

بسمه تعالی

فهرست مندرجات

صفحه	عنوان
۲-۲	پیش گفتار :
۸-۳	بخش اول : تاریخچه کمپرسورها
۲۱-۹	بخش دوم : ترمودینامیک گازها و فرآیندهای تراکم در کمپرسورها
۲۷-۲۲	بخش سوم : دسته بندی کمپرسورها
۶۵-۲۸	بخش چهارم : کمپرسورهای تناوبی
۸۲-۶۶	بخش پنجم : کمپرسورهای دورانی
۱۰۶-۸۳	بخش ششم : کمپرسورهای گریز از مرکز
۱۲۲-۱۰۷	بخش هفتم : روانکاری کمپرسورها
۱۳۵-۱۲۳	بخش هشتم : خشک کردن گازها
۱۳۶-۱۳۶	مراجع :

پیش گفتار:

کمپرسور به ماشینی اطلاق می‌شود که از آن برای افزایش فشار سیالات تراکم پذیر (گازها و بخارات) استفاده می‌شود. کمپرسور در رفاه زندگی بشری و گسترش صنایع از آنچنان اهمیتی برخوردار بوده بنحوی که امروزه اصطلاحاً آن را اسب بارکش (Work Horse)) صنایع می‌نامند. با گسترش صنایع که از نیمه دوم قرن نوزدهم شروع گردید و با رشدی شتابان قرن بیستم را پشت سر گذاشت، باید انتظار داشت که این ماشین پرارزش نقش مهمتری را در قرنی که بتازگی شروع شده در رفاه بشر و توسعه صنایع بعده داشته باشد. در اهمیت کمپرسورها همین بس که دامنه بکارگیری از آن در شاخه‌های مختلف صنایع، پزشکی، لوازم خانگی و غیره بسرعت در حال توسعه بوده، بطوری که امروزه حضور آن در جای جای جوامع بشری بشدت بچشم می‌خورد که عمده ترین آنها عبارتند از وسائل خانگی (یخچال، فریزر، کولر گازی، جاروبرقی)، تجهیزات پزشکی (دریل‌های دندانپزشکی، هوای مورد استفاده در بیمارستانها) صنایع هواپیمائی (تأمین هوای فشرده برای موتور توربین) و صنایع (تأمین هوای فشرده برای سیستم‌های پنوماتیکی، میعان گازها، ذخیره سازی گاز و...).

شرایط بهره برداری از کمپرسورها در صنایع از چنان دامنه وسیعی برخوردار است که امروزه انواع مختلف کمپرسورها در ظرفیت‌های مختلف و از فشار مکش بسیار کم (خلأ) تا فشار دهش بسیار زیاد (بیش از ۶۰۰۰ بار) بکار گرفته می‌شود. اهمیت ویژه کمپرسورها و نقش مستقیم آن در عملکرد واحدهای تولیدی و صنعتی مؤلف را بر آن داشت تا این مجموعه را تهیه و در اختیار خوانندگان محترم قرار دهد. در بخش اول تاریخچه کمپرسورها و اصطلاحات رایج مربوط به آن مورد اشاره قرار می‌گیرد. بخش دوم به ترمودینامیک گازها و فرآیندهای تراکم در کمپرسورها اختصاص داده شده است. در بخش سوم دسته بندی انواع کمپرسورها و ویژگیهای عمومی آنها مورد بررسی قرار می‌گیرد. در بخش چهارم کمپرسورهای تناوبی، بخش پنجم کمپرسورهای دورانی و بخش ششم کمپرسورهای گریز از مرکز مورد بررسی قرار گرفته و به ویژگیهای هر یک از آنها اشاره خواهد شد. بخش هفتم به بررسی روش‌های روانکاری و روانکارهای مناسب در انواع کمپرسورها اختصاص داده شده است. با توجه به مشکلات ناشی از حضور رطوبت در گازها، روش‌های رطوبت زدائی در بخش هشتم شرح داده خواهند شد. هرچند که عیب یابی و تعمیر و نگهداری کمپرسورها از موضوعات مورد علاقه کارشناسان و تکنسین‌های صنایع می‌باشد ولی بلحاظ موضوعی ترجیح داده شده که این امر در مجموعه ای جداگانه تدوین و در اختیار خوانندگان محترم قرار داده شود.

احمد کاویانی

مهر ۱۳۸۴

فصل اول:

تاریخچه کمپرسورها و اصطلاحات رایج در آن

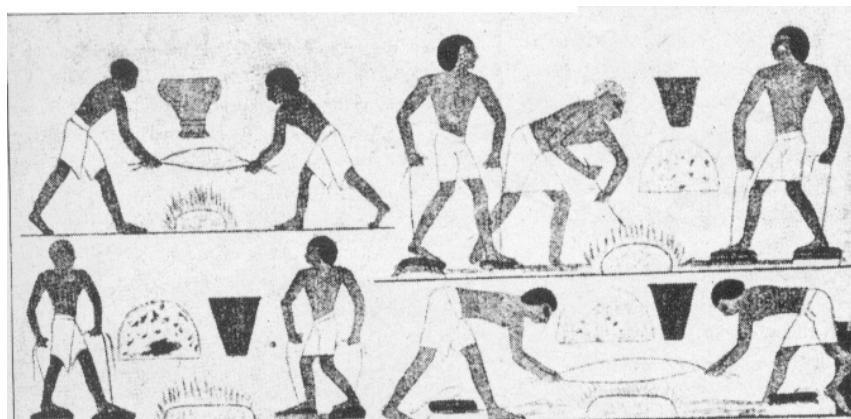
۱-۱- تاریخچه کمپرسورها:

بسیاری از پیشرفتهای تکنولوژی امروزی اقتباس تکامل یافته ای از دستاوردهای مراحل نخستین زندگی بشر می باشند. به عنوان مثال، اولین مورد استفاده از هوای فشرده مربوط به زمانی است که انسان نخستین بادمیدن به کنده های نیم سوزی که بر اثر صاعقه بوجود آمده بود، آتش را روشن نگه می داشت.

هوای مورد نیاز برای دمیدن رانش های وی که کمپرسوری خدادادی بامشخصات شگفت انگیز است، تأمین می کرد. شش های انسان عادی قادر است ۱۰۰ لیتر در دقیقه و یا شش مترمکعب در ساعت با فشاری معادل ۰٫۰۸-۰٫۰۲ بار تأمین کند. در صورت سالم بودن، این کمپرسور اولیه انسانی به نحو شایسته وبدون رقیب وبی وقفه کار کرده وهزینه نگهداری وتعمیرات آن درحد صفر می باشد.

اهمیت کیفی این کمپرسور طبیعی در روشن کردن اولین آتش است. چون اگر شش های انسان در انجام این امر مهم قاصر بود، بدون شک تمدن امروزی بشر مسیر دیگری را طی می کرد. امادرسه هزار سال قبل از میلاد حضرت مسیح، زمانیکه بشر فلزاتی از قبیل، طلا، مس، قلع وسرب را که بصورت خالص در طبیعت وجود داشت کشف کرد وهمچنین پس از گذشت چندی، هنگامیکه برای احیاء اکسید این فلزات، که در واقع اولین مواد خام برای استفاده فلز کاران جهت مصنوعات فلزی آن روز بود، احتیاج به عمل ذوب وتولید هوای فشرده برای ایجاد حرارت مورد نیاز راداشت. در این هنگام کمپرسور انسانی یعنی شش ها دیگر قادر به تأمین هوای مورد نیاز نبودند. برای رفع این مشکل و ایجاد دمای حدود یک هزار درجه سانتی گراد از کمپرسور قوی تردیگری که آنهم به دست طبیعت ساخته شده بود، استفاده کرد.

باید توجه داشت که اختراع دمی (اولین کمپرسور مکانیکی) را باید به عنوان تولدی تازه برای تولید هوای فشرده به حساب آورد. این وسیله ودستگاه هائی که توسط چرخ دوار آبی کار می کردند، تادویست سال بعد بدون وقفه مورد استفاده قرار گرفتند.



(۱-۱): نمونه ای از دمی آهنگری مورد استفاده در مصر باستان

در حدود سال‌های ۱۷۰۰ میلادی حجم کوره‌های ذوب فلزات روبه افزایش گذاشت. ولی دستگاه‌های دمی موجود در آن زمان از عهده انجام کارهای مربوط به گداخت این کوره‌ها بر نمی‌آمدند. تا سرانجام در سال ۱۷۶۲ میلادی جان اسمیتون (John Smeaton) برای اولین بار سیلندر هوایی را اختراع کرد. این دستگاه هر چند بسیار ابتدائی بود ولی به هر صورت برای کوره‌های موجود مورد استفاده قرار گرفت. زیرا ساخت یک سیلندر دقیق و خوب برای تولید هوای فشرده در آن زمان امکان‌پذیر نبود.

وضعیت کار به همین منوال ادامه داشت تا اینکه در سال ۱۷۷۶ میلادی جان ویلکینسون (John Wilkinson) دستگاه ماشین تراشی برای ساختن توپ اختراع کرد که توسط آن می‌شد سیلندرهای دقیقی از فولاد ریختگی را تراشید. اولین دستگاه هوای فشرده دقیق توسط ویلکینسون ساخته و در کارگاهش نصب شد. این کمپرسور مکانیکی فقط قادر بود هوای فشرده‌ای با فشاری برابر یک بار تولید کند و تراکم بیش از آن امکان‌پذیر نبود. چرا که در صورت افزایش فشار، دمای کمپرسور زیاد شده و بندها و تسمه‌های چرمی که به سوپاپ‌های چوبی اتصال داشتند تاب حرارت را نیاورده و از بین می‌رفتند.

اولین انتقال عظیم و موفق هوای فشرده هنگام تسریع در ساختمان تونل مونت سنیس (Mt. Ce Nis) در کوه‌های آلپ سویس صورت گرفت. این تونل پس از تکمیل دارای دوریل و طولی برابر ۱۳/۶ کیلومتر بود. عملیات احداث تونل در سال ۱۸۵۷ با استفاده از چکش‌های دستی شروع شد. ولی با سرعتی که کار حفاری پیش می‌رفت، ساختن این تونل سی سال به طول می‌انجامید. بنابراین از روی ضرورت و اجبار مدیران راه آهن تصمیم گرفتند از چکش‌های بادی که با هوای فشرده با فشار ۶ اتمسفر کار می‌کردند استفاده کنند.

