بررسی فنی و اقتصادی بازیافت اکسرژی فشاری تلف‌شده از شیر فشارشکن در چاه‌های گازی

هرمز ابوالحسنی*[۱]، هومن فرزانه[۲]

تاریخ دریافت مقاله:
۹۰/۱۰/۳۰
تاریخ پذیرش مقاله:
۹۱/۰۱/۲۵

چکیده:

در این مقاله با استفاده از یک مدل برنامه ریزی ریاضی به کمک نرم افزار شبیه ساز Hysys و بهینه ساز Gams به بررسی فنی و اقتصادی یک چاه گازی از نظر بازیافت اکسرژی تلف شده در شیر فشارشکن به منظور تولید توان الکتریکی با استفاده از توربین انبساطی پرداخته شده است. نتایج برای چاه گازی شماره ۱ میدان گازی کیش نشان می دهدکه با بکار گیری این سیستم در محدوده فشاری ۴۸۵۰ تا ۱۸۵۰ پوند بر اینچ مربع بین ۴۸ تا ۷۴ درصد اکسرژی فشاری گاز بازیافت می‌شود. توان الکتریکی تولیدی نیز بین ۲۶۹۸ تا ۵۶۰ کیلووات می باشد که فراتر از نیاز تاسیسات سر چاهی در طول دوران بیست سال بهره برداری است. از نظر اقتصادی نیز نرخ بازگشت سرمایه ۳۸ درصد بوده که نشان دهنده جذابیت بالای سرمایه گذاری در این زمینه است.

کلمات کلیدی:
اکسرژی ، توربین انبساطی ، چاه گازی ، شیرفشارشکن

*۱) دانشجوی فوق لیسانس مهندسی انرژی، دانشگاه آزاد، واحد علوم و تحقیقات تهران
۲) دانشیار گروه مهندسی انرژی، دانشگاه آزاد، واحد علوم و تحقیقات تهران
info@pioc.org
info@hfarzaneh.com

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

مقدمه

بحران کمبود منابع انرژی، احساس خطر از دسترسی به منابع محدود انرژی، افزایش آلودگی محیط زیست، افزایش گازهای گلخانه ای و کاهش ضخامت لایه اوزون باعث گردیده است تا بحث صنعت سبز انرژی مشتمل بر مسائل بهینه‌سازی فرایندهای تولید انرژی و افزایش راندمان تولید مورد توجه قرار گیرد. در این مقاله که نمونه‌ای از توسعه صنعت سبز تولید انرژی الکتریکی است، روش بازیافت تلفات اکسرژی فشاری درتاسیسات سطح الارضی چاه‌های گازی که در حال حاضر از طریق شیر فشار شکن از بین می‌رود، بررسی گردیده و سیستم پیشنهادی مشتمل بر توربین انبساطی، از نظر فنی و اقتصادی بر اساس شرایط فرایندی و میدانی مخزن گاز طبیعی و تغییرات فشاری آن در یک دوره بهره برداری بیست ساله و بر اساس یک مدل برنامه ریزی ریاضی به کمک نرم افزارهای Hysys وGams طراحی و بهینه سازی می‌گردد. طراحی بهینه توربین انبساطی بر اساس اطلاعات میدانی به منظور به حداکثر رساندن سود ناشی از این بکارگیری و همچنین تحلیل بهینه سیستم از نظر اقتصادی با سناریوهای مختلف جهت بررسی امکان سرمایه گذاری در این زمینه از اهداف این مدل محسوب می گردد. در خصوص استفاده از اکسرژی فشاری گاز طبیعی تحقیقات فراوانی انجام گرفته است که از جمله می‌توان به تحقیقات G.BISIO [۴] اشاره کرد که سیستم‌های متفاوت ترمودینامیکی جهت استفاده از این اکسرژی پیشنهاد کرده است. از آنجائی که قابلیت تولید برق با استفاده از توربین های انبساطی در چاه های گازی بسیار بالاست، لذا به منظورمستقل کردن تاسیسات این چاه ها از نظر نیاز به توان الکتریکی و فروش برق تولیدی مازاد ، این امر باید در قالب تولید پراکنده انرژی الکتریکی مورد توجه ویژه قرار گیرد.

