

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مکانیک

گزارش نهایی طرح پژوهشی

# تحلیل قابلیت کاردهی گاز خروجی از میادین گاز طبیعی

مجری:

دکتر محمود فرزانه

زمستان ۱۳۸۷

کد طرح: ۱۷۰۸

این پژوهش با استفاده از اعتبارات پژوهشی دانشگاه صنعتی شاهرود انجام شده است و تاریخ های تصویب و خاتمه آن بترتیب ۱۳۸۷/۴/۹ و ۸۷/۱۱/۲۷ می باشد.



## شناسنامه طرح پژوهشی

این طرح با مشخصات ذیل با استفاده از اعتبارات پژوهشی دانشگاه صنعتی شاهرود انجام شده است.

### الف) عنوان طرح:

- ۱- فارسی: تحلیل قابلیت کاردهی گاز خروجی از میدین گاز طبیعی
- ۲- لاتین: Exergy of Natural Gas Flow in Iran's Natural Gas Fields
- ۳- کد طرح: ۱۷۰۸

ب) نام مجری: دکتر محمود فرزانه گرد عضو هیات علمی دانشکده: مکانیک

### ج) همکاران:

- مصوب شورای پژوهشی در جلسه شماره ۱۷۲ مورخ ۱۳۸۷/۴/۹
- تایید اختتام در شورای پژوهشی در جلسه شماره ۱۷۸ . مورخ ۸۷/۱۱/۲۷
- مدت زمان اجرا ۴ ماه
- کل مبلغ اعتبار طرح ۲۵۰۰۰۰۰۰ ریال

مقاله/ مقالات مستخرج از طرح با عناوین: (که بیوست گزارش می باشد)

۱- Exergy of Natural Gas Flow in Iran's Natural Gas Fields

امضاء

مدیر امور پژوهشی

نام و نام خانوادگی محمود فرزانه گرد امضاء

مجری طرح

# تحلیل قابلیت کاردهی گاز خروجی از میادین گاز طبیعی

دکتر محمود فرزانه

mgord@shahrood.ac.ir

چکیده:

استفاده از گاز طبیعی به عنوان یک منبع اصلی انرژی به خاطر ترکیبات شیمیایی غنی آن به سرعت در حال گسترش است. گاز طبیعی به عنوان سوخت نیروگاهها گرمایش ساختمانها و غیره آلودگی کمتری نسبت به سوختهای فسیلی دیگر ایجاد می کند. از گاز طبیعی همچنین برای تولید مواد شیمیایی از جمله کود شیمیایی استفاده می شود. گاز طبیعی در فشار بسیار بالا از میادین گازی استخراج می شود. انرژی فشاری این گاز مقدار زیادی است که متاسفانه در حال حاضر در کشور ما با استفاده از شیرهای اختناق این انرژی تلف می شود و از آن هیچگونه استفاده ای نمی شود. هدف از این تحلیل برآورد میزان انرژی (قابلیت کاردهی) گازهای خروجی از یک میدان گازی می باشد و بعنوان نمونه محاسبات برای میدان گازی شانول در جنوب استان فارس با دبی خروجی  $15 \times 10^6 \text{ m}^3 / 24 \text{ hr}$  انجام گرفته است. قابلیت کاردهی برای دو فرآیند آنتالپی ثابت (فرآیند اختناق) و انتروپی ثابت محاسبه شده است. مقایسه دمای بدست آمده بعد از فرآیند آنتالپی ثابت با مقادیر عملی اندازه گیری شده تطابق بسیار خوبی را نشان می دهد.

# فصل اول

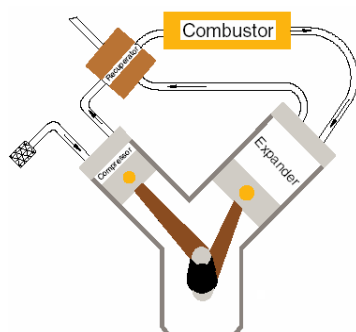
## مقدمه:

## ۱- مقدمه

اگررژری گاز طبیعی را می توان به سه گروه اگررژری شیمیایی، اگررژری فشاری و اگررژری دمایی تقسیم بندی کرد. گاز طبیعی بخاطر ترکیبات شیمیایی غنی، دارای مقدار زیادی اگررژری شیمیایی است که این اگررژری در اثر فرآیند سوختن به حرارت تبدیل می شود. گاز طبیعی همچنین در طی فرآیند اختناق در اثر پدیده ژول-تامسون کاهش دما پیدا خواهد کرد. از نظر تئوری اگر این دما به اندازه کافی پایین تر از دمای محیط باشد با استفاده از یک موتور حرارتی می توان مقداری کار تولید کرد. همچنین یکی از راههای حمل و نقل گاز طبیعی مایع کردن آن می باشد. گاز مایع شده (LNG) که دارای دمای بسیار پایین است را می توان به عنوان یک منبع اگررژری دمایی در نظر گرفت (با توجه به اینکه این گاز مایع شده قبل از استفاده باید افزایش دما پیدا کند). G.BISIO [1] و همکارانش راههای مختلف استفاده از اگررژری دمایی را بررسی کرده اند و حداکثر بازده ۰,۵۸ را برای سیکل ترکیبی بدست آورده اند و نشان داده اند که در این حالت ۶۴٪ از کل اگررژری دمایی گاز طبیعی مایع می تواند بصورت کار مفید مورد استفاده قرار گیرد. تحقیقات فراوان در زمینه استفاده از اگررژری فشاری گاز طبیعی در ایستگاههای تقلیل فشار انجام گرفته است. از جمله می توان به تحقیقات G.BISIO [2] اشاره کرد. ایشان سیستمهای ترمودینامیکی متفاوتی را پیشنهاد کرده است که بتوان از این اگررژری استفاده کرد از جمله می توان به سیستمی برای تراکم هوا اشاره کرد.

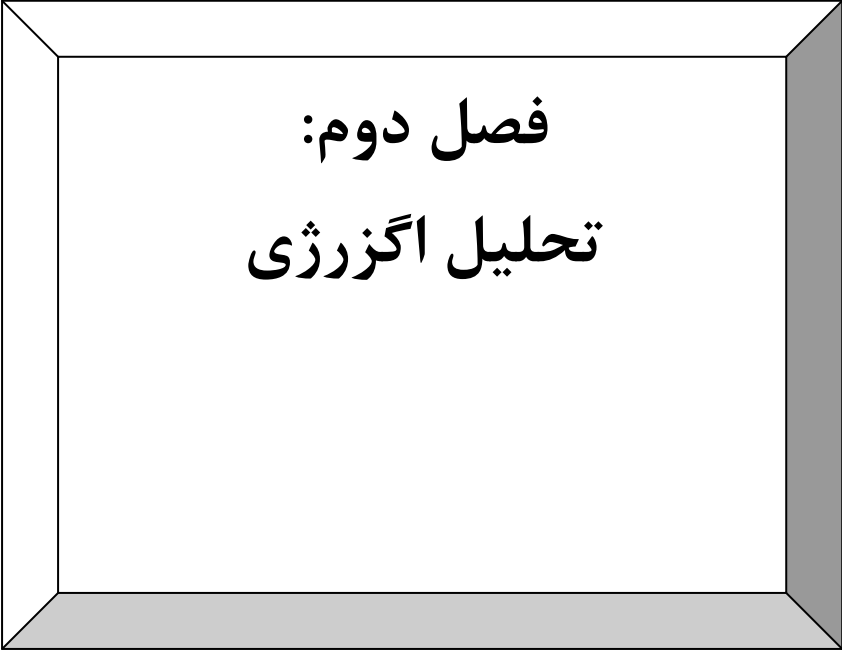
در زمینه طراحی یک وسیله مکانیکی برای تولید کار از اگررژری فشاری گاز نیز تحقیقات فراوانی انجام گرفته است. در سیستمهای هوای فشرده از اگررژری هوا برای تولید کار به فراوانی استفاده می شود. همچنین در زمینه استفاده از توربین های انبساطی نیز تحقیقاتی انجام گرفته است.

از جمله وسایل مکانیکی دیگر برای تولید کار از انرژی فشاری یک گاز می توان به موتورهای رفت و برگشتی اشاره کرد. MOSS [3] و همکاران چنان که در شکل (۱) مشخص می باشد یک موتور رفت و برگشتی برای تولید کار از فشار بالای گازهای سوخته شده را مورد بررسی و تحلیل قرار داده اند. ایشان اینگونه موتورها را جایگزین مناسبی برای تولید کار در توان های خروجی پایین در مقایسه با توربین های انبساطی معرفی کردند.



شکل (۱): موتور انبساطی رفت و برگشتی [3]

BELL [4] و همکاران این گونه موتورها را مدل سازی کرده و اثرات پارامترهای گوناگون را بر کارایی آنها تحلیل نمودند. گاز خروجی از میدین گازی دارای فشار بسیار بالایی است. این فشار بلافاصله بعد از خروج گاز، بوسیله یکسری شیرهای فشارشکن کاهش می یابد. این افت فشار در حقیقت باعث اتلاف قابل ملاحظه ای در انرژی گاز می شود. در این تحقیق میزان انرژی خروجی یک نمونه از میدین گازی ایران محاسبه شده است. این محاسبات نشان می دهد که میزان قابل ملاحظه ای از انرژی در حال حاضر براحتی به هدر داده می شود و با توجه به حجم بسیار بالای استخراج گاز در ایران می توان براحتی نتیجه گرفت که این انرژی فشاری می تواند بعنوان یکی از منابع تأمین انرژی مورد استفاده قرار گیرد.