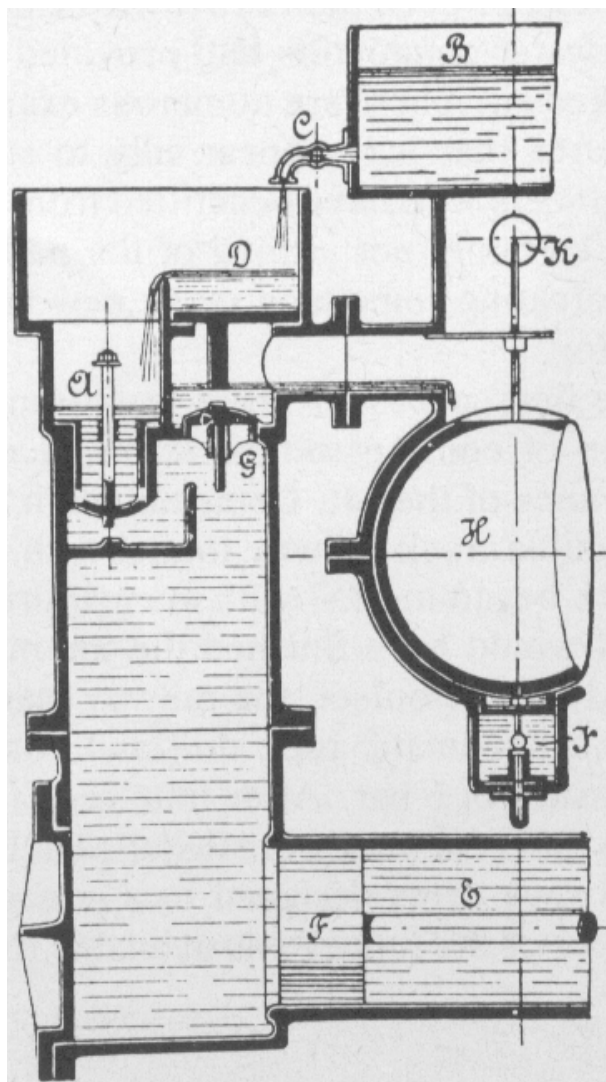
ساختن کمپرسورها چهار سال طول کشید و در دودخانه تونل نصب شد. در طول این مدت نیز چکش‌های بادی، توسط مهندس ارشد تونل‌ها جرمن سومیلر (Germain Sommeiller) طراحی شد تا مورد استفاده قرار گیرد. باید توجه داشت که مشکلات و گرفتاریهایی که در کار این کمپرسورها و چکش‌های مربوطه به وجود آمد، باعث پیشرفت‌های فراوانی در زمینه ساختمان کمپرسورها و چکش‌های بعدی شد و فن حفاری تونل گامی بزرگ به سوی تکامل برداشت. لازم به توضیح است که هر دو کمپرسور از نوع خنک شونده آبی بودند، که آب برای خنک کردن هوای داخل سیلندرها استفاده می‌شد (شکل ۱-۲).

این طرح ظاهراً قدیمی، سعی و کوششی بود که در جهت تکامل و پیشرفت و توسعه دمی‌های هوایی قبلی صورت گرفته بود. زیرا مهندسين و طراحان از بوجود آمدن یک دیواره حرارتی بین سیلندرها، سوپاپها، شیرها و دریچه‌ها که به صورت مشکل غیر قابل حلی جلوه گر می‌شد، بیم داشتند. خوشبختانه در دسرهای جدی و متعدد این سوپاپها و دریچه‌ها که به صورت ظاهر شدن

فواره آب در آنها به سرعت بروز کرد، باعث به وجود آمدن تکنیک‌های جدید و ماندنی به صورت پیستون‌های آبی شد. همچنین مشکلات موجود در اولین کوشش برای استفاده از این چکش‌های سنگ شکن در حدی بود که برای بهره برداری از ۹ دریل، ۵۴ عدد از آن در کارگاه در دست تعمیر بودند.

هنگامیکه دو گروه حفاری به یکدیگر رسیدند، تقریباً از ۷۰۰۰ متر لوله برای انتقال هوای فشرده‌ای که از دهانه‌ها تا قسمت اصلی حفاری کشیده شده بود، استفاده می‌شد. این اقدام نشان داد که نیروی هوای فشرده تاسافت‌های دور نیز قابل انتقال و استفاده می‌باشد. اخبار مربوط به حفر تونل مونت سنیس در روزنامه‌ها و مجلات صنعتی چاپ شد و مورد توجه اکثر مردم و مهندسين و دانشمندان در سراسر جهان قرار گرفت.

بحث و ابراز عقیده و دادن راهکارهای لازم درباره امکانات ایجاد و ساخت شبکه‌های انتقال نیروی هوای فشرده



(۱-۲): نمونه ای از اولین کمپرسور صنعتی

و تغذیه و استفاده صنایع و تجارت از این نیرو، رونق گرفت. در سال ۱۸۷۵ در نزدیکی منطقه ای صنعتی واقع در جنوب سوئد، بزرگترین کارخانه هیدروالکتریک (تولید نیروی برق از آب) به قدرت اولیه ۳۶۰۰ kw و قابل توسعه تا ۱۳۰۰۰ kw برای تأمین نیروی لازم و به حرکت درآوردن کمپرسورهای تولید هوای فشرده ایجاد شد. ولی این پروژه موفقیت اقتصادی مطلوبی را در پی نداشت.

با استفاده از ابزارها و وسایل بادی، قدرت و شعاع عمل دست بشر، بدون آنکه از میزان حساسیت، دقت و انعطاف پذیری غیرقابل رقابتش کاسته شود به مقدار قابل ملاحظه ای توسعه یافته و پیشرفت کرده است و این ضروری ترین مسئله ای است که در انجام کار باید صورت بگیرد. ابزارهای هوایی کم وزن، جمع و جور، بادوام، مطمئن و دقیق اند. کار کردن با آنها برای فرد ایجاد خستگی نکرده و دارای ایمنی بالایی می باشند.

هوای فشرده برای کنترل و نظارت، تنظیم از راه دور و نزدیک و انجام فرمان های متناوب و زمان دار و گاهی نیز همراه و همزمان و هماهنگ با سیستم های هیدرولیکی، الکتریکی و الکترونیکی برای انجام مقاصد مورد نظر، در خدمت بشر درآمده است.

با گسترش چشمگیری که در نیمه دوم قرن نوزدهم برای صنایع به وقوع پیوست، تولید انبوه محصولات و ضرورت دستیابی به دبی و فشار بالاتر و محدودیت هایی که کمپرسورهای تناوبی در دبی زیاد دارند باعث شد تا صنعتگران مجبور شوند در فکر طراحی و ساخت انواع جدیدتری از کمپرسورها باشند.

هرچند که کمپرسورهای تناوبی از نظر قابلیت دستیابی به فشار بالا و راندمان هنوز هم مناسب ترین کمپرسورها می باشند ولی بالا بودن قیمت اولیه، محدودیت دستیابی به دبی زیاد، پائین بودن قابلیت اعتماد، توقف های ناخواسته همراه با بالا بودن هزینه های تعمیرات عملاً باعث گردید تا این کمپرسورها قادر به تأمین تمامی نیازهای صناعی که بارشدهی شتابان در حال گسترش بودند نباشد. به همین خاطر از اواخر دهه ۱۸۶۰ نسل جدیدی از کمپرسورها که در حین دارا بودن بسیاری از ویژگی های مطلوب کمپرسورهای تناوبی، قادر به تراکم و جابجا کردن حجم وسیعتری از گاز بودند ابداع گردید که به لحاظ ماهیت رفتار ظاهری به کمپرسورهای دورانی (Rotary) معروف شدند.

کمپرسورهای گوشواره ای (Lobe) رامی توان اولین نمونه از کمپرسورهای دورانی دانست که تولید آن از دهه ۱۸۶۰ شروع گردید. در اواخر قرن نوزدهم شرکت Roots نمونه ای از دمنده فوق راکه دارای گوشوارهایی به قطر ۷/۵ متر بودند برای تهویه معادن بکار گرفت که قادر بود ۱۷۴۰۰۰ متر مکعب در ساعت هوا را جهت تهویه به داخل تونل های معدنی بفرستد. قابلیت های این دمنده آنچنان بالا بود که بنام شرکت سازنده (Roots) معروف گردید و هنوز هم در بسیاری

از مراجع علمی کمپرسورهای گوشواره ای بنام Roots نامیده می‌شوند. اولین کمپرسور تیغه لغزنده (Sliding Vane) در سال ۱۸۹۰ در آمریکا ساخته شد که بصورت خشک (Dry) طراحی شده بودند. پائین بودن راندمان و مشکل گرم کردن جزء معایب اساسی این کمپرسورها بوده تا اینکه در سال ۱۹۴۷ با تزریق روغن که نقش آب بند کننده و خنک کاری کمپرسور را به عهده داشت، کار آئی، عمر مفید و قابلیت‌های این کمپرسور به مقدار چشمگیری افزایش داده شد و امروزه نسل جدیدی از کمپرسورهای دورانی بصورت روغن کاری شونده (Lubricated) در صد بالائی از بازار فروش کمپرسورها رابه خود اختصاص داده است. هر چند که کمپرسورهای دورانی در مقایسه با کمپرسورهای تناوبی از قابلیت بالاتری در امر متراکم کردن گازها بادی بیشتر برخوردار بودند ولی با این وجود قادر به تأمین تمامی نیازهای صنایع روبه گسترش که هر ساله از نظر ظرفیت توسعه می‌یافتند نبودند.

کمپرسورهای گریز از مرکز رامی توان پاسخ مناسبی برای مشکل ظرفیت کمپرسورها دانست. اولین کمپرسور گریز از مرکز در سال ۱۸۹۹ توسط یک مهندس فرانسوی بنام Rateau با ظرفیت ۲۰۰۰ متر مکعب در ساعت و بانسبت تراکم ۱: ۱/۶ (فشار خروجی ۱/۶۲ بار مطلق) ساخته شد. در سال ۱۹۰۳ کمپرسور گریز از مرکز ۵ مرحله ای بانسبت تراکم کلی ۱: ۵ طراحی و بکار گرفته شد تولید کمپرسورهای گریز از مرکز با ظرفیت و فشار خروجی بالاتر دائماً در دستور کار شرکت‌های سازنده قرار گرفته، بنحوی که امروزه این کمپرسورها در ظرفیت بیش از ۱۲۵۰۰۰۰ متر مکعب در ساعت ساخته می‌شود. فشار قابل دسترسی در این دسته از کمپرسورها از طریق افزایش تعدا د طبقات تا ۱۶ طبقه به بیش از ۷۰۰ بار نیز رسانیده شد کمپرسورهای گریز از مرکز ذاتاً از نوع خشک (Oil Free) بوده و بعلت بالابودن قابلیت اعتماد آن، دوره‌های بهره برداری بدون توقف آن به بیش از سه سال نیز میرسد.

بخش دوم: **ترمودینامیک گازها و** **فرآیندهای تراکم در کمپرسورها**

۲-۱: فشار Pressure

بنابر تعریف نیروی وارده بر واحد سطح رافشار می‌گویند. اگر نیرویی برابر با F بر سطحی معادل A اثر کند، فشاری معادل P بر آن وارد می‌سازد که از رابطه (۲-۱) بدست می‌آید.

$$P = \frac{F}{A} \quad (2-1)$$

۲-۱-۱: فشار جو

کره زمین توسط جو خود پوشانیده شده است که ارتفاع آن به حدود ۸۰ کیلومتر می‌رسد، از آن جایی که هوا دارای وزن می‌باشد لذا ستون هوا به ارتفاع فوق، فشاری بر زمین و سایر اجسام وارد می‌سازد که آن را فشار جو (فشار اتمسفر) می‌نامند.

فشار جو برحسب ارتفاع محیط، درجه حرارت، رطوبت هوا و... متفاوت بوده و مقدار آن در سطح دریا معادل ۱۴,۶۹۶ psia (با تقریب کافی ۱۴,۷ psia) معادل ۷۶ سانتی متر جیوه می‌باشد، بدیهی است که فشار جو با افزایش ارتفاع، کاهش می‌یابد. جدول (۲-۱).