ارزیابی چرخه حیات

آثار تخریبی سولفید هیدروژن، تولید مایعات گازی در خروجی از توربین ، دمای ورودی به توربین ، تشکیل هیدرات و آرایش قرارگیری توربین نسبت به شیر فشار شکن از جمله محدودیت های بکار گیری توربین انبساطی در تاسیسات سر چاهی گازی محسوب می‌شوند که باید متناسب با هر چاه گازی مورد توجه قرار گرفته و در صورت نیاز تدابیر لازم اتخاذ گردد. با توجه به شرایط فیزیکی و ترکیب درصد اجزای گاز چاه گازی مورد مطالعه ، هیچکدام از موارد مذکور آثار سوئی در اثر بکارگیری توربین انبساطی در تاسیسات سرچاهی مورد نظر نخواهند گذاشت .

بکارگیری سیستم توربین انبساطی جهت استفاده حداکثری از اکسرژی تلف شده در تاسیسات سرچاهی را می‌توان در قالب کلی مسائل بهینه سازی ریاضی تعریف نمود. شکل کلی مسائل برنامه ریزی ریاضی به صورت زیر است:

$$\text{Max } Z=f(x_1,\ldots, x_n)$$

Subject to:

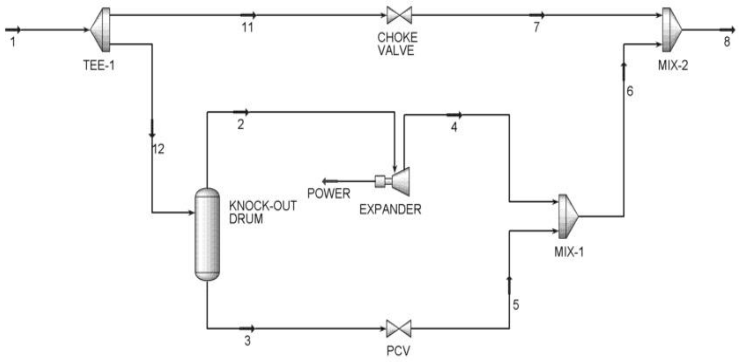
$$g_i(x_1,\ldots,x_n) \le b_i \,,\; x_j \ge 0,\; i=1,2,3,\ldots,m \,,\; j=1,2,3,\ldots,n$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

که $f(x)$ و $g(x)$ توابعی معلوم از n متغییر هستند.بر این اساس، مدل ریاضی شامل یک تابع هدف و تعـدادی معـادلات و نامعادلات است که در قالب ترکیب تعدادی مجهول و داده های معلوم شکل می گیرد. بدین منظور برای بـه دسـت آوردن محدودیت های تابع هدف، کل سیستم از نظر ترمودینامیکی ،دینامیکی ،اکسرژی و اقتصادی مـورد تجزیـه و تحلیـل قـرار گرفته است. درادامه با توجه به ترکیب درصد گاز میدان گازی مورد مطالعه و اینکه گاز در ورودی به توربین باید به صـورت تکفاز باشد، سیستم به کمک نرم افزار Hysys شبیه سازی شده است تا شرایط مطلوب در ورودی به توربین حاصل گردد.

شبیه سازی ترمودینامیکی

بر اساس طرح ارائه شده در شکل(۱) ، توربین به موازات شیر فشار شکن نصب می‌گردد و گاز قبل از ورود به آن وارد یـک مخزن جدا کننده دو فازی تحت فشار می‌شود تا پس از جدا شدن مایعات گازی آن، به صورت تکفـاز وارد تـوربین شـود. فـشار مایعات گازی جدا شده نیز توسط یک شیر کنترل فشار شکن تا فشار خروجی از توربین شکسته می شود.