**فصل دوم:**  
**تحليل اگزري**

## ۱- مقدمه

در این بخش در مورد روش آنالیز اگزرژی (آنالیز قابلیت کاردهی) توضیحاتی داده شده است. با بکارگیری این آنالیز، می توان موقعیت (محل)، علت و مقدار صحیح اتلاف و افت منابع انرژی را تعیین نمود. این چنین اطلاعاتی در طراحی سیستم های جدید با بهره ور بالا (انرژی) و برای بهبود بخشیدن عملکرد سیستم های موجود بکار می روند. همچنین آنالیز اگزرژی این امکان را فراهم می کند که از تقریبی کاملاً بر اساس قانون اول اجتناب نمود. بطور مثال بر اساس استدلالی که کاملاً بر مبنای قانون اول باشد کندانسور یک نیروگاه به اشتباه بصورت یک جزئی که عامل اصلی کاهش عملکرد کلی کم واحد محسوب می گردد. اما آنالیز اگزرژی بطور صحیح آشکار می کند که تولید کننده بخار است که محل اصلی افت بازده ترمودینامیکی بدلیل برگشت ناپذیریهای احتراق و انتقال حرارت درون آن بوده و افت در کندانسور ناچیز می باشد. هنگامی که مفاهیم اگزرژی با اصول اقتصاد مهندسی ترکیب شوند نتیجه بدست آمده به عنوان ترمواکونومیک شناخته می شود. در ترمواکونومیک منابع حقیقی هزینه در سطح جزء شامل هزینه های عمده سرمایه گذاری، هزینه های کارکرد و نگهداری و هزینه های مربوط به نابودی و افت اگزرژی می باشند. بهینه سازی سیستم های حرارتی را می توان با در نظر گرفتن این چنین منابع هزینه ای انجام داد. از اینرو ترمواکونومیک بعنوان کمک کننده اگزرژی در حداقل سازی هزینه ها می باشد.

## ۲- تعریف اگزرژی

زمانی که دو سیستم در حالتهای مختلف با یکدیگر در ارتباط باشند فرصتی برای انجام کار بوجود می آید و این کار می تواند توسعه یابد تا هنگامیکه دو سیستم به تعادل برسند. هنگامیکه یکی از دو سیستم، یک سیستم کاملاً ایده ال باشد محیط خوانده می شود و دیگری نیز سیستم مورد بهره می باشد. اگزرژی حداکثر کار مفید تئوری (محوری یا الکتریکی) قابل حصول بوده هنگامیکه سیستم ها تا حالت تعادل بر هم اثر گذاشته و فقط انتقال حرارت با محیط رخ دهد. (به



بیان دیگر اگزرژی حداقل کار مفید تئوری مورد نیاز جهت شکل دادن ماده از مواد موجود در محیط و آوردن ماده به حالت مشخصی است).

اگزرژی از امکان برهمکنش میان ماده مورد بررسی و اجزای معمولی محیط حاصل می شود. بنابراین اگزرژی تابعی از پارامترهای حالت ماده مورد بررسی و پارامترهای حالت اجزای معمولی محیط است. اگزرژی معمولاً ثابت نبوده و می تواند نابود شود. حالت محدود کننده هنگامی رخ می دهد که سیستم با محیط خود به خود و بدون قیدی در خصوص وصول کار به تعادل برسد که در این حالت اگزرژی صفر است. در حالت فرایند خود به خود قابلیت توسعه کار که بطور اولیه وجود دارد کاملاً اتلاف می شود. از آنجائیکه در حالت فرایند خود به خود هیچ کاری مورد نیاز نیست که انجام شود مقدار اگزرژی هیچ موقع نمی تواند منفی شود.

### ۳- محیط

مدلهای مختلفی برای توصیف محیط مورد استفاده جهت تخمین اگزرژی بکار گرفته شده اند. که این مدلها معمولاً به بعضی قسمتهای احاطه کننده سیستم که خواص شدتی هر فاز از آن یکسان بوده و بطور برجسته ای در نتیجه ای هر فرایند تحت بررسی تغییر نکرده اشاره دارند. محیط ترکیبی از مواد موجود به فراوانی درون اتمسفر، پوسته زمین و اقیانوسها است. مواد بطور طبیعی به شکل پایدارشان بوده و هیچگونه امکان توسعه کار ناشی از برهمکنشهای فیزیکی شیمیایی بین بخش های محیط وجود ندارد. اگر چه خواص شدتی محیط فرض می شود که بدون تغییر باقی می ماند ولی خواص جامع در نتیجه برهمکنشهای با سیستم های دیگر می توانند تغییر کنند. انرژیهای جنبشی و پتانسیل نسبت به مختصات در محیط بدست آورده شده و تمام قسمتهای آن فرض می شود که نسبت به یکدیگر ساکن هستند.

به منظور سهولت محاسباتی دمای  $T_0$  و فشار  $P_0$  محیط اغلب بصورت مقادیر حالت استاندارد به ترتیب برابر  $25^\circ\text{C}$  و  $1\text{ atm}$  در نظر گرفته می شوند هر چند این خواص ممکن است با توجه به

کاربردشان بطور متفاوت مشخص شوند. هر چند که  $T_0$  و  $P_0$  ممکن است بصورت میانگین دما و فشار محیط به ترتیب برای موقعیتهای که سیستم تحت بررسی کار می کند در نظر گرفته شوند (بعبارت دیگر اگر سیستم از هوای اتمسفری استفاده کند  $T_0$  بصورت دمای میانگین هوا در نظر گرفته می شود)

#### ۴- حالت مرده

هنگامیکه سیستم با محیط در تعادل است حالت سیستم بصورت حالت مرده نامیده می شود. حالت مرده حالتی است که در آن دما و فشار سیستم با محیط یکسان می شود چنین سیستمی انرژی جنبشی و پتانسیل نسبت به محیط نداشته و در تعادل حرارتی، مکانیکی و شیمیایی با محیط می باشد (سرعت آن صفر و موقعیتش نسبت به سطح مرجع صفر است). در این حالت امکان تغییر خود به خود درون سیستم یا محیط وجود ندارد از اینرو هیچگونه برهمکنشی بین آنها رخ نداده و مقدار انرژی صفر است.

نوع دیگری تعادل بین سیستم و محیط می تواند وجود داشته باشد که شکل محدود شده تعادل بوده در این حالت فقط شرایط تعادل مکانیکی و حرارتی می بایستی ارضاء شوند از اینرو این حالت، حالت مرده محدود شده نامیده می شود. در حالت مرده محدود شده کمیت ثابت شده ماده تحت بررسی نسبت به جریان جرمی عایق شده اند و سرعت و ارتفاع نسبت به مختصات در محیط با دما و فشار  $T_0$  و  $P_0$  صفر می باشد.

#### ۵- بالانس انرژی

انرژی می تواند بوسیله کار، انتقال حرارت و ورود و خروج مواد به حجم کنترل انتقال یابد. تمام اینچنین انتقالهای انرژی نسبت به محیط استفاده شده در تعریف انرژی تخمین زده می شوند. انرژی بوسیله برگشت ناپذیرهای درون سیستم یا حجم کنترل نابود می شود. بالانس

اگرژی را می توان در حالت پایدار یا گذرا با توجه به اینکه سیستم بسته یا حجم کنترل مورد بررسی می باشد به شکل‌های مختلف نوشت. در قسمت بعد با توجه به اهمیت این موضوع بالانس نرخ اگرژی برای حجم کنترل در حالت پایدار آورده شده است.

## ۶- بالانس نرخ اگرژی حجم کنترل

در حالت پایدار بالانس نرخ اگرژی حجم کنترل بصورت زیر است:

$$0 = \sum_j \dot{E}_{q,j} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e - \dot{E}_D \quad (1)$$

یا

$$0 = \sum_j \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{E}_D \quad (2)$$

$\dot{W}_{cv}$  همانطور که گفته شد بصورت کار جریانی بوده و  $\dot{Q}_j$  نرخ زمانی انتقال حرارت در

موقعیتی از مرز حجم کنترل در دمائی  $T_j$  است. انتقال اگرژی مربوطه برابر :

$$\dot{E}_{q,j} = \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \dot{Q}_j \quad (3)$$

زیرنویسهای  $e$  ورودی و خروجی از حجم کنترل را نشان می دهند. نرخ انتقال اگرژی در

ورودی و خروجی حجم کنترل بصورت  $\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i$  و  $\dot{E}_e = \dot{m}_e e_e$  هستند.  $\dot{E}_D$  نابودی اگرژی

وابسته به زمان ناشی از برگشت ناپذیریهای درون حجم کنترل را بحساب می آورد. نرخ نابودی

اگرژی به نرخ تولید آنتروپی بوسیله رابطه زیر مربوط می شود:

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4)$$

ترمهای انتقال اگرژی مخصوص  $e_i$  و  $e_e$  بصورت ترمهای چهار مولفه ای :

اگرژی فیزیکی  $e^{PH}$  , اگرژی جنبشی  $e^{KN}$  , اگرژی پتانسیل  $e^{PT}$  و اگرژی شیمیایی

$e^{CH}$

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (۴)$$

تعریف می شوند.