۲-۱-۲: فشار مطلق و فشار سنجشی (اضافی) Gauge Pressure

فشار مطلق همان فشار واقعی (کلی) درسیستم بوده، در صورتی که فشاری را که فشار سنج نشان می‌دهد، فشار سنجشی می‌باشد که برابر است با تفاضل فشار مطلق و فشار جو. مثلاً در کنار دریا، فشار سنج مقدار صفر را نشان داده، حال آنکه فشار واقعی ۱ bar (a) می‌باشد.

$$\text{فشار سنجشی} = \pm \text{فشار جو} = \text{فشار مطلق} \quad (2-2)$$

علامت منفی برای مواقعی است که فشار سیستم، از فشار اتمسفر کمتر باشد.

۲-۲: کار WORK

اگر نیرویی مانند F بر جسمی وارد و آن را به اندازه L جابجا نماید، کاری برابر با W انجام شده است که مقدار آن برابر است با:

$$W = F \times L \quad (2-3)$$

۲-۳: توان (انرژی) POWER

کار انجام شده در واحد زمان را توان می‌نامند. برای انجام کار همواره به صرف انرژی نیاز می‌باشد.

$$P = \frac{W}{t} \quad (2-4)$$

انرژی در طبیعت به شکلهای مختلفی وجود داشته که عمده ترین آنها عبارتند از:

الف: انرژی جنبشی (KINETIC ENERGY)

انرژی که در جسم در حال حرکت وجود دارد را انرژی جنبشی (حرکتی) می‌نامند (K.E)

ب: انرژی پتانسیل (POTENTIAL ENERGY)

انرژی پتانسیل مانند مقدار انرژی است که در فنر متراکم شده ذخیره شده و یا انرژی ناشی از فشار گاز

۴-۲: دما (درجه حرارت) TEMPERATURE

درجه حرارت یکی از خواص فیزیکی ماده بوده که جهت نمایش گرمی آن بکار می‌رود، متداولترین واحدهای مورد استفاده در صنعت درجه سانتیگراد ($^{\circ}C$) و درجه فارنهایت ($^{\circ}F$) می‌باشند.

$$^{\circ}F = 1,8 \, ^{\circ}C + 32 \quad (2-5)$$

$$^{\circ}C = \frac{5}{9} (^{\circ}F - 32) \quad (2-6)$$

۱-۴-۲: دمای مطلق

بنابر قرار داد دمای $273^{\circ}K$ - درجه سانتیگراد (یا $273^{\circ}C$ - درجه فارنهایت) راسف مطلق می‌گویند و عبارتست از دمائی که در آن کلیه حرکت‌های ذرات اجسام صفر می‌گردد. دمای مطلق اجسام را می‌توان با کلوین (K) ویا رانکین ($^{\circ}R$) نشان داد. دمای مطلق اجسام و سیالات را با T نمایش می‌دهند.

$$K = 273 + ^{\circ}C \quad (2-7)$$

$$^{\circ}R = 460 + ^{\circ}F \quad (2-8)$$

۵-۲: قوانین گازها

جهت آشنائی با تحولاتی که در سیستمهای تراکم به وقوع می‌پیوندد، تغییرات فشار، دما و حجم گازهای ایده آل تحت تحولات مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد.

الف: قانون چارلز

تحت فشار ثابت، با گرم کردن گازها حجم آن افزایش و با سرد کردن گاز حجم آن کاهش می‌یابد. بطوری که:

$$\left(\frac{T_1}{T_2}\right)_P = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)_P \quad (2-9)$$

که در آن P فشار مطلق، T دمای مطلق و V حجم گاز می‌باشد. این تراکم را اصطلاحاً تک فشار (Isobar) می‌نامند. اندیس p در بیرون پرانتز مبین ثابت بودن فشار می‌باشد.

ب: قانون بویل

تحت دمای ثابت، با افزایش فشار (تراکم) حجم گاز کاهش و با کاهش فشار (انبساط) حجم آن افزایش می‌یابد. این تحول را تک دما (Isothermal) می‌نامند.

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)_T = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)_T \quad (2-10)$$

ج: قانون آمونتون

تحت حجم ثابت، با افزایش فشار، دمای گاز افزایش یافته و با کاهش فشار دمای آن کاهش می‌یابد.

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)_v = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)_v \quad (2-11)$$

۶-۲: قانون کلی گازهای ایده آل

با ترکیب روابط فوق می‌توان در حالت کلی، تغییرات فشار، دما و حجم گازها را در صورت تغییر حداقل یکی از سه عامل فوق از رابطه (۲-۱۳) بدست آورد.

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (2-12)$$

۷-۲: قانون گازهای کامل

بین حجم، دما و فشار گازهای کامل همواره یک رابطه برقرار بوده که با رابطه (۲-۱۴) نشان داده شده است:

$$PV = MRT \quad (2-13)$$

که در آن P فشار مطلق، V حجم، M جرم مولکولی گاز، R ضریب ثابت گاز و T دمای مطلق می‌باشد. مقدار R برای گازهای مختلف در جدول (۲-۲) نشان داده شده است.

۸-۲: گرمای ویژه: Specific Heat

مقدار حرارت لازم برای گرم کردن یک کیلومول از ماده به ازاء یک درجه سانتیگراد افزایش دما را بر حسب Kcal گرمای ویژه می‌نامند. در سیستم متریک واحد گرمای ویژه $\text{mol}^\circ\text{C Kcal}$ می‌باشد.

اگر عمل گرم کردن در فشار ثابت صورت گیرد آن را گرمای ویژه در فشار ثابت (C_p) و اگر در حجم ثابت صورت گیرد آن را گرمای ویژه در حجم ثابت (C_v) می‌نامند. رابطه (C_p) و (C_v) بصورت زیر می‌باشد.

$$C_p - C_v = R \quad \text{KJ/Kg.mol.K} \quad (2-14)$$

نسبت $\frac{C_p}{C_v}$ برای هر گاز تقریباً مقداری است ثابت که آن را ثابت نمائی در تراکم آدیاباتیکی می‌نامند و با حرف (K) نشان می‌دهند.

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (2-15)$$

مقدار K در جدول (۲-۱) ارائه شده است.

۹-۲: تحول آدیاباتیکی ADIABATIC PROCESS

اگر در طی تحولی، سیستم با خارج هیچگونه حرارتی را مبادله ننماید، آن را تحول آدیاباتیکی می‌نامند، بنابراین در تحول آدیاباتیکی $\Delta Q = 0$ خواهد بود، یعنی حرارت جسم هیچگونه تغییری نخواهد نمود.

Values of $K = c_p/c_v$ for Frequently Used Gases

Gas	At 25 °C	At 130 °C
Air	1.41	
Monoatomic perfect gas	1.667	1.667
Diatomic perfect gas	1.400	1.400
H ₂	1.405	1.399
N ₂	1.400	1.397
CO	1.399	1.395
O ₂	1.395	1.382
Triatomic perfect gas	1.330	1.330
H ₂ O vapor	1.329	1.321
CO ₂	1.288	1.252
CH ₄	1.303	1.256
Ethane	1.187	1.145
Propane	1.127	1.097
Butane	1.092	1.072
Coke oven gas		about 1.37
Natural gas H type		about 1.28
Petroleum gas	1.23	1.27

جدول (۲-۱): مقادیر ثابت نمائی آدیاباتیک برای گازهای مختلف

Mass Gas Constant R for Some Common Gases

Gas	SI (J/K·kg)
Air, dry	287.14
O ₂	259.96
N ₂	296.85
H ₂	4,126.09
CO	297.15
CO ₂	189.04

جدول (۲-۲): ثابت گازها برای گازهای مختلف

۲-۱۰: تحول تک دما ISOTHERMAL PROCESS

تحول تک دما به تحولی گفته می‌شود که سیستم با تبادل حرارت با خارج همواره دمای خود را ثابت نگه می‌دارد. بدیهی است از آنجاکه اکثر تحولات ترمودینامیکی نظیر تراکم در کمپرسورها با تغییر درجه حرارت گاز صورت می‌گیرد، لذا تحول تک دما تنها در صورتی امکان پذیر است که تمامی حرارت ایجاد شده که می‌تواند موجب گرم شدن گاز گردد بطور کامل از سیستم خارج شود که عملاً در کمپرسورهای واقعی امکان پذیر نمی‌باشد. در تحول تک دما $\Delta T = 0$ خواهد بود.

۲-۱۱: تحول پولی تروپیک Polytropic

قبلاً گفته شد که در تحول تک دما، درجه حرارت گاز ثابت مانده و در تحول آدیاباتیک، گاز هیچگونه حرارتی با خارج تبادل نمی‌کند. در تراکم گاز در کمپرسور با وجود اینکه سیلندرها مجهز به سیستم خنک کن آبی یا هوایی هستند وسیعی می‌شود تا حرارت ایجاد شده در مرحله تراکم گاز گرفته شود، با این وجود عملاً گاز بهنگام خروج از کمپرسور گرمتر از گاز ورودی در قسمت

مکش کمپرسور می باشد، بعبارت دیگر فرآیند تراکم گاز در کمپرسور نه از نوع تک دما و نه از نوع آدیاباتیکی می باشد. چرا که هم درجه حرارت تغییر نموده و هم مقداری حرارت از گاز توسط سیستم خنک کن گرفته می شود (سیستم باخارج تبادل حرارتی می نماید)، بنابراین می توان تراکم در کمپرسور را در عمل تحولی بین دو حالت فوق (تک دما - آدیاباتیکی) دانست که آنرا تحول پولی تروپیک می نامند. بادر نظر گرفتن کلیه تحولات ذکر شده در بالا و قانون گازها می توان رابطه بین فشار و حجم گازها را کلاً بصورت زیر خلاصه نمود:

$$PV^\gamma = C \quad (2-16)$$

که در آن P و V به ترتیب فشار و حجم گاز بوده و C مقداری است ثابت. نمای پولی تروپیک (γ) به نوع تحول بستگی داشته که میتواند مقادیر زیر را اختیار نماید:

$$\gamma = 0 \Rightarrow PV^0 = \text{ثابت} \Rightarrow P = \text{ثابت} \quad \text{تحول با فشار ثابت}$$

$$\gamma = 1 \Rightarrow PV = \text{ثابت} \Rightarrow T = \text{ثابت} \quad \text{تحول تک دما}$$

$$\gamma = k \Rightarrow PV^k = \text{ثابت} \quad \text{تحول آدیاباتیکی}$$

$$\gamma = \pm\infty \Rightarrow P^{\frac{1}{\gamma}} \cdot V = C \Rightarrow V = \text{ثابت} \quad \text{تحول با حجم ثابت (Isochor)}$$

$$\gamma = \gamma \Rightarrow PV^\gamma = C \quad \text{تحول پولی تروپیک}$$

نمای پولی تروپیک (γ) به شرایط تراکم بستگی داشته و مقدار آن برابر است با: K/γ

اساساً هر چه مقدار γ بیشتر باشد، با کاهش حجم گاز، افزایش فشار با شدت بیشتری صورت پذیرفته یا بعبارت دیگر سطح زیر منحنی $P-V$ که بیانگر انرژی مصرف شده برای تراکم گاز می باشد افزایش بیشتری می یابد. تراکم واقعی (پولی تروپیک) در کمپرسورها به تحول آدیاباتیکی نزدیک تر است تا تحول تک دما.