شکل ۱): شبیه سازی سیستم پیشنهادی در تاسیسات سر چاهی

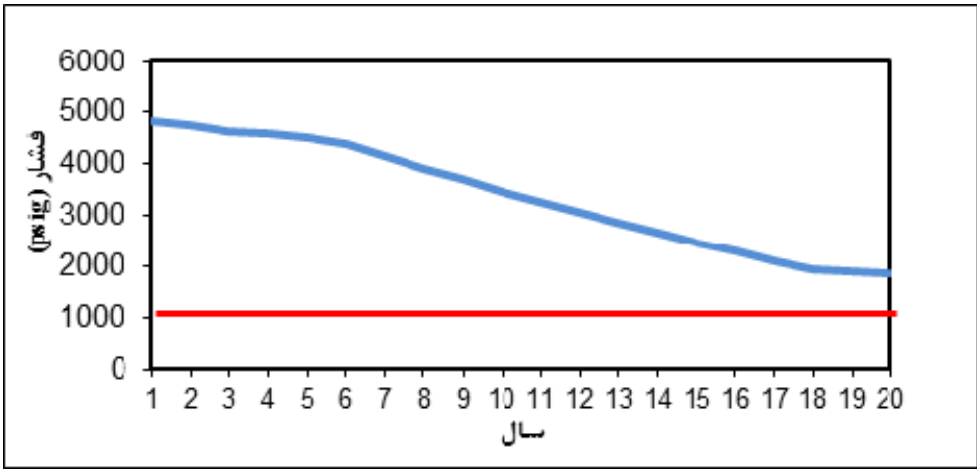
از این رو، به منظورحصول اطمینان از تک فاز بودن گاز ورودی به تـوربین و همچنـین بـه دسـت آوردن خـواص گـاز ورودی و خروجی از توربین، کل سیستم و توربین در حالت ایزونتروپیک شـبیه‌سـازی گردیـده اسـت. گـاز ورودی بـا جـرم ملکولی۱۹,۶۱ و شدت جریان ۲۱,۲ کیلوگرم بر ثانیه ، فشارمتغیراز ۴۸۵۰ تا ۱۸۵۰ پوند بر اینچ مربـع و دمـای ۳۸۷ درجـه کلوین و خوراکی با ترکیب درصد مطابق جدول (۱) وارد سیستم می‌شود. فشار گاز خروجی از سیستم در طـول دوران بهـره برداری بیست ساله ثابت و معادل ۱۴۴۷ پوند بر اینچ مربع می‌باشد و از تغییرات دما نیزصرفه نظر می گردد. دبی ورودی بـه

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

توربین توسط یک سیستم کنترل ثابت نگه داشته می شود و تغییرات احتمالی در دبی چاه گازی در دوران بهره بـرداری بـر روی شیر فشار کن اعمال خواهد شد.

جدول ۱): میانگین ترکیب درصد گاز ورودی به سیستم [۸]

جزء	درصد مولی	جزء	درصد مولی
H2O	0.0101	i-Pentane	0.0011
Nitrogen	0.0280	n-Pentane	0.0007
CO2	0.0389	n-Hexane	0.0013
H2S	0.0002	n-Heptane	0.0016
Methane	0.8767	n-Octane	0.0017
Ethane	0.0250	n-Nonane	0.0008
Propane	0.0063	n-Decane	0.0005
i-Butane	0.0017	n-C11	0.0003
n-Butane	0.0019	C12+	0.00015



شکل ۲): تغییرات فشار گاز در ورودی توربین در طول دوره بهره برداری[۸]

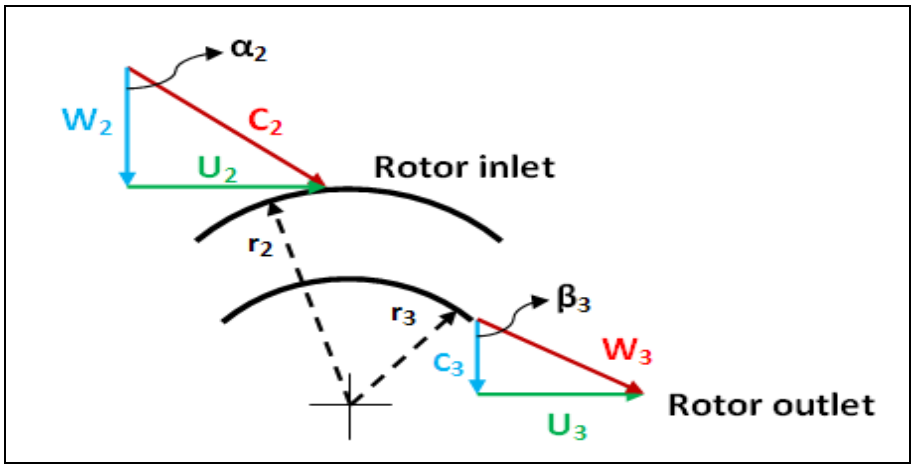
فشار ورودی به توربین در طول دوران بهره برداری مطابق شکل (۲) تغییر خواهد کرد. کلیـه خـواص گـاز در نتیجـه ایـن شبیه سازی در ورود و خروج از توربین مشخص می‌گردد.