سه مولفه اول بصورت زیر می باشند :

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۵)$$

$$e^{KN} = \frac{1}{2}v^2 \quad (۶)$$

$$e^{PT} = gz \quad (۶)$$

در رابطه (۵) ،  $S_0, h_0$  به ترتیب آنتالپی مخصوص و آنترופی مخصوص در حالت مرده محدود شده می باشند. در روابط (۶) و (۷) ،  $Z$  و  $V$  سرعت و ارتفاع را نسبت به مختصات در محیط نشان می دهند.

## ۷- آگرژی شیمیایی

به منظور تخمین آگرژی شیمیایی، مولفه آگرژی مربوط به انحراف ترکیب شیمیایی سیستم از محیط، مواد تشکیل دهنده سیستم به دسته ای از خواص انتخاب شده مواد محیط نسبت داده می شوند. بدین منظور مدل‌های دیگری از محیط توسعه یافته اند

آنالیز آگرژی با بکار بردن محیط استاندارد و جدول استاندارد آگرژیهای شیمیایی مربوطه آسان شده است. جدول آگرژیهای شیمیایی استاندارد بر اساس مقادیر استاندارد دمای محیط  $T_0$  و فشار  $P_0$  بطور مثال  $۲۹۸,۱۵K$  و  $۱atm$  داده شده اند.

داده های آگرژی شیمیایی جدول (۲-۱۲) مربوط به دو محیط مرجع استاندارد آگرژی بوده که بصورت مدل I و مدل II نشان داده شده و جهت تخمینهای مهندسی بکار می روند. اگرچه استفاده از آگرژیهای شیمیایی استاندارد، کاربرد اصول آگرژی را آسان کرده ولی ترم استاندارد تا اندازه ای گمراه کننده است از اینرو که هیچ مشخصه ای از محیط برای تمام کاربردها کفایت کننده نیست.

جهت محدوده وسیع کاربردهای مهندسی سهولت و آسانی استفاده از آگرژیهای شیمیایی استاندارد معمولاً "مهمتر از هرگونه ضعف اندک در دقت نتیجه می باشد. می توان از اثر اندک تغییرات در مقادیر  $T_0$  و  $P_0$  در مورد مقادیر استفاده شده در تعیین کردن آگرژیهای شیمیایی استاندارد آورده شده در جدول (۲-۱۲) می توان صرفنظر کرد.

بطور مثال می توان آگرژی شیمیایی مولی مخلوط گازی را بصورت زیر تخمین زد :

$$\bar{e}^{CH} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{e}_i^{CH} + \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^j y_i \ln y_i \quad (7)$$

که  $\bar{e}_i^{CH}$  آگرژی مولی شیمیایی عنصر  $i$ ام است.

## ۸- تحلیل آگرژی حجم کنترل

قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای یک جریان پایدار درون حجم کنترل با یک ورودی و خروجی که در دمای  $T_0$  با محیط تبادل حرارت انجام می دهد را می توان بصورت زیر نمایش داد،

$$\dot{W} = \dot{Q} + \dot{m} h^0_{in} - \dot{m} h^0_{out} \quad (8)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}}{T_0} - \dot{m} s^0_{in} - \dot{m} s^0_{out} \geq 0 \quad (9)$$

در معادله (۸) متالپی بوده و برابر است با  $h^0 = h + \frac{V^2}{2} + gz$  با حذف  $\dot{Q}$  بین دو معادله

رابطه زیر را می توان بدست آورد،

$$\dot{W} = \dot{m}(h^0 - T_0 S)_{in} - \dot{m}(h^0 - T_0 S)_{out} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (10)$$

با توجه به مثبت بودن  $\dot{S}_{gen}$ ، میزان کار خروجی  $\dot{W}$  می تواند بین دو مقدار حدی بگونه

$0 \leq \dot{W} \leq \dot{W}_{rev}$  تغییرات داشته باشد وقتی که  $\dot{W}_{rev}$  نشان دهنده حداکثر کار خروجی قابل

حصول بوده و برابر با مقدار زیر خواهد بود،

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}(h^0 - T_0 S)_{in} - \dot{m}(h^0 - T_0 S)_{out} \quad (11)$$

با تعریف انگرژی مخصوص جریان بصورت زیر

$$a_f = (h^0 - h_0^0) - T_0(s - s_0) \quad (12)$$

میزان حداکثر کار مفید را می توان بگونه زیر نیز بدست آورد

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}(a_f)_{in} - \dot{m}(a_f)_{out} \quad (13)$$

اگر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر کنیم آنگاه برای یک گاز کامل میزان

انگرژی مخصوص را می توان با فرض ثابت بودن گرماهای ویژه  $c_p, c_v$  بصورت زیر محاسبه کرد

$$a_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (14)$$

$$a_f = c_p(T - T_0) - T_0(s - s_0) \quad (15)$$

از طرفی برای یک گاز کامل

$$s - s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (16)$$

بنابراین

$$a_f = c_p T_0 \left( \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (17)$$

در نتیجه برای یک گاز کامل رابطه ساده زیر را می توان برای محاسبه حداکثر کار خروجی

در یک فرآیند همدمای بدست آورد.

$$\dot{W}_{rev} = a_{f_1} - a_{f_2} = R T_0 \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (18)$$

## فصل سوم

تحلیل اگزورژی گاز خروجی از

میادین گازی

نتایج

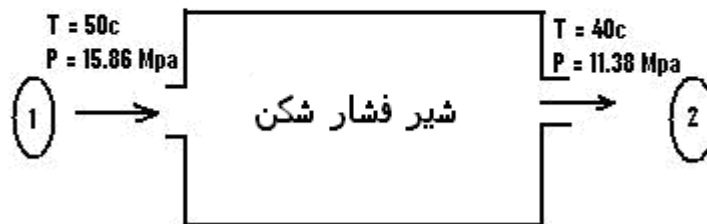
## ۱- مقدمه

در فصل تحلیل انرژی اشاره شده در فصل قبلی مورد استفاده قرار می گیرد تا مقدار کار قابل حصول از میدانهای گازی را بتوان پیش بینی کرد.

## ۲- شرایط واقعی حاکم بر یک میدان گازی

در این تحقیق برای تحلیل انرژی ، از شرایط واقعی حاکم بر یک میدان گازی استفاده شده است. چنان که قبلا اشاره شده بود بلافاصله بعد از خروج گاز از یک میدان گازی از یکسری شیرهای فشار شکن برای کاهش فشار استفاده می شود شکل (۱) خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بلافاصله بعد از خروج از چاه (حالت ۱) و پس از شیر فشار شکن (حالت ۲) از یکی از ده حلقه چاه میدان گازی شانول را در استان فارس در فصل تابستان نشان می دهد.

شرایط محیط :  $T = 36c$   
 $P = 0.1 \text{ Mpa}$



شکل (۱) : خواص ترمودینامیکی گاز قبل و بعد از شیر فشار شکن [5]

دبی گاز خروجی از کل میدان نیز حدود  $15 \times 10^6 \text{ m}^3 / 24hr$  می باشد. گاز طبیعی ترکیبی از عناصر متفاوتی می باشد که برای یک محاسبه دقیق نیاز به داشتن درصد جرمی عناصر تشکیل دهنده می باشد. ترکیب گاز طبیعی میدان گازی شانول در فصل تابستان در جدول (۱) نشان داده شده است.



nC <sub>5</sub>	iC <sub>5</sub>	nC <sub>4</sub>	iC <sub>4</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	Co <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	ترکیب
0.11	0.15	0.29	0.23	0.81	2.89	90.86	3.88	0.52	0.1	درصد مولي لي

Pseudoc <sub>11</sub>	Pseudoc <sub>10</sub>	Pseudoc <sub>9</sub>	Pseudoc <sub>8</sub>	Pseudoc <sub>7</sub>	Pseudoc <sub>6</sub>	ترکیب
0.01	0.01	0.03	0.09	0.15	0.17	درصد مولي لي

جدول شماره (۱) : ترکیب گاز طبیعی میدان گازی شانول در شرایط تابستان

[5]

از بین مواد تشکیل دهنده ای که اشاره شد پنج ماده را که درصد مولی بالاتری دارند انتخاب کرده و حدود یک درصد مولی از گاز طبیعی را که مابقی ترکیبات تشکیل می دهند ، به درصد مولی متان اضافه می کنیم . از آنجاییکه بیش از ۹۰ درصد گاز را متان تشکیل می دهد با دقت قابل قبولی ترکیب گاز را به صورت زیر خلاصه می کنیم. کسر جرمی هر ترکیب هم از فرمول زیر حساب شده است.

$$x_i = M_i y_i / \sum M_i y_i \quad (۱)$$

<i>i</i>	ترکیب	درصد مولي	$M_i \text{ kg}_i / \text{kmol}_i$	$x_i \text{ kg}_i / \text{kg}_{GAS}$
1	متان CH <sub>4</sub>	۹۱,۹	16.043	0.8529
2	نیتروژن N <sub>2</sub>	۳,۸۸	28.013	0.0628
3	اتان C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	۲,۸۹	30.070	0.0502
4	پروپان C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	۰,۸۱	44.097	0.0206
5	دی اکسید کربن Co <sub>2</sub>	۰,۵۲	44.010	0.0132

جدول شماره (۲) : درصد مولي جرم مولي و کسر جرمی ترکیبات گاز طبیعی برای

استفاده در معادلات [5]

### ۳- نتایج و توضیحات

کاهش فشار و دما در طی عبور از فشار شکن ( باتوجه به شرایط محیطی ) اگزرژی گاز طبیعی راکاهش می دهد. باتوجه به روابط و جداول [6] موجود این مقدار قابلیت کاردهی قابل محاسبه است .

$$W_{rev} = a_{f_1} - a_{f_2} \quad (۲)$$

با جایگذاری تعریف اگزژی نتیجه می شود:

$$W_{rev} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (۳)$$

در محاسبه اگزرژی از تغییرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل صرف نظر می شود .