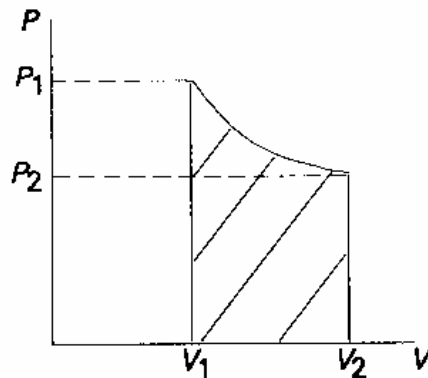
۱۲-۲- محاسبه توان مصرفی در انواع تحولها:

الف: تحول تک دما

در این تحول که عمدتاً جنبه فرضی داشته تا عملی در طی فرآیند تراکم عملیات خنک کاری گاز به نحوی صورت می گیرد که با خارج سازی حرارت از گاز مورد تراکم دمای آن ثابت بماند. شکل واقعی تر این فرآیند افزایش مراحل به تعداد بسیار زیاد (در حد بی نهایت) می باشد. هر چند که این اقدام موجب بهبود راندمان و کاهش توان مصرفی می شود ولی بلحاظ مسائل اقتصادی و اجرائی عملاً هیچگاه جنبه واقعیت را بخود نمی گیرد. در شکل (۱-۲) نمودار تغییرات حجم و فشار در یک تحول تک دما نشان داده شده است.

کار انجام شده بر روی گاز در طی تحول (با توان مصرفی کمپرسور برابر نمی باشد) سطح زیر منحنی $P-V$ می باشد. که بر اساس روابط ترمودینامیکی برابر است با:

$$W = mRT \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (2-17)$$



شکل (۲-۱) دیاگرام P-V برای تحول تک دما

که در آن m دبی برحسب کیلوگرم در ثانیه، R ثابت گاز، T دمای گاز (مطلق)، P_1 و P_2 به ترتیب فشار مطلق ورودی و خروجی و $\ln$ لگاریتم نپرین می‌باشد.

مثال ۲-۱: ۱۲ کیلوگرم هوادر هر ثانیه در دمای 40°C درجه سانتیگراد بطور تک دما توسط کمپرسوری متراکم شده و فشار آن از یک به ۵ بار (مطلق) رسانیده می‌شود. مطلوبست میزان انرژی مصرف شده در کمپرسور.

حل:

طبق جدول (۲-۲)، مقدار R برای هوا در سیستم SI برابر $287 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$ می‌باشد. بنابراین با توجه به رابطه (۲-۱۷):

$$W = 12 \times 287 \times (40 + 273) \ln \frac{5}{1} = 1734930 \text{ J} = 1735 \text{ kW}$$

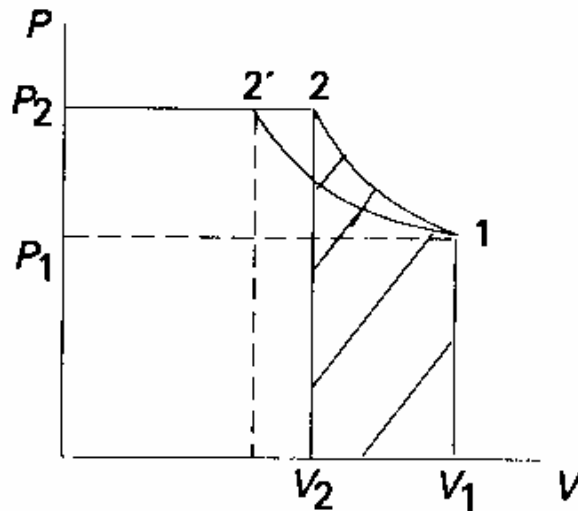
(ب) تحول آدیاباتیک

با توجه به عدم تبادل حرارت توسط گاز با بیرون در طی تراکم، کار مصرف شده در کمپرسور صرف افزایش انرژی داخلی گاز می‌شود. در این تراکم PV^k مقداری ثابت بوده که در آن K نمای آدیاباتیک گاز می‌باشد. در شکل (۲-۲) نمودار تحول تک دما با منحنی (۱-۲') و نمودار تحول آدیاباتیک با منحنی (۱-۲) نشان داده شده است. توان مصرف شده در طی تراکم آدیاباتیک برابر است با:

$$W = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{K-1} = \frac{mR(T_2 - T_1)}{K-1} = mRT_1 \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (2-18)$$

لازم به ذکر است که رابطه (۲-۱۸) بیانگر کار انجام شده توسط کمپرسور نبوده، بلکه کار داده شده به گاز جهت تغییر شرایط از وضعیت (۱) به وضعیت (۲) می‌باشد. تغییرات درجه حرارت در تراکم آدیاباتیک از رابطه (۲-۱۹) بدست می‌آید:

$$T_r = T_1 \left(\frac{P_r}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (2-19)$$



شکل (۲-۲) نمودار تراکم در تحول تک دما و آدیاباتیکی

تذکره: اگر در محاسبه توان مصرفی برای تراکم گاز بجای دبی جرمی، دبی حجمی مورد استفاده قرار گیرد در این صورت توان مصرفی در تحولات آدیاباتیکی و تک دما را به می‌توان از روابط زیر محاسبه کرد:

$$W_{ad} = P_1 Q_1 \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_r}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (2-20)$$

$$W_{iso} = P_1 Q_1 \ln \frac{P_r}{P_1} \quad (2-21)$$

که در آن P_1 فشار مکش بر حسب پاسکال ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$) و Q_1 دبی حجمی گاز در شرایط مکش بر حسب متر مکعب در ثانیه و W توان مصرفی بر حسب کیلووات می‌باشد.

مثال ۲-۲: اگر عمل تراکم در مثال (۲-۱) به صورت آدیاباتیکی صورت پذیرد، با فرض $K = 1.4$ میزان توان مصرفی را محاسبه کنید.

حل: اگر دبی جرمی گاز در دست باشد مقدار توان مصرفی در تحول آدیاباتیکی براساس رابطه

$$W = 12 \times 0.287 \frac{1.4}{1.4-1} \left[\left(\frac{5}{1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] = 2202.7 \text{ kw} \quad (2-20)$$

اختلاف توان مصرفی برابر با $2202.69 - 1734.93 = 467.76 \text{ kw}$ می‌باشد. به عبارت دیگر توان مصرفی در حالت تک دما حدود ۲۱.۲ درصد کمتر می‌باشد.

ج: تحول پولی تروپیک: Polytropic Compression

دو نوع تحول تعریف شده در قبل (آدیاباتیکی و تک دما) عملاً در کمپرسورهای اتفاق نمی‌افتند. استفاده از سیستم‌های خنک کن در جداره سیلندر (یا پوسته) و خنک کاری بکمک هوای آب موجب می‌شود تا بخشی از حرارتی که در طی فرآیند تراکم حاصل می‌شود توسط سیال خنک کننده (آب

یا هوا) از سیستم خارج شده و یا در اثر پدیده تشعشع از جداره سیلندر به محیط اطراف داده شود. بنابراین عملاً نمی توان تراکم را آدیباتیک ($\Delta Q = 0$) دانست. گرم شدن گاز در طی مراحل تراکم پدیده ای محسوس بوده و غیر قابل چشمپوشی می باشد. لذا فرآیند تراکم در کمپرسورها رانمی توان تک دما فرض نمود. ولی واقعیت امر این است که فرآیند واقعی تراکم که در کمپرسورها بوقوع می پیوندد، فرآیندی است بین آدیباتیک و تک دما، اما آنکه درجه مرحله ای از حد فاصل آن دو قرار می گیرد بستگی به طراحی کمپرسور دارد. بدیهی است هرچه گرما ی ناشی از تراکم به مقدار بیشتری از سیستم خارج شود، فرایند تراکم از حالت آدیباتیک به سمت تک دمایل می کند. اما واقعیت امر این است که دور شدن از حالت آدیباتیک (و به عبارت دیگر نزدیک شدن به فرآیند تک دما) نیاز به بکارگیری از روش های پیچیده ای نظیر افزایش تعداد مراحل و استفاده از خنک کن بین مرحله ای و بهره گیری از روش مناسب خنک کردن در هر مرحله (مثلاً استفاده از ژاکت های خنک کن در جداره سیلندر با آب) و... دارد. و این امر نهایتاً موجب پیچیده شدن، گرانی، افزایش هزینه تعمیرات و... کمپرسور می شود. لذا در نهایت امر می توان فرآیندهای تراکم واقعی (پولی تروپیک) را هر چند غیر آدیباتیک ولی نزدیک به آن دانست.

برای محاسبه توان مصرفی در کمپرسور در تحول پولی تروپیک کافی است که در رابطه (۲۰-۲) بجای K ، γ قرار گیرد.

$$W_{ad} = P_1 Q_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2-22)$$

دمای گاز در قسمت دهمش را بکمک رابطه (۲۳-۲) محاسبه می نمایند.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2-23)$$

راندمان پولی تروپیک (η_p) برابر است با:

$$\eta_p = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1}}{\frac{k}{k-1}} \quad (2-24)$$

لازم به یادآوری است که دمای به دست آمده از رابطه (۲۸-۲) دمای واقعی گاز خروجی بوده، مشروط بر اینکه از خنک کن آبی در پشت سیلندر ها (Jacket Cooling) استفاده شود.

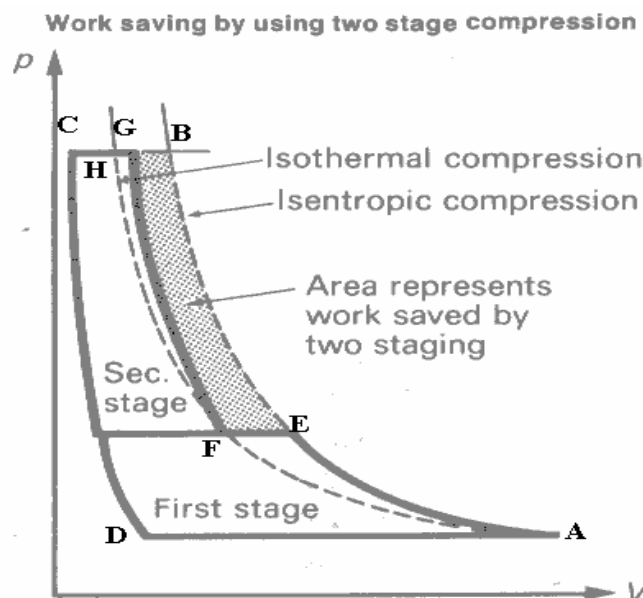
۱۳-۲: تراکم چند مرحله ای

در بعضی از کمپرسورها بخاطر محدودیت های ذاتی (نظیر کمپرسورهای گریز از مرکز) و در بسیاری از موارد بلحاظ محدودیت های دمائی (افزایش غیر مجاز درجه حرارت در اثر تراکم و حساسیت قطعات مکانیکی به لحاظ رعایت لقی ها و آثار نامطلوب درجه حرارت بر روی ماده

روان کننده) عملاً دستیابی به فشار مورد نظر در کمپرسورهای یک مرحله‌ای میسر نبوده و بعد از تراکم گاز در مرحله اول لازم است که قبل از استمرار تراکم گاز، آن را از کمپرسور خارج کرده و بعد از خنک کردن جهت دستیابی به فشار مورد نظر به مرحله (یا مراحل) بعدی فرستاده شود. کمپرسورهائی که در آن فرآیند تراکم در چند مرحله صورت می‌گیرد را اصطلاحاً کمپرسورهای چند مرحله‌ای (Multistage) می‌نامند.

