





عنوان کتاب : کمپرسورهای ایستگاه تقویت فشار

تالیف : دکتر حسین گلشن

ترجمه : مهندس وحید رضا زیدی فرد

ویرایش و صفحه آرایی : مهندس فرید بن سعید

چاپ : اول زمستان ۱۳۸۶

تعداد : ۱۰۰ نسخه

ناشر : انتشارات شرکت ملی گاز ایران آموزش و تجهیز نیروی انسانی

کلیه حقوق برای ناشر محفوظ می باشد .

تهران میدان هفت تیر - خ مفتاح جنوبی - خ شیروودی - پلاک ۸ آموزش و تجهیز

نیروی انسانی - آموزش فنی و تخصصی

تلفن تماس : ۴ - ۸۱۳۴۵۷۲۰ - ۰۲۱ - - - - - نمابر : ۸۱۳۱۵۷۴۴ - ۰۲۱

بسم الله الرحمن الرحيم

پیش گفتار

(زکات علم نشر آن است)

مهمترین مسئله‌ای که کشورهای در حال توسعه در امر صنعتی شدن با آن مواجهند مسئله به گردش درآوردن چرخ توسعه است و توسعه پایدار در جهت ایجاد یک اقتصاد متکی به خود تنها هنگامی امکان پذیر است که توأم با پیشرفت مداوم علمی و تکنولوژیکی بوده و بوسیله آن تقویت گردد. کشورهای در حال توسعه به منظور توسعه همزمان اقتصاد و تواناییهای علمی خود با مشکلات عدیده- ای درگیرند که از جمله می‌توان شالوده ضعیف سیاست توسعه علمی و تکنولوژیکی و استراتژیهای توسعه، فقدان تشکیلات سازمانی قوی و نارساییهای سیستمهای تحقیق و توسعه نیروی انسانی محدود و توزیع ناهماهنگ آن، فقدان راههای مناسب و هموار جهت تهیه وسائل تحقیق و گردش اطلاعات، و از همه مهمتر مشکل توسعه علمی و تکنولوژیکی را نام برد که مورد اخیرالذکر در میان اغلب این کشورها بصورت یک مشکل مشترک خودنمایی می‌کند. برای اینکه کشور در حال توسعه‌ای بتواند مشکلات فوق‌الذکر را پشت سر گذارد و وارد مرحله صنعتی شدن گردد، برطرف نمودن موانع نامبرده را باید بصورت یک فرآیند تدریجی و بلندمدت انجام دهد. راههای صنعتی شدن بر حسب تواناییها و تنگناهای موجود در هر کشوری متفاوت است. برای مثال روش صنعتی شدن کشوری که از لحاظ منابع طبیعی غنی است ولی از نظر منابع انسانی فقیر است نسبت به کشوری که دارای منابع انسانی کافی است اما منابع طبیعی آن محدود است تفاوت می‌کند. ترسیم راه یا مسیری برای صنعتی شدن مستلزم بررسی و توجه عمیق به عوامل اجتماعی سیاسی، فرهنگی و اقتصادی است. توسعه تکنولوژی مناسب بستگی به عوامل عمده‌ای از جمله سرمایه، سطح مهارت نیروی انسانی و در دسترس بودن مواد لازم برای تغذیه تکنولوژیکی دارد و علاوه بر این قابلیت جذب آن به عوامل متعدد فرهنگی، اجتماعی و محیطی بستگی دارد که ایجاد هماهنگی در میان این فاکتورها از مشکلات عمده محسوب می‌شود. این کتاب که در مورد کمپرسورهای صنعتی می‌باشد. ترجمه فصل چهارم کتاب *Pipe line Design & Constructor* با نویسندگی آقایان دکتر محیط‌پور، گلشن و مورانی از انتشارات ASME است و انتظار می‌رود در جهت دستیابی به تربیت نیروی انسانی کارآمد و برخوردار از مهارت فنی بالا قدمی در جهت توسعه و فن‌آوری باشد. امیدوار است که همکاران محترم در عملیات انتقال گاز با مطالعه مطالب ارائه شده ضمن ارسال نقطه‌نظرات اصلاحی خود در هر چه پربارکردن این مجموعه ما را یاری فرمایند. در پایان لازم می‌دانم از جناب آقای سید محمود حسینی پژوه ریاست محترم آموزش و تجهیز نیروی انسانی، مهندس خلیل قنادی رئیس محترم آموزش فنی و تخصصی و مهندس دانشیار که امکان ترجمه و چاپ کتاب را فراهم نمودند و همچنین مهندس فرید بن سعید که زحمت و پیرایش را متحمل گردیدند تشکر و قدردانی نمایم و آرزوی سربلندی را برای این عزیزان از خداوند متعال خواستارم .

وحید رضا زیدی فرد

زمستان ۱۳۸۶

فهرست عناوین

صفحه	عنوان
۱	مقدمه
۱	انواع کمپرسورها
۵	گرداننده‌های کمپرسور
۱۰	آرایش ایستگاه تقویت فشار
۱۲	تراکم ایزوترمال و آدیاباتیک گاز از لحاظ ترمودینامیکی
۲۲	تغییر دما در تراکم آدیاباتیک گاز
۲۵	تراکم پلی‌تروپیک گاز از لحاظ ترمودینامیکی
۳۱	کمپرسورهای گاز در حالت سری
۴۳	توان کمپرسور گریز از مرکز
۵۴	منحنی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز
۵۹	سرج در کمپرسورهای گازی دینامیکی
۵۹	تأثیر مقاومت خط لوله بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز
۶۴	مسائل حل شده مربوط به تقویت فشار گاز
۸۷	ضمیمه

مقدمه

به منظور جلوگیری از افت فشار که در خطوط لوله حادث می‌گردد نیاز به تقویت فشار گاز می‌باشد. معمولاً گاز از نقاط وصول در طول خط لوله دریافت و در دبی و فشار مشخص به مراکز فروش تحویل می‌گردد. به لحاظ انبساط گاز، وجود تلفات اصطکاکی، تغییر در ارتفاع، یا نوسانات دما، در بین این نقاط یک افت فشار به وقوع می‌پیوندد. تغییر جریان سبب تغییر فشار در خط لوله می‌گردد. هنگامی که دبی جریان گاز از محدوده مبنای طراحی فراتر رود، برای تثبیت محدوده فشار مورد نیاز در نقطه تحویل، روشهایی مورد استفاده قرار می‌گیرد، که عبارتند از:

الف) لوپ^۱ نمودن خط لوله

ب) اضافه نمودن ایستگاه تقویت فشار

ج) بهره‌گیری از دو روش الف و ب

ارزیابی اقتصادی روشهای مورد اشاره به عوامل زیر بستگی دارد:

- هزینه‌های سرمایه‌گذاری
- هزینه سوخت
- آلودگی محیط زیست
- نگهداری
- توسعه آتی

۱ نواع کمپرسورها

کمپرسورها را می‌توان به سه گروه اصلی تقسیم‌بندی نمود:

۱- جابجایی مثبت^۲

۲- دینامیکی^۳

۳- انژکتوری^۴

۱- Loop

۲- Postive Displacement

۳ - Dynamic

۴- Injectors

کمپرسورهای جابجایی مثبت یا جریان متناوب، مقداری از گاز را در داخل یک حجم بسته محبوس می‌کنند. با کاهش حجم، فشار گاز محبوس افزایش می‌یابد. آنگاه گاز تحت فشار قرار گرفته به نقطه⁵ دهش کمپرسور تحویل داده می‌شود.

کمپرسورهای جابجایی مثبت یا جریان متناوب، به دونوع مجزا تقسیم‌بندی می‌شوند:

الف) کمپرسورهای رفت و برگشتی

ب) کمپرسورهای چرخشی

در کمپرسورهای رفت و برگشتی، حجم گاز درون یک سیلندر توسط یک پیستون کاهش می‌یابد. برای هدایت جریان گاز و نیز جلوگیری از جریان برگشتی، نیاز به وجود سوپاپ در سیلندرها می‌باشد. در کمپرسورهای چرخشی، روتورها با پره یا لبه تجهیز می‌گردند. آنها گاز را در یک حجم ثابت یا متغیر، بین خودشان و یک پوسته خارجی محبوس می‌کنند. همزمان با گردش روتور، گاز از ورودی به خروجی جابجا می‌شود. در این نوع کمپرسور نیازی به سوپاپ نمی‌باشد. این نوع کمپرسورها معمولاً برای تقویت فشار هوا در تأسیسات مورد استفاده قرار می‌گیرند. کمپرسورهای جریان پیوسته یا دینامیکی (همچنین: توربوکمپرسورها) فشار گاز را در مقابل نیروهای داخلی افزایش می‌دهند (یعنی افزایش سرعت گاز و تغییر انرژی به فشار). کمپرسورهای دینامیکی به دو نوع اصلی تقسیم‌بندی می‌شوند:

الف) کمپرسورهای گریز از مرکز (شعاعی)

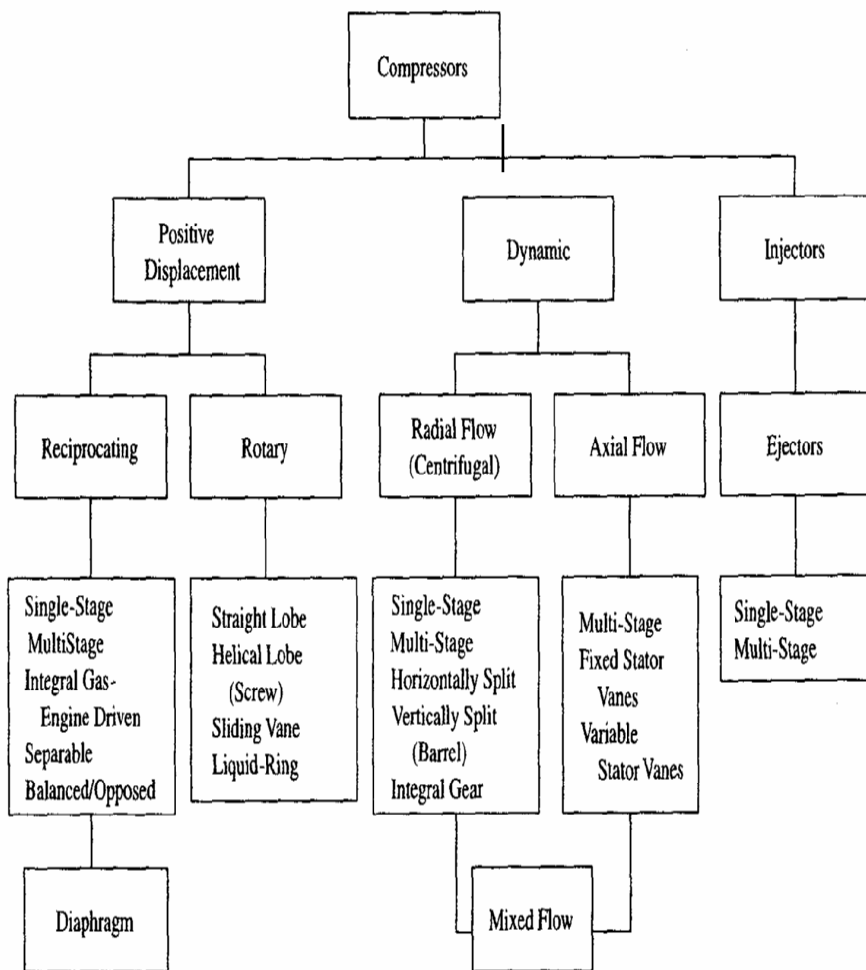
ب) کمپرسورهای محوری

در کمپرسورهای گریز از مرکز، سرعت توسط تیغه‌های یک پروانه دوار، به گاز افزوده می‌شود. در حین چرخیدن آنها، نیروهای گریز از مرکز مولکولهای گاز را به سمت خارج سوق می‌دهند، که سبب افزایش شعاع چرخش و بنابراین افزایش سرعت مماسی مولکولهای گاز می‌گردد. افزایش سرعت باعث ایجاد شتاب می‌شود، و این شتاب نیروهای اینرسی را که بر مولکولهای گاز اعمال می‌شوند فعال و مولکولها را متراکم می‌سازد. بخشی از فشار در پروانه و بخشی در پخشگر⁶ شعاعی محیط بر پره، یا در پخشگر حلزونی دهش واقع در انتهای خروجی کمپرسور، احیاء می‌شود. به هنگام تقویت فشار در کمپرسورهای محوری، یک روتور چرخشی، انرژی خود را به درون جریان گاز انتقال می‌دهد. در این نوع کمپرسور، جریان گاز موازی با محور می‌باشد. کمپرسورهای انژکتوری از انرژی جنبشی یک جریان سیال برای فشرده سازی سیال دیگر استفاده می‌کنند. این نوع کمپرسورها در سیستمهای انتقال گاز

⁵-Discharge

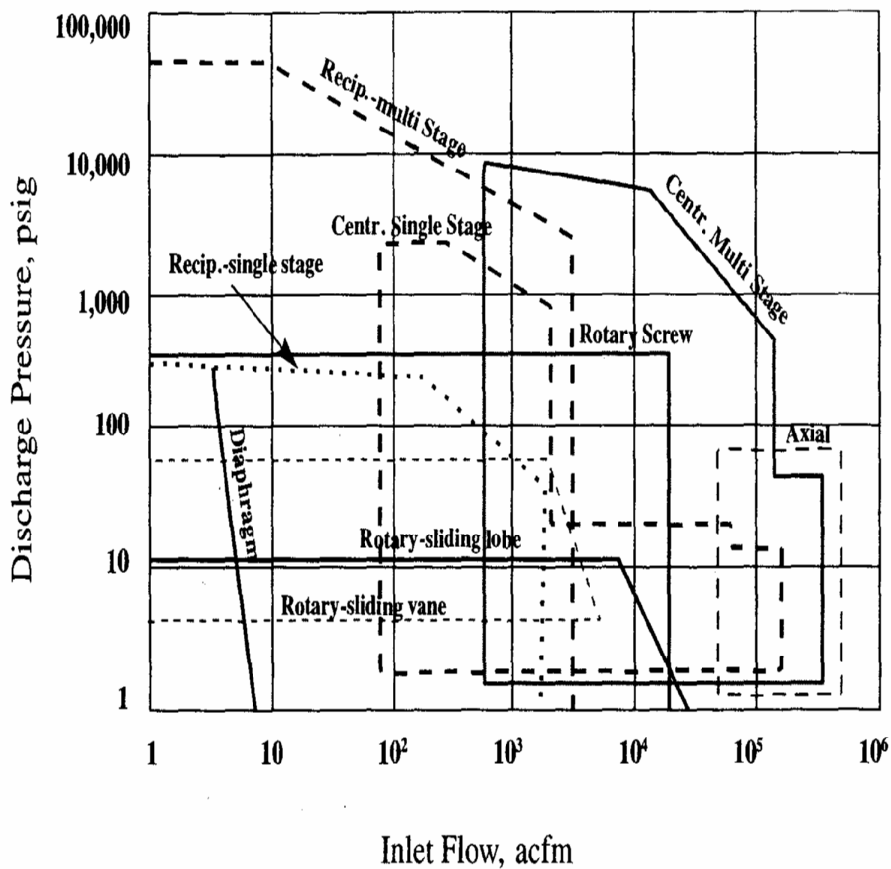
⁶- Diffuser

طبیعی مورد استفاده قرار نمی‌گیرند. بنابراین، در این فصل کمپرسورهای دینامیک و جابجایی مثبت مورد بحث قرار می‌گیرند.
 در نمودار (۴-۱)، انواع مختلف کمپرسورها نمایش داده شده است.



شکل ۱ - ۴ - انواع کمپرسورها (Courtesy GPSA)

امروزه در صنایع پیشرفته، کمپرسورها در جهت اهداف مختلفی مورد استفاده قرار می‌گیرند. شاخص‌هایی که معمولاً به منظور انتخاب یک نوع خاص از کمپرسور مورد استفاده واقع می‌شود عبارتند از: فشار دهش^۷ (نسبت فشار^۸)، هد کمپرسور^۹، جریان ورودی، و قابلیت اطمینان عملیاتی. شکل (۲-۴)، محدوده عملیاتی انواع مختلف کمپرسور را برحسب جریان ورودی و فشار دهش کمپرسور توصیف می‌کند.



۷- Discharge Pressure

۸- Pressure Ratio

۹- compressor Head

گرداننده‌های کمپرسور

کمپرسورها معمولاً به دستگاه دیگری که محور آنها را به گردش درمی‌آورد، متصل می‌شوند. متداول‌ترین ماشینهای گرداننده کمپرسور عبارتند از:

- توربین گازی
- موتورهای الکتریکی
- توربین‌های بخار
- توربین‌های انبساطی^{۱۰}

متداول‌ترین گرداننده کمپرسورها در نقاط دوردست، توربین‌های گازی (توربین‌های احتراق گاز) هستند، به ویژه اینکه در سیستم‌های انتقال گاز کاربرد دارند. معمولاً این توربین‌ها مناسب‌ترین گرداننده برای کمپرسورهای گریز از مرکز محسوب می‌شوند. در توربین‌های گازی، یک توربین قدرتی، نیروی محور را به کمپرسور منتقل می‌کند. توربین‌های گازی نسبتاً جمع و جور می‌باشند، آنها دارای یک نیروی زیاد نسبت به وزن هستند و برای سرعت‌های بالای، مورد نیاز کمپرسورهای گریز از مرکز کاملاً مناسب می‌باشند. آنها در محدوده‌ای که منطبق با محدوده عملکرد کمپرسورها می‌باشد، راهبری می‌شوند. این محدوده، ۶۰ تا ۱۰۵ درصد سرعت طراحی کمپرسور می‌باشد. توربین‌های گازی مورد استفاده گرداننده‌های مکانیکی، شامل دو جزء اصلی می‌باشند که عبارتند از:

الف) ژنراتور گازی

ب) توربین قدرتی آزاد

ژنراتور گازی (موتور جت)، تولید کننده گازهای خروجی داغ می‌باشد. توربین قدرتی به صورت آئرودینامیکی به ژنراتور گازی متصل می‌گردد، و از طریق یک فرآیند انبساطی، از این گازهای داغ برای ایجاد نیروی محور استفاده می‌کند. در فرآیند تولید نیرو، هوا بدون توربین کشیده می‌شود. در حین عبور هوا از کمپرسور جریان محوری چند مرحله‌ای (کمپرسورها) درون توربین، فشار و دمای آن زیاد می‌گردد. این هوای فشرده شده پس از ترکیب با گاز سوخت، درون محفظه احتراق تزریق و محترق می‌گردد، گاز حاصل از احتراق با دما و فشار بالا از داخل یک توربین فشار قوی^{۱۱} که در اثر انرژی آزاد شده از احتراق گازها می‌چرخد، عبور می‌کند. توربین فشار قوی مستقیماً به کمپرسور

۱۰-Turbo Expander

۱۱- Power Turbine

جریان محوری (یعنی کمپرسور هوا) متصل است و آن را به حرکت درمی‌آورد. انرژی باقیمانده در گازهای خروجی، توربین قدرتی آزاد را می‌چرخاند و این امر سبب ایجاد نیروی محوری برای گرداندن محور کمپرسور گازی می‌شود. از کل انرژی تولیدی به وسیله ژنراتور گازی، معمولاً کمپرسور هوا $\frac{2}{3}$ آن را مصرف می‌نماید و تنها $\frac{1}{3}$ آن به محور کمپرسور گازی تحویل داده می‌شود. عموماً ژنراتورهای گازی به دو نوع «صنعتی» و «هوایی»^{۱۲} قابل تقسیم‌بندی می‌باشند. رایج‌ترین توربین‌های گازی نوع «هوایی» یا همان موتورهای جت هواپیما هستند که به صورت اساسی اصلاح و توسعه یافته‌اند. از مشخصه‌های آنان می‌توان به طراحی متراکم، سبکی و بازدهی حرارتی بالا اشاره نمود. موتورهای هوایی غالباً برای مصارف صنعتی سازگار می‌باشند. توربین‌های گازی از نوع «صنعتی» دارای بازدهی حرارتی پایین‌تر، طول عمر بالاتر و از لحاظ وزن سنگین‌تر از موتورهای هوایی به شمار می‌آیند. شکل ۳-۴ شمایی از یک توربین گازی دو محوره که گرداننده یک کمپرسور می‌باشد را به نمایش می‌گذارد. اجزاء توربین گازی و سیستم‌های کمکی بر مبنای مسیر جریان هوای گذرنده از دستگاه به ترتیب عبارتند از:

- سیستم مجرای مکش هوا
- بخش کمپرسور
- پخشگر
- بخش احتراق
- بخش توربین
- توربین قدرتی آزاد
- ابزار دقیق و کنترل آلات
- سیستم‌های کمکی

سیستم مجرای مکش هوا^{۱۳}

سیستم مجرای مکش هوا شامل یک فیلتر ورودی و مجرا، دهانه شیپوری ورودی و پره‌های راهنمای ورودی می‌باشد. سیستم فیلتر معمولاً از نوع هوا-ضربه‌ای و خودتمیزکن است. المنت‌های ثانویه فیلتر قابل جابجایی، غالباً به صورت سری با سیستم فیلتر اصلی قرار داده می‌شوند. در دستگاه‌های بزرگتر معمولاً پس از فیلترها نوعی تیغه نصب شده است که به منظور کاهش آشفته‌گی هوا و نیز کاهش

۱۲- Aero derivative

۱۳ - Air Intake System

صوت مورد استفاده قرار می‌گیرد. بدین ترتیب جریان هوا به صورت مستقیم با گذر از ورودی دهانه شیپوری شکل که هوا در آن شتاب می‌گیرد، وارد توربین می‌شود. سپس هوا از روی مجموعه‌ای از پره‌های راهنمای ورودی که آن را به کمپرسور جریان محوری در یک زاویهٔ بهینه هدایت می‌کند، می‌گذرد. در برخی از مواقع، پره‌های راهنمای ورودی متغیر، به منظور بهبود عملکرد برای جریان هوای خارج از محدودهٔ طراحی، مورد استفاده قرار می‌گیرند. همچنین سیستم ورودی شامل یک سیستم شستشوی آب برای پاک کردن و رفع هر نوع انباشت بر روی تیغه‌های کمپرسور محوری می‌باشد. در برخی از موارد، دستگاهها با یک سیستم ضد یخ در بخش مجرای مکش تجهیز می‌گردند. مبدل‌های حرارتی یا نازل‌های هوای داغ که در مسیر جریان هوای ورودی قرار گرفته‌اند، در خلال شرایط بسیار شدید مانع از یخ‌زدگی می‌شوند.

بخش کمپرسور

تقویت فشار، اولین گام در چرخهٔ عملیاتی توربین‌های گازی می‌باشد. تقویت فشار، در کمپرسور جریان محوری که بلافاصله پس از جریان پایین دستی پره‌های راهنمای ورودی قرار گرفته است، به وقوع می‌پیوندد. این بخش مشتمل بر چندین ردیف تیغه‌های بال شکل^{۱۴} می‌باشد که به دیسک‌های دوار چسبیده‌اند. در بین هر ردیف دیسک‌های دوار یک بخش ثابت (استاتور) می‌باشد. استاتور^{۱۵} شامل پره‌های ثابتی است که جریان هوا را در یک زاویهٔ بهینه به سمت مرحله بعدی هدایت می‌کنند. برخی از توربین‌های گازی، استاتور آنها مشتمل بر یک ردیف پره‌های متغیر می‌باشند که برای جلوگیری از حرکت تیغه‌ها و سرج کمپرسور، جریان (سرعت محوری) را در شرایط بارهای مختلف بهینه می‌سازند. تعداد ردیفها، بر مبنای نوع توربین گازی و توان تغییر می‌کند. تیغه‌های کمپرسور برای ایجاد افزایش فشار، انرژی را به هوا منتقل می‌کنند. به منظور تحقق این امر، تیغه‌ها باید در سرعت‌های بسیار بالا دوران نمایند. بنابراین، تیغه‌ها باید سبک وزن باشند تا نیروی گریز از مرکز را بر دیسک کمپرسور به حداقل برسانند. همچنین استحکام بالا در برابر خستگی و مقاومت زیاد در مقابل خوردگی و سایش از خواص مهم مواد تشکیل دهندهٔ تیغه می‌باشند. تیغه‌های ثابتی که جریان هوای ناشی از افزایش فشار را انتشار می‌دهند، یک مجموعه استاتور نامیده می‌شوند. همچنین این تیغه‌ها جریان را در یک زاویهٔ بهینه به سمت مجموعهٔ بعدی تیغه‌های دوار هدایت می‌کنند.

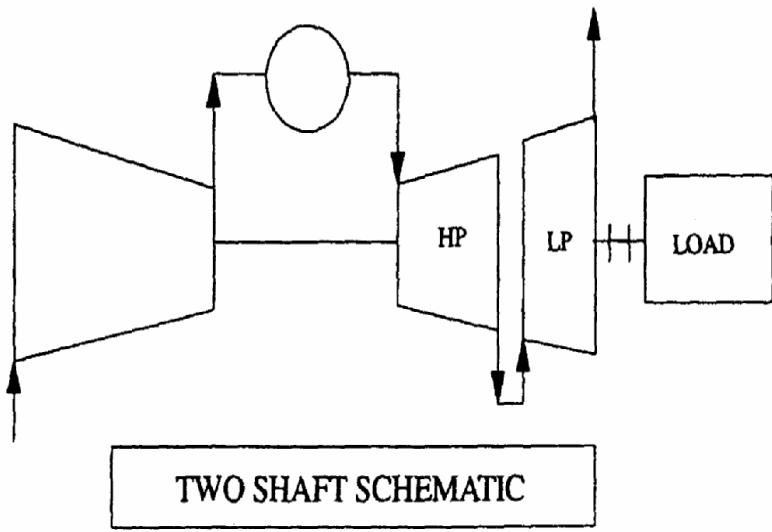
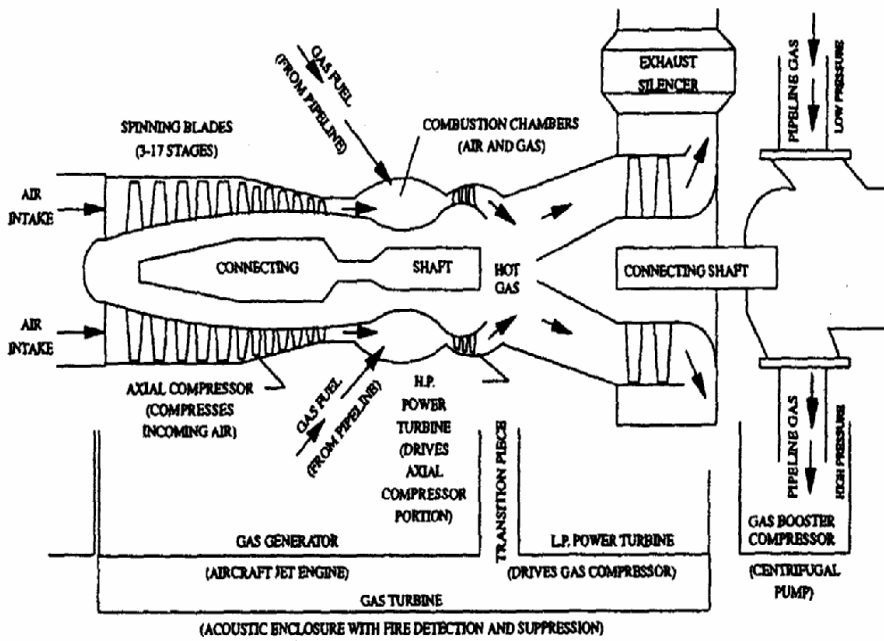
پخشگر^{۱۶}

۱۴-Airfoil

۱۵-Stator

۱۶- Diffuser

پخشگر در قسمت پایین دستی بخش کمپرسور قرار گرفته است. جریان هوا با عبور از پخشگر منبسط و در نتیجه با کاهش سرعت مواجه می‌شود. سپس هوا به سمت محفظه احتراق جریان می‌یابد.