در ادامه اگزرژی تک تک اجزاء تشکیل دهنده گاز طبیعی با استفاده از جداول ترمودینامیکی منبع [6] و با فرض گاز کامل محاسبه شده است .

### ۴- انبساط گاز در شیر فشار شکن:

$i$	نام ترکیب	$x_i \text{ kg } i / \text{kg GAS}$	$(a_{f_1} - a_{f_2})_i \text{ kJ/kg}_i$	$(a_{f_1} - a_{f_2}) \text{ kJ/kg}_{GAS}$	$x_i \times R_i T_0 \ln \frac{P_1}{P_2}$
1	متان	0.8529	46.1829	39.39134	۴۵,۷۲۰
2	نیتروژن	0.0623	31.5509	1.983908	۱,۹۲۲
3	اتان	0.0502	12.6406	0.635503	۱,۴۶۷
4	پروپان	0.0206	9.5418	0.197171	۰,۴۲۵
5	دی اکسید کربن	0.0132	6.4504	0.0854	۰,۲۶۲

جدول شماره (۳): تغییرات اگزرژی محاسبه شده برای ترکیبات گاز طبیعی (فرآیند انبساط در شیر فشار شکن در حالت واقعی)

دبی حجمی خروجی از چاه برابر است با :

$$\dot{Q} = 15 \times 10^6 \text{ m}^3 / 24 \text{ hr} \quad \langle \text{at } T = 20^\circ \text{C}, P = 0.1 \text{ Mpa} \rangle$$

که در شرایط استاندارد اندازه گیری شده است . پس چگالی گاز با توجه به چگالی تک تک ترکیبات برابر است با :

$$\rho_{GAS} \Big|_{\substack{T=20^{\circ}C=293K \\ P=0.1Mpa}} = \rho = \sum (\rho_i \cdot x_i) = 0.759302 \frac{kg}{m^3}$$

در نتیجه دبی جرمی گاز خروجی از چاه برابر است با :

$$\dot{m} = \dot{Q} \times \rho = 1.14 \times 10^7 \frac{kg}{24hr}$$

کاهش انرژی گاز طبیعی در عبور از فشار شکن طبق فرمول زیر محاسبه می شود

$$\langle A_{f1} - A_{f2} \rangle_{GAS} = \dot{m}_{GAS} \times \sum_{i=1}^5 (a_{f1} - a_{f2})_i$$

$$\langle A_{f1} - A_{f2} \rangle_{GAS} = \dot{m} \times \langle a_{f1} - a_{f2} \rangle_{GAS} = 4.82 \times 10^8 \frac{kJ}{24hr} = 5575.25 \text{ KW}$$

ملاحظه می شود که انرژی گاز به شدت کاهش پیدا می کند و این مقدار در حقیقت نشان دهنده میزان کار هدر رفته در طی این فرایند می باشد.

و با فرض گاز طبیعی خروجی بعنوان یک گاز کامل و محاسبه R در دما و فشار استاندارد مقدار زیر برای تغییر انرژی بدست خواهد آمد .

$$\langle A_{f1} - A_{f2} \rangle_{GAS} = \dot{m} \times x_i \times R_i T_0 \ln \frac{P_1}{P_2} = 5.67 \times 10^8 \frac{kJ}{24hr} = 6564.42 \text{ KW}$$

باید به این نکته اشاره کرد که استفاده از معادله بالا ( فرض گاز کامل بودن گاز طبیعی) با توجه به فشار بالای با خطای اندکی همراه می باشد و مقدار به دست آمده نزدیکی خوبی با مقدار بدست آمده از معادله (۱۵) دارد.

فشار و دمای گاز بعد از فشار شکن در حالت واقعی توسط مرجع [5] اندازه گیری شده است . برای تحلیل انرژی گاز طبیعی و تعیین حداکثر و حداقل کار قابل دسترس برای شرایطی که فشار و دمای ورودی و فشار خروجی همانند شرایط واقعی حاکم بر شیرهای فشار شکن می باشد استفاده کنیم بنابراین انبساط گاز به فشار  $P_2$  را به صورت انبساط آیزنتروپیک (حداکثر کار قابل

دسترس) و انبساط آنتالپی ثابت (حداقل کار قابل دسترس) بررسی کنیم. بدین منظور برای بدست آوردن  $T_2$  در حالت آنتالپی ثابت،  $h_1$  را با دانستن فشار و دمای حالت (۱) بدست آورده، با در نظر گرفتن فشار در حالت (۲) و استفاده از معادله ذیل و روش سعی و خطا، دما پس از فشار شکن را محاسبه می کنیم.

$$h_2 = \sum_i^5 x_i h_i|_{T, P_2} = h_1|_{T_1, P_1}$$

به طریق مشابه  $T_2$  برای حالت آیزنتروپیک بدست می آید.

با این توضیحات تغییرات اگزرژی برای اجزاء گاز طبیعی در جدول های (۴) و (۵) محاسبه شده است.

#### انبساط آنتالپی ثابت ( $T_2 = 40.5^0 c$ )

$i$	نام ترکیب	$h_2 _{T_2, P_2} \text{ } \frac{kJ}{kg_i}$	$x_i \text{ } \frac{kg_i}{kg_{GAS}}$	$(a_{f1} - a_{f2}) \text{ } \frac{kJ}{kg_{GAS}}$
1	متان	843.57	0.8529	۴۲,۹۳۳۷
2	نیتروژن	306.17	0.0623	1.5932
3	اتان	362.82	0.0502	-0.4801
4	پروپان	309.01	0.0206	-0.3550
5	دی اکسید کربن	301.57	0.0132	-0.۰۳۳۹

جدول شماره (۴): تغییرات اگزرژی محاسبه شده برای ترکیبات گاز طبیعی (فرآیند انبساط آنتالپی ثابت)

و در نهایت تغییرات اگزرژی گاز طبیعی متشکل از متان، نیتروژن، اتان، پروپان و دی اکسید کربن ناشی از انبساط به روش آنتالپی ثابت و روش آیزنتروپیک به صورت زیر محاسبه می شود.  
انبساط آنتالپی ثابت:

$$h_2 = h_1$$

$$\Rightarrow \langle A_{f_1} - A_{f_2} \rangle_{GAS} = \dot{m} \times (a_{f_1} - a_{f_2})_{GAS} = 4.97E + 08 \text{ kJ} / 24\text{hr} = 5755.15 \text{ KW}$$

$$T_2 = 40.5^0 \text{ c}$$

مقایسه کاهش انرژی در حالت آنتالپی ثابت با شرایط واقعی (۵۵۷۵ KW) دقت بالای محاسبات را نشان می دهد. دما در این حالت نزدیک به دمای گاز پس از اختناق در شرایط واقعی ( $T_2 = 40^0 \text{ c}$ ) می باشد. چرا که فرایند کاهش فشار در شیرهای فشار شکن بسیار نزدیک به یک فرایند آنتالپی ثابت میباشد، با این تفاوت که در حالت واقعی انتقال حرارت با محیط نیز وجود دارد.

## ۷- انبساط آیزنتروپیک :

$$s_2 = s_1$$

$$\Rightarrow \langle A_{f_1} - A_{f_2} \rangle_{GAS} = \dot{m} \times \langle a_{f_1} - a_{f_2} \rangle_{GAS} = 4.89E + 08 \text{ kJ} / 24\text{hr} = 5663.41 \text{ KW}$$

$$T_2 = 25.5^0 \text{ c}$$

محور این مقاله بر پایه بهره وری از این قابلیت کاردهی می باشد و استفاده از انرژی گاز قبل از فشار شکن به صورت انبساط آیزنتروپیک میسر می باشد. چنان که مشاهده شد بصورت تئوری می توان با استفاده از انرژی فشاری گاز طبیعی خروجی از میدان گازی شانول حدود 6 MW انرژی بدست آورد. ضمن اینکه کاهش دمای گاز در حالت آنتالپی ثابت و حالت آیزنتروپیک به اندازه ای نیست که بتوان از آن به عنوان منبع دما پایین در یک سیکل سرمایشی استفاده کرد. برای استفاده از این انرژی فشاری بسته به شرایط می توان از توربین های انبساطی یا موتور های رفت و برگشتی استفاده کرد. در توربین های انبساطی چون گاز تقریباً فرایند آیزنتروپیک را طی می کند بازده بسیار بالاست. اما با توجه به شرایط گاز طبیعی خروجی استفاده از آنها مشکل باشد. با جایگزینی شیرهای اختناق با موتورهای رفت و برگشتی ضمن تولید کار از انبساط گاز می توان شرایط دما و فشار گاز را در ورود به پالایشگاه بدون تغییر انجام داد ضمن اینکه اینگونه موتورهای دارای تکنولوژی ساخت پایینتری می باشند. در این راستا به مقاله ارائه شده توسط

[3] MOSS مراجعه شود که در آن به موتوری اشاره شده که با انبساط آیزونتروپیک گاز کار تولید می کند. نحوه کار اکثر این موتورها بدین صورت است که گاز فشار بالا به داخل سیلندر پیستون وارد شده و سیلندر را به عقب می راند که باعث افزایش فضای داخل سیلندر و انبساط گاز بدون مصرف گاز می شود.