شبیه سازی دینامیکی

از آنجائی که شبیه سازی ترمودینامیکی به صورت آیزونتروپیک انجام گرفته است و در این حالت، بازده واقعـی تـوربین بر اساس شرایط عملیاتی توسط Hysys قابل محاسبه نیست، به منظور بـه دسـت آوردن تـوان واقعـی تـوربین انبـساطی،

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

سیستم از نظر دینامیکی بر اساس شکل (۳) و روابط و محدودیت‌های مربوطه زیرمورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است.



شکل ۳): مثلث سرعت گاز در ورود و خروج از توربین انبساطی

$$\omega=(n_s.(h_2-h_{3ss})^{3/4})/(q_3^{1/2}) \quad 0.3\le n_s\le 1.1 \qquad (۱)$$

$$d_2=(ds.\ q_3^{1/2})/\ (h_2-h_{3ss})^{1/4} \quad 2.5 \le d_s \le 12 \qquad (۲)$$

$$1.36\ (2\ (h_2-h_{3ss}))^{1/2} \le\ \omega\ .\ d_2 \le 1.4\ (2\ (h_2-h_{3ss}))^{1/2} \qquad (۳)$$

$$0.68\ (2\ (h_2-h_{3ss}))^{1/2}\ \le\ u_2 \le 0.7\ (2\ (h_2-h_{3ss}))^{1/2} \qquad (۴)$$

$$d_3= 0.676\ .\ d_2 \qquad (۵)$$

$$W_2=u_2/\tan(\alpha_2) \qquad 68\ \le\ \alpha_2\ \le 80 \qquad (۶)$$

$$c_2^2=u_2^2+w_2^2 \qquad (۷)$$

$$u_3= u_2\ .d_3 / d_2 \qquad (۸)$$

$$c_3=u_3/\tan(\beta_3) \qquad 50\ \le\ \beta_3\ \le\ 70 \qquad (۹)$$

$$w_3^2=u_3^2+c_3^2 \qquad w_2/1.1 \le\ c_3\ \le w_2/1.2 \qquad (۱۰)$$

$$h_2=h_{2s}+(\zeta_{nozzle}\ .\ (c_2/2)^{1/2}) \quad 0.063\ \le\ \zeta_{nozzle}\ \le 0.235 \qquad (۱۱)$$

$$h_3=h_2-((u_2^2-w_2^2-c_3^2)/2) \qquad (۱۲)$$

$$h_{3s}=h_3+(\zeta_{rotor}\ .\ (w_3/2)^{1/2}) \quad 0.384\ \le\ \zeta_{rotor}\ \le 0.777 \qquad (۱۳)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

$$h_{2s}- h_{3ss} > h_2- h_{3s} \quad (۱۴)$$

$$n_3=(h_2-h_3)/(h_2-h_{3ss}) \quad (۱۵)$$

$$power= \eta_t . m_{op} .(h_2-h_{3ss}). \eta_{gear}. \eta_{gen} \quad (۱۶)$$

تحلیل اکسرژی

بر اساس قانون دوم ترمودینامیک، راندمان اکسرژتیک ۱۰۰درصد برای سیستم به معنی سکون و تعادل سیستم و راندمان زیر۵۰ درصد به معنای اتلاف اکسرژی قابل توجه می باشد. لذا سیستم باید به گونه ای طراحی گردد تا حتی الامکان راندمان اکسرژتیک در محدوده ۵۰ تا ۷۰ قرار گیرد. در این محدوده، هزینه کل حداقل و در نتیجه، سود کل حداکثر خواهد شد. در این تحقیق، به منظور محاسبه راندمان اکسرژتیک و تحلیل اکسرژی از روش sinkوsource استفاده شده است. جریان گاز را source انرژی و کاری محوری بدست آمده را به عنوان sink انرژی در نظر می گیریم.

