

بررسی نصب توربو اکسپندر جهت تولید همزمان برق و برودت در نیروگاه طوس

کارشناس مکانیک شرکت افق تامین انرژی توس - مشهد، نیروگاه طوس
v.balali@otet.co

چکیده

با توجه به اهمیت روز افزون انرژی در جهان، موضوع انرژی های نو و بازیابی انرژی مورد توجه بسیاری از پژوهشگران و مجموعه ها قرار گرفته است. یکی از روش های بازیابی انرژی، تولید قدرت با استفاده از انرژی فشار گاز طبیعی موجود در خطوط انتقال گاز می باشد که می توان بجای ایستگاه های تقلیل فشار گاز از توربو اکسپنדרها (توربین های انبساطی) برای کاهش فشار گاز و تولید توان بهره برده و توان تولیدی محور توربو اکسپندر جهت به حرکت درآوردن یک ژنراتور و تولید برق استفاده گردد. به علت افت فشار زیاد و ایزنتروپیک بودن فرآیند در توربو اکسپندر دمای گاز خروجی با افت قابل ملاحظه ای همراه بوده که می توان از این افت دما جهت تولید برودت استفاده کرد. موضوعی که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته امکان سنجی جهت جایگزینی ایستگاه تقلیل فشار با توربو اکسپندر جهت تولید همزمان برق و برودت می باشد. برودت حاصل می تواند برای فرآیند تقطیر بخار خروجی توربین جهت کاهش بار کندانسورهای هوایی بکار گرفته شود. برای نصب توربو اکسپندر ۴ راهکار در نظر گرفته شده که شامل استفاده از توربو اکسپندر تک یا دو مرحله ای و کاهش فشار از ۶۵۵۰ kPa به ۱۷۰۰ kPa یا از ۶۵۵۰ kPa به ۵۵۰ kPa می باشد. برای فرآیندهای گرمایش گاز می توان از بخار خروجی توربین فشار ضعیف با دمای ۶۵ درجه و فشار ۲۷.۶۶ kPa استفاده کرد. با توجه به آنالیز گاز ورودی به نیروگاه و درصد متان موجود در محاسبات، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی برابر با گاز متان در نظر گرفته شده است.

کلید واژه

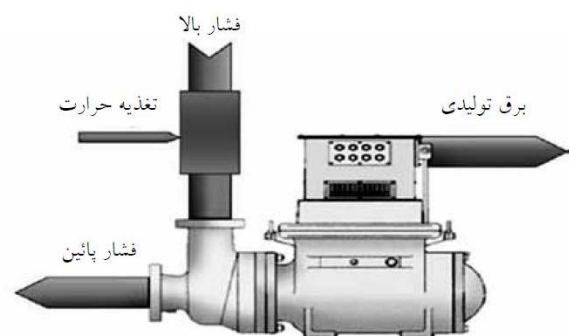
افت خلا کندانسور - بازیابی انرژی - برودت - تقلیل فشار - توربو اکسپندر - تولید همزمان - نیروگاه طوس

یازدهمین همایش بین المللی انرژی

شکل ۲: سیکل بازیابی انرژی از افت فشار خطوط گاز

مقدمه

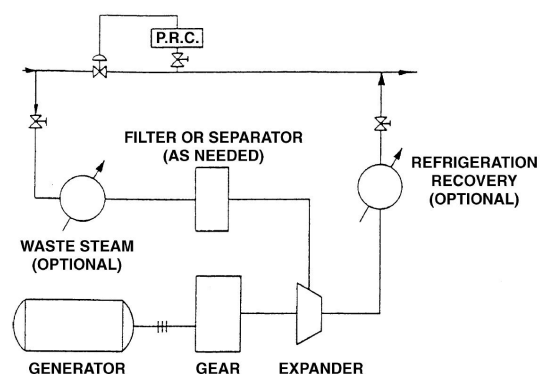
توربو اکسپندرها تجهیزات دواری هستند که با انبساط گاز یا بخار انرژی فشاری جریان سیال را به انرژی مکانیکی دورانی تبدیل می کنند. توربو اکسپندرها این کار را با بازیافت انرژی سیال در حین کاهش فشار انجام می دهند. مدل های تجاری موجود در حال حاضر بسته به شرایط گاز ورودی قابلیت تولید توان در محدوده ۱۰۰ kW تا چندین مگاوات را دارد. با توجه به شرایط موجود انرژی در جهان، بحث بازیابی انرژی از اهمیت ویژه ای برخوردار است و پژوهش های زیادی در زمینه بازیابی انرژی در حال انجام است. در شکل ۱ شماتیک کلی از یک توربو اکسپندر متصل به ژنراتور با پیش گرمکن آورده شده است.



