سازی و اصلاح فرایند در ایستگاه تقویت فشار گاز، با هدف کاهش مصرف سوخت و کاهش آلودگی"، مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۸، شماره ۶۲، ۱۳۹۹، صفحه ۸۳-۹۷، doi: 10.22075/jme.2020.19119.1806
- [10] M.Farzaneh-Gord, and M. Deymi-Dashtebayaz, "Recoverable energy in natural gas pressure drop stations: A case study of the khangiran gas refinery". Energy, Exploration & Exploitation, Vol. 26, NO.2,2008,pp. 71-82.
- [11] T.B.Ng , G. Walker, and J. Sargison. "Modelling of transient behaviour in a francis turbine power plan", Fluid Mechanics Conference, Vol.15,Sydney, Australia. 2004.
- [12] M.De Marchis, and G. Freni, "Pump as turbine implementation in a dynamic numerical model: cost analysis for energy recovery in water distribution network". Journal of Hydroinformatics, Vol.17, NO.3 ,2015, pp. 347-360.
- [13] Rother, Thomas. "Energy Recovery in Crude Oil Pipelines",Pipeline Technology Conference, Vol.11, 2016.
- [14] M. Mühlmann, M. Klingenschmid, D. Lehner, "Energy Recovery Station at Transalpine Pipeline (TAL): From a Vision to an innovative Crude Oil Pipeline Power Plant (Design – Construction – Operation) ", Pipeline Technology Conference , Berlin, March 2019.
- [15] J. Zhang, H. Lan, and J. Li, "Research on Predicting Slack Flow of Oil Pipelines in Undulated Areas with Large Fall", International Conference on Computer Information Systems and Industrial Applications, Atlantis Press, 2015.
- [16] M.Ameri, and M.Askari. "Enhancing the efficiency of crude oil transportation pipeline: a novel approach", International Journal of Exergy ,Vol.13,NO.4,2013 ,pp.523-542.
- [17] C. A. Smith, and A. B. Corripio, Principles and practice of automatic process control, Wiley New York, 1985
- [18] S. Salehi, H. Nilsson, E. Lillberg, and N.Edh, "An in-depth numerical analysis of transient flow field in a Francis turbine during shutdown", Renewable Energy, Vol.179, 2021,pp. 2322-2347.
- [19] Z. Sun, and T.W. Kuo, "Transient control of electro-hydraulic fully flexible engine valve actuation system", IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.18,NO.3,2010,pp.613-621.
- [20] E.De Jaeger, N. Janssens, B. Malfliet , and F.Van De Meulebroeke," Hydro turbine model for system dynamic studies". IEEE Transactions on Power Systems, Vol.9,NO.4,1994,pp.1709-1715.
- [21] B. Xu , D. Chen, H. Zhang, and F.Wang," Modeling and stability analysis of a fractional-order Francis hydro-turbine governing system. Chaos, Solitons & Fractals ,Vol.75,June 2015,pp.50-61.
- [22] B.Xu, J.Zhang, M. Egusquiza, D.Chen, F. Li, P.Behrens, and E.Egusquiza, "A review of dynamic models and stability analysis for a hydro-turbine governing system". Renewable and Sustainable Energy Reviews ,Vol.144,July 2021, 110880.
- [23] P.Kundur, N. J.Balu, and M. G.Lauby, Power system stability and control, McGraw-hill New York, 1994.
- [۲۴] مهدی صفائیان، ابوالفضل جلیوند و اصغر طاهری. "کنترل پیش‌بین بدون سنسور موتور القایی با ریتنگر لغزشی ابرپیشی و تخمینگر تطبیقی فازی"، مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۹، شماره ۶۶، ۱۴۰۰، صفحه ۵۳-۶۳، doi: 10.22075/JME.2021.22327.2025
- [25] V.V.Patel, "Ziegler-Nichols tuning method". Resonance, Vol.25,NO.10,2020, pp.1385-1397
- [26] N.N.B.M.Mazlan, N.M.Thamrin, and N.A.Razak, " Comparison Between Ziegler-Nichols and AMIGO Tuning Techniques in Automated Steering Control System for Autonomous Vehicle", IEEE International Conference on Automatic Control and Intelligent Systems (I2CACIS) , June 2020 ,pp. 7-12.