روابط و محدودیت‌های فنی در این زمینه به شرح زیر می باشند:

$$T_3=T_2-(T_2-T_{3SS}) .\eta_t \quad (۱۷)$$

$$\Delta EX_{sink}=power = \eta_t . m_{op} .(h_2-h_{3ss}). \eta_{gear} . \eta_{gen} \quad (۱۸)$$

$$\eta_{ex}=\Delta EX_{sink}/\Delta EX_{source} \quad (۱۹)$$

$$\delta T_0=|\Delta EX_{source}|- |\Delta EX_{sink}| \quad (۲۰)$$

تحلیل اقتصادی

هزینه های متصور در زمینه بکارگیری سیستم توربین انبساطی در تاسیسات سر چاهی عبارتند از هزینه خرید و نصب تجهیزات و هزینه تعمیر و نگهداری سالانه، هزینه خرید و نصب تجهیزات با در نظر گرفتن قیمت واحد ۱۶۰۰ دلار بر کیلووات[۲] و با در نظر گرفتن ۳۰ درصد به عنوان قیمت اسقاط توراکسپندر گریز از مرکز تکفاز و بر اساس توان تولیدی در سال اول محاسبه می‌گردد. برای تعیین استهلاک سالانه سرمایه گذاری اولیه از روش استهلاک وجوه استهلاکی استفاده می شود . این روش مطابق فرمول زیر بدین ترتیب بنا شده است که مقدار استهلاک در سال اول کمترین مقدار و بتدریج افزایش یافته تا جائی که در سال آخر بیشترین استهلاک را خواهد داشت.

$$cost_{1n}=(1-sv) .p_{max}.expu (i/((1+i)^m -(1+i)^{n-1} \quad (۲۱)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

هزینه تعمیر، نگهداری و بهره برداری سالیانه معادل ۲ درصد سرمایه گذاری اولیه و با نرخ افـزایش ۱۵ درصـد در سـال در نظـر گرفته شده است. پس از ۲۵۰۰۰ ساعت و یا سه سال کارکرد، توربین باید سرویس کلی شود که هزینه های مربوط در سال‌هـای ۴ و ۸ و ۱۲ و ۱۶ منظور شده است . این هزینه بر اساس فرمول زیر محاسبه می‌گردد:

$$cost_{2n} = om.\ (1\text{-}sv)\ .p_{max}.expu\ (i/((1+i)^{m} - (1+i)^{n-1} \quad (۲۲)$$

سود سالانه ناشی از فروش برق تولیدی مازاد مورد نیاز تاسیسات منطبق بر روش سری هندسی با نرخ افزایش ۳ درصد در سـال بر اساس فرمول زیر محاسبه می‌گردد:

$$prof1n=(p_n\text{-}wp)\ .lf.av.wh.powerp.\ (1+j)^{n-1} \quad (۲۳)$$

سود سالانه ناشی از عدم خرید برق از شبکه سراسری در اثر بکارگیری توربین منطبق بر روش سری هندسی با نرخ افـزایش ۳ درصد در سال بر اساس فرمول زیر محاسبه می‌گردد:

$$prof_{2n}=((K1.WP.PN)+(K2.WP.PP)+(K3.WP.PL))(1+j)^{n-1} \quad (۲۴)$$

با توجه به روابط فوق و به منظور توجیه اقتصادی بکارگیری توربین در تاسیسات سر چاهی، ارزش فعلی خـالص درآمـدها و در نتیجه، سود ناشی از بکارگیری سیستم بر اساس تابع هدف زیر حداکثر خواهد شد.

$$MAX(PROFIT) = (1 - TR).\Big[\sum_{n=1}^{20}\frac{prof_{1n}(p_n, powerp_n, lf, wp, wh)}{(1+i)^n} + \sum_{n=1}^{20}\frac{prof_{2n}(pn_n, pp_n, pl_n, lf, wp, wh)}{(1+i)^n} - \sum_{n=1}^{20}\frac{cost_{2n}(p_{max}, expu, sv)}{(1+i)^n}\Big] + TR.\sum_{n=1}^{20}\frac{cost_{1n}(p_{max}, expu, sv)}{(1+i)^n}$$