البته گاهی اوقات چند مرحله‌ای کردن تراکم گاز در کمپرسور بخاطر بهبود راندمان کمپرسور صورت می‌گیرد. هر چند که افزایش تعداد مراحل کمپرسور موجب گران شدن قیمت اولیه و در مواردی افزایش هزینه‌های تعمیر و نگهداری آن می‌گردد ولی با توجه به اهمیت انرژی مصرفی و ارتباط آن با راندمان کمپرسور و تأثیر چشمگیر آن بر هزینه‌های بهره‌برداری بسیاری از خریداران ترجیح می‌دهند که از کمپرسورهای چند مرحله‌ای بجای کمپرسورهای یک مرحله‌ای استفاده نمایند.

در طراحی خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای سعی بر این است که گاز مورد تراکم قبل از ورود به مرحله بعدی تا دمای ورودی به مرحله اول خنک شود. ولی این نظریه همواره صادق نبوده و عامل تعیین‌کننده در این زمینه هزینه‌های خنک‌کاری، تأثیر آن بر راندمان کمپرسور، صرفه‌جویی در هزینه‌های بهره‌برداری و محدودیت خنک‌کاری از نظر بروز میعان در مراحل بعدی کمپرسور می‌باشد. در شکل (۲-۳) فرآیند تراکم در یک کمپرسور دو مرحله‌ای نشان داده شده است.

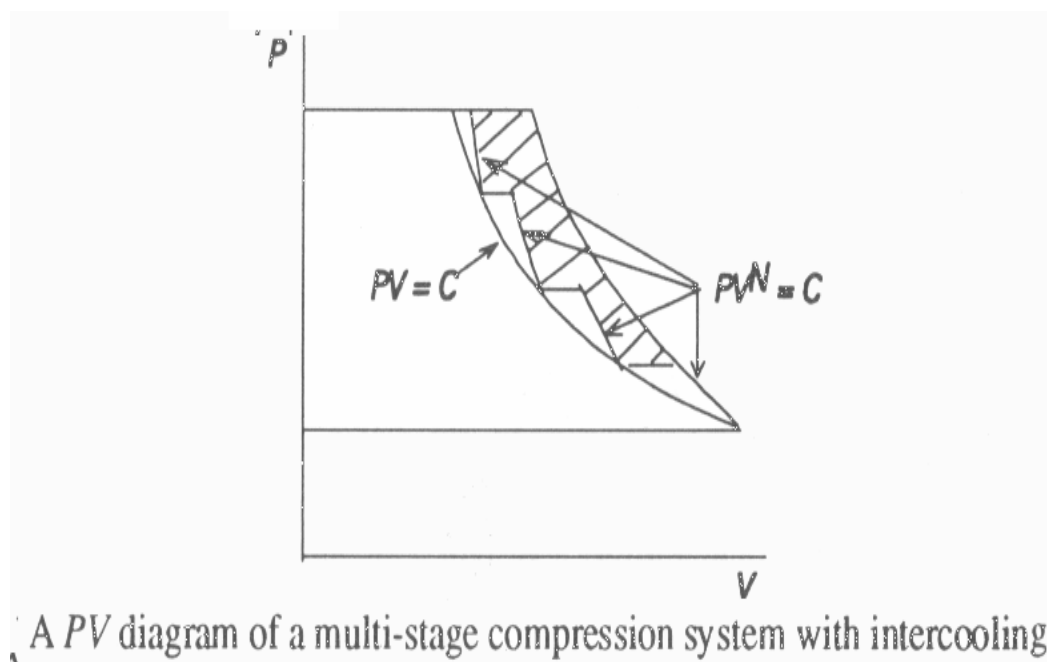


شکل (۲-۳) تراکم در یک کمپرسور دو مرحله‌ای همراه با خنک‌کن بین مرحله‌ای

منحنی AEB به تراکم آدیاباتیک و منحنی AFH به تراکم تک دما مربوط می‌شود. در کمپرسور دو مرحله‌ای هنگامی که فشار گاز به نقطه E رسید، گاز از محفظه تراکم مرحله اول خارج شده

و جهت خنک کاری به خنک کن بین مرحله‌ای فرستاده می‌شود تا دمای آن به دمای گاز ورودی به مرحله اول رسانیده شود. خنک شدن گاز خروجی از خنک کن بین مرحله‌ای موجب کاهش حجم آن گردیده (نقطه F) و سپس برای ادامه تراکم به مرحله دوم فرستاده می‌شود (منحنی FG). دو مرحله‌ای کردن تراکم موجب کاهش توان مصرفی در کمپرسور گردیده که مقدار آن سطح‌هاشور زده (سطح EFGB) می‌باشد. البته نمودار فوق جنبه ایده‌آل داشته و از افت فشار ناشی از عبور گاز از خنک کن بین مرحله‌ای صرفه‌نظر شده است.

در شکل (۲-۴) نمودار P-V مربوط به تراکم در یک کمپرسور چند مرحله‌ای همراه با بک‌آگیری از خنک کن بین مرحله‌ای در بین دو مرحله متوالی نشان داده شده است.



شکل (۲-۴) دیاگرام P-V در یک کمپرسور چند مرحله‌ای همراه با خنک کن بین مرحله‌ای

بدیهی است که با افزایش تعداد مراحل، منحنی تراکم بسمت تک دما متمایل می‌شود. افزایش تعداد مراحل موجب افزایش راندمان کمپرسور و کاهش توان مصرفی در آن می‌گردد ولی این اقدام موجب پیچیده شدن ساختار مکانیکی کمپرسور، افزایش قیمت اولیه، افزایش هزینه تعمیر و نگهداری (با وجود افزایش عمر مفید قطعات در اثر کاهش درجه حرارت) بلحاظ افزایش و تنوع قطعات مصرفی در کمپرسور، افزایش از دست رفت انرژی ناشی از افزایش اصطکاک در قطعات مکانیکی و افزایش از دست رفت انرژی (افت فشار) در خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای و ... خواهد شد.

برای این منظور در یک جمع‌بندی کلی و در انتخاب نهائی تعداد مراحل باید محدودیت‌های اجرایی و تحلیل اقتصادی تأثیر افزایش تعداد مراحل بر روی هزینه‌های ثابت و جاری را مورد توجه قرار داد.

به همین خاطر لازم است که نسبت تراکم بهینه در کمپرسورهای چندمرحله‌ای مورد بررسی قرار گیرد. در یک کمپرسور چندمرحله‌ای (مثلاً دو مرحله‌ای) توان مصرفی برابر است با جمع توان مصرفی در هر یک از مراحل کمپرسور. توان مصرفی هنگامی به حداقل خود میرسد که مشتق W نسبت به فشار بین مرحله‌ای (P_i) مساوی صفر شود. بر اساس این نظریه در یک کمپرسور دو مرحله‌ای برای اینکه توان مصرفی از نظرتئوری به حداقل خود برسد باید فشار بین مرحله‌ای واسطه هندسی بین فشار مکش و دهش کمپرسور باشد.

برای یک کمپرسور دو مرحله‌ای فرض می‌شود که P_i, P_r, P_1 به ترتیب فشار مکش، دهش و بین مرحله‌ای باشد. لذا توان مصرفی کل برابر است با جمع توان مصرفی در دو مرحله‌ای:

$$W = P_1 V_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + P_i V_i \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_r}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2-25)$$

در طراحی کمپرسور فرض بر این بود که خنک کن بین مرحله‌ای دمای گاز ورودی به مرحله دوم را مساوی دمای گاز ورودی به مرحله اول نماید. در این صورت:

$$P_1 V_1 = P_i V_i \quad (2-26)$$

به عبارت دیگر خواهیم داشت:

$$W = P_1 V_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \left(\frac{P_r}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 2 \right] \quad (2-27)$$

توان مصرفی موقعی حداقل است که $\frac{dW}{dP_i} = 0$ باشد. با فرض $\frac{\gamma-1}{\gamma} = a$ و مشتق‌گیری از رابطه (2-27) نتیجه می‌شود:

$$P_i^a = P_1 P_r \quad (2-28)$$

$$P_i = \sqrt{P_1 P_r} \quad (2-29) \quad \text{و یا:}$$

یعنی P_i باید واسطه هندسی بین فشار ابتدایی و انتهایی کمپرسور باشد. برای کمپرسورهای N مرحله‌ای، نسبت تراکم هر مرحله برابر است با:

$$(r)_{stg} = \sqrt[N]{\frac{P_r}{P_1}} \quad (2-30)$$

تذکر: در محاسبات انجام شده گازها ایده آل فرض شده‌اند. حال آنکه در خیلی از موارد به لحاظ تغییر $C_p, Z \neq 1$ نتایج به دست آمده برای گازهای واقعی دارای مغایرت‌های غیر قابل چشم‌پوشی خواهد بود. برای چنین مواردی (نظیر سیستم‌های تبرید) بهتر است که از دیاگرام مولیر (Mollier) استفاده شود. ضمناً در بررسی فوق از افت فشار در خنک‌کن بین مرحله‌ای صرفه‌نظر شده است.

۱۴-۲: جمع‌بندی کلی:

جهت بررسی تأثیر خنک‌کاری بر روی توان مصرفی کمپرسور می‌توان از شکل (۸-۲) استفاده

کرد. در این شکل فرض شده است که:

(الف) خنک کاری در بالاترین سطح فشار صورت پذیرد.

(ب) دمای گاز خروجی از خنک کن بین مرحله‌ای مساوی دمای گاز ورودی به محفظه تراکم مرحله قبلی باشد.

(ج) افت فشار در خنک کن بین مرحله‌ای در حد ۲ درصد است.

(د) متوسط راندمان پولی تروپیک ۷۵ درصد باشد.

نتایج بررسی:

۱- در نسبت تراکم‌های پائین (مثلاً ۲) تأثیر تعداد خنک کن بین مرحله‌ای بر روی توان مصرفی در مقایسه با تراکم آدیاباتیک بسیار ناچیز می‌باشد.

۲- با افزایش نسبت تراکم، تأثیر تعداد خنک کن‌های بین مرحله‌ای (تعداد مراحل تراکم) افزایش می‌یابد.