شکل ۱: شماتیک مجموعه توربو اکسپندر و ژنراتور با پیش گرمکن.

۱- استفاده از توربو اکسپندر در ایستگاه های تقلیل فشار گاز ورودی نیروگاه ها

سیکل بازیابی انرژی برای فرآیند کاهش فشار گاز بسیار ساده می باشد. شکل ۲ یک مثال عمومی از سیکل بازیابی انرژی فشار خط گاز می باشد که می تواند جایگزین ایستگاه تقلیل فشار گاز در ظرفیت های متفاوت شود.



نکته مهم در مورد سیکل جلوگیری از رسیدن به نقطه شبنم در خروجی توربو اکسپندر می باشد و معمولاً جهت جلوگیری از این موضوع گاز ورودی را پیش گرم کرده که علاوه بر جلوگیری از رسیدن به نقطه شبنم در خروجی باعث افزایش توان تولیدی در توربو اکسپندر نیز می شود. توربین های ضربه ای یا توربین های عکس العملی محوری دمای خروجی از توربین نباید به نقطه شبنم برسد. اگر گاز با دمای نقطه شبنم یا دمایی نزدیک به آن وارد توربین شود جریان دوفازی در خروجی توربین تشکیل شده که تقطیرات موجود در آن باعث ایجاد خوردگی در پره ها و آسیب به توربین می گردد.

نکته مهم دیگر در مورد توربو اکسپندر حذف ذرات جامد موجود در گاز در ورودی توربین جهت حفاظت از پره ها می باشد که این امر با عبور دادن گاز از فیلتر انجام می شود.

۱-۱ روش محاسبه بازده توربو اکسپندر

بازده توربین ها انبساطی (توربین های محوری مکش جزئی، توربین های محوری مکش کامل و توربین های جریان شعاعی) تابعی از ۴ پارامتر اصلی که در ادامه آمده می باشد. [۱]

(۱) سرعت مخصوص

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(7784H)^{0.75}}$$

(۲) قطر مخصوص

$$D_s = \frac{D_1(7784H)^{0.25}}{\sqrt{Q_1}}$$

(۳) نسبت فشار

$$R_r = \frac{P_1}{P_2}$$

(۴) عدد رینولدز

$$Re = \frac{U_1 D_s}{\nu_1}$$

پارامتر های روابط فوق به شرح ذیل می باشد:

یازدهمین همایش بین المللی انرژی

سرعت مخصوص پایین همزمان می‌گردد، تنها توربین‌های محوری مکش جزئی یا جریان شعاعی به طور جدی مدنظر قرار می‌گیرد.

برای محاسبه سرعت مخصوص لازم است که سرعت مناسب محور انتخاب شود که در ابتدا باید قدرت منتقل شده توسط محور از رابطه زیر محاسبه گردد [۱]:

(۵) قدرت محور توربین بر حسب اسب بخار

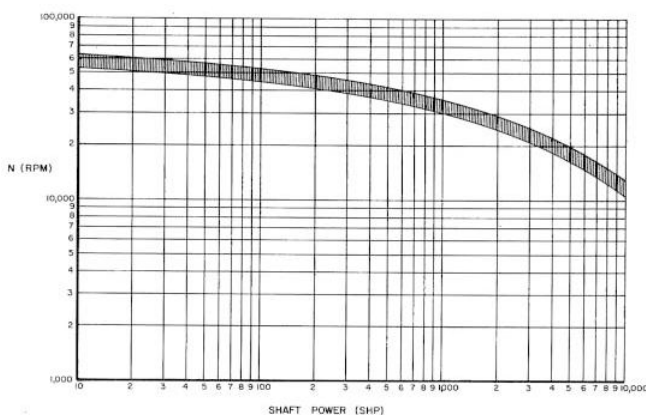
$$SHP = 1.41w\Delta h\eta_t$$

w = دبی جرمی عبوری از توربین (lb/sec)

Δh = اختلاف آنتالپی ایده آل فرآیند گاز (Btu/lb)

η_t = بازده توربین (در مرحله اول ۰.۸ فرض می‌شود)

برای بدست آوردن سرعت محور توربین از نمودار شکل ۴ استفاده می‌شود. هر سرعتی پایین تر از محدوده مشخص شده در نمودار قابل استفاده برای محاسبه سرعت مخصوص می‌باشد.



شکل ۴: نمودار سرعت محور توربین بر حسب قدرت محور برای تکنولوژی کنونی باتاقان‌های روغنی [۱].

با سرعت انتخابی از نمودار می‌توان سرعت مخصوص را محاسبه و بر اساس سرعت مخصوص نوع توربین را انتخاب کرد. اگر سرعت مخصوص کمتر از ۲۰ باشد باید توربین محوری مکش جزئی انتخاب شود و چنانچه سرعت مخصوص بیشتر از ۱۴۰ شود یا باید سرعت را کاهش داد یا طراحی توربین عکس عملی مکش کامل مدنظر قرار گیرد.

N = سرعت محور (RPM)

Q_3 = دبی حجمی خروجی توربین (ft³/sec)

Δh = اختلاف آنتالپی ایده آل فرآیند گاز (Btu/lb)

U_2 = سرعت خطی سر پره محور توربین (ft/sec)

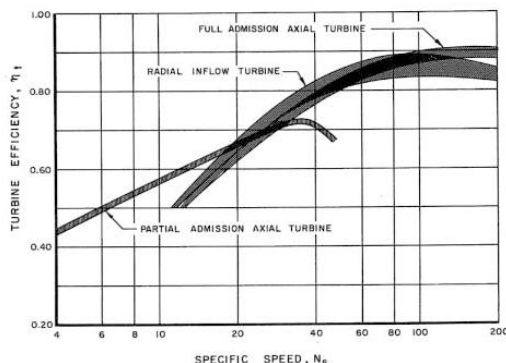
D_2 = قطر پره توربین (ft)

$\dot{Q}_2$ = ویسکوزیته سینماتیکی جریان سیال (ft²/sec)

برای تخمین اولیه بازده توربو اکسپندر، کافی است از اثرات عدد رینولدز صرف نظر کرده ($Re \geq 10^5$) و از روابط سرعت ویژه و بازده برای توربین‌های محوری مکش جزئی، توربین‌های محوری مکش کامل و توربین‌های جریان شعاعی در شکل ۳ استفاده نمود. به دلیل مزیت اقتصادی توربین جریان شعاعی، این توربین بهترین انتخاب برای محدوده $20 \leq N_s \leq 40$ می‌باشد. لازم به ذکر است که بازده بهینه در $N_s = 80$ به دست می‌آید.

انتخاب نوع توربین بستگی زیادی به نسبت فشار مورد نیاز دارد. محدوده کاری انواع توربو اکسپنرها به صورت زیر می‌باشد:

- توربین محوری مکش جزئی: $P_r \leq 40:1$
- توربین شعاعی: $P_r \leq 30:1$
- توربین محوری ضربه‌ای مکش کامل: $P_r \leq 30:1$
- توربین محوری عکس عملی مکش کامل: $P_r \leq 5:1$



شکل ۳: نمودار بازده توربو اکسپنرها بر حسب سرعت مخصوص [۱].