اطلاعات جهت بهینه سازی در نرم افزار Gams به کار گرفته می شوند. بر این اساس، ابتدا اطلاعـات فراینـدی منـدرج در شکل (۲) و جدول (۱) به کمک نرم افزار شبیه ساز Hysys به منظور حصول اطمینان از تکفاز بـودن گـاز ورودی بـه تـوربین، همچنـین بـه دسـت آوردن شـرایط فراینـدی ورودی و خروجـی از تـوربین انبـساطی، در شـرایط آیزونتروپیـک شـبیه سـازی ترمودینامیکی می‌گردند. نتایج حاصـل از شـبیه سـازی ترمودینـامیکی و اطلاعـات میـدانی منـدرج در جـدول (۲) وارد برنامـه

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

داده پردازی Excel شده تا به عنوان فایل ورودی نرم افزار بهینه ساز Gams جهت به دست آوردن شرایط بهینه فنی و اقتصادی مورد استفاده قرار گیرند.

جدول ۲): پارامترهای میدانی ورودی به مدل

ردیف	پارامتر	علامت اختصاری	واحد	مقدار
۱	ضریب بار	lf	-	۱
۲	دبی جرمی	m_{op}	kg/s	۲۱,۲
۳	توان مورد نیاز تاسیسات	wp	kw	۳۲۰
۴	قیمت واحد خرید	expu	$/kw	۱۶۰۰
۵	هزینه تعمیر و نگهداری	om	$/kwh	۰,۰۲
۶	بازده گیربکس	η_{gear}.	-	۰,۹۸
۷	بازده ژنراتور	η_{gen}	-	۰,۹۵
۸	قیمت فروش برق	powerp	$/kwh	۰,۱۲
۹	کارکرد سالانه	wh	hour	۸۷۶۰
۱۰	ضریب بهره	i	%	۱۵
۱۱	طول عمر سیستم	n	year	۲۰
۱۲	قیمت خرید برق (میان بار)	pn	$/kwh	۰,۰۱۶
۱۳	قیمت خرید برق (اوج بار)	pp	$/kwh	۰,۰۵۲
۱۴	قیمت خرید برق (کم بار)	pl	$/kwh	۰,۰۰۴
۱۵	دسترسی سالانه به توربین	av	%	۹۲
۱۶	فشار ورودی در سال اول	P2	psig	۴۸۵۰
۱۷	فشار خروجی از توربین	P3	psig	۱۴۷۴
۱۸	دمای ورودی به توربین	T2	k	۳۸۷

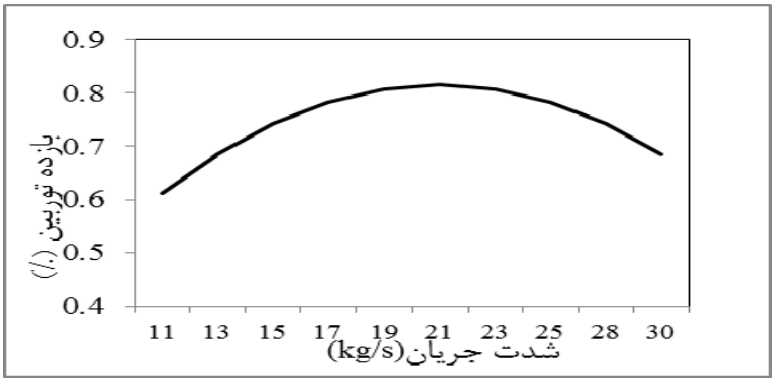
نتایج

نتایج فنی

بر اساس نتایج بدست آمده از مدل، تغییرات راندمان با دبی گاز عبوری از توربین در شکل(۴) نشان داده شده است. بر اساس این شکل، چنانچه جریان عبوری از توربین کمتر و یا بیشتر از دبی در نقطه طراحی باشد، بازده توربین و در نتیجه، توان تولیدی آن کم می‌شود. بنابراین، بهترین حالت بکارگیری توربین انبساطی در تاسیسات سر چاهی، عملکرد آن با حداکثر دبی

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

می‌باشد. نتایج مربوط به طراحی بهینه توربین در جدول (۳) نشان داده شده است که با توربین نمونه موجود از شرکت Cryostar و با شرایط فرایندی مشابه همخوانی خوبی را نشان می‌دهد. نتایج مربوط به توان تولیدی توسط توربین انبساطی و همچنین بازده اکسرژتیک در طول بیست سال دوره عملکرد تاسیسات در جدول (۴) مشخص شده است که با محدودیت های تعریف شده در این زمینه انطباق قابل قبولی دارد.