۳- تأثیر افزایش تعداد مراحل (تعداد خنک کن‌های بین مرحله‌ای) بر روی توان مصرفی مقدار ثابتی نبوده و سیر نزولی را بخود می‌گیرد. بعنوان مثال در نسبت تراکم ۸، اگر توان مصرفی در تراکم آدیاباتیک ۱۰۰ واحد انرژی باشد، اضافه کردن یک خنک کن بین مرحله‌ای (تراکم دومرحله‌ای)، توان مصرفی به ۸۲ واحد انرژی کاهش می‌یابد (۱۸ درصد کاهش توان مصرفی). اما با اضافه کردن دومین خنک کن بین مرحله‌ای (کمپرسور سه مرحله‌ای)، توان مصرفی به ۷۷ واحد انرژی کاهش یافته و با افزودن سومین خنک کن بین مرحله‌ای (کمپرسور ۴ مرحله‌ای) توان مصرفی به ۷۵ واحد انرژی و چهارمین خنک کن بین مرحله‌ای (کمپرسور ۵ مرحله‌ای) توان مصرفی به ۷۳/۵ واحد انرژی کاهش می‌یابد. شاید بتوان تأثیر افزایش تعداد مراحل کمپرسور را بر روی توان مصرفی، حالتی از قانون اصل «نزولی بودن مطلوبیت» دانست که بر اساس آن با افزایش کمیت، تغییرات افزایش کیفیتی شکلی نزولی را بخود می‌گیرد.

تأثیر افزایش یک مرحله بر روی توان مصرفی	توان مصرفی	نوع تراکم
۰	۱۰۰	یک مرحله‌ای - آدیاباتیک
۱۸	۸۲	دو مرحله‌ای - پولی تروپیک
۵	۷۷	سه مرحله‌ای - پولی تروپیک
۲	۷۵	چهار مرحله‌ای - پولی تروپیک
۱,۵	۷۳,۵	پنج مرحله‌ای - پولی تروپیک

بخش سوم: دسته بندی کمپرسورها

۱-۳: مقدمه:

همانطوری که قبلاً گفته شد کمپرسور به ماشینی اطلاق می‌شود که از آن برای افزایش فشار سیالات تراکم پذیر (گازها و بخارات) استفاده می‌گردد. فشار مکش در کمپرسور می‌تواند از خلاء تامقادیر بسیار بالا تغییر نموده و به همین ترتیب فشار دهش بر کمپرسور می‌تواند از فشار زیر اتمسفر تا ۶۰۰ bar باشد و جرم مولکولی گاز مورد تراکم می‌تواند از ۲ (هیدروژن) تا ۳۵۲ (هگزاfluورو اورانیم) تغییر کند.

موارد مصرف کمپرسور بسیار متنوع می‌باشد. یخچالهای خانگی تا صنایع پیچیده و وسیع پتروشیمی نمونه‌های گوناگونی از مصرف کمپرسور در صنایع و مصارف خصوصی تغییر کند. صنایع پتروشیمی، پالایشگاهها، صنایع کاغذ سازی، تولید ازت و اکسیژن از هوا، بازیافت بخارات، تراکم بخار آب و... عمده ترین واحدهای مصرف کننده کمپرسور می‌باشند.

امروزه ماشین آلات مختلفی در صنعت وجود دارد که با اسامی مختلف نامیده می‌شوند. ولی باتوجه به تعریف بنیادی که برای کمپرسورها ارائه گردید، اصولاً بایستی آنها را نوع خاصی از کمپرسورها دانست.

پمپهای خلاء، هواکش‌ها (Fans)، دمنده‌ها (Blowers) و نهایتاً کمپرسورها انواع خاصی از خانواده کمپرسورها می‌باشند. آنچه که اساساً موجب این نامگذاری‌ها گردیده است تفاوت فشار مکش و یا فشاردهش آنها می‌باشد.

۲-۳: هدف از بکارگیری کمپرسورها در صنایع

هر چند که وظیفه کمپرسورها افزایش گازها و یا بخارات می‌باشد ولی این عمل می‌تواند بنا به دلایل مختلفی باشد که عمده ترین آنها عبارتند از:

الف: غلبه بر از دست رفت انرژی در هنگام انتقال گازها (نظیر خطوط گاز سراسری).

ب: صرفه جوئی در حجم مخازن در زمان نگهداری گازها (ذخیره سازی گازها)

ج: تغذیه گازها به منابع زیر زمینی جهت افزایش بازیابی منابع نفتی.

د: افزایش فشار گاز جهت میعان آن (سیستم تبرید).

ه: تامین نیروی محرکه لازم برای انجام کار مکانیکی (پنوماتیک، ابزار دقیق).

و: افزایش فشار گاز جهت انجام واکنش شیمیائی و تولید فرآورده‌های پتروشیمی (تولید آمونیاک)

۳-۳: دسته بندی کمپرسورها

دسته بندی کمپرسورها می‌تواند همانند بسیاری از دیگر تقسیم بندی‌های اجتماعی و صنعتی از دیدگاههای مختلف صورت پذیرد. کمپرسورها را می‌توان از نظر رفتاری، از دیدگاه فشار، دبی، روغن کاری شدن (Lubricated) یا خشک بودن (Dry or Oil Free) و... تقسیم بندی کرد.

۴-۳: دسته بندی کمپرسورها بر حسب فشار مکش، دهش و ظرفیت آنها

۴-۳-۱: پمپ خلاء Vacuum Pumps

بر خلاف اسم آن، در واقع پمپهای خلاء نوعی کمپرسور بوده که فشار قسمت مکش آن از فشار جو کمتر و فشار دهش آن اندکی از فشار جو بیشتر می باشد. پمپهای خلاء در طرحهای مختلفی ساخته شده که دارای قابلیت های زیر می باشند.

گریز از مرکز	حداکثر خلاء قابل دسترس	۶ mmHg
تناوبی	حداکثر خلاء قابل دسترس	۰,۳ mmHg
اژکتورهای بخاری	حداکثر خلاء قابل دسترس	۰,۰۵ mmHg
دورانی	حداکثر خلاء قابل دسترس	۰,۰۰۰۰۵ mmHg

در بین طرحهای فوق پمپهای خلاء از نوع دورانی از مصونیت بیشتری برخوردار می باشد.

۴-۳-۲: هواکشی ها Fans

این نوع کمپرسورها عموماً برای دبی زیاد و فشار کم (تا ۰,۱ بار) ساخته شده و عموماً از خانواده گریز از مرکز می باشند.

۴-۳-۳: دمنده ها Blowers

دمنده ها نوع خاصی از کمپرسورها بوده که فشار نسبتاً کم و دبی نسبتاً زیاد دارند. حداکثر فشار قابل دسترس توسط آنها (۲-۱,۵ بار) می باشد. دمنده های با فشار کم و دبی زیاد از نوع گریز از مرکز ساخته می شوند. حال آنکه برای فشارهای بالا (نزدیک به ۲ بار) و دبی کمتر نوع دورانی (Rotary) متداول تر می باشد ساخت دمنده های از نوع تناوبی (رفت و برگشتی) عملاً منتفی است.

۴-۳-۴: کمپرسورها Compressors

کمپرسورها که موضوع اصلی این مجموعه می باشند عموماً برای فشارهای بالا (بیشتر از ۲ بار) مورد استفاده قرار می گیرند. امروزه کمپرسورهای ساخته شده اند که قادر به تراکم گازها تا فشار ۶۰۰۰ bar می باشند.

۵-۳: دسته بندی کمپرسورها از نظر رفتاری

بر حسب چگونگی فرآیند تراکم، کمپرسورها به دو دسته تقسیم می شوند:

الف: کمپرسورهای جابجائی مثبت Positive Displacement

ب: کمپرسورهای گریز از مرکز Centrifugal

در کمپرسورهای جابجائی مثبت همواره مقدار معینی از گاز بین دو قطعه به تله انداخته شده و با کاهش حجم محفظه، فشار گاز افزایش می یابد. این کمپرسورها خود به دو دسته تناوبی

(Reciprocating) و دورانی (Rotary) تقسیم می‌شوند. البته هریک از دسته‌های فوق تنوع زیادی در شکل و ساختار مکانیکی داشته ولی از لحاظ رفتاری دارای ویژگیهای نسبتاً یکسانی هستند. در کمپرسورهای جریان پیوسته (گریزازمرکز) ابتدا انرژی جنبشی گاز مورد تراکم افزایش داده شده و سپس بخش اعظمی از انرژی جنبشی آن در یک مجرای گشادشونده بنام حلزونی (Volute) به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌شود. در شکل (۱-۳) دسته بندی انواع کمپرسورها نشان داده شده است.

انتخاب کمپرسور مناسب به شرایط کار و نوع کار بستگی دارد که اهم آن به شرح زیر می باشد:

- ۱) فشار و دبی مورد نیاز
- ۲) حساسیت به حضور روغن
- ۳) خواص فیزیکی و شیمیائی گاز مورد تراکم
- ۴) بهای انرژی
- ۵) قابلیت اعتماد
- ۶) هزینه‌های تعمیر و نگهداری و قطعات یدکی
- ۷) قیمت اولیه
- ۸) حداکثر درجه حرارت قابل قبول

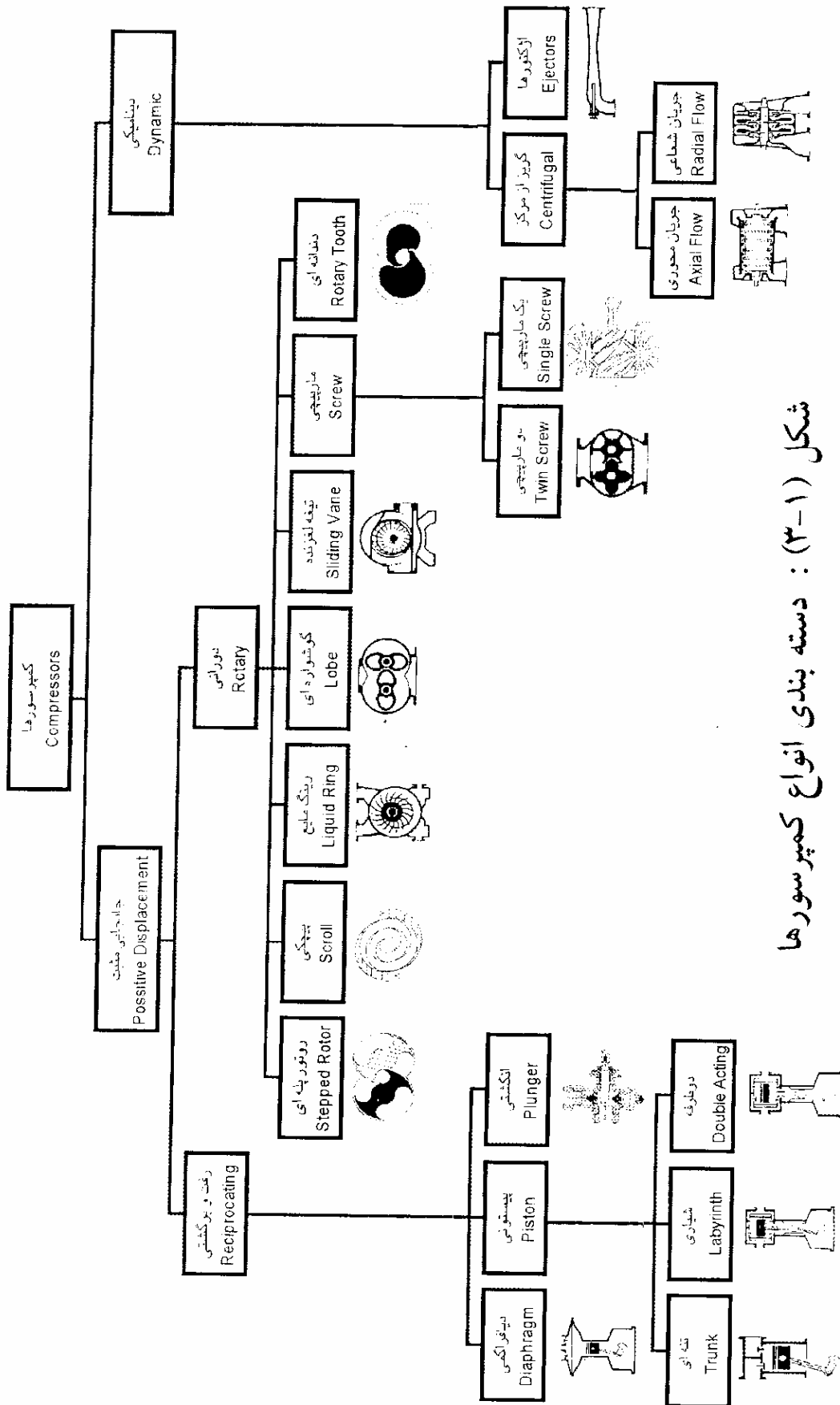
۶-۳: دسته بندی کمپرسورها از نظر روغن کاری شدن

منظور از روغن کاری شدن، تماس روغن با گاز در محفظه تراکم می‌باشد. بر این اساس کمپرسورها را می‌توان بدو دسته خشک یا فاقد روغن (Dry or Oil Free) و روغن کاری شونده (Lubricated) تقسیم کرد.