TWO SHAFT SCHEMATIC

شکل ۳-۴- شماتیک توربین گازی

بخش احتراق^{۱۷}

محفظه احتراق مستقیماً در پایین دست بخش کمپرسور محوری قرار گرفته است. فرآیند احتراق، انرژی حرارتی را به هوای توربین گازی اضافه می‌نماید. این حرارت باید به چرخه توربین گازی اضافه گردد تا انرژی مورد نیاز برای راندن توربین قدرتی آزاد و در نتیجه محور کمپرسور گازی تأمین شود. گرما در اثر احتراق ترکیب گاز طبیعی با هوا در محفظه احتراق بوجود می‌آید. احتراق اولیه تقریباً از ۲۰٪ جریان هوای کمپرسور محوری استفاده می‌نماید. ۳۰٪ از هوای کمپرسور نیز برای احتراق ثانویه به درون محفظه احتراق وارد می‌شود. برای احتراق مناسب، نسبت‌های بهینه سوخت-هوا برقرار می‌شود. هوای باقیمانده با محصولات حاصل از احتراق ترکیب می‌گردد تا آنها را سرد کند. برای جلوگیری از داغ شدن بیش از حد تیغه‌ها و نازل‌های توربین، باید سرمای کافی ایجاد گردد. مواد در معرض احتراق باید در مقابل دماهای فوق‌العاده زیاد مقاومت داشته باشند. به منظور کنترل و کاهش آلاینده‌هایی مانند اکسیدهای نیتروژن (NO_x) و مونواکسید کربن (CO)، باید دمای بهینه‌ای تعیین شود. افزایش دمای احتراق منجر به ایجاد آلاینده NO_x اضافی می‌شود، در حالی که دمای پایین احتراق منجر به ایجاد مقادیر زیادی CO و هیدروکربن‌های سوخته نشده می‌گردد. معمولاً با پیش ترکیب و ترکیب‌های سوخت سبک با هوا، امکان دسترسی به دمای بهینه میسر می‌گردد.

بخش توربین

توربین انرژی را از گازهای محترقه داغ و پرفشار دریافت می‌نماید. توربینی که کمپرسور جریان محوری را به رانش وامی‌دارد، تقریباً از این انرژی استفاده می‌نماید. انرژی باقیمانده باعث چرخاندن توربین قدرتی آزاد و در نتیجه راه‌اندازی محور کمپرسور گازی می‌شود. بخش توربین دارای چند ردیف تیغه متحرک و تیغه‌های ثابت است و از ابتدا تا انتها، قطر آن در حال افزایش می‌باشد. این امر باعث می‌گردد که گازهای داغ در طی هر مرحله منبسط شود و در نتیجه برای روتورهای توربین انرژی فراهم گردد.

توربین قدرتی آزاد

توربین‌های گازی مورد استفاده برای گرداننده‌های مکانیکی شامل یک توربین قدرتی آزاد مستقل از ژنراتور گازی می‌باشند. توربین قدرتی آزاد از طریق اتصال آئرودینامیکی روتور با ژنراتور گازی مرتبط گردیده است. روتور توربین قدرتی آزاد، مانند محور کمپرسور گازی مستقیماً به تجهیزات گرداننده متصل شده است. گازهای داغ خروجی از ژنراتور گازی به ورودی توربین قدرتی آزاد هدایت می‌شوند. توربین قدرتی آزاد شامل یک تا صد ردیف نازل‌های ثابت و متغییر می‌باشد. گاز در حین عبور

از داخل هر ردیف منبسط می‌شود. انرژی دریافت شده از گاز در خلال این فرآیند انبساطی، گشتاور مورد نیاز برای چرخش توربین قدرتی و محور کمپرسور گازی را تأمین می‌نماید.

کنترل آلات و ابزار دقیق

سیستم کنترل توربین گازی مشتمل بر سیستم اندازه‌گیری سوخت و رایانه می‌باشد. رایانه، داده‌های ارسالی از سنسورها را تجزیه و تحلیل نموده و کلیه محاسبات ضروری برای راهبری توربین گازی در نقطه تنظیم موردنظر را فراهم می‌نماید. توان خروجی توربین گازی از طریق وضعیت یک شیر اندازه‌گیری سوخت، کنترل می‌شود. زمانی که به قدرت بیشتری نیاز باشد، یک سیگنال به سمت شیر ارسال می‌شود و در نتیجه شیر مزبور تا نائل شدن به یک توان خروجی مطلوب یا رسیدن به نقطه تنظیم سرعت توربین، همچنان باز باقی می‌ماند. در این نقطه یک سیگنال به سمت شیر ارسال می‌گردد تا موقعیتش را حفظ نماید. برای اطمینان نسبت به عدم تجاوز از محدوده، سنسورهای مختلف بر روی توربین گازی شاخص‌های بحرانی را کنترل می‌نمایند. برخی از شاخص‌ها شامل: سرعت‌های روتور، دمای گاز خروجی، لرزش، دمای یاتاقان و فشار و دمای روغن روانکاری است.

سیستم‌های کمکی

سیستم‌های کمکی اصلی توربین گازی عبارتند از:

الف) سیستم استارت

ب) سیستم سوخت

ج) سیستم هیدرولیک و روغنکاری

آرایش ایستگاه تقویت فشار

کمپرسورها به منظور انتقال و تقویت فشار گاز در آرایشهای متفاوتی نصب می‌گردند. معمولاً در طراحی نقشه ایستگاه تقویت فشار از حداکثر قوانین و مقررات کاربردی مانند کلیه مقررات - CSAZ 148 و استانداردها پیروی می‌شود. نقشه جانمایی یک ایستگاه تقویت فشار در شکل (۴-۴) آمده است و مختصراً توضیحاتی درباره آرایش ایستگاه ارائه گردیده است. در شکل ۴-۴، نقشه جانمایی ایستگاه، تجهیزات و لوله‌کشی مشترک در هر دو ایستگاه رفت و برگشتی و گریز از مرکز، از شیر ناحیه مکش تا شیر ناحیه دهش، توصیف می‌شوند:

۱- یک شیر فرعی مکش ایستگاه برای تفکیک ایستگاه از خط لوله

- ۲- یک شیر بارگیری ایستگاه برای پاکسازی و تحت فشار قرار دادن لوله‌کشی ایستگاه تقویت فشار
- ۳- یک لخته‌گیر ایستگاه برای مراقبت از کمپرسورها در مقابل مواد آلوده‌کننده جامد و مایع، به صورتی که لخته‌گیر مواد آلوده‌کننده موجود در گاز را به حالت رسوب و ته‌نشین جدا می‌نماید.
- ۴- یک فیلترگازسوخت- راه‌اندازی برای سیستمهای گازی سوخت- راه‌اندازی گرداننده کمپرسور که گاز را تا رسیدن به کیفیت موردنظر تمیز می‌نماید.
- ۵- یک خط کنارگذر^{۱۸} با شیر یکطرفه، بین لوله اصلی مکش و دهش جهت خارج نمودن کمپرسورها از مدار ایستگاه در موارد ذیل:

الف) هنگام متوقف بودن کمپرسور

ب) هنگام خروج گاز از ناحیه مکش در زمان تخلیه

- ۶- شیرهای دهش و مکش واحد، که در هنگام تحت فشار بودن لوله‌ها جهت منفک نمودن دستگاههای کمپرسور مورد استفاده قرار می‌گیرد.
- ۷- یک شیر پاکسازی^{۱۹} واحد که در مراحل آماده‌سازی کمپرسور برای عملیات، جهت پاکسازی و تحت فشار قرار دادن کمپرسور مورد استفاده قرار می‌گیرد.
- ۸- یک شیر تخلیه واحد که در موارد زیر مورد استفاده قرار می‌گیرد:

الف) در حین پاکسازی کمپرسور

ب) در راستای تخلیه فشار کمپرسور، پس از توقف

- ۹- یک شیرواگرد^{۲۰} که در موارد ذیل مورد استفاده واقع می‌شود:

الف) برای باربرداری کمپرسور در حین راه‌اندازی یا توقف

ب) جلوگیری از سرچ کمپرسورهای دینامیکی در حین عملیات

^{۱۸} - Bypass

^{۱۹} -Purge

^{۲۰} -Recycle

- ۱۰- یک شیر یک طرفه دهش واحد که به منظور جلوگیری از برگشت جریان از طریق کمپرسور در هنگام راه‌اندازی یا توقف، نصب می‌گردد.
- ۱۱- یک ابزار اندازه‌گیری جریان که معمولاً یک اورفیس^{۲۱} می‌باشد، برای تعیین میزان جریان گازی که به ایستگاه تقویت فشار می‌رود، نصب می‌شود.
- ۱۲- یک شیر تخلیه به منظور خروج گاز از کلیه لوله‌های فشار بالا در یارد، نصب گردیده است. شیرهای ۱، ۲، ۶، ۷، ۸، ۱۲، ۱۴ و ۱۵ به سیستم قطع اضطراری^{۲۲} ایستگاه متصل گردیده‌اند، و به ترتیب در بخشهای آشکار کننده گازی آتش، قطع برق یا عملیات دستی سیستم قطع اضطراری قرار گرفته‌اند.
- ۱۳- یک شیر اطمینان ایستگاه که به منظور محافظت از تجهیزات و سیستم لوله‌کشی ایستگاه در برابر فشار بیش از حد بوجود آمده در زمان نقص سیستمهای حفاظتی یا کنترل فشار، نصب می‌شود.
- ۱۴- یک شیر فرعی دهش ایستگاه که جهت تفکیک ایستگاه از خط لوله نصب گردیده است.
- ۱۵- یک شیر مسدود کننده خط اصلی که بر روی خط لوله نصب می‌گردد و به صورت ذیل عمل می‌نماید:

- الف) هنگامی که هدایت جریان آزاد یا تحت فشار گاز از طریق ایستگاه انجام پذیرد، شیر بسته می‌گردد.
- ب) زمانی که جریان گاز ایستگاه را دور می‌زند، شیر باز می‌گردد.

تراکم ایزوترمال و آدیاباتیک گاز از لحاظ ترمودینامیکی

از نظر تئوری تراکم گاز طبیعی به سه شکل وجود دارد، که عبارتند از:

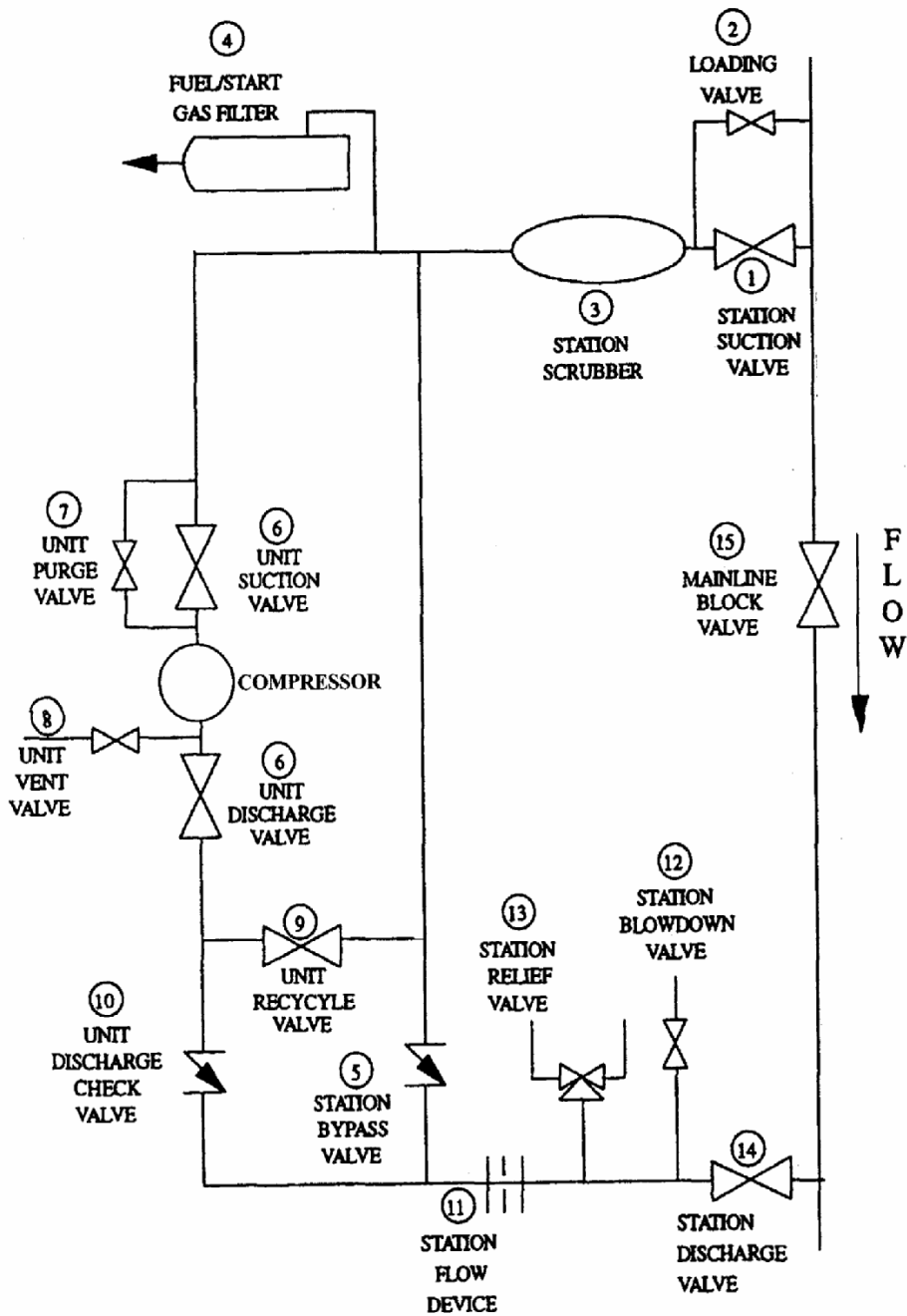
۱- ایزوترمال

۲- آدیاباتیک قابل برگشت (ایزنتروپیک)

۳- پلی تروپیک

۲۱-Orifice

۲۲-ESD



شکل ۴-۴ - شماتیک سیستم لوله کشی ایستگاه

تراکم ایزوترمال گاز

در تراکم ایزوترمال گاز، در حالی که گاز طبیعی تحت فشار فرار می‌گیرد، انتقال حرارت از سیستم به محیط اطراف در دمای ثابت انجام می‌پذیرد. در این نوع تراکم در مقایسه با دیگر اشکال تراکم گاز طبیعی برای تقویت فشار گاز از مقدار P_1 به مقدار P_2 نیازمند حداقل توان مکانیکی هستیم. در فرآیند تقویت فشار، تثبیت دمای گاز عملاً غیرممکن می‌باشد. اگر چه می‌توان به معادلات تئوری برای ایزوترمال گاز دست پیدا کرد، ولی این نوع تراکم با آنچه که در یک کمپرسور گاز حقیقی حادث می‌شود، متفاوت است.

تراکم ایزنتروپیک و پلی تروپیک گاز

در تراکم آدیباتیک گاز، در حالی که هیچ انتقال حرارتی صورت نمی‌پذیرد یا $dq = 0$ ، گاز طبیعی تحت فشار فرار می‌گیرد. غالباً سازندگان کمپرسور از مفاهیم آدیباتیک و ایزنتروپیک به یک معنا استفاده می‌نمایند. در حالت کلی، وقتی هیچگونه شرایط ویژه‌ای به جز برگشت‌پذیری مکانیکی واقع نشود، فرآیند پلی تروپیک کاربرد دارد. از لحاظ تئوری، جهت محاسبه توان مکانیکی لازم برای تقویت فشار گاز از P_1 به P_2 ، فرآیند آدیباتیک کاربرد دارد. نهایتاً باید مقداری تلفات مکانیکی بر مبنای نوع کمپرسور در نظر گرفته شود. با استفاده از فرآیند تراکم آدیباتیک/ پلی تروپیک، و با منظور نمودن تلفات مکانیکی ارائه شده توسط سازندگان کمپرسور معادلات تئوری حاصل می‌شود که توان عملی مورد نیاز سیستم را به بهترین وجه بیان می‌کنند. در تراکم آدیباتیک، ارتباط بین فشار و حجم گاز به صورت رابطه زیر بیان می‌شود:

$$P.V^k = C \quad (۴-۱)$$

که

P : فشار گاز

V : حجم گاز

k : نمای آدیباتیک

C : ثابت

با استفاده از روابط ترمودینامیکی، می‌توان رابطه (۴-۱) را برای گاز طبیعی که به صورت آدیاباتیکی تحت فشار قرار گرفت است، بدست آورد.
به کارگیری قانون اول ترمودینامیک :

$$dU = dq - dW \quad (4-2)$$

که

تغییر در انرژی داخلی : dU

انتقال حرارت بین سیستم و محیط اطراف : dq

کار انجام گرفته به وسیله سیستم یا محیط اطراف : dW

برای یک فرآیند آدیاباتیکی $dq = 0$

$$dU = -dW \quad (4-3)$$

انرژی داخلی برای یک گاز، توسط رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$dU = C_V \cdot dT \quad (4-4)$$

که

گرمای ویژه در حجم ثابت : C_V

تغییر دما : dT

و «کار» به وسیله رابطه زیر بیان می‌شود:

$$dW = P \cdot dV \quad (4-5)$$

$$C_V \cdot dT = (-P \cdot dV) \quad \text{آنگاه :}$$

با استفاده از روابط گاز ایده‌آل، برای یک مول گاز:

$$P \cdot V = R \cdot T$$

$$P = \frac{RT}{V}$$

$$C_V \cdot dT = -R \cdot T \cdot \frac{dV}{V} \quad \text{بنابراین :}$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{-R}{C_V} \frac{dV}{V} \quad \text{و}$$

مطابق با تعریف:

$$\frac{C_P}{C_V} = k \quad (4-6)$$

که C_P و C_V به ترتیب عبارتند از ظرفیتهای گرمایی در فشار ثابت و حجم ثابت و k نمای آدیاباتیکی گاز می‌باشد. نمای آدیاباتیکی گاز را می‌توان به آسانی از معادله ۴-۶ یا از جداول موجود برای C_P

بدست آورد. همچنین در صورتی که وزن مولکولی و دما معلوم باشند، برای بدست آوردن k می‌توان از نمودارهای موجود استفاده نمود. دستورالعمل محاسبه نمای آدیاباتیک گاز در بخشهای آتی ارائه خواهد شد. از روابط ترمودینامیکی، انتالپی گاز به این صورت تعریف می‌شود:

$$H = U + P.V \quad (4-7)$$

که

H : انتالپی گاز:

U : انرژی داخلی گاز:

P : فشار گاز:

V : حجم گاز:

با مشتق گرفتن از معادله (4-7):

$$dH = dU + d(P.V)$$

و نیز:

برای یک گاز ایده‌آل خواهیم داشت:

$$C_p.dT = C_v.dT + R.dT$$

آنگاه:

$$C_p - C_v = R \quad (4-8)$$

با تقسیم دو طرف معادله بر C_v :

$$\frac{C_p}{C_v} - \frac{C_v}{C_v} = \frac{R}{C_v}$$

$$K - 1 = \frac{R}{C_v}$$

(4-9)

$$\frac{dT}{T} = -\frac{R}{C_v} \cdot \frac{dV}{V}$$

و جایگزینی برای $\frac{R}{C_v}$ در معادله

$$\frac{dT}{T} = -(k-1) \frac{dV}{V}$$

با انتگرال گیری:

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -(k-1) \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1} \quad \text{بنابراین: (۴-۱۰)}$$

با استفاده از قانون گاز ایده آل :

$$\frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

و جایگزینی برای $\frac{T_2}{T_1}$ از معادله (۴-۱۰) :

$$\frac{P_2 \cdot V_2}{P_1 \cdot V_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1}$$

$$P_2 \cdot V_2^k = P_1 \cdot V_1^k \quad \text{یا (۴-۱۱)}$$

و یا به طور کلی برای تراکم آدیباتیک گاز، رابطه زیر حاصل می گردد:

$$P \cdot V^k = C$$

رابطه بالا که بین فشار و حجم گاز طبیعی برای یک فرآیند آدیباتیک تعریف شده است، را می توان با اندکی اصلاح برای کلیه محاسبات تقویت فشار گاز به کار گرفت تا هد و توان لازم و دیگر مجهولات به دست آید. رابطه فشار-حجم در فرآیند پلی تروپیک به این صورت تعریف می شود:

$$P \cdot V^n = C \quad \text{(۴-۱۲)}$$

کلیه معادلات حاصل برای فرآیند دیباتیک را می توان به آسانی با استفاده از ارتباط بین k و n ، که بعداً تعریف خواهد شد به فرآیندهای پلی تروپیک تعمیم داد.

کار- تراکم ایزوترمال گاز

همانطور که قبلاً اشاره شد، تراکم ایزوترمال یک گاز به صورت واقعی غیرممکن است، ولی می توان برای آن معادلات تئوری به دست آورد. می توان نشان داد که کار لازم برای تقویت فشار یک گاز در حالت ایزوترمال کمتر از کار مشابه برای انواع دیگر تراکم است. زیرا گاز در طی فرآیند تراکم برای ثابت نگهداشتن دمای خود به صورت پیوسته سرد می شود. جهت تراکم گاز به صورت ایزوترمال در راستای حصول به کار موردنیاز، از معادله عمومی انرژی به صورت زیر استفاده می گردد:

$$\frac{1}{g_c} u \cdot du + V \cdot dP + dP_E + df + dW = 0 \quad \text{(۴-۳۱)}$$

که

$$\frac{1}{g_c} u \cdot du \quad \text{انرژی جنبشی}$$

$$V \cdot dP \quad \text{انرژی فشاری}$$

$$dP_E \quad \text{انرژی پتانسیل}$$

$$df \quad \text{مجموع تمام تلفات}$$

$$dW \quad \text{کار انجام شده بر سیستم}$$

در معادله عمومی انرژی (۳-۴)، می‌توان برخی از عبارتهای انرژی را حذف و یا از آن صرفنظر نمود. طراحی نازل‌های ورودی و خروجی کمپرسور به صورتی است که تغییرات سرعت به حداقل برسد و در نتیجه می‌توان از عبارت انرژی جنبشی در معادله انرژی صرفنظر نمود. همچنین به دلیل اینکه نازل‌های ورودی و خروجی هم سطح می‌باشند، تغییرات انرژی پتانسیل برابر صفر می‌باشد. در نهایت تمام تلفات اصطکاک، بر مبنای نوع کمپرسور و بازدهی آن، می‌تواند به توان مورد نیاز نهایی اضافه گردد. پس از ساده‌سازی، معادله (۳-۴) به صورت زیر تغییر خواهد کرد:

$$-dW = V \cdot dP \quad (۴-۱۴)$$

برای تراکم یک گاز بر اساس نوع فرآیند ترمودینامیک، کار مورد نیاز طبق معادله (۴-۱۴) به روش ذیل قابل محاسبه است. برای گاز ایده‌آل در فرآیند ایزوترمال داریم: $PV = n \cdot R \cdot T$ یا $V = \frac{n \cdot R \cdot T}{P}$ ، با جایگزینی در معادله (۴-۱۴) خواهیم داشت:

$$-dW = n \cdot R \cdot T \cdot \frac{dP}{P} \quad (۴-۱۵)$$

$$-W = n \cdot R \cdot T \int_1^2 \frac{dP}{P}$$

$$-W = n \cdot R \cdot T \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (۴-۱۶)$$

تعداد مولهای گاز برابر است با $n = \frac{m}{M}$ ، که برای 1/bM گاز $n = \frac{1}{M}$ یا $n = \frac{1}{29G}$. بنابراین در واحدهای امپریال^{۲۳} معادله زیر به دست می‌آید:

$$-W = \frac{1}{29G} \times 10/73^* 14/4^* T \times \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$-W = \frac{53/28}{G} \times T \times \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (۴-۱۷)$$

که $-W$ = کار انجام شده (هد) کمپرسور جهت تقویت فشار 1/bM گاز از P_1 به P_2 در

دمای ثابت ، $\frac{ft./bf}{lbm}$

وزن مخصوص (گراویتی) گاز، بدون بعد : G

دمای گاز (ثابت)، $T_1 : ^\circ R$

فشار مکش، $P_1 : psia$

فشار دهش ، $P_2 : psia$

معمولاً، کاری که بر سیستم انجام گرفته به صورت $-W$ بیان می‌شود.

کار - تراکم آدیاباتیکی گاز

در یک فرآیند آدیاباتیکی رابطه بین فشار- حجم به صورت $P.V^k = C$ تعریف می‌گردد. با

جایگزینی در معادله (۴-۱۴)، کار لازم برای تراکم آدیاباتیکی یک گاز به صورت زیر به دست می‌آید:

$$-W = \int_1^2 V.dP \quad (۴-۱۸)$$

$$P.V^k = C$$

$$-W = \int_1^2 C^{1/k} . P^{-1/k} dP$$

و پس از انتگرال گیری و ساده کردن داریم:

^{۲۳}-Imperial Unit

$$-W = C^{1/k} \cdot \frac{k}{k-1} \left[P_2^{\frac{k-1}{k}} - P_1^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

$$-W = C^{1/k} \cdot \frac{k}{k-1} P_1^{\frac{k-1}{k}} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

از معادله $PV^k = C$ ، حجم را می‌توان به صورت $V = C^{1/k} \cdot P^{-1/k}$ بیان نمود، در نتیجه :

$$-W = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (الف. ۴-۱۸)$$

و پس از جایگزینی برای $P_1 \cdot V_1 = n \cdot R \cdot T_1$

$$-W = n \cdot R \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (ب. ۴-۱۸)$$

با توجه به اینکه $n = \frac{m}{M}$ و $m =$ یک پوند جرم گاز، و در نتیجه $n = \frac{1}{M}$ یا

$n = \frac{1}{29G}$ ، آنگاه در معادله (ب. ۴-۱۸) خواهیم داشت:

$$-W = \frac{1}{29G} * 10/73 * \left(144 * T_1 * \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right)$$

و در واحدهای امپریال (۴-۱۹) :

$$-W = \frac{53/28}{G} \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

کاری که باید برای تراکم آدیاباتیک گاز از P_1 به P_2 بر کمپرسور اعمال شود (lbf/lbm) :

$-W$ ، (بدون بعد) نسبت تراکم (CR) : P_2/P_1

وزن مخصوص (گراویتی) گاز، بدون بعد : G

دمای گاز (ثابت)، T_1 : °R

فشار مکش، P_1 : psia

فشار دهش، P_2 : psia

نمای آدیاباتیک گاز، بدون بعد : K

نسبت تراکم (CR) بدون : P_2/P_1

مثال ۴-۱: کار مورد نیاز برای تقویت فشار یک گاز از فشار مکش $P_1 = 200$ psia تا فشار

دهش $P_2 = 800$ psia برای دو حالت زیر محاسبه نمایید.

$$G = 0.60$$

$$K = 1.30$$

$$T_1 = 520^\circ R$$

الف) تراکم ایزوترمال

ب) تراکم آدیاباتیک

حل مسئله:

الف) تراکم ایزوترمال:

$$-W = \frac{53/28}{G} \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$-W = \frac{53/28}{0/60} \cdot 520 \cdot \ln \frac{800}{200} = 64015 \text{ ft.lbf/lbm}$$

ب) تراکم آدیاباتیک:

$$-W = \frac{53/28}{G} \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$-W = \frac{53/28}{0/60} * 520 * \frac{1/3}{1/3 - 1} \left[\left[\frac{800}{200} \right]^{1.3-1} - 1 \right]$$

$$-W = 75440 \text{ ft.lbf/lbm}$$

با مقایسه نتایج می‌توان مشاهده نمود که در تراکم آدیاباتیک کار بیشتری نسبت به تراکم ایزوترمال مورد نیاز است.