ببه علت آنکه در بیشتر فرآیندها نسبت تراکم بالا با طراحی

یازدهمین همایش بین المللی انرژی

۲-۱- شرایط گاز نیروگاه طوس

گاز نیروگاه طوس از طریق یک خط لوله تغذیه، از پالایشگاه گاز شهید هاشمی نژاد تامین می‌گردد که این خط لوله گاز را با فشار ۹۵۰ Psi (۶۵۵۰ kPa) در ایستگاه تقلیل فشار ورودی نیروگاه تحویل می‌دهد. دمای گاز خط لوله برابر با دما محیط می‌باشد و آنالیز آن طبق آزمایش انجام شده در شرکت پالایش گاز شهید هاشمی نژاد سرخس به شرح جدول ۱ می‌باشد:

PRESSURE		950 Psi	
COMPONENT	FORMULA	MOLE %	MASS %
METHANE	CH ₄	98.048	95.419
ETHANE	C ₂ H ₆	0.589	1.073
PROPANE	C ₃ H ₈	0.092	0.245
i-BUTANE	i-C ₄ H ₁₀	0.018	0.063
n-BUTANE	n-C ₄ H ₁₀	0.004	0.015
i-PENTANE	i-C ₅ H ₁₂	0.025	0.109
n-PENTANE	n-C ₅ H ₁₂	0.015	0.067
n-HEXANE & HEAVEIR	C ₆ H ₁₄ ⁺	0.100	0.524
CARBON DIOXIDE	CO ₂	0.617	1.648
HYDROGEN SULFIDE	H ₂ S	2.5 PPM	
NITROGEN	N ₂	0.492	0.836
TOTAL		100.000	100.000
Net Heating Value		8097.3081 Kcal/m ³	

جدول ۱: جدول آنالیز گاز ورودی به نیروگاه طوس.

با توجه به درصد بالای متان در گاز و جهت ساده سازی محاسبه خواص ترمودینامیکی، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی برابر با خواص ترمودینامیکی متان در نظر گرفته شده است.

در حال حاضر ایستگاه تقلیل فشار، فشار خط گاز را از ۶۵۵۰ kPa به ۱۷۰۰ kPa رسانده و گاز پس از خروج از ایستگاه وارد واحدها نیروگاه شده و توسط یک رگلاتور در هر واحد فشار گاز به ۵۵۰ kPa کاهش یافته و پس از عبور از شیرهای کنترلی به مشعل ها می‌رسد. مصرف گاز نیروگاه طوس ۳۲۰ Nm³/ MW.hr بوده و نیروگاه دارای ۴ واحد هریک به قدرت نامی ۱۵۰ MW می‌باشد.

۳-۱- فرضیات و اطلاعات انجام محاسبات

برای انجام محاسبات ترمودینامیکی مربوط به توربو اکسپندر، مصرف گاز و کندانسور نیروگاه فرضیات به شرح

ذیل در نظر گرفته شده است:

(۱) با توجه به وجود ۹۵٪ جرم متان در گاز طبیعی خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی برابر با متان در نظر گرفته شده است.

(۲) دمای ورودی گاز به نیروگاه برابر با دمای محیط در نظر گرفته شده است.

(۳) مصرف گاز نیروگاه با بازده ۳۵٪ برابر با ۳۰۳ Nm³/MW.hr می‌باشد.

(۴) دمای محیط ۴۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. (دمایی که ایجاد محدودیت در تولید نیروگاه می‌کند)

(۵) تمام محاسبات برای یک واحد انجام شده است.