- [27] A.Ali, and S.Majhi, "PID controller tuning for integrating processes". ISA transactions, Vol.49,NO.1,2010, pp.70-78.
- [28] A.Karimi, D. Garcia, and R.Longchamp, "PID controller design using Bode's integrals", American Control Conference (IEEE Cat. No. CH37301) ,Vol. 6, May 2002, pp. 5007-5012.
- [29] K.H. Raut, and S.R. Vaishnav, "A study on performance of different PID tuning techniques", International Conference on Electrical Engineering and Computer Science, Trivandrum, India, May 2012, pp. 250-254.
- [30] A.N.SOE, T. MYINT, P.M.M. HTWE, and N.S.S.SAN, "Design of PID Controller for DC Motor Speed Control System with Chien-Hrones-Reswch Method",International Journal of Scientific Engineering and Technology Research ,Vol.08, Jan-Dec-2019, pp. 581-584 .
- [31] A. E.TAŞÖREN, "Design and Realization of Online Auto Tuning PID Controller Based on Cohen-Coon Method",Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi,NO. 24,2021,pp. 234-239.
- [32] U. M. Nath, C. Dey, and R. K.Mudi, "Review on IMC-based PID controller design approach with experimental validations", IETE Journal of Research ,2021,pp.1-21.
- [33] M.Veronesi,and A.Visioli, "Improving lambda tuning of PI controllers for load disturbance rejection", IEEE International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation (ETFA), Vol.26,2021, pp. 1-6.
- [34] M. R. K.Shagor , M. M.Nishat, F.Faisal, M. H.Mithun,and M. A. Khan, "Firefly Algorithm Based Optimized PID Controller for Stability Analysis of DC-DC SEPIC Converter ", IEEE Annual Ubiquitous Computing, Electronics & Mobile Communication Conference (UEMCON) Vol.12, December 2021, pp. 0957-0963.
- [35] R.Deepa, R. Velnath, E. H.Guhan, C. Moorthy, P. Gomathi, and A. Dinesh, "Stability Analysis of Ball and Beam System using PID Controller", International Conference on Advancements in Electrical, Electronics, Communication, Computing and Automation (ICAECA) , October 2021,pp. 1-4.
- [36] I.Kamenko, V. Čongradac ,and F.Kulić, "A novel fuzzy logic scheme for PID controller auto-tuning" , Automatika, Vol.63,NO.2,2022,pp. 365-377.
- [37] S.Mahfoud, A. Derouich, N.EL Ouanjli, M.EL Mahfoud, and M.Taoussi , "A New Strategy-based PID controller optimized by genetic algorithm for DTC of the doubly fed induction motor", Systems, Vol.9,NO.2, 2021, p.37.
- [38] J.Zhang, J. Zhuang, and H. Du. "Self-organizing genetic algorithm based tuning of PID controllers." Information Sciences ,Vol.179,NO.7 ,2009,pp.1007-1018.
- [39] P.Cominos, N. Munro, "PID controllers: recent tuning methods and design to specification", IEE Proceedings-Control Theory and Applications ,Vol.149,NO.1,2002, pp.46-53.
- [40] Y.Lee, J. Lee, and S.Park, "PID controller tuning for integrating and unstable processes with time delay", Chemical Engineering Science,Vol .55,NO.17,2000,pp.3481-3493.
- [41] A. Visioli," Modified anti-windup scheme for PID controllers". IEE Proceedings-Control Theory and Applications, Vol150, NO.1, 2003, pp.49-54.
- [42] P. R .Bélanger,Control engineering: a modern approach, Oxford University Press, Inc.1995.
- [43] T. Jeon, I. Paek, "Design and verification of the LQR controller based on fuzzy logic for large wind turbine", Energies, Vol.14, NO. 230, 2021.