تغییر دما در تراکم آدیاباتیک گاز

در تراکم آدیاباتیک گاز، دمای گاز مطابق با معادلات زیر افزایش خواهد یافت ، با استفاده از معادله (۴-۱۱) برای هر دو حالت مکش و دهش داریم:

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k$$

با توجه به قوانین گاز حقیقی :

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{P_2 \cdot V_2} = \frac{Z_1 \cdot T_1}{Z_2 \cdot T_2}$$

(۴-۲۰)

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{Z_1 \cdot T_1}{Z_2 \cdot T_2}$$

با جایگزینی در معادله (۴-۱۱) خواهیم داشت:

$$\left[\frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{T_1}{T_2} \right]^k = \frac{P_2}{P_1}$$

آنگاه:

$$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (۴-۲۱)$$

که،

ضریب تراکم‌پذیری در وضعیت مکش ، بدون بعد : Z_1

ضریب تراکم‌پذیری در وضعیت دهش، بدون بعد : Z_2

در صورتی که فشار، دما و نهایتاً ضریب تراکم‌پذیری در وضعیت مکش معلوم باشند، برای محاسبه دمای دهش از معادله (۴-۲۱) به روش حدس و خطا استفاده می‌گردد. زیرا مقادیر Z_2 و T_2 مجهول می‌باشند. لذا با فرض اولیه $Z_2 = 1.0$ حل مسئله آغاز می‌شود و متناوباً به روش حدس و خطا مقادیری برای دمای دهش بدست می‌آید. بنابراین، تا رسیدن به یک دمای دهش مناسب در محدوده همگرایی از مقادیر مختلفی برای Z_2 استفاده می‌گردد. اگر تغییرات دما و فشار بسیار جزئی باشد، یعنی $Z_1 \approx Z_2$ آنگاه با حذف Z_1 و Z_2 از معادله ۴-۲۱، خواهیم داشت:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (۴-۲۲)$$

دمای دهش گاز را با همان ابعاد قبلی می‌توان از این معادله محاسبه نمود.

مثال ۴-۲: با فرض اینکه تغییرات ضریب تراکم‌پذیری قابل توجه نباشد، دمای دهش گاز را

در مثال ۴-۱ محاسبه نمایید.

حل مسئله:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (۴-۲۲)$$

$$\frac{T_2}{520} = \left[\frac{800}{200} \right]^{\frac{1.3-1}{1.3}} = 1/377$$

$$T_2 = 716^\circ \text{ R} = 256^\circ \text{ F}$$

هد کمپرسور و توان (اسب بخار)

مقدار کار یا انرژی وارده بر گاز جهت بالا بردن فشار آن از P_1 به P_2 ، هد نامیده می‌شود. واحدهای آن در سیستم متریک (SI) KJ/Kg و در سیستم امپریال $\text{ft} \cdot \text{lb}/\text{lbm}$ می‌باشد. مراجعه شود) به انواع مختلف تراکم که پیش از این معرفی شد.

از سوی دیگر، توان (HP) به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\text{HP} = \frac{\text{هد} * \text{جریان جرمی}}{\quad} \quad (۴-۳۲)$$

بازدهی حرارتی تراکم

واحد مشترک برای محاسبه توان مورد نیاز یک کمپرسور بر مبنای واحدهای امپریال HP بر MMSCFD ۱ گاز می‌باشد. برای محاسبه توان مورد نیاز کمپرسور، می‌توان از همان فرمولی که برای محاسبه هد حاصل شد استفاده و سپس در جریان جرمی گاز ضرب نمود، همانند آنچه در ذیل می‌آید: تعداد پوند مول در ۱,۰۰۰,۰۰۰ فوت مکعب گاز در شرایط استاندارد برابر است با:

$$n = \frac{PV}{RT} = \frac{(14/7)(1,000,000)}{(10/73)(520)} = 2634/6 \text{ lb moles}$$

جرم پوند مول گاز برابر است با $n = \frac{m}{M}$ یا $m = 29G$ همچنین $1\text{HP.HR} = 1.98 \times 10^6 \text{ ft.lbf}$

بنابراین با جایگزینی مقادیر در معادله (۴-۱۹) که برای کار آدیاباتیک (هد) بر مبنای ft.lbf/lbm

حاصل شده بود، معادله زیر نتیجه می‌شد که واحد توان آن (HP/1MMSCFD) می‌باشد.

$$-W = \frac{53/28}{G} \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$-W = \frac{k}{k-1} * T_1 * \frac{53/28}{G} * \frac{29G * 2634/6}{24 \times 1/98 \times 10^6} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$-W = 0/0857 \times \frac{k}{k-1} \times T_1 \times \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4-24)$$

که،

توان مورد نیاز آدیاباتیک، $-W : \text{HP/1MMSCFD}$

البته این معادله با فرض اینکه بازدهی حرارتی برابر با یک می‌باشد، حاصل گردیده است. در این معادله اثر ضریب تراکم‌پذیری منظور نشده است، که این اثر در بسیاری از موارد با اهمیت می‌باشد. برای در نظر گرفتن ضریب Z در این معادله باید از رابطه گاز حقیقی $P_1 V_1 = nRZ_1 T_1$ استفاده شود. بنابراین :

$$-W = 0.0857 \times \frac{k}{k-1} \times Z_1 \times T_1 \times \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4-25)$$

که کلیه شاخص‌ها مشابه معادله (۴-۲۴) هستند، و Z_1 تراکم‌پذیری گاز در وضعیت مکش می‌باشد. در برخی از مواقع پیشنهاد می‌شود که یک ضریب تراکم‌پذیری متوسط در وضعیت‌های مکش و دهنش در نظر گرفته شود. آنگاه معادله (۴-۲۵) به این صورت تبدیل می‌شود:

$$-W = 0.0857 \times \frac{k}{k-1} \times T_1 \frac{Z_1 + Z_2}{2} \times \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4-26)$$

که Z_1 و Z_2 به ترتیب تراکم‌پذیری در وضعیت‌های مکش و دهنش می‌باشند. اگر بازدهی آدیباتیک تراکم در نظر گرفته شود معادله (۴-۲۶) بدین صورت اصلاح می‌گردد:

$$-W = 0.0857 \times \frac{k}{k-1} \times T_1 \frac{Z_1 + Z_2}{2} \times \frac{1}{\eta_a} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4-27)$$

$\eta_a < 0.75$ و بازدهی آدیباتیک: η_a

تراکم پلی‌تروپیک از لحاظ ترمودینامیکی

در حالت کلی، وقتی هیچگونه شرایط ویژه‌ای به جز برگشت‌پذیری مکانیکی واقع نشود، فرآیند پلی‌تروپیک کاربرد دارد. بنابراین، برای فرآیندهای آدیباتیک و پلی‌تروپیک روابط زیر را خواهیم داشت:

$$\left. \begin{array}{l} \text{در فرآیند آدیباتیک} \\ \\ \text{در فرآیند پلی‌تروپیک} \end{array} \right\} \begin{cases} P \cdot V^k = C & (\text{روابط فشار-حجم}) \\ dP = 0 & (\text{انتقال حرارت بین سیستم و محیط اطراف وجود دارد}) \\ P \cdot V^n = C & (\text{روابط فشار-حجم}) \quad (4-12) \end{cases}$$

(انتقال حرارت بین سیستم و محیط اطراف وجود دارد) $dq \neq 0$

نمای پلی تروپیک گاز و بازدهی پلی تروپیک

چنانچه پیش از این ذکر شد، روابط فشار/ حجم در فرآیندهای آدیاباتیکی و پلی تروپیک به ترتیب به صورت $P.V^k = C$ و $P.V^n = C$ تعریف می‌شوند. همچنین توضیح داده شد که نمای آدیاباتیکی گاز $k = C_p/C_v$ ، با توجه به ترکیب گاز و دمای آن به دست می‌آید. در ضمن نمودارهایی در دسترس می‌باشد که بازدهی آدیاباتیکی یا پلی تروپیک را در صورت مشخص بودن یکی از آنها، تعیین می‌کند (برای مثال، شکل ۵-۴).
برای تراکم آدیاباتیکی تغییرات دما به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\left[\frac{T_2}{T_1} \right]_a = (CR)^{\frac{k-1}{k}}$$

در حالیکه در یک فرآیند پلی تروپیک، رابطه به این صورت است:

$$\left[\frac{T_2}{T_1} \right]_p = (CR)^{\frac{n-1}{n}}$$

برای دو کمپرسور با نسبتهای تراکم و دمای مکش مشابه، در صورتی که یک کمپرسور فرآیند آدیاباتیکی و دیگری فرآیند پلی تروپیک را تعقیب نمایند، دمای دهش گاز یکسان نخواهد بود. با فرض اینکه دمای دهش یکسانی برای هر دو فرآیند در نظر گرفته شود، رابطه بین k و n از حاصل ضرب نمای (CR) در فرآیند پلی تروپیک، در بازدهی پلی تروپیک (η_p) به دست می‌آید. بنابراین،

$$\eta_p \cdot \frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k}$$

$$\eta_p = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{n}{n-1} \quad (۴-۲۸)$$

که،

بازدهی پلی تروپیک، بدون بعد : η_p

نمای پلی تروپیک گاز، بدون بعد : n

نمای آدیاباتیک گاز، بدون بعد : k

برای جایگزینی پارامترها در معادله (۴-۲۸) می توان از روابط گازهای ایده آل (۴-۱) استفاده نمود:

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{جدول ۴-۱})$$

همچنین در صورتی که وزن مولکولی و دمای گاز معلوم باشند، شکل ۴-۵ می تواند مستقیماً جهت حصول به یک مقدار تقریبی برای k مورد استفاده واقع شود.

$$C_p - C_v = R \quad \text{معادله ۴-۲۸}$$

$$R = 1/986 \text{ Btu/lbmol } R$$

توان در یک فرآیند پلی تروپیک

توان در یک فرآیند پلی تروپیک از همان روشی به دست می آید که در فرآیند آدیاباتیک حاصل گردید. با بهره گیری از معادلات زیر می توان توان را محاسبه نمود:

$$-W_p = 0/0857 \times \frac{n}{n-1} \times T_1 \times Z_1 \times \frac{1}{\eta_p} \times \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{۴-۲۹})$$

$$-W_p = 0/0857 \times \frac{n}{n-1} \times T_1 \times \frac{Z_1 + Z_2}{2} \times \frac{1}{\eta_p} \times \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{۴-۳۰})$$

که توان پلی تروپیک مورد نیاز برای تقویت فشار یک گاز از P_1 به P_2 ، $HP/1MMSCHD$: $-W_p$ با توجه به معادله ۴-۲۸ و جایگزینی در معادله ۴-۳۰ خواهیم داشت:

$$-W_p = 0/0857 * T_1 * \frac{Z_1 + Z_2}{2} * \frac{k}{k-1} * \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4-31)$$

بازدهی پلی‌تروپیک توسط سازنده مشخص می‌گردد و معمولاً تابعی از ظرفیت ورودی کمپرسور می‌باشد. شکل (۴-۶)، رابطه بین η_p , η_a , CR و نمای آدیباتیک گاز "ایزنتروپیک" (k) را بیان می‌کند.

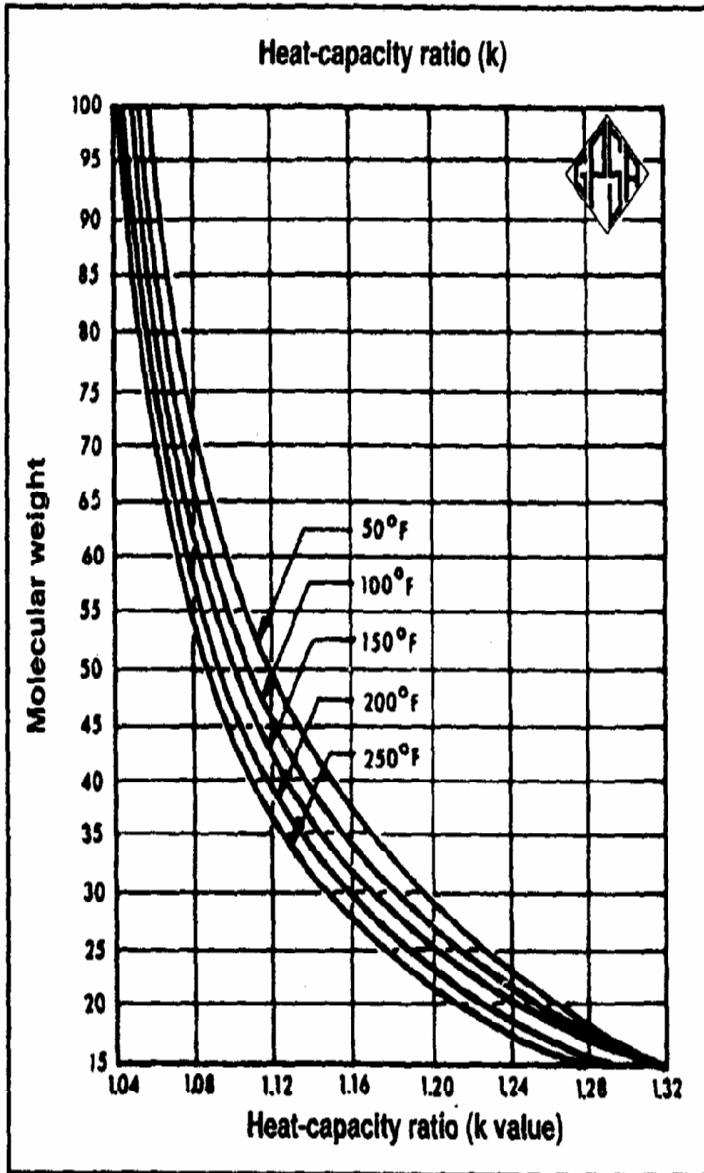
جدول ۱-۴. ظرفیت حرارتی مولار MCp (حالت گاز ایده‌آل)، Btu/(lb mol. R)

Gas	Chemical Formula	Mol wt	0 °F	50 °F	60 °F	100 °F	150 °F	200 °F	250 °F	300 °F
Methane	CH ₄	16.043	8.23	8.42	8.46	8.65	8.95	9.28	9.64	10.01
Ethyne (Acetylene)	C ₂ H ₂	26.038	9.68	10.22	10.33	10.71	11.15	11.55	11.90	12.22
Ethene (Ethylene)	C ₂ H ₄	28.054	9.33	10.02	10.16	10.72	11.41	12.09	12.76	13.41
Ethane	C ₂ H ₆	30.070	11.44	12.17	12.32	12.95	13.78	14.63	15.49	16.34
Propene (Propylene)	C ₃ H ₆	42.081	13.63	14.69	14.90	15.75	16.80	17.85	18.88	19.89
Propane	C ₃ H ₈	44.097	15.65	16.88	17.13	18.17	19.52	20.89	22.25	23.56
1-Butene (Butylene)	C ₄ H ₈	56.108	17.96	19.59	19.91	21.18	22.74	24.26	25.73	27.16
cis-2-Butene	C ₄ H ₈	56.108	16.54	18.04	18.34	19.54	21.04	22.53	24.01	25.47
Trans-2Butene	C ₄ H ₈	56.108	18.84	20.23	20.50	21.61	23.00	24.37	25.73	27.07
iso-Butane	C ₄ H ₁₀	58.123	20.40	22.15	22.51	23.95	25.77	27.59	29.39	31.11
n-Butane	C ₄ H ₁₀	58.123	20.80	22.38	22.72	24.08	25.81	27.55	29.23	30.90
iso-Pentane	C ₅ H ₁₂	72.150	24.94	27.17	27.61	29.42	31.66	33.87	36.03	38.14
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	72.150	25.64	27.61	28.02	29.71	31.86	33.99	36.08	38.13
Benzene	C ₆ H ₆	78.114	16.41	18.41	18.78	20.46	22.45	24.46	26.34	28.15
n-Hexane	C ₆ H ₁₄	86.177	30.17	32.78	33.30	35.37	37.93	40.45	42.94	45.36
n-Heptane	C ₇ H ₁₆	100.204	34.96	38.00	38.61	41.01	44.00	46.94	49.81	52.61
Ammonia	NH ₃	17.0305	8.52	8.52	8.52	8.52	8.52	8.53	8.53	8.53
Air		28.9625	6.94	6.95	6.95	6.96	6.97	6.99	7.01	7.03
Water	H ₂ O	18.0153	7.98	8.00	8.01	8.03	8.07	8.12	8.17	8.23
Oxygen	O ₂	31.9988	6.97	6.99	7.00	7.03	7.07	7.12	7.17	7.23
Nitrogen	N ₂	28.0134	6.95	6.95	6.95	6.96	6.96	6.97	6.98	7.00
Hydrogen	H ₂	2.0159	6.78	6.86	6.87	6.91	6.94	6.95	6.97	6.98
Hydrogen sulfide	H ₂ S	34.08	8.00	8.09	8.11	8.18	8.27	8.36	8.46	8.55
Carbon monoxide	CO	28.010	6.95	6.96	6.96	6.96	6.97	6.99	7.01	7.03
Carbon dioxide	CO ₂	44.010	8.38	8.70	8.76	9.00	9.29	9.56	9.81	10.05

(1) Exceptions: Air, Keehan and Keyes, Thermodynamic Properties of Air, Wiley, 3rd Printing 1947, Ammonia, Edw. R. Grabl, Thermodynamic Properties of Ammonia at High Temperatures and Pressures, Petr. Processing, April 1953. Hydrogen Sulfide-J.R. West, Chem. Eng. Progress, 44, 287, 1948.

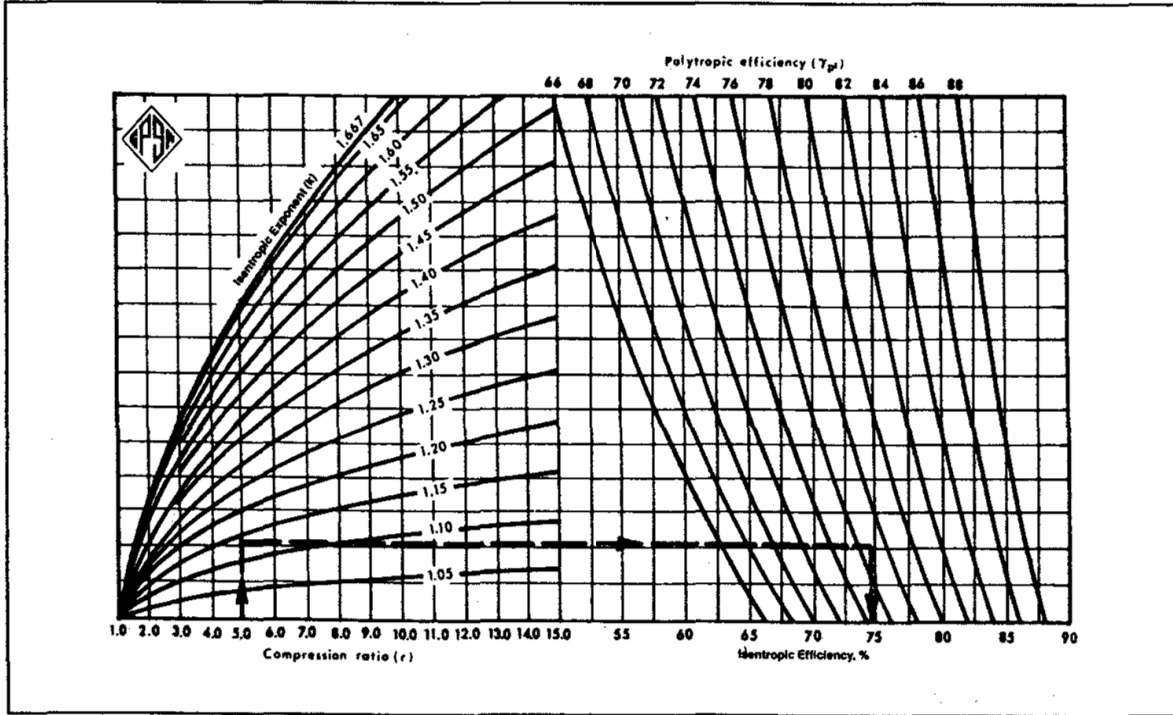
(2) Data source: Selected Values of Properties of Hydrocarbons, API Research Project 44.

Approximate Heat-Capacity Ratios of Hydrocarbon Gases



شکل ۴-۵: نسبت‌های تقریبی ظرفیت گرمایی گازهای هیدروکربنی

Efficiency Conversion



شکل ۶-۴. تبدیل بازدهی

کمپرسورهای گاز در حالت سری

در مواقعی طراحان کمپرسورهای گاز جهت رسیدن به فشار دهش مورد نیاز از کمپرسورها به حالت سری استفاده می‌نمایند که به دلایل آن اشاره می‌شود:

الف) محدودیت‌های نسبت تراکم: بنا به دلایل ایمنی، معمولاً سازندگان، نسبت تراکم کمتر از ۶ را برای کمپرسورهای گازی پیشنهاد می‌نمایند. در نسبت‌های تراکم بالا، بخش قابل توجهی از نیرو بر محور و اجزای مکانیکی کمپرسور اعمال می‌گردد که سبب پیچیدگی طراحی کمپرسور، گران شدن و بعضاً غیر ایمن بودن راهبری کمپرسور می‌شود. در فشارها و دبی‌های بالا در طول خطوط انتقال گاز طولانی، مقدار نسبت تراکم معمولاً بین ۱/۲ تا ۲/۰ محدود می‌گردد.

ب) محدودیت‌های دما: معمولاً سازندگان کمپرسور یک دمای دهش حداکثر 300°F (150°C) برای گازهای بدون اکسیژن را پیشنهاد می‌نمایند. این مقدار باید تا محدوده $275-250^{\circ}\text{F}$ ($135-121^{\circ}\text{C}$) برای گازهایی با اکسیژن ناچیز کاهش یابد. در صورتی که قواعد نسبت تراکم ($CR \leq 6$) یا دما ($T_D \leq 300$) نقض گردد، باید کمپرسورهای دیگری را به صورت سری اضافه نمود.

تئوری نسبت‌های تراکم یکسان برای کمپرسورهای گازی در حالت سری

هنگامی که تعدادی از کمپرسورها برای ارایه فشار دهش مورد نیاز، به حالت سری قرار می‌گیرند، معمولاً تعداد زیادی ترتیب محتمل وجود دارد. برای مثال، موردی را در نظر بگیرید که گاز طبیعی برای تقویت فشار از 100 psia به 1600 psia نیاز به استفاده از دو کمپرسور در حالت سری دارد. فرض کنید که شرایط محدود کننده ($CR \leq 6$) و ($T_D \leq 300^{\circ}\text{F}$) برقرار باشد. در نهایت تعداد نامحدودی ترکیب امکان‌پذیر وجود دارد که برخی از آنها در شکل ۷-۴ نمایش داده شده است. در میان تعداد زیاد احتمالات جهت بالا بردن فشار از $P_s = 100\text{ psia}$ به $P_D = 1600\text{ psia}$ با استفاده از دو کمپرسور در حالت سری، باید ترکیبی که توان مورد نیاز (HP) را برای تراکم گاز به حداقل رساند، انتخاب گردد. این ترکیب، نسبت‌های تراکم یکسانی دارد که $CR_1 = CR_2 = 4$ ؛ و اثبات ریاضی آن در ذیل بیان می‌شود. ساختار نمایش داده شده در شکل ۸-۴ را برای دو کمپرسور در حالت سری با یک خنک کننده میانی که گاز را تا دمای اولیه آن (T_s) خنک می‌کند در نظر بگیرید. فرض کنید که خنک کننده گاز هیچگونه افت فشاری را اعمال نمی‌کند و توان مورد نیاز برای هر کمپرسور به ترتیب W_1 و W_2 می‌باشد. توان مورد نیاز برای تحت فشار قرار دادن گاز در کمپرسور اول برابر W_1 است و با استفاده از معادله (۲۴-۴) محاسبه می‌گردد.

$$-W_1 = 0/0857 * \frac{k}{k-1} * T_s * \left[\left[\frac{P_i}{P_s} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

به همین ترتیب، توان مورد نیاز برای کمپرسور دوم با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$-W_2 = 0/0857 * \frac{k}{k-1} * T_s * \left[\left[\frac{P_D}{P_i} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

در حالیکه مجموع کار برابر است با:

$$-W = 0/0857 * \frac{k}{k-1} * T_s * \left[\left[\frac{P_D}{P_s} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

مقدار عددی عبارت " $0/0857 * \frac{k}{k-1} * T_s$ " ثابت است، و در صورتی که $\frac{P_i}{P_s} = x$ و $\frac{P_D}{P_i} = y$ ،

$$\frac{P_i}{P_s} \cdot \frac{P_D}{P_i} = x \cdot y \quad \text{آنگاه ؛}$$

اگر فرض شود که $\frac{P_D}{P_s} = C_1$ ثابت باشد، آنگاه:

$$x \cdot y = C_1 \quad (\text{ثابت})$$

از معادلات بالا :

$$-W = (-W_1) + (-W_2) \quad (4-32)$$

و در صورتی که مقادیر W_1 و W_2 جایگزین گردند، آنگاه:

$$-W = C \left[x^{\frac{k-1}{k}} + y^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right] \quad (4-33)$$

با جایگزینی $y = \frac{C_1}{x}$ خواهیم داشت:

$$-W = C \left[x^{\frac{k-1}{k}} + \left[\frac{C_1}{x} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right] \quad (4-34)$$

برای تعیین حداقل توان، $\frac{d(-W)}{dx} = 0$ ، بنابراین:

$$\left[x^{\frac{k-1}{k}} \right]^2 = C_1^{\frac{k-1}{k}}$$

$$x = \sqrt{C_1} \quad \text{یا}$$

و از معادله $x \cdot y = C_1$ ، نتیجه می‌شود $y = \sqrt{C_1}$ ، بنابراین $x = y$.

$$\frac{P_i}{P_s} = \frac{P_D}{P_i} \quad \text{یا (4-35)}$$

نتایج حاصله از معادله (4-35) عبارتند از:

الف) با فرض؛ $CR_1 = CR_2$ آنگاه توان مورد نیاز به حداقل خواهد رسید.