(۶) فرآیند در توربو اکسپندر ایزنتروپیک با بازده ۸۶٪ در نظر گرفته شده است. [۲]

۴-۱- پیشنهاد نحوه نصب و محاسبات مربوطه

برای نصب توربو اکسپندر ۲ راهکار کلی به شرح ذیل پیشنهاد می‌شود:

(۱) نصب توربو اکسپندر به جای ایستگاه تقلیل فشار برای کاهش فشار از ۶۵۵۰ kPa به ۱۷۰۰ kPa

(۲) نصب توربو اکسپندر به جای ایستگاه تقلیل فشار و رگلاتور واحد برای کاهش فشار از ۶۵۵۰ kPa به ۵۵۰ kPa

برای هر راهکار اشاره شده می‌توان از توربین تک مرحله‌ای یا دو مرحله‌ای با گرمایش مجدد بهره برد. خلاصه راهکارهای ارائه شده در جدول ۲ آمده است. در ادامه این قسمت به انجام محاسبات هر راهکار پرداخته شده است.

ردیف	راهکار	مرحله	پیش گرمکن	گرمایش مجدد	گرمایش خروجی
۱	۶۵۵۰ به ۱۷۰۰	۱	دارد	ندارد	دارد
۲	۵۵۰ به ۶۵۵۰	۱	دارد	ندارد	دارد
۳	۶۵۵۰ به ۱۷۰۰	۲	دارد	دارد	دارد
۴	۵۵۰ به ۶۵۵۰	۲	دارد	دارد	دارد

یازدهمین همایش بین المللی انرژی

$$s_a = -2.180 \text{ kJ/kg K}$$

فرآیند افزایش دمای گاز در گرمکن یک فرآیند فشار ثابت می باشد که برای حالت ۲ شرایط زیر از جداول ترمودینامیک استخراج گردیده است:

$$P_b = 6550 \text{ kPa}$$

$$T_b = 60^\circ \text{ C}$$

$$\text{Density}_b = 40.693 \text{ kg/m}^3$$

$$h_b = 27.073 \text{ kJ/kg}$$

$$s_b = -2.016 \text{ kJ/kg K}$$

گرمای دریافت شده توسط گاز در پیشگرمکن از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$Q_{ab} = h_b - h_a = 27.073 - (-25.979) = 53.052 \text{ kJ/kg}$$

برای محاسبه کار تولیدی در توربو اکسپندر باید راندمان ایزنتروپیک توربین در نظر گرفته شود. در ابتدا شرایط گاز خروجی توربین در حالت ایده آل (بازده ایزنتروپیک ۱۰۰٪) از جداول ترمودینامیکی استخراج می شود. برای $s_{cs} = -2.016 \text{ kJ/kg K}$ و $P_{cs} = 1700 \text{ kPa}$ داریم:

$$T_{cs} = -34.8^\circ \text{ C}$$

$$h_{cs} = -155.20 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{cs} = -2.016 \text{ kJ/kg K}$$

برای محاسبه آنتالپی، آنتروپی و دمای واقعی خروجی از توربو اکسپندر از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\eta_t = \frac{h_b - h_c}{h_b - h_{cs}}$$

$$0.86 = \frac{27.073 - h_c}{27.073 - (-155.20)}$$

$$h_c = -129.682 \text{ kJ/kg}$$

از جداول ترمودینامیکی برای P_c و $h_c = -129.682 \text{ kJ/kg K}$ و $P_{cs} = 1700 \text{ kPa}$ داریم:

$$T_c = -23.81^\circ \text{ C}$$

$$\text{Density}_c = 13.940 \text{ kg/m}^3$$

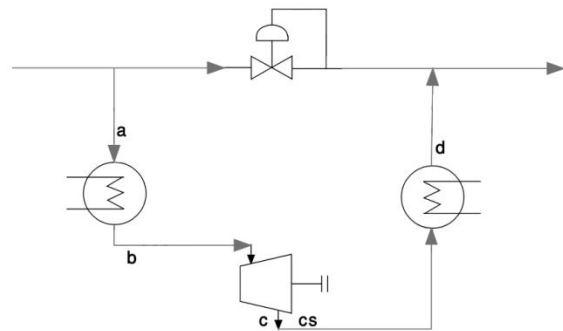
$$s_c = -1.911 \text{ kJ/kg K}$$

کار گرفته شده از توربو اکسپندر از رابطه زیر محاسبه می گردد:

جدول ۲: خلاصه راهکارهای ارائه شده جهت نصب توربو اکسپندر

محاسبات را برای هر ردیف به طور جداگانه با در نظر گرفتن فرضیات ذکر شده انجام شده است.