### انبساط آیزونتروپیک ( $T_2 = 25.5^0 c$ )

$i$	نام ترکیب	$S_2 _{T_2, P_2} / \text{kg}^0 K$	$x_i / \text{kg}_{GAS}$	$(a_{f_1} - a_{f_2}) / \text{kg}_{GAS}$
1	متان	3.9449	0.8529	۳۵,۶۶۱۵
2	نیتروژن	5.3651	0.0623	1.5261
3	اتان	1.2327	0.0502	3.6806
4	پروپان	1.1725	0.0206	1.3543
5	دی اکسید کربن	1.1601	0.0132	0.7395

جدول شماره (۵): تغییرات انرژی محاسبه شده برای ترکیبات گاز طبیعی (فرآیند انبساط آیزونتروپیک)

### نتیجه گیری

کاهش فشار و دمای گاز خروجی از میادین گازی، در طی عبور از فشار شکن، اتلاف انرژی گاز را به همراه خواهد داشت. بررسی انبساط گاز طبیعی از فشار  $P_1$  به  $P_2$  در حالت آنتالپی ثابت و آیزونتروپیک به ترتیب ۵۷۵۵ و ۵۶۶۳ کیلو وات کاهش انرژی گاز را نشان می دهد. دمای گاز پس از انبساط در حالت آنتالپی ثابت و آیزونتروپیک به ترتیب  $40.5^0 c$  و  $25.5^0 c$  بدست آمده است. دما در شرایط آنتالپی ثابت بسیار به دمای گاز پس از فشار شکن در حالت واقعی یعنی  $40^0 c$  نزدیک است چرا که در شیرهای فشار شکن تقریباً فرآیند اختناق روی می دهد. ضمن اینکه کاهش دمای گاز در حالت آنتالپی ثابت و حالت آیزونتروپیک به اندازه ای نیست که بتوان از آن به عنوان منبع دما پایین در یک سیکل سرمایشی بهره گرفت، بسته به شرایط می توان از توربین های انبساطی یا موتورهای رفت و برگشتی استفاده کرد. در توربین های انبساطی چون گاز

تقریباً فرآیند آیزنتروپیک را طی می کند بازده بسیار بالاست. با جایگزینی شیرهای اختناق با موتورهای رفت و برگشتی ضمن تولید کار از انبساط گاز می توان شرایط دما و فشار گاز را در ورود به پالایشگاه بدون تغییر انجام داد.

آنالیز انرژی ابزار مناسبی برای مدیریت و ممیزی انرژی در تمام زمینه ها می باشد. استفاده از قابلیت بسیار بالای کاردهی گاز طبیعی خروجی از میدان گازی با توجه به افزایش قیمت انرژی در دهه اخیر ضروری به نظر می رسد. همچنین کشور ایران به عنوان دومین کشور دارنده ذخایر گاز طبیعی در جهان می تواند در زمینه تحقیق و کاربرد علم مهندسی برای بهره برداری صحیح و بهینه از منابع گازی پیشرو باشد. با توجه به نزدیکی محاسبات کاهش انرژی در حالت انبساط آنتالپی ثابت با شرایط واقعی و میزان قابل توجه اتلاف انرژی گاز طبیعی (بیش از ۵۷۰۰ KW) (بکار گیری موتورهای انبساطی رفت و برگشتی توصیه می شود).

با توجه به مصرف روزانه گاز ایران و فرض شرایط مشابه میدان گازی شانول میتوان میزان انرژی قابل حصول از خروجی میدان گازی را محاسبه کرد.

## تشکر و قدردانی:

این پژوهش با استفاده از اعتبارات پژوهشی دانشگاه صنعتی شاهرود انجام گردیده است.

## منابع:

- 1- G. Bisio , L. Tagliafico, On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system, Exergy, an International Journal 2 (2002) 34–50
- 2- G. BISIO, THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE USE OF PRESSURE EXERGY OF NATURAL GAS, Energy Vol. 20. No. 2. pp. 161-167. 1995
- 3- R.W. Moss, A.P. Roskilly , S.K. Nanda, Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems, Applied Energy 80 (2005) 169–185
- 4- 2 Bell M.A.1; Partridge T.1, Thermodynamic design of a reciprocating Joule cycle engine, Journal of Power and Energy, Volume 217, Number 3, 1 June 2003, pp. 239-246(8)
- ۵- ترکیب و شرایط گاز میدان شانول در ورودی پالایشگاه پارسین شرایط تابستان (گزارش ارسالی به شرکت OIED)
- 6- <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- 7- Recep Yumruta, s a, Mehmet Kunduz b, Mehmet Kanoglu a, Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems, Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272

## ضمیمه الف - مقالات مستخرج از این طرح :



---

## Exergy of natural gas flow in Iran's natural gas fields

---

Mahmood Farzaneh-Gord\*  
and Mohammad Javad Maghrebi

The Faculty of Mechanical Engineering,  
Shahrood University of Technology,  
Shahrood, Iran

E-mail: mgord@shahroodut.ac.ir

E-mail: mahmood.farzaneh@yahoo.co.uk

E-mail: javad@shahroodut.ac.ir

\*Corresponding author

**Abstract:** Natural gas flow has a valuable pressure exergy which is currently destroyed in throttling valves at exit of the gas fields. In the current study, this pressure exergy has been calculated for an actual case. Exergy analysis was based on actual condition of the Shanol gas field, which is situated in Iran, in the summer. It is assumed to be a good representative of Iran's whole gas fields. Exergy has been calculated for a constant enthalpy process (throttling process) and isentropic process for real gas and ideal gas. Based on the Iran natural gas daily production rate, the results indicate that the maximum obtainable energy is about 5600 MW. By considering converting efficiency of 75%, one can extract 4200 MW electrical power. The computations for a constant enthalpy process show very good agreement with actual data.

**Keywords:** natural gas; natural gas fields; Iran natural gas fields; pressure exergy; exergy analysis.

**Reference** to this paper should be made as follows: Farzaneh-Gord, M. and Maghrebi, M.J. (2009) 'Exergy of natural gas flow in Iran's natural gas fields', *Int. J. Exergy*, Vol. 6, No. 1, pp.131–142.

**Biographical notes:** Mahmood Farzaneh-Gord is currently an Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering in the Shahrood University of Technology. The main subject that he teaches undergraduate students is Engineering Thermodynamics, and for postgraduate students it is Advanced Engineering Thermodynamics. He received his PhD Degree from the Bath University in Bath, UK, in 2003, for his study of gas turbine cooling systems. He graduated from Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, with an MSc Degree with First class Honours with Energy conversation subject in 1997. He is currently involved in energy optimisation project for the Iran oil and gas industry and has published papers in exergy and energy analysis.

Mohammad Javad Maghrebi is an Associate Professor in the Mechanical Engineering department at the Shahrood University of Technology. He teaches Fluid Mechanics at undergraduate and graduate levels, including computational fluid dynamics, fluid mechanics and turbomachineries. He graduated from Monash (Australia), Wollongong (Australia) and Tehran University (Iran) in PhD, MSc and BSc, respectively.

## 1 Introduction

Natural gas is commercially produced from oil fields and natural gas fields. According to Pars Special Energy Economic Zone official site, the largest natural gas field in Iran is the South Pars Gas field with reserves of the order  $10^{13}$  m<sup>3</sup> and production rate of the order  $10^9$  m<sup>3</sup> per day (including Qatar's part). Iran is estimated to have about  $2.7 \times 10^{13}$  m<sup>3</sup> natural gas reserves with daily production rate of the order  $10^9$  m<sup>3</sup>.

As reported by Laherrere (2004) and EIA Report (1998), the use of the natural gas is growing and it is believed to peak around the year 2030. Natural gas is a major source for electricity generation through the use of gas and steam turbines.

Natural gas exergy can be divided into three groups namely: chemical, thermal and pressure exergy.

Chemical exergy can be obtained and converted to other kinds of energy during combustion process. This is currently the main part of natural gas exergy which is widely consumed to generate electricity or in houses to produce heat.