ب) برای بیش از دو کمپرسور در حالت سری با فرض؛ $CR_1 = CR_2 = CR_3$ می‌توان به حداقل توان مورد نیاز دست یافت.

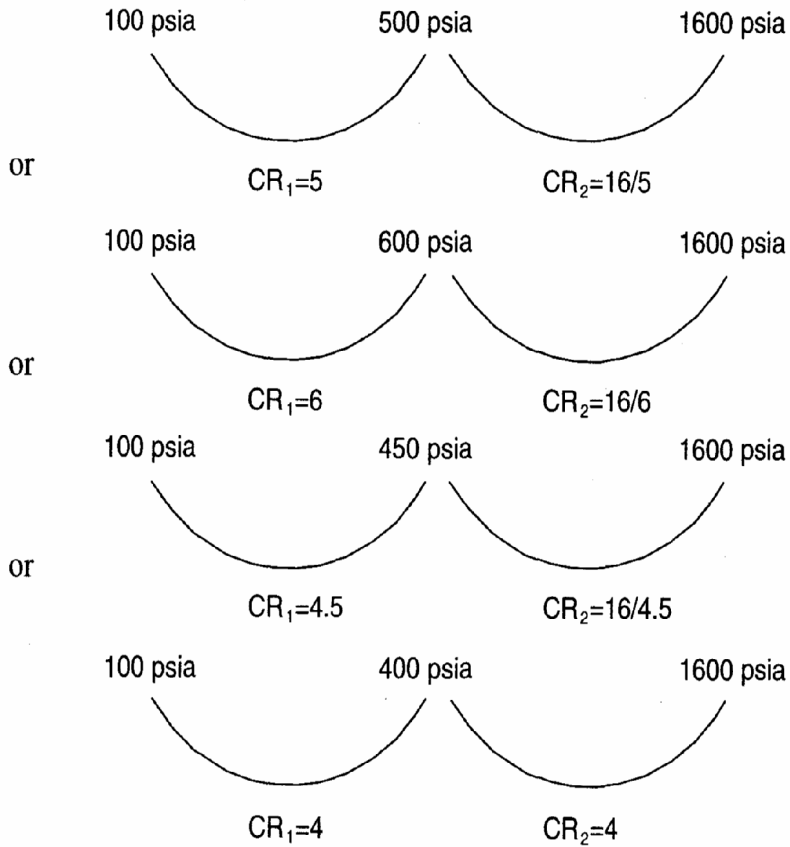
بنابراین شکل کلی معادله (4-35) به این صورت است:

$$\left[\frac{P_D}{P_s} \right] = (CR)^n \quad (4-36)$$

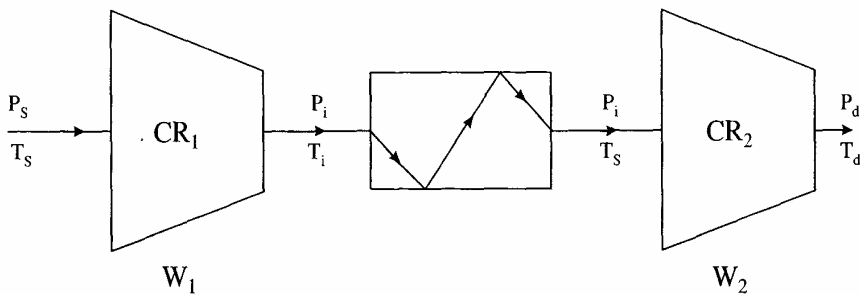
$$\left[\frac{P_D}{P_s} \right]^{\frac{1}{n}} = (CR) \quad (4-37)$$

که:

تعداد کمپرسورها در حالت سری، بدون بعد: n
نسبت تراکم برای هر کمپرسور (مساوی هم)، بدون بعد: CR



شکل ۷ - ۴ . تعدادی از ترکیبات احتمالی نسبت کمپرسور برای «دو کمپرسور در حالت سری» جهت تقویت فشار گاز از ۱۰۰ psia به ۱۶۰۰ psia



شکل ۸-۴. کمپرسورها در حالت سری، بدون افت فشار در خنک کننده میانی

مثال ۴-۳. فشار دهش لازم در کمپرسور گاز برابر است با $P_D = 1600 \text{ psia}$ و $k = 1/4$. فشار مکش و دمای مکش به ترتیب برابر است با $P_s = 100 \text{ psai}$ و $T_s = 40^\circ \text{ F}$ و در هر مرحله، گاز تا دمای اولیه اش خنک می‌شود. با فرض حداکثر دمای مجاز دهش برابر با 300° F ، تعداد کمپرسورهای مورد نیاز در حالت سری را تعیین نمائید.

پاسخ: در ابتدا باید نسبت به برقراری شرایط $CR \leq 6$ و $T_d \leq 300$ ، اطمینان حاصل نمود. بنابراین، با استفاده از معادله (۴-۳۷) CR تعیین می‌گردد.

$$CR = \left[\frac{P_D}{P_s} \right]^{\frac{1}{n}}$$

اگر تعداد کمپرسور یک دستگاه فرض شود ($n = 1$) آنگاه طبق رابطه زیر مقدار به دست آمده بسیار بالا می‌باشد.

$$CR = \left[\frac{1600}{100} \right]^1 = 16$$

بنابراین، با فرض $n = 2$ برای دو دستگاه کمپرسور نتیجه زیر حاصل می‌شود:

$$CR = \left[\frac{1600}{100} \right]^{\frac{1}{2}} = 4$$

بنابراین نتیجه بدست آمده $CR = 4$ که قابل قبول می‌باشد. اکنون دمای دهش را با استفاده از معادله (۴-۲۲) مورد آزمون قرار می‌دهیم:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_i}{460 + 40} = (4)^{\frac{1/4-1}{1/4}} = 1/486$$

$$T_i = 743^\circ \text{ R} = 283^\circ \text{ F}$$

بنابراین ترکیبی از دو کمپرسور در حالت سری قابل قبول است. $T_i = 283^\circ \text{ F} < 300^\circ \text{ F}$

مثال ۴-۴. اگر دمای مکش به 70°F افزایش یابد، ساختار کمپرسورهای مثال ۳ به چه صورت خواهد بود؟
 حل مسئله: با CR قابل قبول، دمای دهش جدیدی را به دست می‌آوریم:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_i}{460 + 70} = (4)^{\frac{1/4 - 1}{1/4}} = 1/486$$

$$T_i = 787/6^\circ \text{R} = 327/6^\circ \text{F}$$

T_i به دست آمده بر مبنای حالت $TD \leq 300$ ، غیر قابل قبول می‌باشد. بنابراین دو راه حل ارائه می‌گردد:

الف) اضافه کردن یک پیش خنک کننده به سیستم برای کاهش دمای مکش، تنها مجوز راهبری دو کمپرسور با $T_D \leq 300^\circ \text{F}$ را می‌دهد. این دما را می‌توان به آسانی، با انتخاب و $T_D = 300^\circ \text{F}$ محاسبه T_s تعیین نمود:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{300 + 460}{T_s} = (4)^{\frac{1/4 - 1}{1/4}} = 1/486$$

$$T_s = 511/5^\circ \text{R} = 51/5^\circ \text{F}$$

$T_s = 51.5^\circ \text{F}$ ، حداکثر دمای مجاز مکش می‌باشد.

ب) در صورتی که از پیش خنک کننده استفاده نشود، باید تعداد کمپرسورها افزایش یابد. حال اگر سه کمپرسور بجای دو کمپرسور امتحان گردد، بنابراین، در حالت $n = 3$ خواهیم داشت:

$$CR = \left[\frac{P_D}{P_S} \right]^{\frac{1}{n}}$$

$$CR = \left[\frac{1600}{100} \right]^{\frac{1}{3}} = 2/52$$

$$CR_1 = CR_2 = CR_3 = 2/52$$

در این وضعیت دمای دهش را به دست می‌آوریم تا مشخص شود که از 300°F پایین‌تر است یا خیر.

$$\frac{T_2}{T_1} = (CR)^{\frac{k-1}{k}}$$

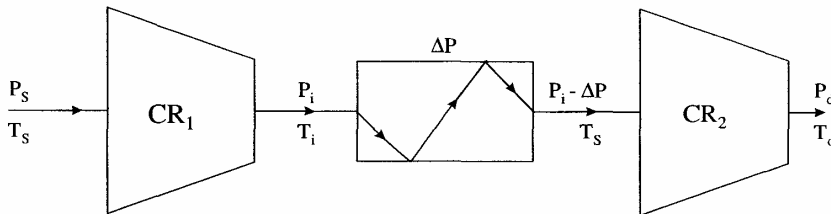
$$\frac{T_1}{460 + 70} = (2/52)^{\frac{1/4-1}{1/4}} = 1/3022$$

$$T_1 = 690/2^\circ \text{R} = 230^\circ \text{F}$$

که قابل قبول می‌باشد.

اثر افت فشار خنک کننده میانی بر نسبت تراکم

برای مورد پیشین، فرض بر این بود که هیچگونه افت فشاری در طول خنک کننده میانی گاز واقع نمی‌شود. بنابراین فشارهای ورودی و خروجی کولر میانی برابر بودند، و کلیه محاسبات بر مبنای این فرض انجام می‌پذیرفت. با این وجود، در صورتی که یک افت فشار معادل ΔP در طول خنک کننده گاز وجود داشته باشد، اثر آن را باید بر کل سیستم منظور نمود (شکل ۹-۴ مشاهده شود).



شکل ۹-۴. کمپرسورها در حالت سری، با افت فشار در طول خنک کننده میانی

برای حداقل توان مورد نیاز، قاعده برابری نسبت تراکم معتبر است. بنابراین:

$$CR_1 = \frac{P_i}{P_s}$$

$$CR_2 = \frac{P_D}{P_i - \Delta P}$$

$$CR_1 = CR_2 \text{ بنابراین:}$$

$$\frac{P_i}{P_s} = \frac{P_D}{P_i - \Delta P} \quad (4-38)$$

$$P_i^2 - \Delta P \cdot P_i - P_s \cdot P_D = 0 \quad \text{یا (4-39)}$$

اگر معادله (4-39) برای P_i حل شود، آنگاه:

$$P_i = \frac{\Delta P \pm \sqrt{(\Delta P)^2 + 4P_s \cdot P_D}}{2} \quad (4-40)$$

تنها جواب قابل قبول عبارت است از:

$$P_i = \frac{\Delta P + \sqrt{(\Delta P)^2 + 4P_s \cdot P_D}}{2} \quad (4-41)$$

در معادله (4-41)، $(\Delta P)^2 \ll 4 \cdot P_s \cdot P_D$ بنابراین:

$$P_i = \frac{\Delta P}{2} + \sqrt{P_s - P_D} \quad (4-42)$$

نتیجه اینکه، در سیستمهای دارای خنک کننده گاز، در صورتی که خنک کننده، افت فشاری معادل با ΔP ایجاد نماید، در صورت اضافه شدن مقداری معادل $\frac{\Delta P}{2}$ به فشار خروجی از کمپرسور اول، نسبتهای تراکم می توانند برابر شوند؛ آنگاه به این صورت مرتب می گردند:

$$CR_1 = CR_2 = \dots = CR_n$$

مثال ۴-۵. برای دو کمپرسور در حالت سری $P_s=100\text{ psia}$, $P_D=1600\text{ psia}$ و خنک‌کننده میانی افت فشار $\Delta P = 5\text{ psi}$ را اعمال می‌نماید. بهترین ضریب تراکم راهبری این سیستم تعیین گردد.

حل مسئله: زمانی که خنک‌کننده افت فشار 5 psi را اعمال می‌کند،

فشار دهش با 20 psi افت، از 1600 psia به 1580 psia می‌رسد. برای برقراری $P_D = 1600\text{ psia}$ ، ضرورت دارد مقدار زیر افزایش یابد.

$$CR_2 = \frac{1600}{395} = 4/05$$

بنابراین، دستورالعمل ذکر شده فوق، جهت تنظیم نسبت‌های تراکم به مقادیر برابر و همچنین، برقراری فشار دهش در $P_D = 1600\text{ psia}$ مورد استفاده قرار خواهد گرفت. از معادله (۴-۴۲) محاسبات زیر انجام می‌شود:

$$P_i = \frac{\Delta P}{2} + \sqrt{P_s - P_D}$$

$$P_i = \frac{5}{2} + \sqrt{100 \times 1600}$$

$$P_i = 402/5\text{ psia}$$

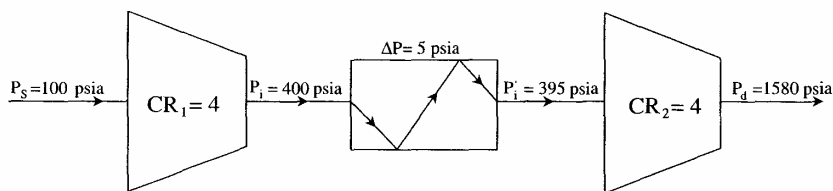
$$CR_1 = \frac{402/5}{100} = 4/025 \quad \text{بنابراین:}$$

$$P_i = 402/5 - 5 = 397/5 \quad \text{و}$$

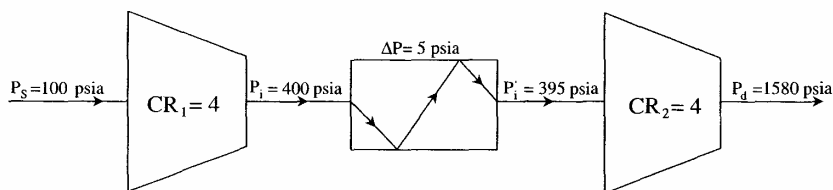
$$CR_2 = \frac{1600}{397/5} = 4/025 \quad \text{یا}$$

$$CR_1 = CR_2 = 4/025 \quad \text{توجه کنید که}$$

سیستم فوق در شکل ۴-۱۱ نشان داده شده است.



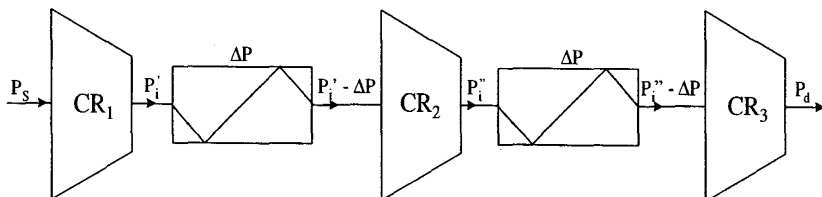
شکل ۴-۱۰. مثال ۴-۵. آرایش ابتدایی کمپرسور برای $CR = 4$



شکل ۴-۱۱. مثال ۴-۵. آرایش اصلاح شده کمپرسور برای Δ افت فشار 5 psi در طول کولر میانی
 $CR = 4/025$

قاعده تساوی نسبت‌های تراکم برای بیش از دو کمپرسور در حالت سری

همانطور که پیش از این ذکر گردید، در صورتی که بیش از دو کمپرسور به حالت سری مرتب شده باشند، در هنگام برابری نسبت‌های تراکم، نیاز به حداقل مقدار توان خواهد بود. در هر حال، به همان صورتی که تعداد کمپرسورها افزایش می‌یابد، معادلات پیچیده‌تر خواهند شد. سیستم نشان داده شده در شکل ۴-۱۲ با سه کمپرسور و دو خنک‌کننده گاز در حالت سری را در نظر بگیرید.



شکل ۴-۱۲. سه کمپرسور در حالت سری

نسبتهای تراکم متناظر عبارتند از:

$$CR_1 = \frac{P_i'}{P_s}$$

$$CR_2 = \frac{P_i''}{P_i' - \Delta P}$$

$$CR_3 = \frac{P_D}{P_i'' - \Delta P}$$

برای توان مصرفی حداقل باید $CR_1 = CR_2 = CR_3$ باشد؛ بنابراین:

$$\frac{P_i'}{P_s} = \frac{P_i''}{P_i' - \Delta P} = \frac{P_D}{P_i'' - \Delta P} \quad (4-34)$$

در معادله (4-34)، مقادیر P_s ، P_D و ΔP معلوم می‌باشد و مقادیر P_i' و P_i'' را از معادله نتیجه شده زیر به دست می‌آوریم:

$$P_i'^3 - \Delta P \cdot P_i'^2 - P_s \Delta P \cdot P_i' - P_s^2 - P_D = 0 \quad (4-44)$$

معادله (4-44) را می‌توان با استفاده از یکی از روشهای حل معادلات درجه 3، حل نمود (راه حل دقیقی برای این معادله وجود ندارد، ولی می‌توان از روشهای تکرار^{۲۴} برای حل آن استفاده نمود). هنگامی که P_i' به دست آمد، P_i'' نیز از معادله (4-34) محاسبه می‌شود. سپس تمامی نسبتهای تراکم قابل اندازه‌گیری خواهند شد ($CR_1 = CR_2 = CR_3$).

باید توجه داشت که برای کمپرسورها در حالت سری، لازم است از خنک‌کننده گازی که دارای افت فشار پایین می‌باشد، استفاده شود (در محدوده $1-5 \text{ psi}$). دلیل این انتخاب به حداقل رساندن افت فشار

^{۲۴}-Iterative Method

کلی در محدوده سیستم می‌باشد. زیرا هر چه افت فشارهای بالاتری در هر مرحله در یکدیگر ضرب گردند، نهایتاً منجر به یک افت فشار قابل توجه خواهند شد.

تأثیر تلفات ایستگاه تقویت فشار بر نسبت تراکم کمپرسورهای گریز از مرکز و رفت و برگشتی

هنگامی که سیستمهای کمپرسور بربنای توان مورد نیاز کلی ایستگاه مقایسه می‌شوند، می‌بایست تلفات در سیستم لوله‌کشی، شیرها یا لوله اصلی ایستگاه باتوجه به توان مورد نیاز کمپرسور در نظر گرفته شود.

نسبت تراکم (CR) برای دستگاههای گریز از مرکز سری را می‌توان از معادله زیر به دست آورد:

$$CR = [C_0 \times (1 + \text{نسبت تلفات بین هر دستگاه})^{n-1}]^{\frac{1}{n}} \quad (4-45)$$

که CR: نسبت تراکم عملی برای هر دستگاه، بدون بعد

n: تعداد کمپرسورها در حالت سری

و C_0 به وسیله معادله زیر تعریف می‌شود:

$$C_0 = \frac{\text{تلفات دهش} + \text{فشار دهش ایستگاه}}{\text{تلفات مکش} - \text{فشار مکش ایستگاه}} \quad (4-46)$$

برای کمپرسورهای رفت و برگشتی، نسبت تراکم (CR) برای هر دستگاه به وسیله معادله زیر تعریف می‌شود:

$$CR = \frac{\text{تلفات دهش} + \text{فشار دهش کمپرسور}}{\text{تلفات مکش} - \text{فشار مکش ایستگاه}}$$

و به این معنا است که برای کمپرسورهای رفت و برگشتی $CR = C_0$

مثال ۴-۶. یک ایستگاه نمونه دارای سه دستگاه گریز از مرکز در حالت سری را در نظر بگیرید. در صورتی که تلفات زیر در هنگام راهبری به وقوع پیوسته باشد، نسبت تراکم را برای هر دستگاه گریز از مرکز تعیین نمایید.

فشار مکش به ایستگاه: ۶۰۰ psia

فشار دهش از ایستگاه: ۹۰۰ psia

تلفات لخته‌گیر سیستم لوله‌کشی مکش: ۳ pis

تلفات شیر مکش: ۵ psi

تلفات شیر دهش : ۵ psi

تلفات سیستم لوله‌کشی دهش : ۲ psi

تلفات بین هر دو دستگاه سری شده : ۰.۵٪

راه حل : برای کمپرسور گریز از مرکز، CR باید از رابطه زیر محاسبه شود:

$$C_0 = \frac{\text{تلفات دهش} + \text{فشار دهش ایستگاه}}{\text{تلفات مکش} - \text{فشار مکش ایستگاه}}$$

$$C_0 = \frac{۹۰۰ + ۲ + ۵}{۶۰۰ - ۵ - ۳} = ۱/۳۲۵$$

$$\text{نسبت تلفات بین هر دستگاه} + ۱)^{n-1} = (۱/۰.۰۵)^{۳-1} = ۱/۰.۱$$

آنگاه ؛

$$CR = [C_0 \times (1/01)]^n = [1/532 \times 1/01]^3 = 1/157$$

اگر تلفات داخلی ایستگاه نادیده گرفته شود، CR محاسبه شده کمتر خواهد شد و براساس رابطه زیر به دست می‌آید:

$$CR = \left[\frac{P_D}{P_S} \right]^{\frac{1}{n}}$$

$$CR = \left[\frac{900}{600} \right]^{\frac{1}{3}} = 1/145$$

با این نسبت تراکم، فشار دهش مورد نیاز ۹۰۰ psia به صورت کامل تأمین می‌گردد. (مراجعه شود به Engineers Handbook , Industrial Press)

توان کمپرسور گریز از مرکز

غالباً، در طراحی کمپرسور گریز از مرکز برای فشار دهش و ظرفیت ارائه شده، سه شاخص عهده در نظر گرفته می‌شود، که عبارتند از:

الف) توان مفید (توان محوری)

ب) دمای دهش

ج) سرعت راهبری

توان مفید^{۲۵}

توان گازی کمپرسور (GHP) عبارت است از؛ توانی که از طریق معادلات آدیاباتیک و پلی‌تروپیک محاسبه می‌گردد. توان مفید کمپرسور (BHP) برابر با توان گازی تقسیم بر بازدهی مکانیکی می‌باشد، که در معادله (۴-۴۸) نشان داده شده است.

$$BHP = \frac{GHP}{\eta_M} \quad (4-48)$$

$$BHP = GHP + \text{تلفات} \quad (4-49)$$

که η_M بازدهی مکانیکی کمپرسورها می‌باشد. در اغلب کاربردهای کمپرسور گریز از مرکز، تلفات مکانیکی نسبتاً کوچک هستند و ممکن است یکی بازدهی مکانیکی میانگین ۹۹ درصد برای نتایج تقریبی فرض شود.

هد کمپرسور و ^{۲۶}GHP

معادلات مربوط به GHP و نیز هد کمپرسور (ft.lbf/lbm) قبلاً در این فصل ارائه گردید. اکثر روابط بین GHP و هد کمپرسور در اینجا مورد بحث قرار خواهد گرفت. هد در واحد فوت (ft.lbf/lbm) که در یک ردیف کمپرسور گاز گریز از مرکز، شامل یک پروانه و پخشگر تعریف می‌شود، می‌تواند به وسیله رابطه زیر با سرعت محیطی پروانه مرتبط گردد:

۲۵-Brake Horse Power

۲۶-Gas Horse Power

$$\text{Head} = \mu' \cdot \frac{U^2}{g_c} \quad (4-50)$$

که :

Head = هد کمپرسور، ft.lbf/lbm (ft)

ضریب فشار که از نمودارهای کمپرسور به دست آمده است : μ'

شتاب جاذبه یا ثقل $g_c : 32.17 \text{ ft/sec}^2$

سرعت محیطی پروانه، $\frac{\pi \cdot D \cdot N}{720}$ ، فوت بر ثانیه : U

قطر پروانه، اینچ : D

سرعت دورانی، rpm : N

مقدار ضریب فشار μ' ، یکی از مشخصه‌های طراحی ردیفی (مرحله‌ای) می‌باشد. (مراجعه شود به

(Engineers Handbook , Industrial Press

توان کمپرسور (GHP) می‌تواند به صورت رابطه‌ای بر مبنای تغییر انتالپی، یا بر مبنای حد کمپرسور

مطابق ذیل تعریف می‌شود:

$$\text{GHP} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta H}{33000} \quad (4-51)$$

که توان گاز، HP : GHP

نرخ جریان گاز، lbm/min : m

تغییر انتالپی، ft.lbf/lbm : ΔH

$$\text{GHP} = \frac{\dot{m} \cdot \text{Head}}{33000 \times \eta_p} \quad (4-52)$$

تطبيق ارتفاع^{۲۷}

توان مورد نیاز برای کمپرسورهای گازی با تغییر ارتفاع متغیر می‌باشد. تغییر در فشار اتمسفریک

بصورت مستقیم بر بهره وری کمپرسور اثر می‌گذارد. بنابراین، در ارتفاعات بلند که فشار اتمسفر پایین

^{۲۷}-Altitude Adjustment

می‌باشد، توان قابل دسترسی کمتر خواهد بود. توان قابل دسترسی کمپرسور در ارتفاعات گوناگون طبق معادله زیر به دست می‌آید:

$$(HP)_h = (HP) \times 10^{\frac{-h}{62900}} \quad (4-35)$$

که HP توان کمپرسور (اسب بخار) و h در واحد فوت است. اگر ارتفاع h در واحد متر باشد، معادله (4-35) چنین خواهد شد:

$$(HP)_h = (HP) \times 10^{\frac{-8h}{19171.92}} \quad (4-54)$$

سرعت دورانی در کمپرسورهای گازی گریز از مرکز

سرعت محیطی و قطر پروانه‌ها، سرعت دورانی یک کمپرسور گریز از مرکز را تعیین می‌نماید. معمولاً، سرعت محیطی با هد ایجاد شده، و قطر پروانه با ظرفیت جابجا شده مرتبط می‌باشند و این مقادیر نیز در شرایط ورودی اندازه‌گیری شده‌اند. بنابراین:

$$N = \frac{1300}{D} \sqrt{\frac{\text{Head per stage}}{\mu'}} \quad (4-55)$$

N : rpm، سرعت دورانی پروانه‌ها،

D : قطر پروانه، اینچ

Head per stage : ft.lbf/lbm (ft)، هد در هر مرحله،

μ' ضریب فشار که برای هر کمپرسور ارائه خواهد شد، بدون بعد

ارتباط بین جریان، هد، توان و سرعت دورانی در کمپرسورهای گازی گریز از مرکز

به‌منظور تخمین بهره‌وری کمپرسور، روابط ذیل در ابعاد وسیعی برای کمپرسورهای گازی گریز از مرکز استفاده می‌شود. این روابط به صورت زیر تعریف می‌شوند:

۱. جریان حجمی گاز مستقیماً با سرعت دورانی پروانه متناسب می‌باشد، بنابراین:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (4-56)$$

۲. هد متناسب با سرعت دورانی پروانه می‌باشد، و داریم:

$$\frac{(\text{Head})_1}{(\text{Head})_2} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^2 \quad (4-57)$$

۳. توان مورد نیاز محور برای تقویت فشار، متناسب با مکعب سرعت دورانی پروانه می‌باشد، یا:

$$\frac{(\text{HP})_1}{(\text{HP})_2} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^3 \quad (4-58)$$

که؛

Q_1 : MMSCFD، جریان اولیه،

Q_2 : MMSCFD، جریان نهایی،

$(\text{Head})_1$: ft.lbf/lbm، هد اولیه کمپرسور،

$(\text{Head})_2$: ft.lbf/lbm، هد نهایی کمپرسور،

$(\text{HP})_1$: HP، توان محور اولیه کمپرسور،

$(\text{HP})_2$: HP، توان محور نهایی کمپرسور،

N_1 : rpm، سرعت اولیه پروانه،

N_2 : rpm، سرعت نهایی پروانه،

نمودارهای انتالپی / انتروپی (نمودار مولیر)

یک روش سریع برای حل یک مسئله کمپرسور، استفاده از نمودار مولیر یا نمودارهای انتالپی/انتروپی می‌باشد. از این نمودارها می‌توان برای محاسبه هد کمپرسور، توان، دمای دهش، و سرمایه‌ش مورد نیاز گاز استفاده نمود.