در کمپرسورهای خشک، محفظه تراکم از قسمت انتقال قدرت کاملاً جدا بوده و لذا عملاً گاز مورد تراکم هیچگونه تماسی با ماده روان کننده ندارد. در کمپرسور از نوع پیستونی روان کاری شونده، اختلاط روغن با گاز مورد تراکم بطور ناخواسته و از طریق نشت روغن از کارتل به بالای پیستونها و از کناره رینگها صورت می‌گیرد.

در کمپرسورهای از نوع دورانی روان کاری شونده اختلاط روغن با گاز مورد تراکم بطور عمدی صورت می‌گیرد. در این دسته از کمپرسورها روغن تحت فشار گاز خروجی از کمپرسور به محفظه تراکم فرستاده شده و ضمن اختلاط با گاز مورد تراکم عملیات روانکاری، خنک کاری و کاهش نشتی گاز از لقی موجود در بین قطعات را بعهده دارد. روغن مخلوط شده با گاز مورد تراکم در تله جدا کننده روغن (Oil Separator) از آن جدا شده و بعد از خنک کاری به محفظه تراکم برگشت داده می‌شود.

امروزه با وجود مشکلات و مسائل متعددی که در زمینه بهره برداری از کمپرسورهای خشک وجود دارد، در بسیاری از موارد شرایط بهره برداری و مشخصه‌های فیزیکی و شیمیائی گاز مورد تراکم ایجاب می‌کند که عمل تراکم گاز در محفظه تراکم در غیاب روغن صورت پذیرد.



شکل (۱-۳) : دسته بندی انواع کمپرسورها

تولید اکسیژن، صنایع غذایی و داروئی، تراکم بسیاری از گازهای مورد استفاده در صنایع پتروشیمی و... نمونه‌هایی از صنایعی بوده که نسبت به حضور روغن در گاز مورد تراکم حساس می‌باشند. هرچند که کمپرسورهای گریز از مرکز ذاتاً فاقد روغن (Oil Free) می‌باشند ولی در کمپرسورهای رفت و برگشتی و دورانی با اعمال تدابیر لازم می‌توان مانع از حضور روغن در محفظه تراکم شد. کمپرسورهای خشک هر چند که از نظر حداکثر دمای قابل تحمل در محفظه تراکم در مقایسه با کمپرسورهای روانکاری شونده دارای مزیت می‌باشند (دمای مجاز در آن حدود ۳۰ تا ۷۰ درجه سانتیگراد از دمای مجاز در کمپرسورهای روانکاری شونده بیشتر بوده و به همین خاطر نسبت تراکم بالاتری را در هر مرحله از این کمپرسورها می‌توان پیش بینی کرد) ولی بلحاظ قیمت بالاتر، هزینه‌های تعمیر و نگهداری بیشتر، پائین بودن راندمان، قابلیت اعتماد کمتر و... امروزه جزء در موارد اجباری حتی الامکان سعی می‌شود از کمپرسورهای خشک استفاده نشود. ویژگیهای نامطلوب کمپرسورهای خشک باعث شده تا امروزه نگرش جدیدی در این زمینه مطرح شود و آن عبارتست از تزریق روغن به مقدار بسیار کم (در حد چند ppm) با سازگاری لازم با گاز مورد تراکم. حضور روغن، حتی به مقدار ناچیز موجب بهبود نسبی در عملکرد کمپرسورهای خشک می‌گردد.

در کمپرسورهائی که بصورت خشک طراحی می‌شوند لازم است تا قطعاتی که در معرض سایش قرار دارند از کیفیت مطلوب تری در مقابل اصطکاک و عوارض ناشی از آن برخوردار باشند. موادی نظیر تفلن گرافیتی، گرافیت و... بعنوان مواد اولیه با ضریب اصطکاک پائین، خاصیت خود روانکاری و... جزء ترکیبات مطلوب در ساخت رینگهای هادی و تراکم در کمپرسورهای پیستونی و بعنوان ماده پوشش دهنده در ساخت روتور کمپرسورهای حلزونی شدیداً مورد توجه می‌باشند

بخش چهارم: کمپرسورهای تناوبی

۱-۴: مقدمه

کمپرسورهای تناوبی (Reciprocating) نیز نامیده می‌شوند، یکی از قدیمی‌ترین انواع کمپرسورها می‌باشند. اولین نمونه‌های این کمپرسورها با سیلندر چوبی (مثلاً از جنس نی بامبو Bamboo) ساخته شده و پیستون آن بوسیله نیروی انسانی (دستی) عقب و جلو برده می‌شد. آب بندی پیستون توسط پر پرندگان صورت می‌گرفت تا از این طریق در مرحله مکش هوا وارد کمپرسور شده و در مرحله تراکم از آن خارج شود. از این کمپرسور غالباً برای ذوب فلزات استفاده می‌گردید. بر اساس شواهد تاریخی یونانیان در ۱۵۰ سال قبل از میلاد مسیح توانستند کمپرسورهای فلزی بسازند که در آن از آلیاژهای برنزی استفاده شده بود. بهر حال در ساختار این کمپرسورها تا قرن هیجدهم میلادی پیشرفت چندانی صورت نگرفت تا اینکه یک مهندس انگلیسی بنام J. Wilkinson کمپرسوری را طراحی کرد که شبیه کمپرسورهای امروزی بوده و سیلندر آن از چدن ریخته گری ساخته و ماشین کاری شده بود.

کمپرسورهای تناوبی عموماً برای دبی کم و فشار زیاد مورد استفاده قرار می‌گیرند. دبی گاز در این نوع کمپرسورها از مقادیر کم تا $2000 \text{ m}^3/\text{hr}$ می‌رسد و با آن می‌توان به فشارهای بسیار زیاد (تا ۶۰۰ بار) دست یافت. در نسبت‌های تراکم بالاتر از ۱٫۵ این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها از راندمان بالاتری برخوردار می‌باشند. کمپرسورهای تناوبی اساساً جزء ماشینهای با ظرفیت ثابت می‌باشند ولی در شرایط خاصی می‌توان ظرفیت آن را برحسب شرایط مورد نظر تغییر داد که شرح کامل روش‌های متداول برای این منظور در قسمت‌های بعد ارائه خواهد شد.

بزرگترین مزیت این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع مورد استفاده در صنایع (دورانی و گریز از مرکز) بالا بودن راندمان کلی آن و قابلیت دست یابی به فشارهای بالا می‌باشد. با پیشرفت صنعت، در طی قرون نوزدهم و بیستم تغییرات مهمی در ساختار و طراحی کمپرسورهای پیستونی حاصل شد و این امر در درجه اول مدیون انقلاب صنعتی و گسترش صنایع شیمائی و پتروشیمی می‌باشد.

از اواخر دهه ۱۹۵۰ تا ۱۹۷۰ میزان استفاده از این کمپرسورها رو به کاهش نهاد. علت امر در این بود که هرچند این کمپرسورها از لحاظ راندمان کلی بالاتر بوده و نهایتاً میزان انرژی مصرفی برای هر مترمکعب گاز مورد تراکم در این نوع کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها کمتر می‌باشد، ولی به ازاء آن قیمت اولیه، هزینه‌های تعمیر و نگهداری و ... این کمپرسورها نسبتاً بالا بوده و با توجه به ارزان بودن قیمت انرژی در آن دوران، فواید بالا بودن راندمان و وپائین بودن انرژی مصرفی در مقایسه با سایر هزینه‌ها (قیمت اولیه و هزینه تعمیر و نگهداری) چندان

مطلوب نبوده و استفاده از کمپرسورهای ارزان تر و ساده تر (نظیر کمپرسورهای از نوع گریزازمرکز یا دورانی) به سرعت رو به رشد نهاد.

بعد از افزایش ناگهانی قیمت نفت در اواسط دهه ۱۹۷۰ مسئله صرفه جوئی در انرژی در صنعت مطرح گردید و استفاده از کمپرسورها تناوبی مجدداً مورد توجه قرار گرفت. یکی از ویژگیهای منحصر به فرد این کمپرسورها استفاده از یک کمپرسور برای تراکم چند گاز مختلف می باشد که در سایر انواع کمپرسورها امکان پذیر نمی باشد. در یک کمپرسور با چند پیستون از هر سیلندر می توان برای تراکم یک گاز استفاده کرد. بعنوان مثال از یک سیلندر می توان برای تراکم گاز پروپان و راه اندازی سیستم تبرید استفاده نموده و بقیه سیلندرها به تراکم گاز اصلی سیستم اختصاص داده شود.

کمپرسورها بلا استثناء جزء ماشین آلاتی هستند که در اغلب واحدهای صنعتی مورد استفاده قرار می گیرند. کمپرسور هوا بهترین ماشین برای صرفه جوئی در نیروی انسانی و کار بدنی و افزایش راندمان تولید می باشد. بنابراین انتخاب کمپرسور برای شرایط مورد نیاز به تجربه و تحلیل دقیق نیاز دارد.

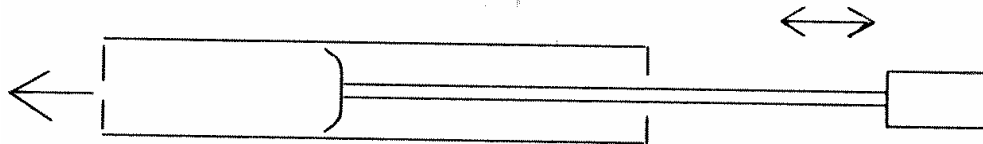
در خیلی از واحدهای صنعتی بخش اعظمی از انرژی مورد نیاز صرف راه اندازی کمپرسورها شده و لذا انتخاب کمپرسور باراندمان بالا نقش مهمی در هزینه های جاری آن واحد دارد. علاوه بر آن انتخاب کمپرسور مناسب می تواند موجب صرفه جوئی در تأسیسات بالاخص زمین، آب خنک کننده، هزینه تعمیر و نگهداری و... گردد.