شکل ۴ شماتیک نصب توربو اکسپندر یک مرحله ای را نشان می دهد:



شکل ۴: شماتیک توربو اکسپندر یک مرحله ای با پیش گرمکن و گرمکن گاز خروجی.

نقاط شماره گذاری شده در شکل ۴ به شرح ذیل می باشد:

a: ورودی خط گاز به پیشگرمکن.

b: خروجی از پیشگرمکن و ورودی به توربو اکسپندر.

c: خروجی واقعی توربو اکسپندر با راندمان ایزنتروپیک ۸۶٪ و ورودی به گرمکن.

cs: خروجی ایده آل توربو اکسپندر با راندمان ایزنتروپیک ۱۰۰٪.

d: خروجی از گرمکن.

شرایط گاز متان در حالت نرمال به شرح ذیل می باشد:

$$P = 101.325 \text{ kPa}$$

$$T = 0^\circ \text{ C}$$

$$\text{Density} = 0.718 \text{ kg/m}^3$$

از جدول خواص ترمودینامیکی متان اطلاعات زیر برای شرایط گاز ورودی به نیروگاه ($T = 40^\circ \text{ C}$ و $P = 6550 \text{ kPa}$) استخراج گردیده است.

$$\text{Density} = 44.326 \text{ kg/m}^3$$

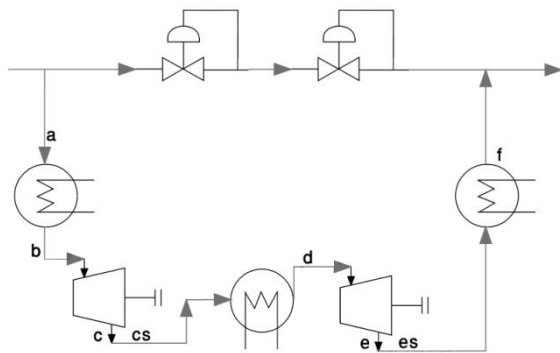
$$h_a = -25.979 \text{ kJ/kg}$$

یازدهمین همایش بین المللی انرژی

b	6550	60	27.073	-2.016	40.693
c _s	550	-95.2	-269.95	-2.016	-
c	550	76.39	228.367	-1.794	5.613
d	550	40	28.751	-0.770	3.418
W _{total}			-255.44 kJ/kg		
Q _{total}			310.17 kJ/kg		

جدول ۴: محاسبات مربوط به راهکار ۲ نصب توربو اکسپندر

در ادامه محاسبات مربوط به نصب توربو اکسپندر ۲ مرحله - ای آورده شده که در شکل ۵ شماتیک نصب آن قابل مشاهده می‌باشد. شایان ذکر است طراحی توربو اکسپندر ۲ مرحله‌ای به گونه‌ای صورت گرفته که نسبت فشار در هر مرحله برابر باشد.



شکل ۵: شماتیک توربو اکسپندر ۲ مرحله‌ای با پیش گرمکن، گرمایش مجدد و گرمکن گاز خروجی.

نقاط شماره گذاری شده در شکل ۵ به شرح ذیل می‌باشد:

a: ورودی خط گاز به پیشگرمکن.

b: خروجی از پیشگرمکن و ورودی به مرحله ۱ توربو اکسپندر.

c: خروجی واقعی مرحله ۱ توربو اکسپندر با راندمان ایزنتروپیک ۸۶٪ و ورودی به مبدل گرمایش مجدد.

cs: خروجی ایده آل مرحله ۱ توربو اکسپندر با راندمان ایزنتروپیک ۱۰۰٪.

d: خروجی از مبدل گرمایش مجدد و ورود به مرحله ۲ توربو اکسپندر.