در صورتی که عبارات انرژئی جنبشی و پتانسیل در معادله عمومی انرژئی حذف شود، معادله زیر حاصل می‌گردد:

$$\Delta H = q - W \quad (4-59)$$

که؛

ΔH : Btu/lbm، تغییر در انتالپی سیستم،

q : Btu/lbm، نرخ انتقال حرارت بین سیستم و محیط اطراف،

کار انجام شده بر سیستم، $W : \text{Btu/lbm}$

نرخ انتقال حرارت برای یک فرآیند ایزوترمال مطابق معادله زیر تعریف می‌گردد:

$$q = T \cdot \Delta S \quad (4-60)$$

که؛

تغییر انتروپی سیستم، $\Delta S : \text{Btu/lbm} \cdot R$

دمای مطلق، $T : R$

با جایگزینی معادله (4-60) در معادله (4-59):

$$\Delta H = T \cdot \Delta S - W \quad (4-61)$$

معادله (4-61) را می‌توان برای محاسبه هد یا کار انجام شده بر روی یک کمپرسور در یک فرآیند ایزوترمال مورد استفاده قرار داد. از سوی دیگر، برای یک فرآیند آدیاباتیک، $q = 0$ ، بنابراین:

$$\Delta H = -W \quad (4-62)$$

در مثال (4-7)، برای حل یک مسئله کمپرسور از «نمودار مولیر» بهره‌گیری شده است.

مثال 4-7. برای تقویت فشار 1 MMSCFD گاز طبیعی از $P_s = 100 \text{ psia}$ به فشار دهش psia $P_D = 1600$ ؛

کار ایزوترمال / آدیاباتیک لازم و کار خنک کننده میانی را محاسبه نمایید.
مفروضات:

- دمای مکش: 80°F

- از نمودار مولیر برای گاز طبیعی: $Q = 0.60$

- از اثر Z صرف‌نظر شود.

- یک خنک کننده میانی گاز را تا دمای اولیه آن 80°F سرد می‌نماید.

(مراجعه شود به *Handbook of Natural Gas Engineering*, D. L. Katz)

راه حل: اولاً؛ تعداد کمپرسورها به حالت سری مورد نیاز تعیین گردد.

ثانیاً؛ دمای میانی گاز یا دمای خروجی گاز از کمپرسور، مشخص گردد.

تراکم نمی‌تواند در یک مرحله انجام پذیرد، زیرا $CR = 16$ ، که بسیار بزرگ می‌باشد، با

امتحان کردن کمپرسورها در حالت سری:

$$CR = \left[\frac{P_D}{P_s} \right]^{\frac{1}{n}}$$

$$CR = \left[\frac{1600}{100} \right]^{\frac{1}{2}} = 4 (\leq 6) \quad \text{برای دو کمپرسور:}$$

که مقدار به دست آمده قابل قبول می‌باشد.
 برای تعیین دمای میانی یا دمای خروجی از کمپرسور اولیه، نیاز به نمای آدیباتیک «k» می‌باشد.
 ترکیب گاز ناشناخته است، بنابراین محاسبه C_p و C_v غیرممکن می‌باشد. با استفاده از معادله (۴-۵)،
 با دانستن وزن مولکولی گاز $M = 0.60 \times 29 = 17.4$ و دمای مکش $80^\circ F$ مقدار $k = 1.28$ به دست می‌آید.

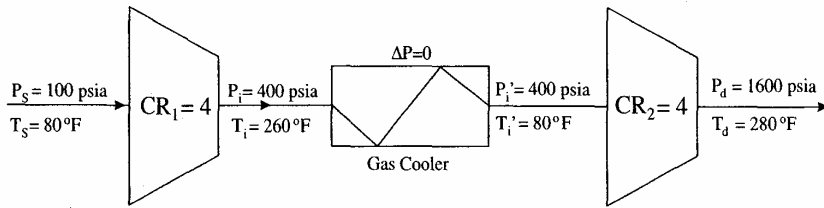
بنابراین:

$$\frac{T_2}{T_1} = (CR)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_2}{540} = (4)^{\frac{1/28-1}{1/28}}$$

$$T_2 = 731^\circ R = 271^\circ F$$

که یک دمای قابل قبول است ($300^\circ F \leq$).
 آرایش کمپرسور مربوط به یک فرآیند آدیباتیک در شکل ۱-۳-۴ نشان داده شده است.



شکل ۱-۳-۴. مثال ۷-۴- آرایش کمپرسور برای یک فرآیند آدیباتیک

اکنون نمودار انتالپی/انترپی برای یک فرآیند آدیباتیک مورد استفاده واقع می‌گردد (شکل ۱۴-۴ را مشاهده نمایید).

مراحل ذیل برای حل مسئله مورد استفاده قرار می‌گیرد:

مرحله ۱: بادانستن فشار مکش ($P_s = 100 \text{ psia}$) و دمای مکش ($T_s = 80^\circ \text{F}$) کمپرسور، نقطه ۱ را که انتالپی آن $H_1 = 380 \text{ Btu/lb.mole}$ می‌باشد، مشخص نمایید.
 مرحله ۲: هنگامی که گاز وارد کمپرسور اول می‌شود، از طریق یک چرخه آدیباتیک تراکم گاز که انترپی ثابت می‌ماند، عبور می‌نماید.

$$\Delta S = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dq}{T}$$

برای یک فرآیند آدیباتیک $\Delta S = 0$ ، بنابراین $S_1 = S_2$ (فرآیند انترپی ثابت)، حال از نقطه ۱ ($T_s = 80^\circ \text{F}$ و $P_s = 100 \text{ psia}$) به نقطه ۲ ($P_i = 400 \text{ psia}$) بر روی یک خط انترپی ثابت (خط عمودی) حرکت نمائید. نقطه ۲، با فشار دهش $P_i = 400 \text{ psia}$ ، نقطه خروجی از کمپرسور شماره ۱ می‌باشد و دمای آن از روی نمودار 260°F است. همچنین، مقدار انتالپی در نقطه ۲ برابر با $H_i = 1990 \text{ Btu/lb.mole}$ می‌باشد. بنابراین تغییر انتالپی، در محدوده کمپرسور اول برابر است با:

$$\Delta H = H_i - H_1 = 1990 - 380 = 1610 \text{ Btu/lb.mole} \quad e$$

مرحله ۳: در این مرحله، گاز باید در حالی که خنک کننده دارای افت فشار صفر یا ($\Delta P = 0$) می‌باشد، تا دمای اولیه‌اش سرد شود. اکنون با کاهش دما از 260°F تا 80°F ، بر روی خط فشار ثابت $P_i' = 400 \text{ psia}$ حرکت نمائید. در 80°F نقطه ۳ حاصل می‌شود: $P_i' = 400 \text{ psia}$ ، $H_i' = 220 \text{ Btu/lb.mole}$ و $T_i' = T_s = 80^\circ \text{F}$

در این نقطه مقدار حرارت جابجا شده از گاز (گاز خنک کننده میانی) اینچنین محاسبه می‌گردد:

$$\Delta H = H'_1 - H_1 = 220 - 1990 = -1770 \text{ Btu/lb.mole (حرارت جابجا شده)}$$

مرحله ۴: هنگامی که گاز وارد کمپرسور دوم می‌شود، مجدداً متراکم می‌گردد. گاز از نقطه ۳ وارد کمپرسور دوم می‌شود و به صورت آدیاباتیک (یعنی خط آنتروپی ثابت) تا $P_D = 1600 \text{ psia}$ متراکم می‌گردد. در نقطه ۴: $P_D = 1600 \text{ psia}$ ، $T_D = 280^\circ\text{F}$ ، و $H_D = 1920 \text{ Btu/lb.mole}$. اکنون؛

$$\Delta H = H_D - H'_1 = 1920 - 220 = 1700 \text{ Btu/lb.mole}$$

برای محاسبه هد کلی (کار انجام شده بر کمپرسور) و توان مورد نیاز؛ محاسبات به صورت زیر انجام می‌گردد:

$$-W = \Delta H_T = (H_i - H_1) + (H_D - H'_1)$$

$$\Delta H_T = 1610 + 1700 = 3310 \text{ Btu/lb.mol e}$$

تبدیل هد بالا به توان:

$$HP = 0/0432 \times \Delta H_2$$

که، ΔH_T : تغییرات انتالپی کل، Btu/lb.mole

$$HP = 0/0432 \times 3310 = 143 \frac{HP}{1 \text{ MMSCFD}}$$

کار خنک کننده میانی محاسبه گردید که باید 1770 Btu/lb.mole باشد. بنابراین، به منظور افت دمای گاز از 260°F به 80°F ضرورت دارد که 1770 Btu/lb.mole برای هر 1 MMSCFD گاز جابجا شود. در صورتی که نرخ جریان کل گاز معلوم باشد، می‌توان با استفاده از رابطه انتقال حرارت و انرژی، اندازه خنک کننده میانی را تعیین نمود. جهت تعیین حداقل هد یا توان مورد نیاز، همانند یک فرآیند ایزوترمال، مجدداً از شکل (۴-۱۴) استفاده می‌شود. برای یک فرآیند ایزوترمال در نقطه ۱، $S_1 = -3/2 \text{ Btu/lb.mole}^\circ\text{R}$ و $H_1 = 380 \text{ Btu/lb.mole}$ ، $T_s = 80^\circ\text{F}$ ، $P_s = 100 \text{ psia}$

تعیین می‌گردد. جهت یافتن نقطه ۲، بر روی خط دمای ثابت 80°F حرکت نمایید تا با 1600 psia =
 P_D برخورد نمایید. در این نقطه $H_2 = -480\text{ Btu/lb.mole}$ و $S_2 = -9/75\text{ Btu/lb.mole R}$ است.

برای یک فرآیند ایزوترمال، رابطه زیر تعریف می‌گردد:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dq}{T}$$

$$q = T \cdot \Delta S$$

و از معادله عمومی انرژی داریم:

$$\Delta H = q - W$$

در نتیجه :

$$-W = \Delta H - T \cdot \Delta S$$

بنابراین، توان کمپرسور برابر است با:

$$HP = 0/0432 (\Delta H - T \cdot \Delta S)$$

در صورتیکه مقادیر مربوط به ΔH ، ΔS و T جایگزین شوند، خواهیم داشت:

$$\Delta H = H_2 - H_1 = -480 - 380 = -860\text{ Btu/lb.mole}$$

$$\Delta S = -9/75 - (-3/20) = -6/55\text{ Btu/lb.mole}^{\circ}\text{R}$$

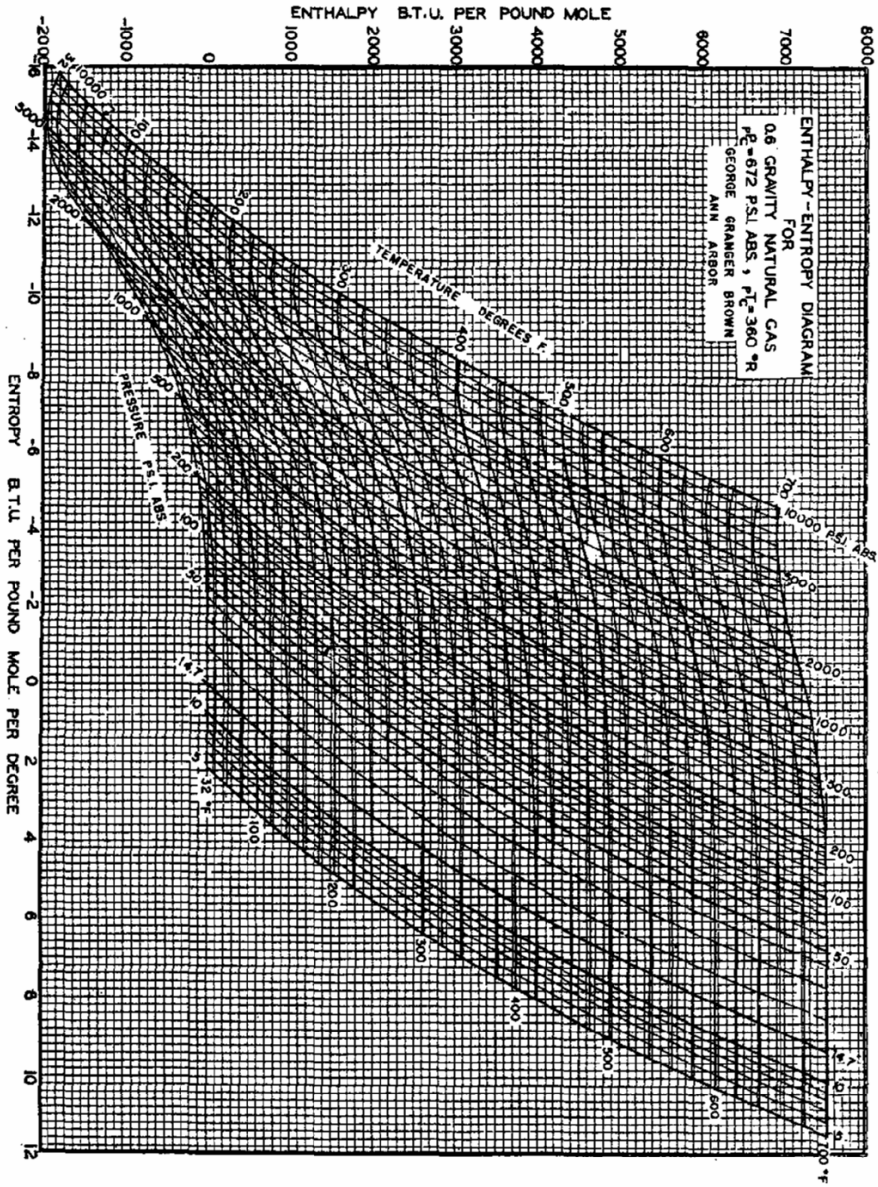
$$HP = 0/0432 (-860 - 540(-6/55)) = 115/7\text{ HP/IMMSCFD}$$

به منظور برقراری یک دمای ثابت در یک فرآیند ایزوترمال، سیستم تحت سرمایش دائمی قرار می‌گیرد.

مراحل تراکم

در کمپرسورهای گازی دینامیکی ممکن است شامل یک یا چند مرحله تراکم باشند. یک تراکم عملی جهت رسیدن به فشار دهش مطلوب در محدوده این مراحل انجام می‌پذیرد. یک مرحله، شامل یک بخش ورودی به همراه یا بدون پره‌های راهنما، یک پروانه، یک پخشگر پره‌دار یا بدون پره، و یک بخش خروجی از مرحله تراکم می‌باشد. ممکن است خروجی هر مرحله، کانال برگشتی به

ورودی مرحله بعدی تراکم، یا یک بخش حلزونی شکل باشد که سیال تحت فشار را مجدداً به نازل دهش کمپرسور هدایت می‌نماید. انرژی واقعی منحصراً از طریق پروانه، برای تقویت فشار جریان گاز اعمال می‌گردد. جریان گاز در پروانه شتاب می‌گیرد و همزمان متراکم می‌گردد. گاز خروجی پروانه دارای بیشترین سطح انرژی است. این سطح انرژی، ترکیبی از فشار افزایش یافته و انرژی جنبشی می‌باشد. در یک پخشگر که در پایین دست پروانه قرار گرفته است، انرژی جنبشی به انرژی فشاری تبدیل می‌گردد. این عمل منحصراً برای تبدیل انرژی موجود است، و اعمال یک انرژی جدید به جریان گاز نمی‌باشد. تقریباً دو سوم انرژی فشاری در پروانه ایجاد و یک سوم باقیمانده انرژی فشاری، با کاهش آرام سرعت گاز در پخشگر بازیابی می‌گردد (شکل ۱۵-۴ را مشاهده نمایید).



شکل ۱۴-۴. نمودار انتالپی- انتروپی برای گاز طبیعی با وزن مخصوص (گراویتی) ۰/۶

منحنی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز

منحنی‌های مشخصات برای کمپرسورهای گازی گریز از مرکز

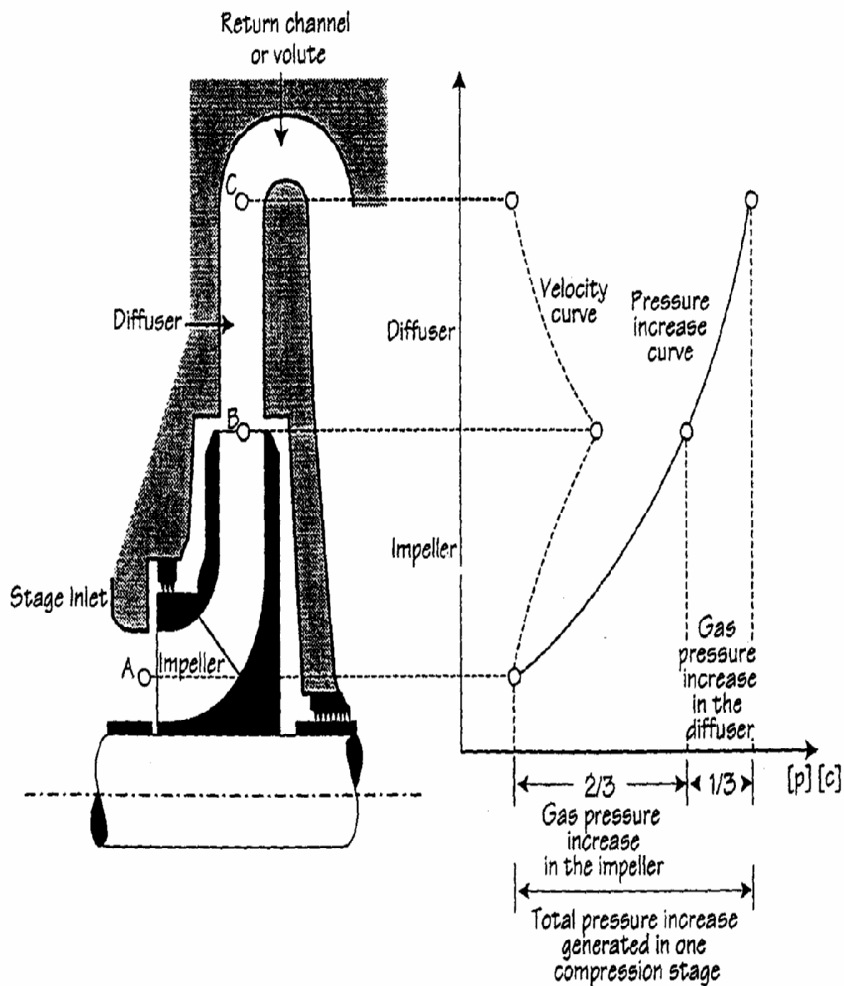
یک کمپرسور گریز از مرکز هوای اتمسفر را می‌گیرد، آن را متراکم می‌سازد، و متعاقباً به یک دریافت کننده تخلیه می‌کند. ابتدا کمپرسور و دریافت کننده در فشار جو می‌باشند. هنگام شروع به کار کمپرسور در دور ثابت، فشارهای ورودی و دهش برابر می‌باشند. تنها مقاومت نسبت به جریان، اصطکاک در مسیر جریان هوا می‌باشد. در نتیجه، تنها هد ایجاد شده توسط کمپرسور، هد است که برای فایق آمدن بر اصطکاک مورد نیاز می‌باشد. اگر تلفات اصطکاک ناچیز باشد، هد ایجاد شده نزدیک به صفر خواهد بود. این هد در نقطه ۱ شکل ۱۶-۴ مشخص شده است. در حین اینکه کمپرسور، هوا را به دریافت کننده تحویل می‌دهد، تدریجاً با افزایش مقاومت، فشار دریافت کننده شروع به بالا رفتن می‌نماید. در ابتدا به لحاظ وجود این مقاومت، جریان به آهستگی دچار افت می‌شود (نقطه ۲، شکل ۱۶-۴). این نقطه، نقطه استون وال^{۲۸} نامیده می‌شود. منحنی بین نقاط ۱ و ۲ ضرورتاً یک خط عمودی مستقیم می‌باشد. در حالیکه مقدار هد در دریافت کننده افزایش می‌یابد، فشار نیز بالا می‌رود. در نتیجه، اختلاف فشار بین ورودی به خروجی بیشتر می‌گردد (نقطه ۳، شکل ۱۶-۴). در حین اینکه مقدار هوا در دریافت کننده افزایش می‌یابد، فشار دهش به سطح معینی می‌رسد که در فراتر از آن، عملکرد کمپرسور دچار اختلال می‌شود (نقطه ۴ در شکل ۱۶-۴). این نقطه، نقطه سرچ^{۲۹} نامیده می‌شود. با اطلاع از اینکه، دور کمپرسور ثابت می‌باشد، نقاط به دست آمده به هم وصل می‌شوند و مطابق شکل ۱۶-۴ یک منحنی به دست می‌آید. استون وال (نقطه ۲)، نقطه حداکثر پایداری جریان کمپرسور می‌باشد. در نقطه حداقل هد، راهبری کمپرسور می‌تواند همچنان پایدار باشد، اما کمپرسور دچار خفگی می‌شود. افزایش جریان در آن سوی نقطه استون وال عملاً غیرممکن می‌باشد. راهبری در آن سوی نقطه استون وال غیرقابل پیش‌بینی و فاقد کارایی است. شیب عمودی منحنی هد/جریان، ناشی از عدم پایداری در این محدوده می‌باشد. کمترین تغییر در حجم جریان پمپاژ منجر به تغییرات قابل توجهی در فشار می‌شود. سازندگان، عموماً منحنی‌هایشان را پیش از رسیدن به محدوده استون وال متوقف می‌نمایند و معمولاً سطحی را که بتوان در محدوده آن به نحو معقولی، عملکرد را پیش‌بینی نمود، توسط منحنی پوشش داده می‌شود.

نقطه سرچ (نقطه ۴) نقطه حداقل پایداری جریان کمپرسور می‌باشد. در این نقطه که بالاترین نقطه هد می‌باشد، عملیات کمپرسور می‌تواند همچنان در حالت پایدار باقی بماند. در حالیکه، فشار دریافت

۲۸-Stone Wall

۲۹-Surge

کننده افزایش می‌یابد، جریان حجمی آن کم می‌شود. در عین حال، اختلاف فشار در طول کمپرسور زیاد می‌شود.



شکل ۱۵-۴. نمودار مرحله‌ای کمپرسور گریز از مرکز

سرانجام، اختلاف فشار به سطحی می‌رسد که برای کار کردن با کمپرسور، بسیار زیاد خواهد بود. کمپرسور به مدت زیاد در حالت پایدار باقی نمی‌ماند و عمل تراکم برای یک لحظه متوقف

می‌شود. فشار ایجاد شده در دهش پروانه دچار اندکی افت می‌شود و یک جریان جزئی معکوس به وجود می‌آید. این نوسان فشار که با یک حرکت رو به جلو و عقب همراه می‌شود را سرچینگ^{۳۰} می‌نامند که برای کمپرسور خطرناک است. باید از راهبری در محدوده سرچ ممانعت به عمل آید. حال در صورتی که سرعت کمپرسور به سطح دیگری افزایش یافت، برای ایجاد یک منحنی عملکرد دیگر، سرعت را ثابت در نظر بگیرید و همان نمودارها را ترسیم نمایید. خانواده این منحنی‌ها در شکل ۱۷-۴ نشان داده شده است. یک منحنی عملکرد مشروح^{۳۱} به همراه خطوط بازدهی و محدوده سرچ در شکل ۱۸-۴ نشان داده شده است. باید توجه داشت که در کمپرسورهای گازی دینامیکی، سرعت‌های حداکثر و حداقل، حد مشخصی دارند. سرعت حداکثر به واسطه حداکثر سطح مجاز تنش که توسط نیروهای مرکزگرا در روتور ایجاد می‌شود، محدود می‌گردد. اگر اولین حالت ممان خمشی محور دستگاه در پایین‌تر از سرعت عملیاتی به وقوع بپیوندد، می‌توان حداقل سرعت عملیاتی را در یک حاشیه امنیت نسبت به سرعت‌های بحرانی تعریف نمود. کمپرسور گریز از مرکز می‌تواند با تغییر سرعت یا با استفاده از پره‌های راهنمای ورودی، با شرایط مختلف منطبق گردد.^{۳۲} در یک کمپرسور رفت و برگشتی در مقایسه با کمپرسور گریز از مرکز، با تغییر نسبت تراکم، شاهد نوسانات کمتری در توان کمپرسور هستیم. در هر حال به لحاظ اینکه کمپرسورهای گریز از مرکز قابلیت راهبری در حالت سری را دارا می‌باشند، کاستن یا اضافه کردن دستگاه‌هایی می‌تواند سبب ایجاد نوسانات بیشتری گردد. «حد پایداری» در یک کمپرسور گاز گریز از مرکز، حداکثر نسبت فشار در یک سرعت مشخص را که فراتر از حد ناپایداری کمپرسور باشد و احتمالاً منجر به سرچ شدن گردد، ارایه می‌نماید. هنگام طراحی و انتخاب تجهیزات، قرار دادن حد پایداری در خارج از محدوده عملیاتی، باعث افزایش ناپایداری و موجب ایجاد سرچ در خلال عملیات معمولی می‌گردد.

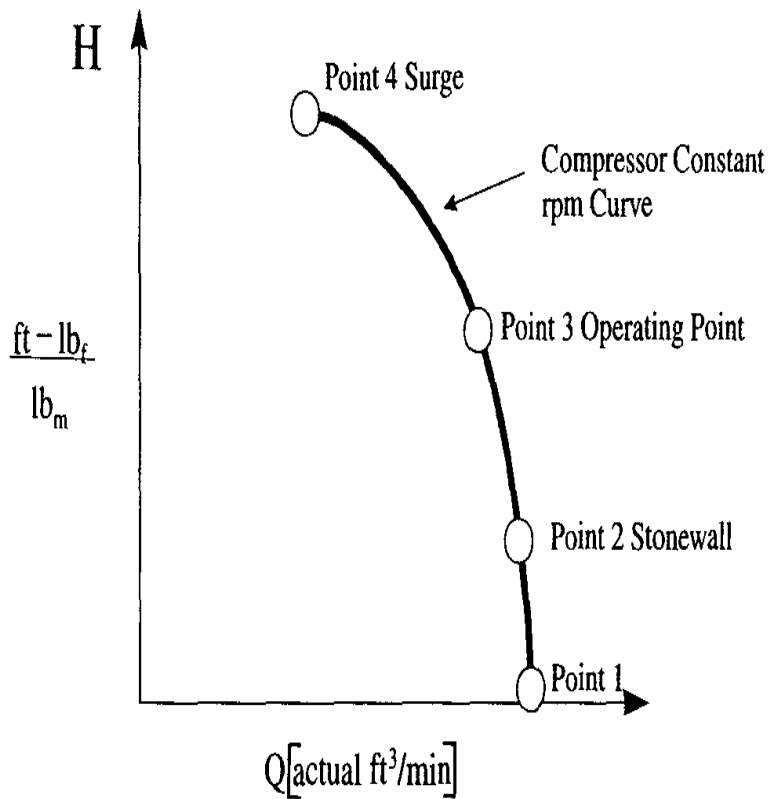
در مواردی که گرداننده‌های دارای سرعت ثابت به همراه کمپرسورهای گریز از مرکز مورد استفاده قرار می‌گیرند، محدوده اضافی عملیاتی قرار گرفته در بالای منحنی طراحی حجم و هد (یعنی منحنی مشخصه) را می‌توان با بکارگیری «پره‌های راهنمای ورودی» به دست آورد. این پره‌ها، تیغه‌های قابل تنظیمی در ناحیه مکش پروانه‌اند که سبب چرخش گاز ورودی در جهت گردش پروانه یا خلاف آن می‌گردند. محدوده نسبت‌هایی که از این طریق حاصل می‌شود برای اغلب عملیات خط لوله مناسب است، با این وجود استفاده از پره‌های راهنما سبب کاهش بازدهی می‌شود.