شکل ٤): تغییرات بازده توربین در مقابل جریان عبوری از آن

جدول ۳): پارامترهای بهینه طراحی توربین انبساطی

ردیف	شرح	واحد	علامت اختصاری	مقدار
۱	سرعت ویژه	–	ns	۰,۵۱
۲	قطر ویژه	–	ds	۳,۷۳
۳	قطر روتور	m	d2	۰,۱۵
۴	سرعت دورانی	rpm	w	۳۹۷۴۵
۵	سرعت نوک روتور	m/s	U2	۳۷۹
۶	سرعت نسبی گاز در ورود به روتور	m/s	W2	۱۰۳
۷	سرعت مطلق گاز در ورود به روتور	m/s	C2	۳۹۳
۸	سرعت پایه روتور	m/s	U3	۲۵۷
۹	سرعت مطلق گاز در خروج از روتور	m/s	C3	۹۴
۱۰	سرعت نسبی گاز در خروج از روتور	m/s	W3	۳۸۰
۱۱	زاویه گاز در ورودی روتور	deg	α2	۷۵
۱۲	زاویه گاز در خروج از روتور	deg	β3	۷۰
۱۳	تلفات در نازل	-	ζ_{nozzle}	۰,۰۶
۱۴	تلفات در روتور	-	ζ_{rotor}	۰,۳۸

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

جدول ٤): توان و بازده اکسرژتیک توربین انبساطی

توان تولیدی توربین (Kw)	بازده اکسرژتیک (٪)	سال	توان تولیدی توربین (Kw)	بازده اکسرژتیک (٪)	سال
۱۳۹۸	۵۵,۳	۱۱	۲۶۹۷	۷۳,۷	۱
۱۲۶۱	۵۴	۱۲	۲۵۷۲	۷۱,۳	۲
۱۱۲۱	۵۲,۷	۱۳	۲۴۵۸	۶۹,۱	۳
۹۷۹	۵۱,۴	۱۴	۲۳۶۶	۶۷	۴
۸۳۴	۵۰,۳	۱۵	۲۲۵۹	۶۵	۵
۷۱۵	۴۹,۱	۱۶	۲۱۵۴	۶۳,۱	۶
۵۶۰	۴۸,۱	۱۷	۱۹۹۴	۶۱,۴	۷
۴۳۵	۴۷	۱۸	۱۸۳۳	۵۹,۸	۸
۳۹۵	۴۶,۳	۱۹	۱۶۹۶	۵۸,۲	۹
۳۵۲	۴۶	۲۰	۱۵۳۷	۵۶,۸	۱۰

نتایج اقتصادی

بر اساس نتایج بدست آمده از مدل که در جدول (۵) نمایش داده شده است، نرخ بازگشت سرمایه معادل ۳۸ درصد می‌باشد. از این رو، با توجه به اینکه حداقل نرخ جذب کننده بر اساس اطلاعات بانک مرکزی ۱۵ درصد می‌باشد، طرح از نظر اقتصادی قابل توجیه است.

جدول ۵): نتایج بهینه تحلیلی اقتصادی

شرح	واحد	مقدار
کل سرمایه گذاری اولیه	دلار	۴۳۱۶۶۷۷
هزینه تعمیرات و نگهداری	دلار	۷۳۳۸۰۵
کارکرد سیستم	سال	۲۰
جمع سود سالانه	دلار	۲۱۱۵۶۱۰۰
مالیات	دلار	۶۲۵۹۸۴۵
جمع سود سالانه در سال پایه	دلار	۸۹۷۳۲۲۰
نرخ برگشت سرمایه	درصد	٪ ۳۸
NPV	دلار	۴۶۵۶۵۴۳
دوره بازگشت سرمایه(سال)	سال	۳/۵