$$W_{bc} = h_c - h_b = -129.682 - 27.073 = -156.755 \text{ kJ/kg}$$

جهت رساندن دمای گاز به دمای اولیه گرفته شده از، گاز پس از خروج از توربو اکسپندر مجدد از یک گرمکن عبور داده میشود که دمای گاز را از ۲۳.۸۱- درجه سانتیگراد (c) به ۴۰ درجه سانتیگراد (d) می‌رساند.

$$P_d = 1700 \text{ kPa}$$

$$T_d = 40^\circ \text{ C}$$

$$\text{Density}_d = 10.741 \text{ kg/m}^3$$

$$h_d = 18.363 \text{ kJ/kg}$$

$$s_d = -1.383 \text{ kJ/kg K}$$

گرمای گرفته شده در گرمکن خروجی برابر با اختلاف آنتالپی بین حالت c و d می‌باشد.

$$Q_{cd} = h_d - h_c = 18.363 - (-129.682) = 148.045 \text{ kJ/kg}$$

جدول ۳ تمام حالت های ترمودینامیکی فرآیند را نشان می‌دهد:

	P kPa	T ° C	h kJ/kg	s kJ/kg K	Density kg/m ³
a	6550	40	-25.979	-2.180	44.326
b	6550	60	27.073	-2.016	40.693
c _s	1700	-34.8	-155.20	-2.016	-
c	1700	23.81	129.682	-1.911	13.94
d	1700	40	18.363	-1.383	10.741
W _{total}			-156.755 kJ/kg		
Q _{total}			201.097 kJ/kg		

جدول ۳: محاسبات مربوط به راهکار ۱ نصب توربو اکسپندر

برای راهکار ۲ نصب توربو اکسپندر جدول نتایج محاسبات به شرح ذیل می‌باشد:

	P kPa	T ° C	h kJ/kg	s kJ/kg K	Density kg/m ³
a	6550	40	-25.979	-2.180	44.326

یازدهمین همایش بین المللی انرژی

e	550	-14.6	-93.418	-1.198	4.173
f	550	40	28.751	-0.770	3.418
W_{total}			-302 kJ/kg		
Q_{total}			357.487 kJ/kg		

جدول ۶: محاسبات مربوط به راهکار ۴ نصب توربو اکسپندر

با توجه به مصرف گاز نیروگاه که برابر با $Nm^3/MW.hr$ با 30.3 با احتساب راندمان 35% می باشد با در نظر گرفتن بار نامی یک واحد مقدار گاز مصرفی برابر با 9.065 kg/s می باشد. جدول ۷ مقایسه کار تولیدی و گرمای جذب شده توربو اکسپندر در ۴ راهکار پیشنهاد شده را نشان می دهد.

راهکار	کار تولید شده kJ/kg (kJ/s)	گرمای جذب شده kJ/kg (kJ/s)	دمای خروجی از توربین (°C)
۱	۱۵۶.۷۵۵ (۱۴۲۰.۹۸)	۲۰۱.۹۷ (۱۸۳۰.۸۶)	-۲۳.۸۱
۲	۲۵۵.۴۴۰ (۲۳۱۵.۵۶)	۳۱۰.۱۷۰ (۲۸۱۱.۶۹)	-۷۶.۳۹
۳	۱۷۳.۰۹۰ (۱۵۶۹.۰۶)	۲۱۷.۴۵۲ (۱۹۷۱.۲۰)	۱۵.۸۶، ۱۶
۴	۳۰.۲ (۲۷۳۷.۶۳)	۳۵۷.۴۸۷ (۳۲۴۰.۶۲)	-۱۷.۶، -۱۴.۶