۳۰ -Surging

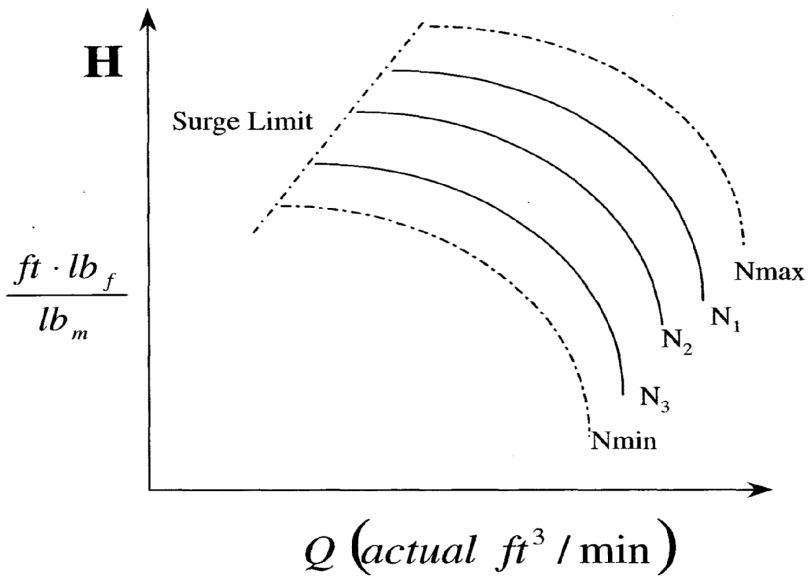
۳۱ -Wheel Map

۳۲ -See Gas Turbine Theory Overview, NGTL, Technical Training Department, NGTL, Airdrie, Alberta, Canada

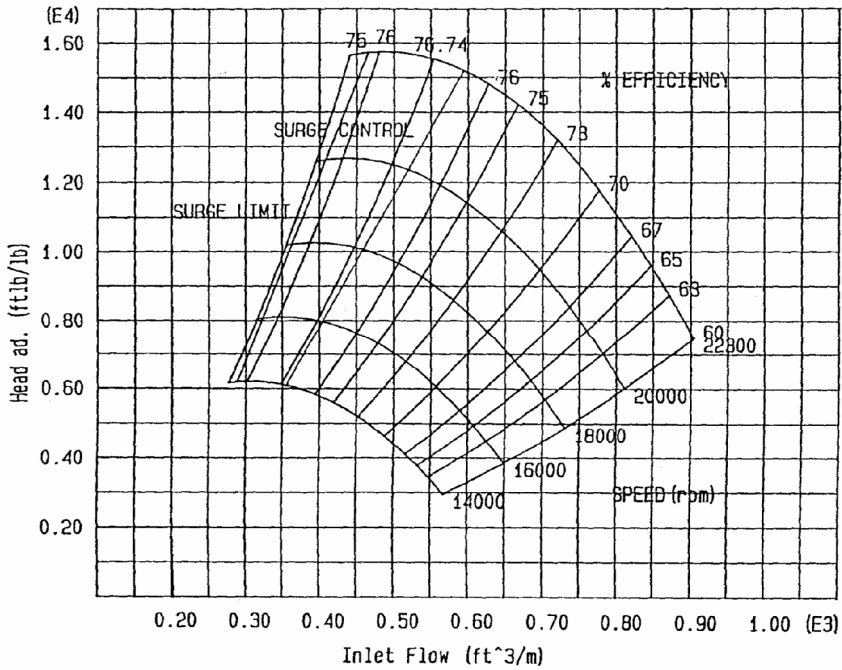
برای آنکه امکان گسترش سیستم در آینده وجود داشته باشد، کمپرسورهای گریز از مرکز و رفت و برگشتی باید از لحاظ شاخص‌های عملیاتی، شبیه به هم انتخاب شوند. معمولاً، محدوده کارکرد اولیه به نحوی انتخاب می‌گردد که به عنوان نمونه، امکان تعویض پروانه به منظور توسعه سیستم وجود داشته باشد. در موارد ضروری، با احتمال تغییر در سرعت طراحی کمپرسور، امکان نصب یک واحد کاملاً جدید بر توربین (گرداننده) اصلی موجود وجود دارد. خصوصیت پروانه‌های با پره‌های خمیده رو به عقب این است که در سرعت ثابت تدریجاً با افزایش حجم فشار دهش کاهش می‌یابد. بنابراین، در طراحی دما و فشار ورودی امکان بار اضافه کشیدن از گرداننده اصلی وجود ندارد، زیرا؛ با افزایش حجم مکش به میزان ۱۲۰-۱۱۵ درصد حالت طبیعی، فشار دهش و توان مفید به نحو محسوسی کاهش می‌یابند. در کمپرسورهای گازی گریز از مرکز با تغییرات جزئی سرعت، فشار دهش به مقدار زیادی تغییر می‌نماید. معمولاً گرداننده‌های اصلی این کمپرسورها جهت کارکرد عملیاتی بین ۹۵ تا ۱۰۵ درصد سرعت طبیعی طراحی گردیده‌اند.



شکل ۱۶-۴. مشخصه‌های کمپرسور گریز از مرکز



شکل ۱۷-۴. نمودار عملکرد کمپرسور گریز از مرکز



شکل ۱۸-۴. نمودار عملکرد مشروح کمپرسور گریز از مرکز

سرج در کمپرسورهای گازی دینامیکی

کمپرسورهای دینامیکی فقط در یک محدوده معین پایدار می‌توانند راهبری شوند که این محدوده با یک نقطه ناپایدار یا surge در ابتدای جریان پایین/هد بالای منحنی و خفگی یا «استون وال» در جریان بالا/هد پایین منحنی مشخص می‌گردد. در حالت استون وال، منحنی عملکرد تقریباً به صورت عمودی رشد نزولی می‌یابد و علت آن این است که درون ماشین به سرعت صوت نزدیک شده و مانع از هرگونه افزایش ظرفیت می‌گردد. نقطه سرچ در ابتدای منحنی عملکرد یک پدیده پیچیده است، که با جریانات معکوس متناوب بین کمپرسورها و سیستم دهش شناخته می‌شود. این پدیده در برخی موارد در اثر کمبود جریان ورودی به کمپرسوری که دارای ظرفیت بالاست، ایجاد می‌گردد. این کمبود جریان موجب ایجاد نوعی خلاء در سیستم می‌شود که خصوصاً در کمپرسورهای محوری و گریز از مرکز چندمرحله‌ای می‌تواند بسیار خطرناک باشد و یا حتی منجر به تخریب کمپرسور گردد. یکی از مهمترین جنبه‌های کنترل کمپرسورهای دینامیکی، شناسایی و جلوگیری از سرچ است که معمولاً از طریق باز نمودن یک شیر واگردا (کنارگذر یا بای‌پس) برای برگشت گاز اضافی از دهش به مکش انجام می‌پذیرد. این عمل، نقطه کارکرد را از خط سرچ به سمت راست جابجا می‌نماید. برگشت گاز ممکن است به افزایش بیش از حد دما منجر شود، که در این صورت از سیستم خنک کننده برای کاهش دمای گاز استفاده می‌گردد. مشکلات و مسائل مربوط به افزایش بیش از حد دما در سیستم بازگردان با انتقال هوا به جو و فضای بیرون از سیستم رفع می‌گردد. بنابراین، در کمپرسورهای گریز از مرکز و محوری که از هوا برای تراکم استفاده می‌شود، می‌توان مانع از ایجاد سرچ گردید.

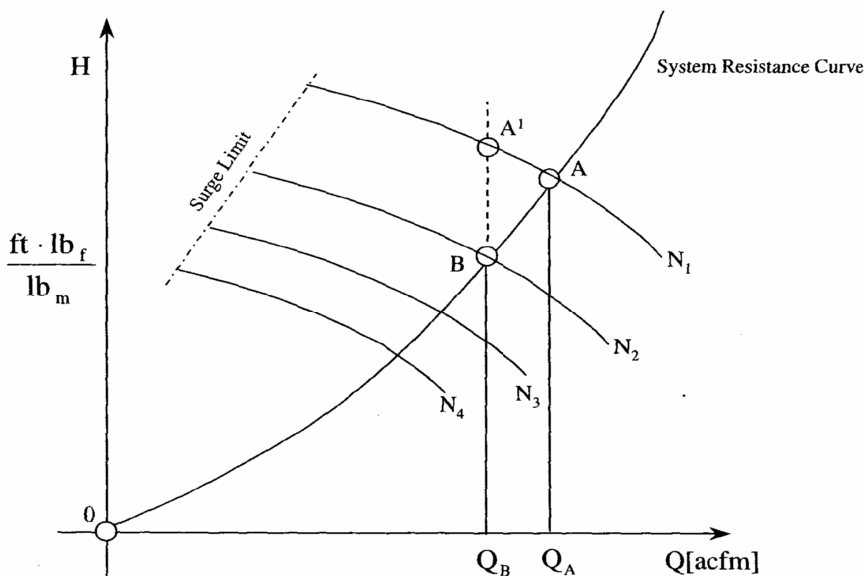
تأثیر مقاومت خط لوله بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز

در سیستمهای انتقال گاز طبیعی، برای افزایش فشار گاز در جهت غلبه بر تلفات اصطکاک، از کمپرسورها استفاده می‌گردد. گاز طبیعی در یک سیستم انتقال، از لوله‌ها، زانو‌ها، سه راهی‌ها، خنک کننده‌های هوایی و لخته‌گیرها عبور می‌کند. در طی عبور گاز از خط لوله، در اثر جابجایی جریان گاز، تلفات اصطکاک و در نتیجه افت فشار در خطوط لوله ایجاد می‌گردد. در سیستم انتقال گاز طبیعی، رابطه بین افت فشار گاز و حجم واقعی پمپ شده در منحنی مقاومت سیستم نمایش داده می‌شود (شکل ۱۹-۴). این منحنی سهمی شکل می‌باشد و با مربع جریان حجمی حقیقی تغییر می‌نماید. دبی

جریان حجمی Q بر محور xها و $\Delta P = P_1 - P_2$ یا $\left(\frac{P_1}{P_2}\right)$ بر محور yها ترسیم گردیده است.

منحنی مقاومت سیستم را می‌توان با استفاده از یکی از معادلات اصلی جریان برای یک خط انتقال (مانند AGA) رسم نمود. افت فشارها در محدوده‌هایی مانند خمها، مهره‌ها، شیرها، خنک کننده‌ها و لخته‌گیرها^{۳۳} باید به افت فشار کلی خط لوله اضافه شود. در برخی از موارد ممکن است برای دستیابی

به منحنی مقاومت سیستم، تغییر انتالپی (هد) در مقابل جریان حجمی رسم گردد. در شکل ۴-۱۹، چهار منحنی کمپرسور با دوره‌های متفاوت که با منحنی مقاومت سیستم تلفیق شده‌اند، نمایش داده شده است. تنها نقاط پایدار قابل دسترسی برای عملیات، نقاطی هستند که منحنی‌های عملکرد کمپرسور، منحنی مقاومت سیستم را قطع می‌نمایند. راهبری تحت شرایط حالت پایدار^{۳۴}، در نقاطی به غیر از این نقاط امکان‌پذیر نمی‌باشد، زیرا تنها این نقاط، منحنی‌های عملکرد کمپرسور و منحنی مقاومت سیستم را تماماً تحت پوشش قرار می‌دهند. البته این محدودیت برای عملیات گذرا صحیح نمی‌باشد. در صورتی که عملیات کمپرسور تنها در نقاط تقاطع بین منحنی مقاومت سیستم و منحنی عملکرد امکان‌پذیر باشد، آنگاه سطح تحت پوشش عملیاتی کمپرسور بسیار عریض به نظر می‌رسد. همچنین منحنی مقاومت سیستم می‌تواند با تغییر عملکرد ایستگاههای تقویت فشار، دچار تغییر شکل شود. اما منحنی مقاومت سیستم به صورت لحظه‌ای تغییر نمی‌نماید و در هر زمان دلخواه تعریف می‌گردد. در شکل (۴-۱۹)، نقطه طراحی کمپرسور را نقطه A فرض نمائید. نقطه B با جریان پایین‌تر، با منحنی عملکرد کمپرسور و نیز با منحنی فعلی مقاومت سیستم تلاقی داشته است.



شکل ۴-۱۹. منحنی مقاومت سیستم که با منحنیهای کمپرسور مربوط به ۴ دور متفاوت تلفیق گردیده‌است.

^{۳۴} - Steady-state

برای کاهش جریان یا دبی حجمی عبور کننده از کمپرسور می‌بایست سرعت را کاهش داد. در کمپرسورهای دینامیکی، هد و حجم وابسته به یکدیگر می‌باشند. هر نوع تغییری در جریان حجمی، الزاماً با تغییرات هد همراه می‌گردد. هد در کمپرسورهای دینامیکی نسبت به کمپرسورهای جابجایی مثبت به نحوی «درون‌ساز»^{۳۵} می‌باشد. با کنترل نمودن دور می‌توان، بدون تأثیرگذاری بر نسبت تراکم، حجم را کنترل نمود. جواب اینکه چرا کمپرسورهای دینامیکی به آسانی جایگزین ماشینهای جابجایی مثبت نمی‌شوند این است که کنترل کمپرسورهای جابجایی مثبت بسیار آسانتر از کمپرسورهای دینامیکی است.

تأثیر نوسانات جریان در کمپرسورهای چندمرحله‌ای

اگر از جریان حجمی ورودی به یک کمپرسور گریز از مرکز به میزان X درصد کاسته شود، یک کاهش معین در جریان حجمی ورودی به مرحله دوم رخ می‌دهد. به لحاظ کاهش X درصدی جریان در مرحله اول، فشار دهش در مرحله اول افزایش می‌یابد. هر قدر حجم تحت فشار کوچکتر شود، هد ایجاد شده بزرگتر خواهد شد؛ در نتیجه، از جریان حجمی ورودی به مرحله دوم، بیش از X درصد کاسته خواهد شد، و در مرحله سوم نیز مشابه آنچه گفته شد تأثیر می‌پذیرد. هنگامی که دو یا چند مرحله برای یک فرآیند تقویت فشار ترکیب می‌شوند، سطح تحت پوشش عملیاتی کمپرسور، محدودتر از سطح تحت پوشش عملیاتی مراحل مجزا خواهد بود.

اثر تغییرات شاخص‌های گاز بر عملکرد کمپرسور

شاخص‌های گاز از قبیل وزن مولکولی، دمای گاز ورودی، ضریب تراکم‌پذیری گاز (Z)، و نمای ایزونتروپیک، همگی بر عملکرد کمپرسور تأثیر می‌گذارند. وزن مولکولی گاز عاملی است که بر عملکرد کمپرسور اثر قابل توجهی دارد. کمپرسوری را در نظر بگیرید که جهت فشرده‌سازی گاز با وزن مولکولی پایین، طراحی گردیده است. در صورتی که این کمپرسور برای استفاده در یک کاربری جدید، جهت فشرده‌سازی یک گاز با وزن مولکولی بالا در شرایط یکسان حجم ورودی مورد استفاده قرار گیرد، نسبت هد/حجم تأثیری بر عملکرد مرحله اول نخواهد داشت. هد ایجاد شده، مشابه هد مربوط به گاز با وزن مولکولی، طراحی می‌باشد، با وجود این، فشار دهش از مرحله اول بالاتر خواهد رفت. در یک دستگاه تک مرحله‌ای، تغییرات وزن مولکولی بر نسبت هد/حجم مؤثر واقع نمی‌گردد، گرچه برای ایجاد عملکرد مناسب ممکن است نیاز به اصلاح سرعتها باشد. فشار بالای دهش از مرحله اول، سبب کاهش جریان حجمی به مرحله دوم می‌گردد. مرحله اول تنها شاهد تغییر و افزایش وزن مولکولی بود. در مرحله دوم سه تغییر؛ ازدیاد وزن مولکولی، کاهش جریان حجمی ورودی و افزایش فشار ورودی به

وقع می‌پیوندد. عوامل مورد اشاره منجر به افزایش فشار دهش و کاهش جریان حجمی در مرحله سوم می‌گردد. این اثرگذاری از یک مرحله بعد تقویت می‌شود. در حالت اضطراری امکان دارد که مرحله آخر به سمت سرچ سوق داده شود. کمپرسورهای گازی چندمرحله‌ای که وزن مولکولی گاز عبور کننده از آنها بالاتر از میزان طراحی باشد، سطح تحت پوشش عملیاتی محدودتری دارند. نتیجه اینکه، در هنگام فشرده‌سازی گاز با وزن مولکولی بیشتر یا کمتر از وزن مولکولی طراحی، کمپرسورهای گاز چندمرحله‌ای دارای سطح تحت پوشش محدودتر از سطح تحت پوشش طراحی می‌باشند. در موارد اضطراری میزان اثرگذاری می‌تواند بسیار شدید باشد. یعنی هنگامی که مرحله اول در حالت استون وال می‌باشد مرحله آخر در وضعیت سرچ است و یا بالعکس. در چنین حالتی محدوده سطح تحت پوشش عملیاتی صفر می‌باشد و امکان ارزیابی مجدد کمپرسور وجود دارد. با استفاده از معادله هد آدیاباتیک و توان، مطالب مذکور به صورت بهتری تفهیم می‌گردد. معادله انرژی برای تراکم آدیاباتیک طبق معادله (۴-۱۸) به صورت زیر ارائه می‌گردد:

$$-W = \int_1^2 V \cdot dp$$

با جایگزینی (معادله ۴-۱۸ الف)، معادله زیر به دست می‌آید:

$$-W = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

با در نظر گرفتن $P_1 \cdot V_1 = n \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1$ و $n = \frac{m}{M}$ و معادله (۴-۱۸ ب) خواهیم داشت:

$$-W = \frac{m \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}{M} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

در این معادله در صورتی که با ثابت نگاه داشتن فشار دهش P_2 ، وزن مولکولی گاز افزایش یابد، آنگاه هد کمپرسور کاهش خواهد یافت. یادآوری می‌گردد زمانی که مؤلفه‌ها و ترکیبات سنگین هیدروکربنها افزایش یابد، مقدار ضریب تراکم‌پذیری کاهش می‌یابد که تأثیر چندگانه‌ای بر کاهش هد در هنگام

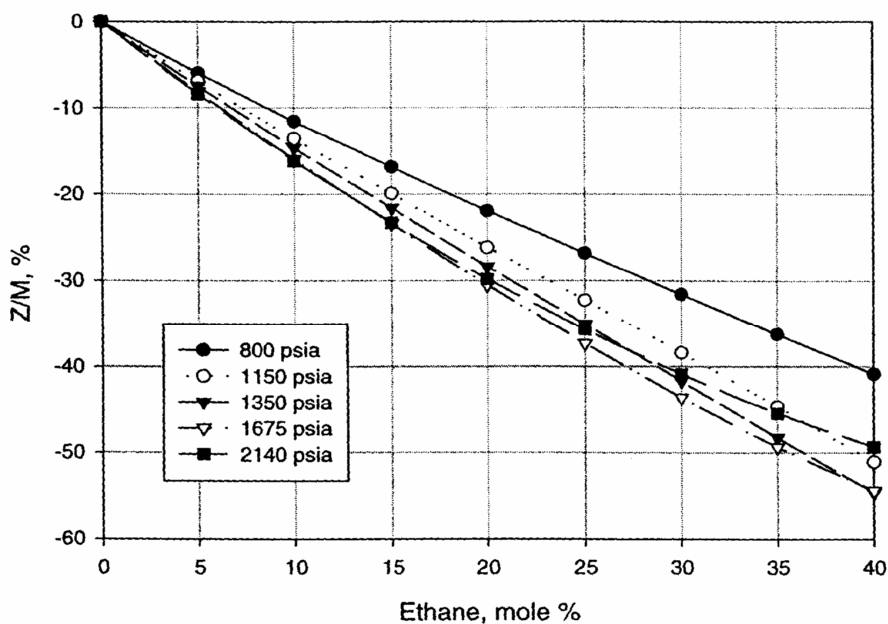
افزایش وزن مولکولی دارد. البته، چند تغییر جزئی در نمای آدیاباتیک گاز وجود دارد که به افزایش جریان حجمی و یا خفگی منجر می‌گردد. از طرف دیگر، وزن مولکولی گاز در یک فشار دهش ثابت متناظر با افزایش ضریب تراکم‌پذیری هد کمپرسور افزایش خواهد یافت که منجر به کاهش جریان حجمی و یا سرچ می‌گردد. فرض کنید یک کمپرسور با فشار دهش ثابت P_2 با وزن مولکولی طراحی شده، کار می‌کند. در حالتی که ترکیب گاز تغییر نماید، وزن مولکولی افزایش می‌یابد و در این وضعیت با عدم تغییر فشار دهش، کمپرسور دچار خفگی می‌گردد. به لحاظ اینکه فشار دهش تقریباً ثابت باقی می‌ماند، کمپرسور برای برقراری همان فشار دهش، نیاز به ایجاد هد کمتری دارد. برای منحنی با دور ثابت کمپرسور، هد کمتر و یا حجم بیشتری از کمپرسور عبور می‌نماید. حال در نظر بگیرید که کمپرسور با فشار دهش ثابت P_2 با وزن مولکولی طراحی شده، کار می‌کند. در این وضعیت فرض نمایید که وزن مولکولی گاز ناگهان کاهش یابد. اگر فشار دهش به سرعت تغییر نکند کمپرسور باید هد بیشتری تأمین نماید که همان فشار دهش را برقرار سازد. برای منحنی با دور ثابت کمپرسور، هد بیشتر و یا حجم کمتری از کمپرسور عبور می‌نماید. در صورتی که هد مورد نیاز، متناظر با تغییر قابل توجه حجم، افزایش یابد، کمپرسور وارد مرحله سرچ می‌گردد. با توجه به معادله زیر، که قبلاً اثبات گردیده است، نتایج ذیل حاصل می‌شود:

$$-W = \frac{m.R.Z_1.T_1}{M} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

۱. با کاهش وزن مولکولی (M) برای فشار دهش معین، توان تقویت فشار بالاتر خواهد رفت. زیرا هنگامی که M کاهش پیدا کند، طبیعتاً ضریب تراکم‌پذیری افزایش می‌یابد، و در نتیجه توان بالاتر خواهد رفت. این ارتباط در شکل ۲۰-۴ نشان داده شده است.^{۳۶}
۲. سایر نوسانات شاخص‌های ورودی، از قبیل؛ دمای گاز، ضریب تراکم‌پذیری و نمای ایزنتروپیک نیز، سطح تحت پوشش عملیاتی را کاهش می‌دهند. با این حال تأثیر این نوسانات بر عملکرد کمپرسور به میزان تغییر وزن مولکولی موثر نمی‌باشد. تغییر در فشار ورودی بر پایداری جریان بی‌تأثیر است، هر چند ممکن است نیاز به اصلاح سرعت باشد.
۳. کمپرسورهای گازی چند مرحله‌ای، دارای قابلیت انعطاف‌پذیری می‌باشند و می‌توانند با موفقیت در یک محدوده معین شرایط غیر طراحی، راهبری گردند. به هر میزانی که شرایط عملیاتی با

^{۳۶} - For details see: M.Weiss,NRTC Reports,NOVA Research & Technology Corporation,1998

محدوده معین طراحی اختلاف داشته باشد، قابلیت انعطاف‌پذیری کمتری وجود دارد. به صورتی که اگر این میزان اختلاف به حد بالایی برسد، ارزیابی مجدد کمپرسور ضرورت دارد. ضروری است، در ارتباط با ویژگیهای کمپرسورها در حالت‌های «موازی» و یا «سری» سایر ملاحظات در نظر گرفته شود. واحدهای مرتب شده در حالت موازی نیازمند سیستم‌های داخلی کمپرسوری هستند که قابلیت و توانایی ایجاد هدهای مشابه را داشته باشند. در غیر این صورت دستگاه‌های دوم نمی‌توانند پیش از ورود به محدوده سرچ، داخل مدار قرار گیرند (دستگاه اول هد بسیار بالایی ایجاد می‌نماید). در مقابل، دستگاه دوم وقتی که وارد مدار می‌شود، دستگاه اول را به سمت سرچ سوق می‌دهد (این دستگاه در مقایسه با دستگاه اول هد بسیار بالایی ایجاد می‌نماید). مفهوم پایداری کمپرسور در آرایش موازی عبارت از هماهنگی هدهای به وجود آمده و عدم محدودیت بر جریان حجمی واقعی می‌باشد. همچنین، مفهوم پایداری کمپرسور در آرایش سری، عبارت از هماهنگی جریان حجمی واقعی و عدم محدودیت بر هدهای به وجود آمده است.



شکل ۲۰-۴. توان تراکم مورد نیاز برای ترکیب متان - اتان در 35°F

مسائل حل شده مربوط به تقویت فشار گاز

مسئله ۱: دمای دهش برای یک کمپرسور گازی طبق مؤلفه‌های هیدروکربن گازی مطابق با آنالیز زیر، و نیز GHP و BHP را محاسبه نمایید.

تجزیه گاز	% مول
-----------	-------

C_2	۵
C_3	۸۹
$n-C_4$	۶

مفروضات:

$$T_s = 41^\circ F \text{ و } P_s = 20/3 \text{ psia و } P_D = 101/5 \text{ psia و } \eta_p = 0/77$$

نرخ جریان مولار گاز: ۲۴۰۰ moles/h

مشخصه‌های کمپرسور در جدول (۴-۲) و نیز، تلفات کمپرسور و ضریب افزایش دما به ترتیب در شکل‌های (۴-۲۱) و (۴-۲۲)، ارائه گردیده است.