The natural gas temperature reduces during the throttling process due to the Joule-Thompson effect. In theory, if this temperature is lower than the ambient temperature it can be used in a Carnot cycle for generating power from a low temperature source, when the high temperature source is the environment. Natural gas is also converted to Liquefied Natural Gas (LNG) for transportation purposes. LNG should normally be in the gas phase when consumed. It provides a very good source of temperature exergy (low temperature source) as it is kept in a very low temperature. Bisio and Tagliafico (2002) have studied different ways of using this temperature exergy and introduced a combined power cycle with a thermal efficiency of about 58% and concluded that 64% of temperature exergy of the LNG could be used. Hisazumi et al. (1998) proposed a combined power cycle for recovering cold energy from LNG and indicated that the efficiency of a combined power cycle is obviously higher than that of a simple Rankine cycle. Miyazaki and Kang (2000) developed a combined power generation cycle using refuse incineration and LNG cold energy, and conducted parametric analyses to investigate the effects of key parameters on the thermal and exergy efficiencies. The effects of temperature of a low-grade heat source, the temperature of a second medium, and the inlet pressure of the turbine on the efficiency of a power cycle with natural gas was studied by Qiangn et al. (2005). Their findings indicate that these parameters play important roles in the thermal and exergy efficiencies of the cycle. It was reported that any increase in the temperature of the low-grade heat source and the inlet pressure of the turbine, and any decrease in the temperature improve the thermal and exergy efficiencies. Shimin et al. (2004) proposed a cogeneration power system with two energy sources of fuel chemical energy and LNG cryogenic energy, and two outputs of electrical power and cooling power. The system has excellent energy saving because of the integration of the system and the cascade utilisation of LNG cryogenic energy. The chemical energy of fuel and the LNG cryogenic energy were saved by 7.5–12.2% and 13.2–14.3%, respectively.

Pressure exergy is the other valuable kind of natural gas exergy. Much research has been carried out to study the use of pressure exergy of natural gas focusing on the pressure drop stations, including the work of Bisio (1995). They introduced a few systems to use this exergy including a mechanical system to compress air. There have

been a few systems using the pressure of exergy of a gas (especially air), which is used in pneumatic systems. Expansion turbines (turbo expanders) are also available for generating work from this exergy. Turbo expanders are mainly used in the gas industry to create a very low natural gas stream temperature for recovering ethane from natural gas stream or for LNG production. Because work is extracted from the expanding high pressure gas, the expansion process follows a nearly isentropic process. A wide range of turbo expander models is available, ranging from 75 KW to 10 MW and even up to 130 MW, as mentioned in the Bloch (2001a, 2001b) and Dresser-Rand products website. Typical isentropic efficiencies range from 84% to 86%. Moreover, the machines have also demonstrated a high degree of reliability.

Greeff et al. (2004) have studied integration of a turbo expander into different types of high pressure and exothermic chemical synthesis processes. They showed the successful integration of a turbo expander with meaningful energy savings.

Hinderink et al. (1996) proposed a method for calculating the absolute exergy of multi-component liquid, vapour or two-phase flows. The method enabled a clear division of the total exergy of a material stream into three terms; so the exergy change of mixing was calculated separately from the chemical and the physical exergy. Exergies were calculated as an extensive stream property through the use of some external sub-routines.

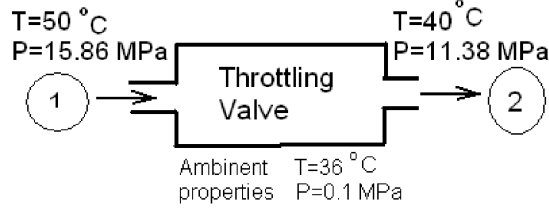
Rosen and Scott (1998) studied the energy and exergy analyses at low-pressure processes for methanol from natural gas by means of simulation. The energy and exergy efficiencies for the overall process were found to be 39% and 41%, respectively. It was reported that the internal consumptions, particularly within the combustion, compression and methanol synthesis systems were the major cause of the exergy loss. The energy losses related to the emissions of cooling water and stack gas were found to be insignificant.

The natural gas which exits at a very high pressure from the natural gas reservoir immediately flows through a series of throttling valves, causing a considerable pressure drop. In this study the amount of obtainable energy from this pressure drop is calculated for an actual case (Shanol gas field in south Fars province in Iran). The results extended to all of Iran's gas fields, assuming the same conditions. The results indicate that a large amount of exergy is currently being destroyed in Iran's natural gas fields. This exergy loss can be considered as a source for green energy which does not cause pollution when it is utilised.

No previous attempts to calculate the pressure exergy of the gas reservoir in literature are detected. In this paper, we have tried to study this new subject.

## **2 Actual condition of the Shanol natural gas field**

Figure 1 shows the actual conditions of the natural gas immediately at the exit of the gas reservoir ( $P = 15.86$  MPa and  $T = 50^\circ\text{C}$ ) after the throttling valve ( $P = 11.38$  MPa and  $T = 40^\circ\text{C}$ ) during summer with environment conditions ( $P = 0.1$  MPa and  $T = 36^\circ\text{C}$ ) as reported by National Iran Gas (NIGC) (2003).

**Figure 1** The actual conditions of natural gas at exit of the gas field and a throttling valve

### 3 Exergy analysis of a control volume

The natural gas flow through a throttling valve can be considered as the flow through a non-adiabatic control volume with one inlet and one outlet as shown in Figure 1. For such an open system with heat transfer to environment at temperature of  $T_0$ , the first and the second laws of thermodynamics can be applied as follows:

$$\dot{W} = \dot{Q}_h + \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{in}} - \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{out}} \quad (1)$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \frac{\dot{Q}_h}{T_0} - \dot{m}s_{\text{in}} - \dot{m}s_{\text{out}} \geq 0. \quad (2)$$

Neglecting potential and kinetic energy change and by elimination of heat transfer to environment,  $\dot{Q}_h$ , between equations (1) and (2), the following expression can be obtained:

$$\dot{W} = \dot{m}(h - T_0s)_{\text{in}} - \dot{m}(h - T_0s)_{\text{out}} - T_0\dot{S}_{\text{gen}}. \quad (3)$$

Since  $\dot{S}_{\text{gen}}$  is positive, it can be easily shown that  $\dot{W}$  can be varied between two limited values as  $0 \leq \dot{W} \leq \dot{W}_{\text{rev}}$  in which  $\dot{W}_{\text{rev}}$  is the maximum obtainable work (availability) and can be calculated as:

$$\dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(h - T_0s)_{\text{in}} - \dot{m}(h - T_0s)_{\text{out}}. \quad (4)$$

Using the specific flow exergy as follows:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0). \quad (5)$$

The maximum obtainable work can be calculated as below:

$$\dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(ex)_{\text{in}} - \dot{m}(ex)_{\text{out}}. \quad (6)$$

Equation (6) gives the maximum available work during the process for a real gas. For an ideal gas the specific exergy can expressed as:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

$$ex = c_p(T - T_0) - T_0(s - s_0). \quad (8)$$

When potential and kinetic energy are neglected and the specific heats,  $c_p$ ,  $c_v$  are assumed constants. For an ideal gas the entropy change is given by:

$$s - s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}. \quad (9)$$

The specific exergy for an idea gas can be calculated as follows when equations (9) and (10) are combined:

$$ex = c_p T_0 \left( \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + RT_0 \ln \frac{P}{P_0}. \quad (10)$$

By substituting the definition of specific exergy for an ideal gas (equation (10)) into equation (6) and assuming a constant temperature process, a simple expression for calculating maximum available work for an ideal gas can be obtained as follows:

$$\dot{W}_{rev} = ex_{in} - ex_{out} = RT_0 \ln \frac{P_{in}}{P_{out}}. \quad (11)$$

The actual work which may be obtained from a thermodynamic system is less than the maximum work given in equation (6). This obtainable work can be calculated as below if the exergetic efficiency (second law efficiency) of the system ( $\varepsilon$ ) is known:

$$\dot{W} = \varepsilon \dot{W}_{rev}. \quad (12)$$

#### 4 Chemical composition of natural gas

The composition of natural gas (mixture) varies with location, climate and other factors. The primary component is Methane ( $\text{CH}_4$ ), which constitutes about 90% of the mixture. It also contains heavier hydrocarbons such as Ethane ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), Propane ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) and Butane ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ). Table 1 shows an experimental analysis of the natural gas composition of the Shanol gas field in summer, which is the basis for exergy analysis in this research work.

**Table 1** Experimental analysis of natural gas composition of Shanol gas field in summer

<i>Component</i>	<i>Chemical formula</i>	<i>Experimental analysis (mole fraction %)</i>
Water	$\text{H}_2\text{O}$	0.1
Carbon dioxide	$\text{CO}_2$	0.52
Nitrogen	$\text{N}_2$	3.88
Methane	$\text{CH}_4$	90.86
Ethane	$\text{C}_2\text{H}_6$	2.89
Propane	$\text{C}_3\text{H}_8$	0.81
Iso butane	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.23
n-Butane	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.29
Iso-Pentane	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	0.15
Pseudo $\text{C}_6$	Pseudo $\text{C}_6$	0.17

**Table 1** Experimental analysis of natural gas composition of Shanol gas field in summer (continued)

<i>Component</i>	<i>Chemical formula</i>	<i>Experimental analysis (mole fraction %)</i>
PseudoC <sub>7</sub>	PseudoC <sub>7</sub>	0.15
PseudoC <sub>8</sub>	PseudoC <sub>8</sub>	0.09
PseudoC <sub>9</sub>	PseudoC <sub>9</sub>	0.03
PseudoC <sub>10</sub>	PseudoC <sub>10</sub>	0.01
PseudoC <sub>11</sub>	PseudoC <sub>11</sub>	0.01

*Source:* NIGC Internal Report (2003)

It can be realised that the most of compositions constituted a very low percentage. For the sake of simplicity it is assumed that the natural gas contains only five highest percentage substance in Table 1. The chemical compositions of the natural gas which used in the analysis are tabulated in Table 2.