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

نتیجه گیری

در این مقاله، امکان بکارگیری توربین انبساطی به صورت جایگزین و یا موازی با شیرهای فشار شکن در تاسیسات سرچاهی مورد تجزیه و تحلیل فنی و اقتصادی قرارگرفته است . از آنجائی که یکی از اهداف اصلی در این پروژه توجیه اقتصادی بکارگیری سیستم توربین انبساطی در تاسیسات سر چاهی است، لذا هدف حداکثرکردن سود و آورده پروژه از طریق شبیه‌سازی فرایندی به کمک نرم افزارHysys و یک نرم افزار بهینه ساز مانند Gams می باشد.به صورت کلی، سود پروژه تابعی از بازده و توان تولیدی توربین است. از این رو، توربین باید به گونه ای طراحی شود تا حداکثر سود ناشی از بکارگیری آن حاصل گردد که این خود مستلزم طراحی بهینه توربین انبساطی با توجه به محدودیت های فنی و اقتصادی در این زمینه است. بدین منظور و برای به دست آوردن محدودیت های تابع هدف، کل سیستم از نظر ترمودینامیکی ،دینامیکی ،اکسرژی و اقتصادی تحلیل شده است.

بر اساس نتایج بدست آمده، استفاده از توربین انبساطی به موازات شیرهای فشار شکن در تاسیسات یک چاه گازی جهت تولید توان از لحاظ تئوری کاملا امکان پذیر است و می توان مقدار قابل توجهی الکتریسیته و فراتر از نیاز تجهیزات چاه برق تولید کرد. در حال حاضر، در تاسیسات سر چاهی گازی در ایران فرایند کاهش فشارگاز به وسیله شیرهای فشارشکن صورت می‌پذیرد که در نتیجه، ۱۰۰ درصد اکسرژی فشاری گاز در اثر این فرایند از بین می رود. با استفاده از سیستم توربین انبساطی در تاسیسات سر چاهی مورد مطالعه ،بین ۴۸ تا ۷۴ درصد اکسرژی فشاری گاز بازیافت می‌شود و چاه‌های گازی نیز از نظر نیاز به توان الکتریکی مستقل خواهند شد.

اجرای طرح هدفمند کردن یارانه ها و افزایش بهای حامل های انرژی جذابیت این پروژه را در مقایسه با سیستم های تولید برق گازوئیلی و یا گاز طبیعی چند برابر می کند . در مجموع، طبق محاسبات صورت گرفته، منافع استفاده از توربین انبساطی در تاسیسات سر چاهی به منظور مستقل کردن این تاسیسات از برق شبکه سراسری و جلوگیری از هزینه های هنگفتی که در این زمینه صورت می‌گیرد، آنقدر زیاد است که باید هرچه بیشتر از این منافع استفاده کرد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]

منابع

[۱] اسکونژاد، محمد .(۱۳۸۸) ،ارزیابی اقتصادی پروژه های صنعتی، مرکز نشر دانشگاه صنعتی امیر کبیر، ۲۲۰-۱۹۵

[۲] محجوب،مجیدرضا.مهربانی،ارجمند.مرادی،واحد.حشمتی،عباس .(۱۳۸۷)، استحصال انرژی از ایستگاه های تقلیل فشارگاز، دانشگاه صنعتی اصفهان

[3] Balje O.E. 1981." Turbomachines", John Wiley and Sons,pp.297-338.

[4] Bisio.G.1995." Thermodynamic Analysis Of the Use Of Pressure Exergy Of Natural Gas".Energy Vo l.20.No 2,PP 161-167,.

[5] Harolde, E .Rohlik. 1968. "Analytical Determination Of Radial Inflow Turbine Geometry for Maximum Efficiency",Nasa Tnd.4384.

[6] Panjeshahi,. M.H.2003."Exergy Analysis of Chemical Processes", Tehran University,pp 101-113.

[7] Sayers, A.T.1990." Hydraulic and Compressible Flow Turbo Machines".McGraw Hill,pp 400-500.

[8] Tarho Palayesh Engineering Company.2010."Wellhead & cluster #1 design basis specification",Kish Gas Field Develomment.

[9] Whitfield, A.1990."Design of Radial Turbomachines Longman Scientific &Technical".

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-17]