پاسخ:

تجزیه گاز	M	% مول	Ps , psia	Tc , °R	Cp , Btu/lb.mol. °R
C_2	۳۰/۰۷	۵	۷۰۷	۵۵۰	۱۱/۹۸
C_3	۴۴/۰۹	۸۹	۶۱۷	۶۶۶	۱۶/۵۸
nC_4	۵۸/۱۲	۶	۵۵۱	۷۶۵	۲۲/۳۳

$$M = (30/07)(0/05) + (44/09)(0/89) + (58/12)(0/06) = 44/32$$

در حالت مکش، ضریب تراکم‌پذیری با استفاده از قاعدهٔ Kay و نمودارهای تراکم‌پذیری محاسبه می‌گردد:

$$P_c^* = P_{CA} \cdot Y_A + P_{CB} \cdot Y_B + P_{CC} \cdot Y_C + \dots$$

$$P_c^* = 707 \times 0/05 + 617 \times 0/89 + 551 \times 0/06 = 618 \text{ psia}$$

$$T_c^* = T_{CA} \cdot Y_A + T_{CB} \cdot Y_B + T_{CC} \cdot Y_C + \dots$$

$$T_c^* = 550 \times 0/05 + 666 \times 0/89 + 765 \times 0/06 = 666/2 \text{ °R}$$

$$P_r^* = \frac{P}{P_c} = \frac{20/3}{618} = 0/0328$$

$$T_r^* = \frac{T}{T_c^*} = \frac{41 + 460}{666/2} = 0/752$$

از نمودارهای تراکم‌پذیری (شکل ۳-۳) خواهیم داشت:

$$Z_s = 0.97$$

$$\frac{2400}{60} = 40 \text{ moles/in} \quad (\text{وروردی گاز به کمپرسور})$$

$$P_1 \cdot Q_1 = n_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1 \quad \text{و}$$

$$20/3 \times Q_1 = 40 \times 10/73 \times 0.97 \times 501$$

$$Q_1 = 10275 \text{ ft}^3/\text{min} = 14/796 \text{ MMSCF/D} \quad \text{در حالت مکش}$$

در حالت استاندارد خواهیم داشت:

$$\frac{P_1 \cdot Q_1}{P_b \cdot Q_b} = \frac{n_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T}{n_b \cdot R \cdot Z_b \cdot T_b}$$

$$\frac{20/3 \times 14/796}{14/7 \times Q_b} = \frac{0.97 \times 501}{1 \times 520}$$

$$Q_b = 21/863 \text{ MMSCF/D}$$

برای محاسبه نمای آدیباتیک گاز (k)، محاسبات زیر انجام می‌شود:

$$C_{P_{ave}} = 11/98 \times 0/05 + 16/58 \times 0/89 + 22/33 \times 0/06 = 16/71 \text{ Btu/lb.mole.}^\circ \text{F}$$

$$C_{V_{ave}} = C_{P_{ave}} - R = 16/707 - 1/986 = 14/72 \text{ Btu/lb.mol e.}^\circ \text{F}$$

$$K = \frac{C_{P_{ave}}}{C_{V_{ave}}} = \frac{16/707}{14/721} = 1/135$$

برای محاسبه GHP از معادله زیر استفاده می‌شود:

$$CR = \left(\frac{P_D}{P_S} \right)^{1/n}$$

(انتخاب و در نظر گرفتن یک دستگاه کمپرسور) $n = 1$

$$CR = \frac{101/5}{20/3} = 5$$

اکنون با $CR = 5$ ، دمای دهش کمپرسور را به دست می‌آوریم:

$$\frac{Z_2 \cdot T_2}{Z_1 \cdot T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

از معادله فوق به روش تکرار مقدار T_2 محاسبه می‌شود. ضمناً مقدار T_2 را می‌توان از شکل (۴-۲۲) به دست آورد. (شکل (۴-۲۲) اقتباس از شکل (۴-۶) می‌باشد. با این تفاوت که در شکل (۴-۲۲)، ضریب افزایش دما بر محور عرضها اضافه شده است). محاسبه T_2 با بهره‌گیری از شکل (۴-۲۲) با دقت مناسب انجام پذیرفته است. در این راستا با مفروضات $CR=5$ ، $k = 1/35$ و $\eta_p = 0/77$ ، ضریب افزایش دما یا $x = 0/21$ و $\eta_a = 0/75$ به دست می‌آید. برای محاسبه مقدار تقریبی مناسب T_2 از معادله زیر استفاده می‌گردد.

$$T_2 = \frac{x}{\eta_a} \cdot T_1 + T_1$$

$$T_2 = \frac{0/21}{0/75} \times 501 + 501 = 641/3^\circ R = 181/3^\circ F \quad \text{بنابراین:}$$

دمای دهش در محدوده قابل قبولی قرار دارد ($T_D < 300^\circ F$). اکنون برای تعیین ضریب تراکم‌پذیری در وضعیت دهش با استفاده از T_2 به دست آمده خواهیم داشت:

$$T_r \cdot = \frac{T}{T \cdot_c} = \frac{641/7}{666/2} = 0/963$$

$$P_r \cdot = \frac{P}{P \cdot_c} = \frac{101/5}{618} = 0/164$$

$$Z_2 = Z_d = 0/93$$

آنگاه:

$$Z_{ave} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \frac{0/97 + 0/93}{2} = 0/95$$

با استفاده از معادله بازدهی پلی تروپیک مقدار n به دست می آید:

$$\eta_p = \frac{\frac{n}{n-1}}{\frac{k}{k-1}}$$

که $n = 1/1826$ ، بنابراین $\eta_p = 0/77$ ، $k = 1/135$

GHP کمپرسور را می توان از معادله (۴-۲۴) محاسبه نمود:

$$GHP = 0/0857 \times \frac{n}{n-1} \times \frac{1}{\eta_p} \times \frac{Z_1 + Z_2}{2} \times T_1 \times \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

با جایگزینی پارامترها مقدار GHP به صورت زیر به دست می آید:

$$GHP = \frac{0/0857 \times 6/47}{0/77} \times 501 \times 0/95 \times \left[(5)^{0/1544} - 1 \right]$$

$$= 96/74 \text{ HP/1MMSCFD}$$

$$\text{کل GHP} = 96/74 \times 21/863 = 2116 \text{HP}$$

و

با استفاده از جدول مشخصات این کمپرسور مطابق با جدول (۴-۲) و باتوجه به اینکه جریان ورودی

یا $Q = 10275 \text{ ft}^3/\text{min}$ و $\eta_p = 0/77$ است، موارد ذیل حاصل می شود:

بدنه کمپرسور یا $\text{Frame} = 38 \text{ M}$ و دور آن $\text{rpm} = 8100$ (۹ مرحله ای) است و قابلیت ایجاد

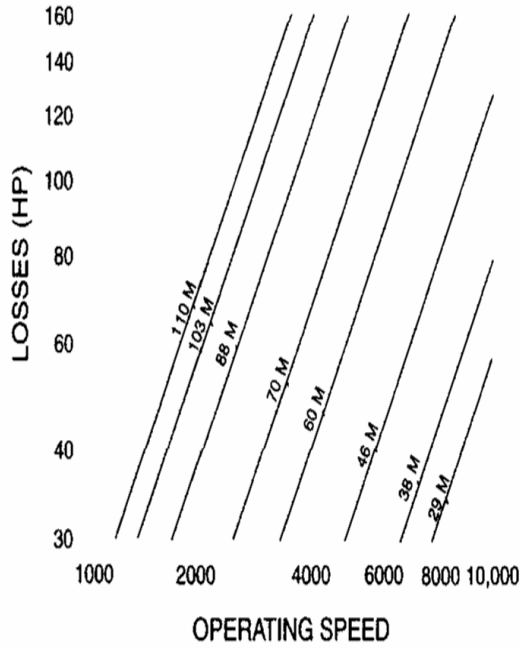
هد به میزان $12000 - 10000 \text{ ft}$ را دارا می باشد. با استفاده از شکل (۴-۲۱) می توان تلفات اصطکاک

برای این نوع کمپرسور را به دست آورد. اگر از آببند ایزوکربنی استفاده شود، برای یک کمپرسور با بدنه ۳۸ M، و دور ۸۱۰۰ rpm، تلفات باید نزدیک به ۷۰ HP برسد. بنابراین:

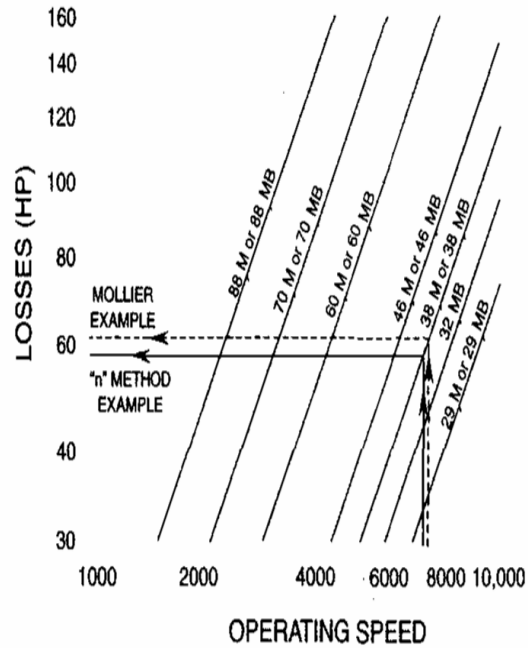
$$\text{BHP} = \text{GHP} + \text{تلفات}$$

$$\text{BHP} = ۲۱۱۶ + ۷۰ = ۲۱۸۶ \text{ HP}$$

LABYRINTH OR DRY CARBON RING SEAL

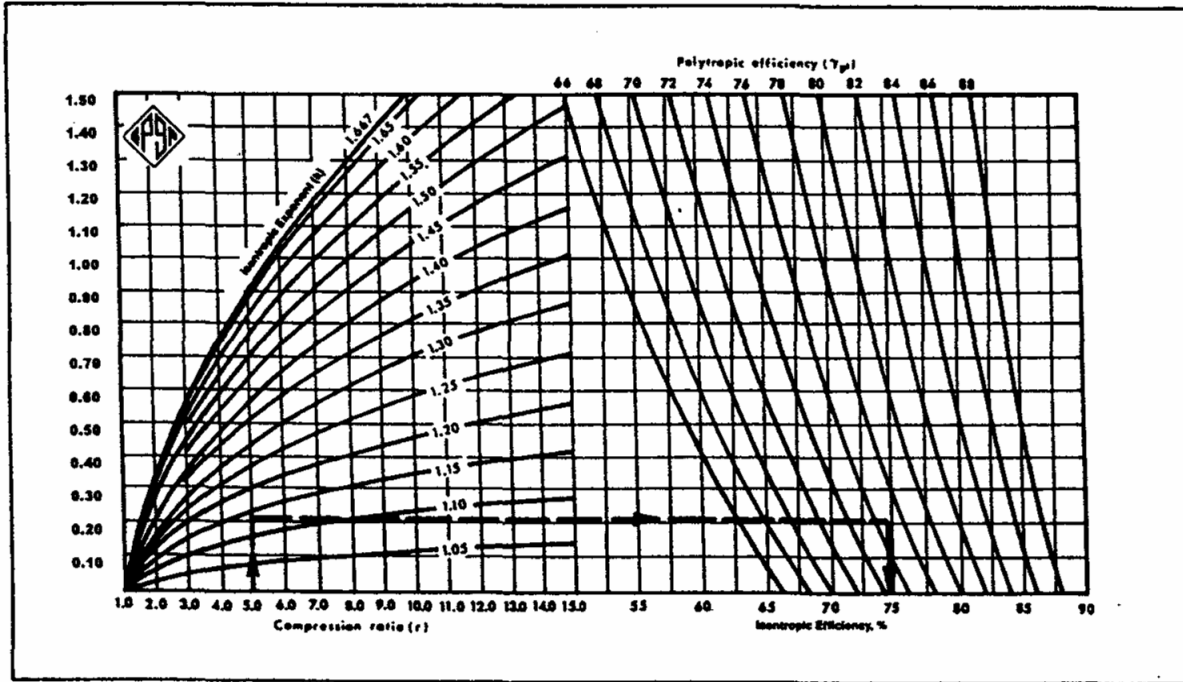


ISO-CARBON OR ISO-SLEEVE SEAL



شكل ٢١-٤. تلفات كمپرسور

Efficiency Conversion



شکل ۴-۲۲. ضریب افزایش دما

TABLE 4-2. Compressor specifications

Frame	Normal Inlet Flow Range (ft ³ /min)	Nominal Polytropic Head per Stage (H _p)	Nominal Polytropic Efficiency (η _p)	Nominal Maximum No. of Stages	Speed of Nominal Polytropic Head/Stage
29 M	500 - 8,000	10,000	0.76	10	11,500
38 M	6,000 - 23,000	10,000/12,000	0.77	9	8,100
46 M	20,000 - 35,000	10,000/12,000	0.77	9	6,400
60 M	30,000 - 58,000	10,000/12,000	0.77	8	5,000
70 M	50,000 - 85,000	10,000/12,000	0.78	8	4,100
88 M	75,000 - 130,000	10,000/12,000	0.78	8	3,300
103 M	110,000 - 160,000	10,000	0.78	7	2,800
110 M	140,000 - 190,000	10,000	0.78	7	2,600
25 MB (H)(HH)	500 - 5,000	12,000	0.76	12	11,500
32 MB (H)(HH)	5,000 - 10,000	12,000	0.78	10	10,200
38 MB (H)	8,000 - 23,000	10,000/12,000	0.78	9	8,100
46 MB	20,000 - 35,000	10,000/12,000	0.78	9	6,400
60 MB	30,000 - 58,000	10,000/12,000	0.78	8	5,000
70 MB	50,000 - 85,000	10,000/12,000	0.78	8	4,100
88 MB	75,000 - 130,000	10,000/12,000	0.78	8	3,300

مسئله ۲: یک کمپرسور گازی، برای تزریق گاز به یک مخزن نفتی، از یک گاز طبیعی سبک استفاده می‌کند. با مفروضات ارائه شده، دمای دهش، هد آدیاباتیک و توان کمپرسور را محاسبه نمایید.

$$\text{فشار دهش} = 2408 \text{ psia}$$

$$\text{فشار مکش} = 327 \text{ psia}$$

$$\text{ظرفیت} = 347 / 5 \text{ MMSCFD}$$

$$\text{دمای مکش } F = 98 / 0.6$$

$$\text{بازدهی پلی تروپیک} = 0.766$$

$$\text{وزن مولکولی گاز} = 19.64$$

مؤلفه‌ها و ترکیب گاز در جدول زیر آمده است:

تجزیه گاز	M	جزء مولی	P_c, psia	T_c, R
C_1	16/304	0/18888	666	334
C_2	30/170	0/0605	707	550
C_3	44/097	0/300	617	666
i- C_4	58/124	0/0052	528	347
n- C_4	58/124	0/0100	551	765
i- C_5	72/151	0/0029	491	829
n- C_5	72/151	0/0028	489	845
C_6	86/178	0/0016	374	391
C_7^+	100/205	0/0012	397	972
N_2	28/301	0/0008	349	227
CO_2	44/010	0/0255	1071	548
H_2S	34/076	0/0007	3001	672

حل: با استفاده از قاعده Kay و نمودارهای تراکم‌پذیری، Z در حالت مکش محاسبه می‌گردد:

$$P^*_C = P_{CA} \cdot Y_A + P_{CB} \cdot Y_B + P_{CC} \cdot Y_C + \dots$$

$$T^*_C = T_{CA} \cdot T_A + T_{CB} \cdot Y_B + T_{CC} \cdot Y_C + \dots$$

با جایگزینی مقادیر P^*_C و T^*_C به دست می‌آید:

$$\text{psia} = 68 \cdot \text{psi}$$

$$T^*_C = 381 \text{ R}$$

$$P^*_{r} = \frac{P}{P^*_{c}} = \frac{1327}{680} = 1/95 \quad \text{آنگاه ؛}$$

$$T^*_{r} = \frac{T}{T^*_{c}} = \frac{98/6 + 460}{381} = 1/47$$

$$Z_1 = Z_s = 0/80 \quad \text{و}$$

باتوجه به مشخص بودن وزن مولکولی و دمای مکش گاز از شکل (۵-۴)، مقدار نمای آدیاباتیک ۱/۲۷ $K =$ به دست می‌آید. در صورتی که بین دمای مکش و دمای دهش، دمای میانگینی در نظر گرفته شود مقدار نمای آدیاباتیک (K) با دقت قابل توجهی تعیین می‌شود. ضمناً مقدار k در حالت مکش مورد استفاده قرار می‌گیرد.

با فرض $n = 1$ ، توان کمپرسور به صورت زیر به دست می‌آید:

$$CR = \left[\frac{P_D}{P_s} \right]^{1/n}$$

$$CR = \left[\frac{2408}{1327} \right]^1 = 1/815$$

اینک مانند مثال ۱ با استفاده از روش ضریب افزایش حرارت، دمای دهش (T_2) و بهره‌گیری از رابطه زیر:

$$T_2 = \frac{X}{\eta_a} \cdot T_1 + T_1$$

و نیز، باتوجه به شکل (۲۲-۴) و معلوم بودن پارامترهای زیر:

$$CR = 1/815 \quad \eta_p = 0/766 \quad X = 0/14$$

$$K = 1/27 \quad \eta_a = 0/75$$

دمای دهش (T_2) محاسبه می‌گردد:

$$T_2 = \frac{0/14}{0/75} (460 + 98/6) + (460 + 98/6)$$

$$T_2 = 662/9 \quad ^\circ R = 202/9 \quad ^\circ F$$

و دما در محدوده قابل قبول قرار دارد.

ضریب تراکم‌پذیری در حالت دهش در صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$T^*_r = \frac{T}{T^*_c} = \frac{662/9}{381} = 1/74$$

$$P^*_r = \frac{P}{P^*_c} = \frac{2408}{680} = 3/54$$

باتوجه به نمودارهای تراکم‌پذیری $Z_d = Z_2 = 0/86$

$$Z_{ave} = \frac{Z_d + Z_s}{2} = \frac{0/80 + 0/86}{2} = 0/83 \quad \text{در نتیجه:}$$

از معادله (۴-۲۴)، برای محاسبه هد آدیاباتیک کمپرسور استفاده می‌شود:

$$-W = \frac{53.28}{G} \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{\eta_a} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

که Z_1 و T_1 به ترتیب ضریب تراکم‌پذیری و دمای، در حالت مکش می‌باشند، آنگاه:

$$-W = \frac{53/28}{19/64} \times 0/80 \times (98/6 + 460) \times \frac{1/27}{0/27-1} \times \frac{1}{0/75} \left[\left[\frac{2408}{1327} \right]^{\frac{1/27-1}{1/27}} - 1 \right]$$

(هد)

$$-W = 2978 \text{ 0 ft.lbf/lbm}$$

نمای پلی‌تروپیک گاز (n) مطابق فرمول زیر به دست می‌آید:

$$\eta_p = \frac{\frac{n}{n-1}}{k-1} \quad 0/766 = \frac{\frac{n}{n-1}}{1/27-1}$$

(نمای پلی تروپیک گاز) $n = 1/384$

اکنون برای محاسبه توان کمپرسور از جایگزینی پارامترهای به دست آمده در رابطه زیر استفاده می‌گردد:

$$GHP = 0.0857 \cdot T_s \cdot Z_{ave} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{1}{\eta_p} \left[(CR)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$GHP = 0.0857 \times 558/6 \times 0.83 \times \frac{1/384}{1/384-1} \times \frac{1}{0.766} \left[(1/815)^{\frac{1/384-1}{1/384}} - 1 \right]$$

$$GHP = 33/62 \text{ HP/ } 1 \text{ MMSCFD}$$

یا

$$GHP_{(کل)} = 33/62 \times 347/5 = 1168 \text{ HP}$$

برای انتخاب یک کمپرسور مناسب، مقدار واقعی دبی (acfm) مورد نیاز می‌باشد.

$$Q_b = 347/5 \text{ MMSCFD}$$

$$Q_b = \frac{347/5 \times 10^6}{24 \times 60} = 241319/5 \text{ ft}^3/\text{min}$$

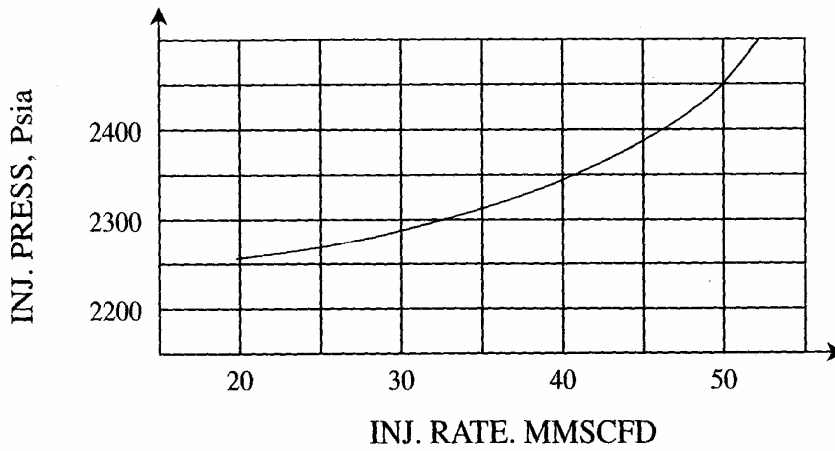
در شرایط استاندارد:

$$\frac{P_b Q_b}{P_1 Q_1} = \frac{T_b Z_b}{T_1 Z_1}$$

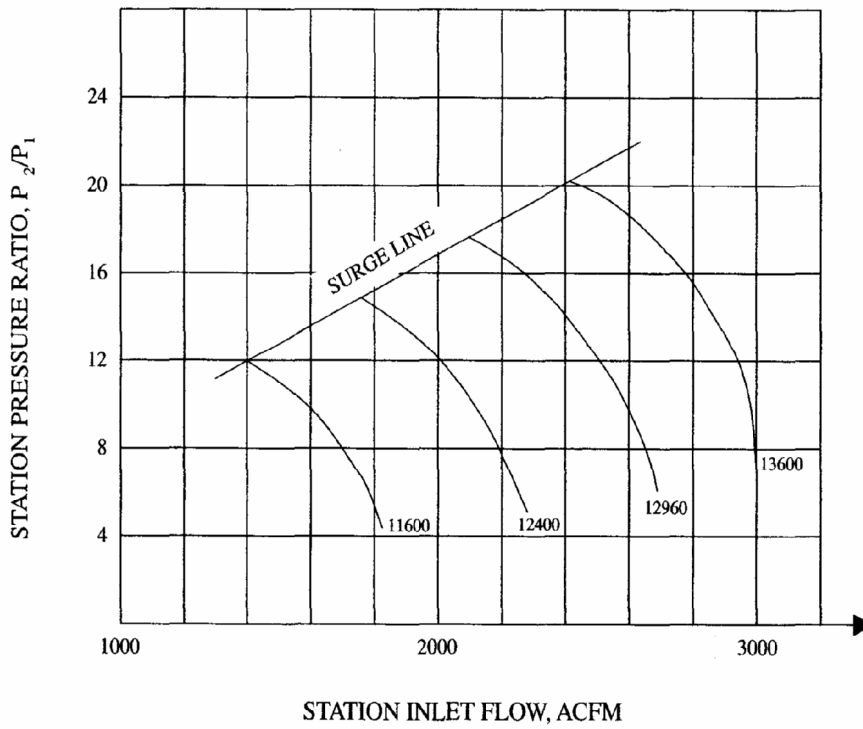
$$\frac{14/7 \times 241319/5}{1327 \times Q_1} = \frac{520 \times 1}{558/6 \times 0/80}$$

$$Q_1 = 2297/35 \text{ acfm}$$

مسئله ۳: یک ایستگاه تقویت فشار با کمپرسور گریز از مرکز دارای یک منحنی عملکرد مطابق شکل (۲-۳-۴) می‌باشد. تزریق گاز طبیعی به مخزن، توسط این دستگاه از طریق خط لوله‌ای به طول ۳۰ کیلومتر و قطر ۶ اینچ مطابق با مشخصات فشار تزریق در شکل (۲۴-۴) انجام می‌گردد.



شکل ۴-۲۴. مسئله ۳- مشخصه‌های فشار تزریقی کمپرسور



شکل ۴-۳۲. منحنی عملکرد کمپرسور

الف) برای تقویت فشار و تزریق 32 MMSCFD گاز به مخزن، سرعت (دور) تقریبی کمپرسور را محاسبه نمایید.

ب) حداقل میزان امکان پذیر تزریق گاز (بدون برگشت جریان گاز) را محاسبه نمایید؟

ج) میزان توان کمپرسور را برای تزریق 32 MMSCFD گاز به درون مخزن به دست آورید؟

مفروضات مسئله :

$$\text{ضخامت دیواره لوله} = 0.250 \text{ inch}$$

$$\text{قطر خارجی لوله} = 6.625 \text{ inch}$$

$$\text{بازدهی آدیاباتیک کمپرسورها} = 0.77$$

$$\text{بازدهی خط لوله} = 90\%$$

$$E = 0 \text{ (تغییر ارتفاع وجود ندارد)}$$

$$\text{وزن مولکولی گاز} = 20.32$$

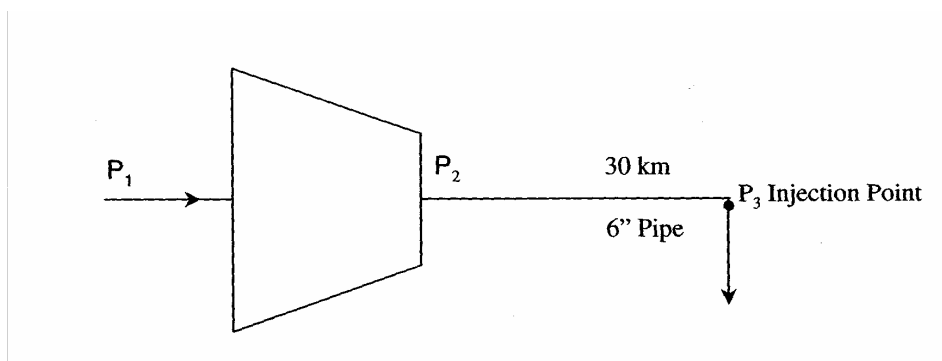
$$\text{دمای مکش} = 100^\circ\text{F}$$

$$\text{فشار مکش} = 18.0 \text{ psia}$$

$$\text{دمای متوسط گاز جاری در خط لوله} = 120^\circ\text{F}$$

توجه: از معادله جریان پن هندل $B^{3.7}$ برای محاسبات، استفاده گردد.

حل مسئله: با ملاحظه شکل (۴-۲۵)، فشار تزریق (P_3) بر مبنای گاز تزریقی روزانه به میزان 32 MMSCFD به دست می آید.