The mass fraction of each component is obtained using equation (13) in which  $M$  is the molecular weight based on an ideal gas mixture. This may not be completely applicable for this case.

$$x_i = \frac{M_i y_i}{\sum M_i y_i} \quad (13)$$

**Table 2** Natural gas composition used in the analysis

<i>i</i>	<i>Component</i>	<i>Mole fraction (%)</i>	<i>M<sub>i</sub> (kg/kmol<sub>i</sub>)</i>	<i>x<sub>i</sub> (kg/kg<sub>GAS</sub>)</i>
1	Methane	91.9	16.043	0.853
2	Nitrogen	3.88	28.013	0.063
3	Ethane	2.89	30.070	0.050
4	Propane	0.81	44.097	0.021
5	Carbon dioxide	0.52	44.010	0.013

## 5 Results and discussions

Firstly, the exergy change for the actual process is examined to study the current exergy destruction. Secondly, as the actual process is very similar to a constant enthalpy process for an adiabatic system, the exergy analysis has also been carried out for a constant enthalpy process to examine the validity of the assumptions and the analysis. Finally, the pressure of the natural gas is assumed to reduce to the final pressure (as in the actual case) in a constant entropy process for predicting the maximum and obtainable available energy. In these exergy analysis, the Shanol gas field environment conditions ( $P = 0.1$  MPa and  $T = 36^\circ\text{C}$ ) are considered to be the reference state (dead state).

### 5.1 Exergy reduction for the actual case

Natural gas exergy decreases during pressure and temperature reduction in the throttling valve, considering the environmental condition. This exergy reduction actually equals the exergy change of the gas, which can be expressed as:

$$\dot{W}_{\text{lost}} = ex_1 - ex_2. \quad (14)$$

The exergy change of the gas mixture can be calculated by the summation of the exergy change in each component. By using thermodynamics properties, provided by National Institute of Standards and Technology website, the exergy change of each component is summarised in Table 3.

**Table 3** Exergy change of gas component passing through the throttling valve (real condition)

<i>i</i>	Component	$x_i$ (kg/kg <sub>GAS</sub> )	$(ex_1 - ex_2)_i$ (kj/kg <sub>i</sub> )	$(ex_1 - ex_2)$ (kj/kg <sub>GAS</sub> )	$x_i \times R_i T_0 \ln(P_1/P_2)$
1	Methane	0.851	46.183	39.391	45.720
2	Nitrogen	0.062	31.551	1.984	1.922
3	Ethane	0.050	12.641	0.636	1.467
4	Propane	0.021	9.542	0.197	0.425
5	Carbon dioxide	0.013	6.450	0.085	0.262

The volumetric flow rate of natural gas through the Shanol gas field in the normal condition is given below:

$$\dot{Q} = 15 \times 10^6 \text{ m}^3 / 24 \text{ hr} \quad \text{at } T = 20^\circ\text{C}, P = 0.1 \text{ MPa}.$$

The gas density can be calculated in normal condition as:

$$\rho_{\text{GAS}}^{T=20^\circ\text{C}=293\text{K}, P=0.1\text{MPa}} = \rho = \sum (\rho_i x_i) = 0.759302 \text{ kg/m}^3.$$

So the mass flow rate can be worked out as:

$$\dot{m} = \rho \dot{Q} = 1.14 \times 10^7 \text{ kg} / 24 \text{ hr}.$$

And finally, the natural gas exergy reduction can be calculated as:

$$(Ex_1 - Ex_2)_{\text{GAS}} = \dot{m}_{\text{GAS}} \sum_{i=1}^5 (ex_1 - ex_2)_i \quad (15)$$

$$(Ex_1 - Ex_2)_{\text{GAS}} = \dot{m}_{\text{GAS}} (ex_1 - ex_2)_{\text{GAS}} = 4.82 \times 10^8 \text{ kj} / 24 \text{ hr} = 5575.25 \text{ KW}.$$

It can be seen that total exergy reduction for this gas field is about 5.5 MW, which actually indicates the exergy lost.

If ideal gas behaviour is assumed, the total exergy reduction will be as follows:

$$\langle Ex_1 - Ex_2 \rangle_{\text{GAS}} = \dot{m} \sum x_i R_i T_0 \ln \frac{P_1}{P_2} = 5.67 \times 10^8 \text{ kj} / 24 \text{ hr} = 6564.42 \text{ KW}.$$

It can be seen that there is only 17% error in the exergy reduction, which seems an acceptable value, if we assume the ideal gas behaviour.

The above exergy lost is the actual value happened in the reality. The maximum available work will be higher in the case of reversible process.

### 5.2 Exergy analysis for constant enthalpy process

The gas flow through the throttling valve can be assumed to be a constant enthalpy process; so the exit temperature is expected to be the same as in the actual condition. The exit temperature can be found with a trial and error method using equation (16). The exit temperature is varied until the exit enthalpy becomes the same as the inlet.

$$h_2 = \sum_i^5 x_i h_{i|T_2, P_2} = h_{i|T_1, P_1}. \quad (16)$$

The exit temperature is found to be 40.5°C using the above method. This shows very good agreement with the actual exit temperature (40.0°C) confirming the validity of the assumptions and the method. It should also be pointed out that the only difference between the actual process and the constant enthalpy process is the heat transfer between the control volume and the environment which may take place in the actual case.

Table 4 summarised the enthalpy change for each component during the constant enthalpy process. Using the values in this table, the exergy destruction can be calculated as below.

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 \\ \Rightarrow \langle Ex_1 - Ex_2 \rangle_{GAS} &= \dot{m}(ex_1 - ex_2)_{GAS} = 4.97 \times 10^8 \text{ kJ/24 hr} = 5755.15 \text{ KW} \\ T_2 &= 40.5^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

**Table 4** The gas exergy change for constant enthalpy process ( $T_2 = 40.5^\circ\text{C}$ )

<i>i</i>	Component	$h_2  _{T_2, P_2}$ (kJ/kg <sub><i>i</i></sub> )	$x_i$ (kg <sub><i>i</i></sub> /kg <sub>GAS</sub> )	$(ex_1 - ex_2)$ (kJ/kg <sub>GAS</sub> )
1	Methane	843.57	0.853	42.934
2	Nitrogen	306.17	0.062	1.593
3	Ethane	362.82	0.050	0.480
4	Propane	309.01	0.020	0.355
5	Carbon dioxide	301.57	0.013	0.340

### 5.3 Exergy analysis for a constant entropy process

The maximum work (reversible work) can be obtained during a constant entropy process which is the same as exergy change of the gas flow during this process. To calculate the exergy change for this process the exit temperature is required. In this study the following equation is used for calculating the exit gas temperature, as in the previous method in the enthalpy process which employs the trail and error method.

$$s_2 = \sum_i^5 x_i s_{i|T_2, P_2} = s_{i|T_1, P_1}. \quad (17)$$

The exit temperature for the isentropic process is found to be 25.5°C. Considering exit temperature, the exergy change for each component is calculated and listed in Table 5.



Now, the exergy change for the gas flow can be calculated as follows

$$s_2 = s_1$$

$$\Rightarrow (Ex_1 - Ex_2)_{GAS} = \dot{m} \langle ex_1 - ex_2 \rangle_{GAS} = 4.89 \times 10^8 \text{ kJ/24 hr} = 5663.41 \text{ KW}$$

$$T_2 = 25.5^\circ\text{C}.$$

**Table 5** The gas exergy change for constant entropy process ( $T_2 = 25.5^\circ\text{C}$ )

$i$	Component	$S_2 _{T_2, P_2}$ (kJ/kgK)	$x_i$ (kg/kg <sub>GAS</sub> )	$(ex_1 - ex_2)$ (kJ/kg <sub>GAS</sub> )
1	Methane	3.945	0.853	35.661
2	Nitrogen	5.365	0.0623	1.526
3	Ethane	1.233	0.0502	3.681
4	Propane	1.172	0.0206	1.354
5	Carbon dioxide	1.160	0.0132	0.739

The above value is actually the maximum obtainable work for the Shanol gas field. It worth mentioning that the exit temperature is not low enough to be considered as the low temperature source for a Carnot based cycle.

Iran's natural gas production rate is of the order of  $10^9 \text{ m}^3/24 \text{ hr}$ , assuming the same condition as the Shanol gas field. The amount of available work will be about  $\dot{W}_{\max} = 5600 \text{ MW}$  which is a considerable amount of energy. This energy is destroyed in throttling valves currently.

It is also worth noting that this energy can be categorised as a green energy source which causes no pollution.