جدول ۷: مقادیر کار تولیدی و گرمای جذب شده توسط توربو اکسپندر

۲- نتیجه گیری

با توجه به محاسبات انجام شده قابل مشاهده است که می توان با نصب توربو اکسپندر بر روی خط گاز علاوه بر تولید انرژی الکتریکی، از فرآیند جذب گرمای آن نیز برای تقطیر بخار خروجی توربین استفاده کرد. دلیل انتخاب بخار توربین تداوم مناسب و یکنواخت جریان و همچنین شرایط ثابت آن می باشد به علاوه اینکه در فصول گرم سال بار برودتی تولیدی توسط توربو اکسپندر، با کاهش بار حرارتی کندانسور باعث افزایش توان تولیدی واحد خواهد شد. با

e : خروجی واقعی مرحله ۱ توربو اکسپندر با راندمان ایزنتروپیک 86% و ورودی به مبدل گرمایش مجدد.

es : خروجی ایده آل مرحله ۱ توربو اکسپندر با راندمان ایزنتروپیک 100% .

f : خروجی از گرمکن.

نتایج محاسبات برای دو حالت توربو اکسپندر دو مرحله ای در جدول های ۵ و ۶ آورده شده است.

	P kPa	T °C	h kJ/kg	s kJ/kg K	Density kg/m ³
a	6550	40	-25.979	-2.180	44.326
b	6550	60	27.073	-2.016	40.693
c _s	3350	10.5	-68.888	-2.016	24.480
c	3350	16	-55.453	-1.969	23.882
d	3350	60	52.554	-1.622	20.130
es	1700	9.5	-52.753	-1.622	12.044
e	1700	15.86	-38.010	-1.570	11.743
f	1700	40	18.383	-1.383	10.741
W_{total}			-173.09 kJ/kg		
Q_{total}			217.452 kJ/kg		

جدول ۵: محاسبات مربوط به راهکار ۳ نصب توربو اکسپندر

	P kPa	T °C	h kJ/kg	s kJ/kg K	Density kg/m ³
a	6550	40	-25.979	-2.180	44.326
b	6550	60	27.073	-2.016	40.693
c _s	1900	-27.7	-	-2.016	16.000
c	1900	-17.6	-	-1.922	15.227
d	1900	60	64.215	-1.299	11.243
es	550	-26.3	-	-1.299	4.384

یازدهمین همایش بین المللی انرژی

توجه به توان تولیدی و گرمای جذب شده در فرآیند استفاده از توربو اکسپندر ۲ مرحله‌ای برای کاهش فشار از ۶۵۵۰ kPa به ۵۵۰ kPa با استفاده از یک جاذب رطوبت جهت حذف بخارات آب موجود در گاز طبیعی پیشنهاد می‌گردد. با نصب توربو اکسپندر علاوه بر حذف گاز مصرفی در ایستگاه تقلیل فشار که صرفه جویی اقتصادی بالایی به همراه دارد، با افزایش تولید واحد در فصول گرم سال و فروش انرژی تولیدی توسط توربو اکسپندر میتوان برای نیروگاه درآمدزایی کرد. برای توربو اکسپندر با توان تولیدی ۲.۷ W و با در نظر گرفتن ضریب بار ۰.۷ برای کارکرد واحد با سوخت گاز طبیعی و تولید با توان نامی در یک سال و با توجه به قیمت خرید تضمینی برق تولیدی توربو اکسپندر [۴] توسط شبکه برق سراسری کشور درآمد سالانه ۲۹,۸۰۱,۵۲۰,۰۰۰ ریال و با نصب بر روی هر ۴ واحد مجموعاً مبلغ ۱۱۹,۲۰۶,۰۸۰,۰۰۰ ریال سالیانه درآمد برای نیروگاه به همراه خواهد داشت

مراجع

- [1] Heinz P.bloch, Claire Soares. (2001). "Turboexpanders and Process Applications." Gulf Professional, 523, pp 36-38.
- [2] Ramin Taheri Seresht, Hassan Khodaei Jalalabadi, Babak Rashidian. (2010). "Retrofit Of City Gate Station By Using Turboexpander." Arizona State University, Thirty-second Industrial Energy Technology Conference, New Orleans, LA.

یازدهمین همایش بین المللی انرژی