شکل ۴-۲۵. آرایش کمپرسور و خط لوله

در معادله پن‌هندل B، فشار تزریق برابر با $P_3 = 300 \text{ psia}$ در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از این معادله، فشار دهش گاز از کمپرسور (P_2) به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$Q_b = 737.02 \left[\frac{T_b}{P_b} \right]^{1.02} \left[\frac{P_2^2 - P_3^2 - E}{Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G^{0.961} \cdot L} \right]^{0.510} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot D^{2.53}$$

$$32 \times 10^6 = 737/02 \left[\frac{520}{14/7} \right]^{1/02} \times \left[\frac{P_2^2 - (2300)^2}{0/77 \times 580 \times (0/70)^{0/961} \times \frac{30}{1/609}} \right]^{0/510}$$

$$\times \frac{1}{0/90} \times (6/125)^{2/53}$$

$$P_2 = \mathbf{2426 \text{ psia}}$$

آنگاه:

ضریب تراکم‌پذیری متوسط جایگزین شده در معادله پن‌هندل B، به روش زیر به دست آمده است. با توجه به نمودار تراکم‌پذیری در شکل (۳-۳) و استفاده از شکل (۴-۲۶) برای گراویتی گاز $0/70$ ($G = 0/70$)، ضریب تراکم‌پذیری به دست می‌آید. برای جلوگیری از روش تکرار، در طول مسیر یک افت فشار تقریبی معادل 5 psi/Km در نظر گرفته شده است، که در نتیجه فشار متوسط گاز در جریان برابر با 2 psia 375 خواهد شد. برای دمای میانگین گاز در جریان، مقدار 120 F در نظر گرفته شده است. با داشتن مشخصه‌های؛ $G = 0/70$ ، $T'_c = 390 \text{ }^\circ\text{R}$ ، $P'_c = 665 \text{ psia}$ و نیز مقادیر T'_c و P'_c می‌توان T'_r و P'_r را به صورت زیر محاسبه نمود:

$$T \cdot r = \frac{T_{ave}}{T \cdot c} = \frac{460 + 120}{390} = 1/49$$

$$P \cdot r = \frac{P_{ave}}{P \cdot c} = \frac{2375}{665} = 3/57$$

اکنون با استفاده از شکل ۳-۳، $Z_{ave} = 0.77$ ، برای محاسبه دبی واقعی یا acfm گاز ورودی به کمپرسور.

$$32 \text{ MMSCFD} = 22222 \text{ scf/min}$$

در وضعیت مکش، دبی حجمی به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\frac{P_1 \cdot Q_1}{P_b \cdot Q_b} = \frac{Z_1 \cdot T_1}{Z_b \cdot T_b}$$

در این معادله مقدار $Z_1 = 0.98$ با استفاده از نمودارهای (۲۶-۴)، (۳-۳) و مفروضات زیر محاسبه و منظور می‌گردد.

دمای مکش: 100°F

گراویتی گاز: 0.70

فشار مکش: 180 psia

$$\frac{180 \times Q_1}{14.7 \times 22222} = \frac{0.98 \times 560}{1 \times 520}$$

$$Q_1 = 1915/31 \text{ acfm}$$

با استفاده از جریان ورودی به ایستگاه 1915 acfm ، و نسبت تراکم ایستگاه

$$\text{در شکل (۲-۳-۴)، دور کمپرسور برابر } 12400 \text{ rpm} \text{ به دست می‌آید. } \frac{P_2}{P_1} = \frac{24260}{180} = 13/48$$

اکنون، تلاقیمحنی 12400 rpm و خط سرج نقطه‌ای با جریان 17 acfm روی محور طولها است که بیانگر حداقل جریان ورودی بدون برگشت جریان گاز می‌باشد. در جریانهای کمتر از این مقدار، سیستم وارد مرحله سرج خواهد شد.

توان کمپرسور، طبق معادله زیر قابل محاسبه است:

$$-W = 0.0857 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{1}{\eta_a} \cdot T_s \cdot \left[(CR)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

در معادله فوق پارامترهای k و Z_2 مجهول و بقیه شاخص‌ها معلوم هستند. برای این مورد، به حداقل در کمپرسور در حالت سری یا خنک کننده میانی نیاز می‌باشد (زیرا $CR = 3 \text{ } 1/48$ بسیار بزرگ می‌باشد)، که در نتیجه CR برابر خواهد بود با:

$$CR = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n}$$

$$CR = (13/48)^{1/2} = 3/672 \quad \text{برای } n = 2 :$$

که مقدار بدست آمده، قابل قبول می‌باشد.

برای یافتن دمای دهش از روش ضریب افزایش دما مطابق فرمول زیر استفاده می‌گردد:

$$T_2 = \frac{x}{\eta_a} \cdot T_1 + T_1$$

مقدار x به وسیله نمودار ضریب افزایش دما در شکل (۲۲-۴)، به دست می‌آید. $x = 0/31$ با جایگزینی: $T_1 = 560^\circ R$, $F = 100^\circ$ دمای مکش، $k = 1/27$, $M = 20/32$ (برای گاز طبیعی) $\eta_a = 0/77$ در معادله مذکور مقدار دمای دهش به دست خواهد آمد.

$$T_2 = \frac{0/31}{0/77} \times 560 + 560 = 785^\circ R = 325^\circ F$$

به علت اینکه، مشخصه‌ای برای حداکثر دمای دهش ارائه نشده است دمای به دست آمده (T_2)، به

عنوان دمای میانی، قابل قبول می‌باشد. ضریب تراکم‌پذیری در حالت دهش با استفاده از:

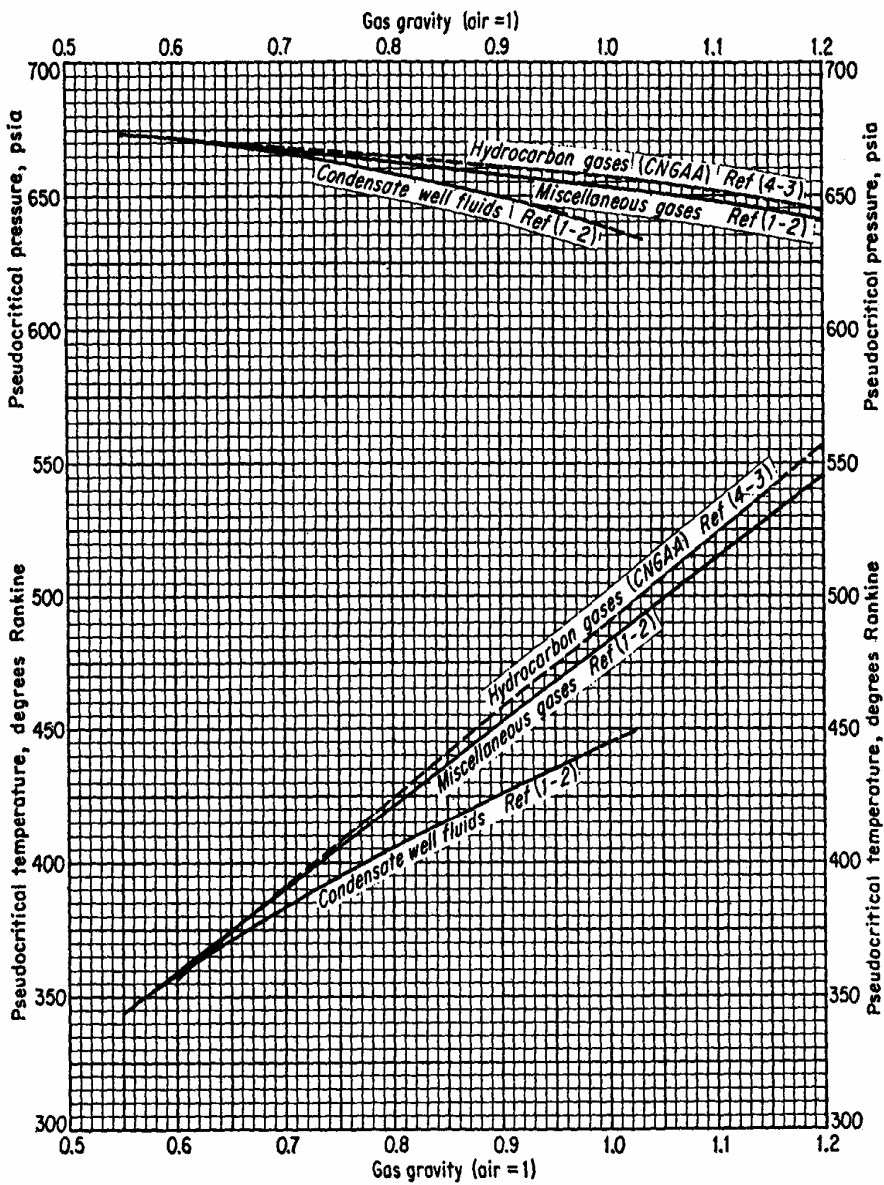
$T_2 = 785^\circ R$ و $P_2 = 180 \times 3 / 672 = 660 / 96 \text{ psia}$ برابر خواهد بود با: $Z_2 = 0/97$. حال در معادله توان کمپرسور، پارامترهای به دست آمده را جایگزین می‌نماییم:

$$-W = 0/857 \times \frac{1/27}{0/27 - 1} \times \frac{0/98 + 0/97}{2} \times \frac{1}{0/77} \times 560 \times \left[(3/672)^{\frac{1/27-1}{1/27}} - 1 \right]$$

$$-W = 91/06 \text{ HP/MMscfd}$$

$$W_{\text{total}} = 91/06 \times 2 \times 32 = 5828 \text{ HP} \quad (\text{مجموع توان مورد نیاز})$$

توجه: به علت تغییرات جزئی فشار که منجر به تغییر در ضریب تراکم‌پذیری می‌شود بین توانهای کمپرسورهای اول و دوم مقداری اختلاف وجود خواهد داشت.



شکل ۲۶-۴. خواص شبه بحرانی گاز طبیعی

مسئله ۴: گاز متان در کمپرسورهای چند مرحله‌ای از فشار اتمسفر (۷,۱۴ psia) تا ۳۵۴ psia تحت فشار قرار می‌گیرد. فرض کنید عمل تراکم ایزنتروپیک و رفتار گاز متان مانند گاز ایده‌آل باشد. دمای مکش گاز F ۶۰ است.

الف) تعداد بهینه مراحل، فشار میانی ایده‌آل و کار مورد نیاز بر جرم (lbm) گاز را محاسبه نمایید.

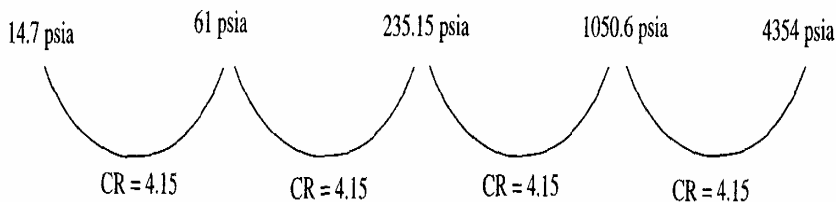
ب) اگر خنک‌کنندگی به صورت ناقص انجام پذیرد، اثر آن را بر کار انجام شده در هر مرحله بر نمودار T-S مشخص نمایید.

حل مسئله: با استفاده از معادله زیر برای $n = 1, 2, 3, 4$ ، مقادیر CR در محدوده $CR \leq 6$ ارزیابی می‌گردد.

$$CR = \left(\frac{P_D}{P_S} \right)^{1/n}$$

$$CR = \left(\frac{4354}{14.7} \right)^{1/n}$$

برای $n = 2, 3$ و $n = 1$ نسبت تراکم از محدوده $CR \leq 6$ فراتر می‌رود و برای $n = 4$ مقدار CR برابر ۱۵,۴ ($CR = 15,4$) می‌باشد که اگر دمای دهش گاز نیز، در محدوده قابل قبول قرار داشته باشد مورد تأیید است. آرایش کمپرسور در شکل (۲۷-۴) نشان داده شده است.



شکل ۲۷-۴. مسئله ۴- آرایش کمپرسور برای $CR = 15,4$ و $n = 4$

برای متان در F ۶۰، نمای آدیاباتیک گاز برابر است با:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{C_p - R} = \frac{8/42}{8/42 - 1/986} = 1/31$$

دمای دهش گاز (با فرض $Z_1 = Z_2$) برابر است با:

$$\frac{T_2}{T_1} = (CR)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_2}{520} = (4/15)^{\frac{1/31-1}{1/31}} = 728^\circ \text{R} = 268^\circ \text{F}$$

که دمای به دست آمده قابل قبول می‌باشد. کار مورد نیاز برای یک پوند جرم گاز (1 lbm)، برابر است با:

$$-W = \frac{53.28}{G} \cdot T_s \cdot \frac{k}{k-1} \left[(CR)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$-W = \frac{53/28}{\frac{16}{29}} \times 520 * \frac{1/31}{1/31 - 1} \left[(4/15)^{\frac{1/31-1}{1/31}} - 1 \right]$$

$$-W = 84969 \text{ ft.lbf /lbm (هد)}$$

مجموع کار مورد نیاز برای چهار مرحله (کل هد) به قرار زیر است:

$$-W = 84969 \times 4 = 339877 \text{ ft.lbf /lbm}$$

سطح زیر منحنی در نمودارهای H-S و یا T-S نشان دهنده انرژی مورد نیاز برای هر کمپرسور می‌باشد. بنابراین، با خنک کنندگی ناقص، سطح زیر منحنی افزایش می‌یابد.

مسئله ۵:

یک کمپرسور گاز طبیعی در ارتفاع ۳۰۰۰ فوت از سطح دریا قرار دارد. فشار جو (اتمسفرف) در محل برابر ۱۴٫۱ psia است. فشار گاز از ۰ psig به ۱۴۰ psig افزایش می‌یابد و کل جریان گاز عبور

کننده از کمپرسور MMSCFD ۴۰ می‌باشد. در این راستا، خنک کننده داخلی افت فشاری معادل ۱۵ psi ایجاد می‌نماید و دمای گاز را تا ۹۵ F کاهش می‌دهد. در صورتی که دمای مکش گاز ۷۰ F و نمای آدیاباتیک گاز $k = ۲۶,۱$ باشد، کل توان مورد نیاز این کمپرسور را تعیین نمایید.

حل مسئله:

$$P_s = 0 + 13/14 = 13/14 \text{ psia}$$

$$P_D = 140 + 13/14 = 153/14 \text{ psia}$$

$$CR = \left(\frac{P_D}{P_s} \right)^{1/n} = \left[\frac{153/14}{13/14} \right]^{1/n}$$

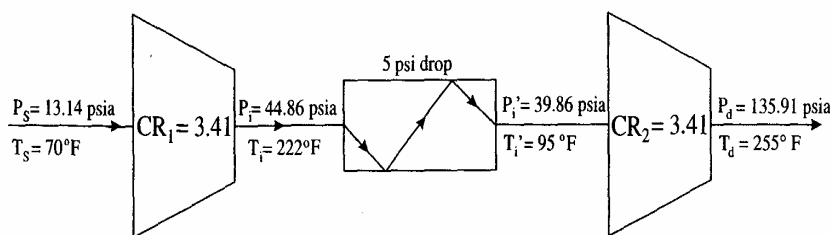
$$n = 1 \Rightarrow CR = 11/66$$

غیرقابل قبول

$$n = 2 \Rightarrow CR = 3/41$$

قابل قبول

هنگامی که آرایش سیستم مطابق با شکل (۲۸-۴) باشد، افت فشار خنک کننده داخلی برابر ۵ psi است و باتوجه به برابر نسبتهای تراکم $(CR_1 = CR_2 = 3/41)$ ، فشار دهش مورد نیاز یعنی ۱۴,۱۵ psia، ۳، حاصل نمی‌شود.



شکل ۲۸-۴. وضعیت سیستم (مورد ۱)

بنابراین، می‌بایست مقدار CR_2 افزایش یابد $\left(\frac{153/14}{39/86} = 3/82 \right)$.

این تغییر باعث متوازن شدن قاعده حداقل توان مورد نیاز (یا CR برابر) و در طولانی مدت، مصرف بیشتر توان می‌گردد. برای رسیدن به جواب بالا، افت‌های فشار خنک کننده را به دو قسمت تقسیم نموده و مقادیر CR را به نسبت‌های مساوی افزایش داد، که این محاسبات در زیر آمده است:

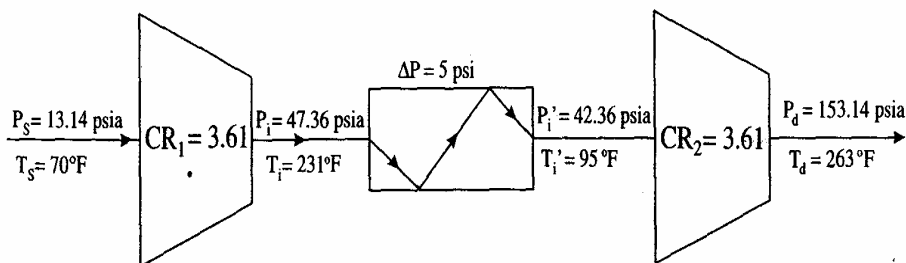
$$\frac{\Delta P}{2} = \frac{5}{2} = 2.5 \text{ psi}$$

$$86.44 + 5.2 = 91.64 \text{ psia}$$

مطابق شکل (۲۹-۴)، نسبت تراکم جدید برابر است با:

$$CR = \frac{47/36}{13/14} = 3/61$$

که در این وضعیت مشکل قبلی رفع گردیده است.



شکل ۲۹-۴. وضعیت سیستم (مورد ۲)

فرض نمایید در محدوده فوق هیچگونه تغییری در ضریب تراکم‌پذیری بوجود نمی‌آید. جهت تعیین دمای دهش و توان کمپرسور مطابق روابط زیر عمل می‌گردد:

$$\frac{T_i}{T_s} = (CR_1)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_i}{460 + 70} = (3/61)^{\frac{1.26-1}{1.26}} = 691^\circ \text{ R} = 231^\circ \text{ F}$$

و برای کمپرسور دوم :

$$\frac{T_D}{T_i} = (CR_2)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_D}{95 + 460} = (3/61)^{\frac{1/26-1}{1/26}} = 723 \text{ } ^\circ \text{R} = 263 \text{ } ^\circ \text{F}$$

و توان مورد نیاز:

$$- W_1 = 0.0857 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot T_{s_1} \cdot \left[(CR_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$- W = 0.0857 * \frac{1/26}{1/26-1} \times 530 \left[(3/61)^{\frac{1/26-1}{1/26}} - 1 \right]$$

$$- W_1 = 67 \text{HP/1MMSCFD}$$

مقدار کل توان برای کمپرسور اول برابر است با:

$$- W_{1T} = 67 \times 40 = 2680 \text{ HP}$$

توان کمپرسور دوم به روش زیر محاسبه می‌شود:

$$- W_2 = 0.0857 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot T_{s_2} \cdot \left[(CR_2)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$- W = 0.0857 * \frac{1/26}{1/26-1} \times 555 \left[(3/61)^{\frac{1/26-1}{1/26}} - 1 \right]$$

$$- W_2 = 70/16 \text{HP/1MMSCFD}$$

مقدار کل توان برای کمپرسور دوم برابر است با:

$$- W_{2T} = 70/16 \times 40 = 2806 \text{ HP}$$

(توان بالاتر ناشی از دمای گاز ورودی بالاتر می‌باشد) و نهایتاً توان کل مورد نیاز برای سیستم عبارت است از:

$$- W_T = (-W_{T1}) + (-W_{T2}) = 2680 + 2806 = 5486 \text{ HP}$$

باید توجه داشت که مقدار بازدهی آدیاباتیک و ضریب تراکم‌پذیری در محاسبه توان کمپرسور، برابر یک فرض می‌شود. این فرض خصوصاً در مورد بازدهی آدیاباتیک سبب وارد شدن خطا در محاسبات می‌شود. برای منظور نمودن اثر ارتفاع بر توان کمپرسور می‌توان با استفاده از معادله ۵-۳-۴ توان مورد نیاز را به این صورت اصلاح نمود.

$$\text{(HP)} \frac{-h}{62900} = \text{(HP)} \text{ در سطح دریا} \times 10 \frac{-h}{62900}$$

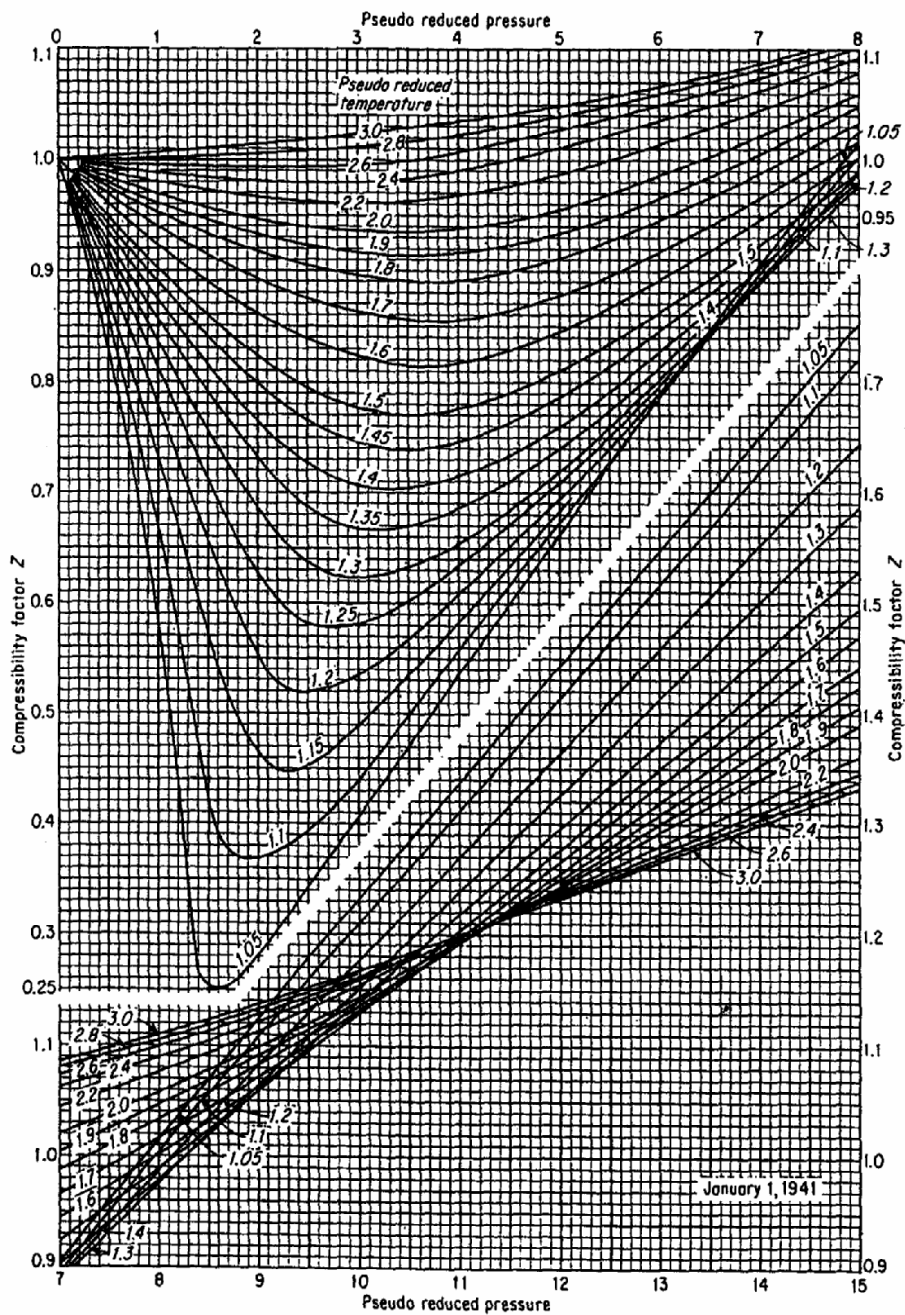
و یا می‌توان گفت که در این ارتفاع به توان مورد نیاز (GHP) بالاتری برای انجام همان کار، نیاز می‌باشد. در ارتفاع ۳۰۰۰ ft، ضریب تصحیح به صورت زیر اعمال می‌گردد

$$10 \frac{-3000}{62900} = 0/896$$

بنابراین، توان مورد نیاز در این ارتفاع برابر است با:

$$\frac{5486}{0/896} = 6123 \text{ HP}$$

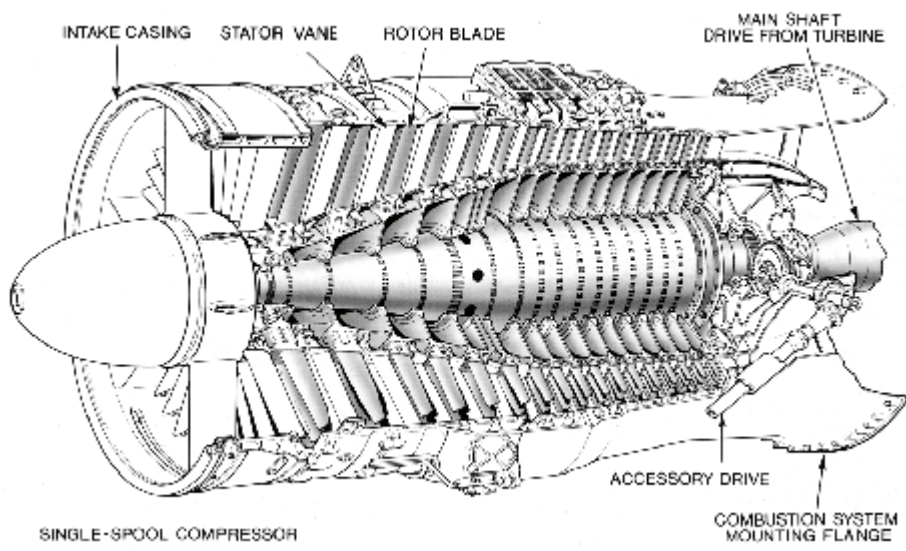
پایان



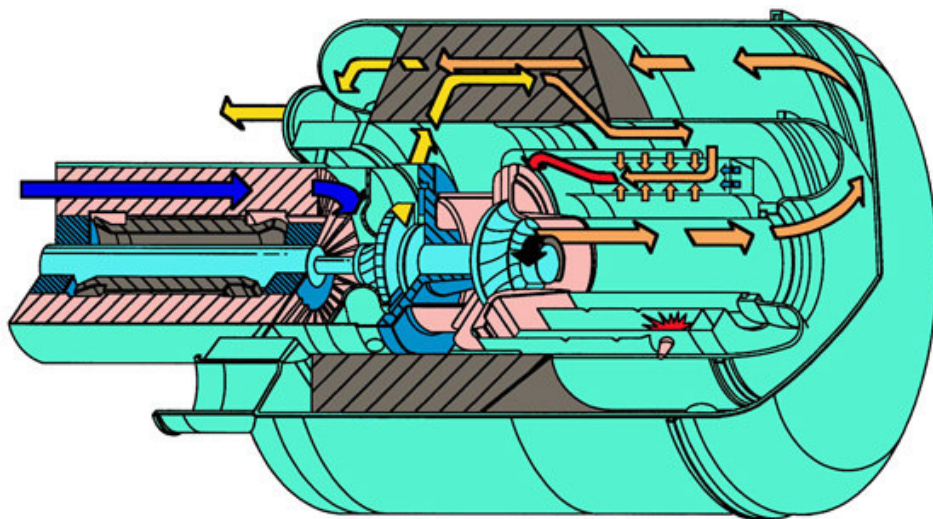
شکل ۳-۳. ضریب تراکم پذیری برای گازهای طبیعی



نمای ظاهری کمپرسور رفت و برگشتی با مخازن نوسان گیر ورودی و خروجی



برش یک نمونه کمپرسور جریان محوری چند مرحله ای (Rolls-Royce, 1992)



برش یک نمونه توربین گازی



نمای ظاهری محور کمپرسور هوا و توربین قدرتی فشار بالای توربین گازی



Compressore Assiale

نمای کمپرسور جریان محوری