The exergy of the natural gas fields can be utilised using expansion turbines or reciprocating motors. The reciprocating motors are positive displacements which produce work from a high pressure flow stream and seem more suitable than expansion turbines for Iran's gas industry, because of the lower level of manufacturing technology and quality of natural gas. As shown by Moss et al. (2005) an exergetic efficiency of 0.70 is possible when utilising reciprocating motors. In such cases the amount of obtainable work can be calculated as below:

$$\dot{W} = \varepsilon \dot{W}_{\text{rev}} = 0.7 \times 5600 = 3920 \text{ MW}.$$

Maddaloni and Rowe (2007) showed that electrical power can be extracted from high pressure natural gas stream with an exergetic efficiency approaching 75% when utilising turbo expanders (expansion turbines). Based on the efficiency, one can obtain 4200 MW electrical power from the Iranian natural gas pressure exergy.

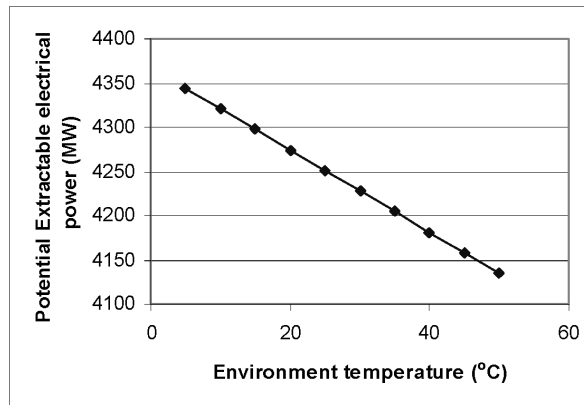
#### 5.4 Effect of environment conditions on obtainable work

As shown in the previous section, one can extract 4200 MW electrical power from the Iranian natural gas pressure exergy; however, the calculation was based on the environmental conditions of the Shanol gas field ( $P = 0.1 \text{ MPa}$  and  $T = 36^\circ\text{C}$ ). Figure 2 shows the effect of varying environment temperature on the potential extractable electrical power in Iran's gas fields. It can be seen that as the environmental temperature

increases, the amount of extractable electrical power decreases; however, this effect is small and can be ignored for the actual environment temperature range (5–50°C).

It should also be pointed out that, theoretically, environment pressure has no effect on the maximum obtainable work and potential extractable electrical power.

**Figure 2** Effect of environment temperature on extractable electrical power



## 6 Conclusion

Natural gas will be the primary source of world energy in the near future and its use is growing rapidly. The natural gas flows out of the gas fields at very high pressure and generally passes through a series of throttling valves. This causes considerable pressure reduction and exergy destruction. The amount of exergy destruction for a typical Iranian natural gas field (Shanol gas field) has been calculated in summer. The exergy analysis was based on experimental gas composition analysis. The exergy analysis for the constant enthalpy process, which is believed to be representative of the actual process, has been carried out. This predicts an exit temperature which shows very good agreement with the experimental value. This agreement also indicates the validity of the analysis. The exergy analysis for the isentropic process with the same exit pressure as in actual conditions has also been performed. It shows approximately 5.6 MW, the maximum obtainable energy from Shanol gas field with a daily volumetric flow rate of the order  $10^6 \text{ m}^3$ . This also predicts an exit temperature of 25.5°C, which is not low enough to be the low source temperature for a Carnot based power cycle.

Based on the Shanol gas field exergy analysis and the Iranian natural gas daily production rate, which has the order  $10^9 \text{ m}^3$ , the total amount of maximum obtainable energy from the natural gas field pressure exergy was predicted to be around 5600 MW.

As shown by Maddaloni and Rowe (2007) a pressure to electrical power converting efficiency of 75% can be obtained when utilising a turbo expander to extract electrical power. Based on the efficiency, 4200 MW of electrical power can be obtained from the Iranian natural gas field's pressure exergy. The calculation showed that the effect of environmental temperature on extractable electrical power is small.

This is a considerable amount of energy, actually 1/7 of the total electricity generation in Iran, as reported by Hessari (2005).

## Acknowledgements

The authors would like to thank officials in the National Iranian Gas Company (NIGC) for providing the Shanol gas field experimental data. The authors are also grateful to the reviewers of this paper for their valuable comments. This work was supported by research grant from shahrood university of technology.

## References

- Bisio, G. and Tagliafico, L. (2002) 'On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system', *Exergy, An International Journal*, Vol. 2, pp.34–50.
- Bisio, G. (1995) 'Thermodynamic analysis of the use of pressure exergy of natural gas', *Energy*, Vol. 20, No. 2, pp.161–167.
- Bloch, H.P. (2001a) 'Consider turbo expanders', *Editorial Comment, Hydrocarbon Processing*, Vol. 80, No. 1, p.1.
- Bloch, H.P. (2001b) 'Become familiar with turbo expander applications', *Reliability, Hydrocarbon Processing*, Vol. 80, No. 2, pp.17, 18.
- EIA Report (1998) *Natural Gas Issues and Trends*, Available at [http://www.eia.doe.gov/oil\\_gas/natural\\_gas/analysis\\_publications/natural\\_gas\\_1998\\_issues\\_and\\_trends/it98.html](http://www.eia.doe.gov/oil_gas/natural_gas/analysis_publications/natural_gas_1998_issues_and_trends/it98.html)
- Greeff, I.L., Visser, J.A., Ptasinski, K.J. and Janssen, F.J.J.G. (2004) 'Using turbine expanders to recover exothermic reaction heat-flow sheet development for typical chemical processes', *Energy*, Vol. 29, pp.2045–2060.
- Hessari, F.A. (2005) 'Sectoral energy consumption in Iran', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 9, pp.203–214.
- Hinderink, A.P., Kerkhof, F.P.J.M., Lie, A.B.K., de Swaan Arons, J. and van Der Kooi, H.J. (1996) 'Chemical engineering science, exergy analysis with a flowsheeting simulator-I', *Theory; Calculating Exergies of Material Streams*, Vol. 51, No. 20, October, pp. 4693–4700.
- Hisazumi, Y., Yamasaki, Y. and Sugiyama, S. (1998) 'Proposal for a high efficiency LNG power generation cycle utilizing waste heat from the combined cycle', *Applied Energy*, Vol. 60, No. 3, pp.169–182.
- Laherrere, J. (2004) 'Future of natural gas supply', *3rd International Workshop on Oil and Gas Depletion Berlin*, 24–25 May, Germany.
- Maddaloni, J.D. and Rowe, A.M. (2007) 'Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production', *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 32, No. 5, pp.557–566.
- Miyazaki, T. and Kang, Y.T. (2000) 'A combined power cycle using refuse incineration and LNG cold energy', *Energy*, Vol. 25, No. 7, pp.639–655.
- National Iran Gas Company (NIGC) (2003) *Shanol Gas Fields Conditions*, internal report.
- Moss R.W., Roskilly, A.P. and Nanda, S.K. (2005) 'Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems', *Applied Energy*, Vol. 80, pp.169–185.
- Qiangn, W., Li Yanzhongz, Y. and Chen, X. (2005) 'Exergy analysis of liquefied natural gas cold energy recovering cycles', *Int. J. Energy Res.*, Vol. 29, pp.65–78.
- Rosen, M.A. and Scott, D.S. (1998) 'Energy and exergy analyses of a production process for methanol from natural gas', *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 13, No. 10, pp.617–623.
- Shimin, D., Hongguang, J., Ruixian, C. and Rumou, L. (2004) 'Novel cogeneration power system with liquefied natural gas (LNG) cryogenic exergy utilization', *Energy*, Vol. 29, No. 4, March, pp.497–512.

**Websites**

Dresser-Rand Products Website, FCC Power Recovery Expanders, <http://www.dresserrand.com/turbo/eq/expand.asp>

National Institute of Standards and Technology website, available at <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>

Pars Special Energy Economic Zone official site, <http://southpars.net/>

**Nomenclature**


---

$Ex$	Total exergy (kJ)
$ex$	Specific exergy (kJ/kg)
$c_p, c_v$	Constant pressure and volume specific heats (kJ/kg K)
$g$	Gravitational acceleration ( $m/s^2$ )
$h$	Specific enthalpy (kJ/kg)
$i$	Natural gas component identifier
$\dot{m}$	Mass flow rate (kg/s)
$M$	Molecular weight (kg/kmol)
$P$	Pressure (MPa)
$\dot{Q}_n$	Heat transfer rate (KW)
$\dot{Q}$	Volumetric flow rate ( $m^3/24$ hr)
$S$	Entropy (kJ/K)
$s$	Specific entropy (kJ/kg K)
$\dot{S}_{gen}$	Entropy generation rate (KW/K)
$T$	Temperature (K or °C)
$V$	Velocity (m/s)
$x$	Mass fraction
$\dot{W}$	Actual work rate (KW or MW)
$\dot{W}_{rev}$	Maximum obtainable work (KW or MW)
$z$	Height (m)
Pseudo $C_6$	All compounds eluting between n- $C_5$ (normal Pentane) and n- $C_6$ (normal hexane) excluding n- $C_5$ and including n- $C_6$ (the same for other Pseudo $C_x$ )
$\rho$	Density ( $kg/m^3$ )
$\varepsilon$	Exergetic efficiency
<i>Subscript</i>	
1	Condition at exit of gas field
2	Condition at exit of throttling valve
0	Environment condition
GAS	Natural gas

---