یکی از مسائل مهمی که در طراحی کمپرسور باید مورد توجه قرار گیرد، نحوه خنک کردن سیلندرها می باشد. در کمپرسورهای بزرگ سیلندرها دارای ژاکت بیرونی جهت جریان آب بوده تا گاز مورد تراکم توسط آن خنک شود. در عوض کمپرسورهای کوچک غالباً با هواخنک می شوند.

۲-۴- اصول بهره برداری

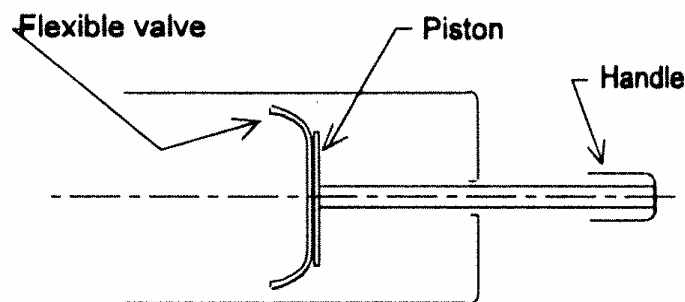
در کمپرسورهای پیستونی با حرکت پیستون بسمت عقب گاز بدرون سیلندر وارد گردیده و فضای درون سیلندر را پر می کند. در حرکت رو بجلو، با اعمال نیرو از سوی پیستون گاز حبس شده در سیلندر متراکم می گردد.

جهت سهولت در ورود و خروج گاز در سیلندر و ایجاد شرایط لازم برای تراکم آن در حرکت رو به جلوی پیستون، این کمپرسورها مجهز به سوپاپهای مکش و دهش می باشند. جهت شناخت مقدماتی عملکرد کمپرسورهای پیستونی می توان تلمبه های باد دستی را مورد بررسی قرار داد، چرا که این تلمبه ها ضمن سادگی در رفتار دارای تمامی مشخصه های یک کمپرسور پیستونی می باشند (شکل ۱-۴).



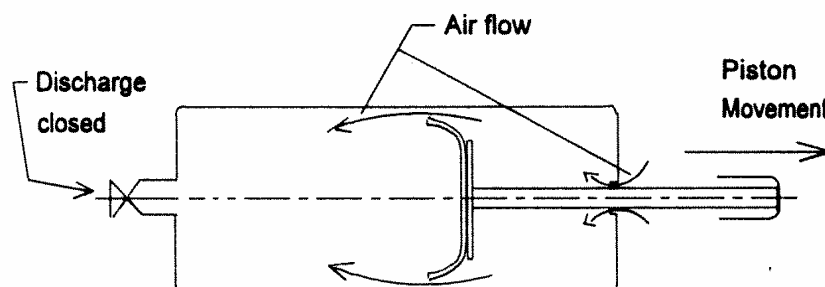
شکل (۴-۱): یک تلمبه باد دو چرخه، نمونه ساده ای از کمپرسورهای پیستونی

تلمبه‌ها شامل پیستون، سیلندر و سوپاپهای مکش و دهش بوده و نیروی محرکه لازم برای تراکم هوا توسط نیروی انسانی تامین می‌گردد. سوپاپ دهش این کمپرسورها همان والو (Valve) لاستیک دو چرخه بوده که مانع از نشت هوا از لاستیک (قسمت دهش) بدرون تلمبه در هنگام حرکت رو بعقب پیستون (مرحله مکش) می‌گردد. سوپاپ مکش این تلمبه‌ها بر روی پیستون آن نصب گردیده است. این قطعه بصورت فنجانی شکل (Cup-Shaped) بوده که از جنس چرم و یا مواد مشابه آن ساخته شده است (شکل ۴-۲).



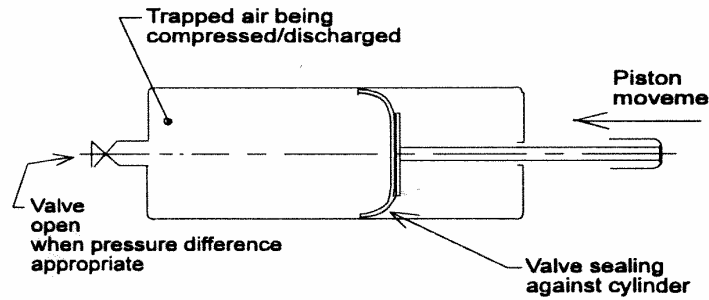
شکل (۴-۲): سوپاپ مکش در تلمبه باد دو چرخه

در حالت مکش، در اثر حرکت رو بعقب پیستون، هوای جلوی پیستون منبسط شده و درون سیلندر خلأ ایجاد می‌شود. با توجه به اینکه هوای سمت بیرون پیستون تحت فشار اتمسفر قرار دارد، همین امر باعث جدا شدن قطعه چرمی از کناره سیلندر گردیده و هوا می‌تواند از این طریق وارد سیلندر شده و آن را پر نماید (شکل ۴-۳).



شکل (۴-۳): مرحله مکش در تلمبه‌های دستی

در حرکت رو بجلوی پیستون، با کاهش حجم گاز، فشار گاز درون سیلندر افزایش یافته و نیروی حاصل از آن بر روی قطعه چرمی اثر نموده و باعث چسبیدن آن به کناره پیستون گردیده و موجب آب بند کردن پیستون شده و مانع از نشت گاز از کناره پیستون خارج می‌شود (شکل ۴-۴).



شکل (۴-۴): مرحله تراکم (دهش) در تلمبه دستی

با تراکم گاز در سیلندر و افزایش فشار هوای حبس شده در آن، لحظه ای فرا می‌رسد که فشار درون سیلندر، از فشار درون تیوب لاستیک بیشتر شده و باعث باز شدن سوپاپ لاستیک گردیده و هوای متراکم شده از درون سیلندر به داخل لاستیک فرستاده می‌شود. بدیهی است هر چه فشار درون لاستیک بیشتر باشد، سوپاپ آن دیرتر باز شده و انرژی بیشتری برای تراکم گاز و ارسال آن بداخل لاستیک مورد نیاز می‌باشد. بعبارت دیگر اگر مقاومتی در جلوی تلمبه نباشد و مستقیماً به اتمسفر متصل باشد، برای تخلیه گاز از درون تلمبه به انرژی ناچیزی نیاز خواهد بود. برای این اساس می‌توان نتیجه گرفت که:

در کمپرسورهای پیستونی انرژی لازم برای تراکم گاز به فشار دهش بستگی دارد. از سوی دیگر فشار دهش قابل دسترس در این کمپرسورها به مقاومت موجود در مقابل جریان گاز بستگی داشته که توسط عوامل مکانیکی و حرارتی دارای محدودیت‌هایی می‌باشد ولی به سرعت حرکت پیستون و خواص گاز مورد تراکم مرتبط نمی‌باشد.

هنگامی که پیستون به انتهای کورس تراکم خود می‌رسد، اگر دسته پیستون آزاد شود، بطور خود کار به سمت عقب بر می‌گردد. چرا که همواره در پایان حرکت رو به جلوی پیستون، بین پیستون و انتهای سیلندر مقداری فاصله هوایی وجود دارد که اصطلاحاً فضای مرده (Clearance Volume) نامیده می‌شود. این فضا حاوی گاز متراکم شده بوده که به بیرون فرستاده نشده است. با آزاد کردن دسته پیستون انرژی پتانسیل ذخیره شده در گاز باقیمانده در فضای مرده بر روی پیستون نیرو وارد کرده و آن را به سمت عقب می‌راند. بدیهی است با عقب رفتن پیستون، گاز حبس شده در فضای مرده منبسط شده و تا زمانی که فشار درون سیلندر به فشار اتمسفر نرسد، پیستون دارای حرکت رو به عقب خواهد بود. بررسی موارد ذکر شده در بالا دارای نتایج جالبی می‌باشد که نیاز به بررسی و تجزیه و تحلیل بیشتری دارد.

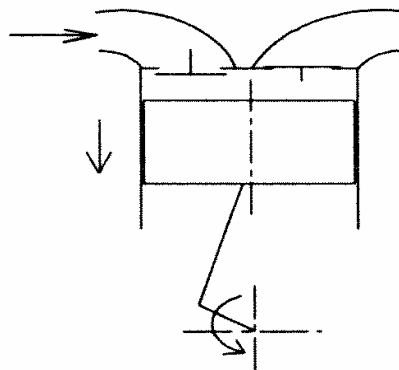
اولاً انبساط گاز موجب انجام کار مفیدی می‌گردد که نمونه ای از آن حرکت رو به عقب پیستون می‌باشد، بعبارت دیگر بخشی از انرژی صرف شده در مرحله تراکم، در این فرآیند بازیابی می‌شود، یعنی وجود فضای مرده در کمپرسور باعث هدر رفتن تمامی انرژی مکانیکی نمی‌گردد.

ثانیاً در مرحله انبساط گاز حبس شده در فضای مرده و کاهش فشار آن تا فشار مکش کمپرسور هیچگونه گازی از بیرون وارد سیلندر نمی شود و فقط هنگامی که تعادل فشار در دو سمت پیستون برقرار گردید، حرکت رو بعقب پیستون موجب ایجاد خلاء در سیلندر گردیده و از این به بعد گاز مکش می تواند از طریق سوپاپ مکش وارد سیلندر شود.

ثالثاً راندمان حجمی کمپرسوری که دارای فضای مرده می باشد (که البته وجود آن الزامی است) به در صد فضای مرده مرتبط است. نمونه ای از کمپرسور پیستونی که عملاً براساس فرآیندهای فوق کار می کند بصورت ساده در شکل (۵-۴) نشان داده شده است.

حرکت رفت و برگشتی پیستون از طریق میل لنگ (Crank Shaft) و شاتون (Connecting Rod) تامین می شود. سوپاپهای مکش و دهش نصب شده در بالای سیلندر در جهت عکس یکدیگر عمل می کنند.

هنگامی که فشار در داخل سیلندر از فشار مکش کمتر شود سوپاپ مکش باز شده و برعکس اگر فشار درون سیلندر با فشار مکش مساوی و یا بیشتر باشد، سوپاپ مکش بسته می شود. سوپاپها اساساً یک شیر یک طرفه بوده که در شرایط عادی (فشار دو سمت آن یکسان باشد) بسته است. بسته بودن سوپاپها بوسیله نیروی فنر (یا فنرهای) که در آن بکار برده شده است صورت می گیرد. بنابراین برای باز شدن سوپاپ مکش، لازم است که فشار درون سیلندر، آنقدر کاهش یابد که اختلاف فشار بین لوله خط مکش و داخل سیلندر بحدی برسد که بتواند بر نیروی وارده از سوی فنر نیز غلبه نماید.



شکل (۵-۴): طرحی ساده از یک کمپرسور پیستونی

علاوه بر آن، جریان گاز از درون سوپاپها نیز بلحاظ مقاومتی که در مسیر جریان گاز وجود دارد باعث افت فشار می گردد. وجود دو پدیده فوق بسهم خود نیاز به صرف انرژی داشته که بر خلاف انرژی لازم برای تراکم گاز حبس شده در فضای مرده قابل بازیابی نبوده و باید آن را بعنوان انرژی از دست رفته شده تلقی کرد.

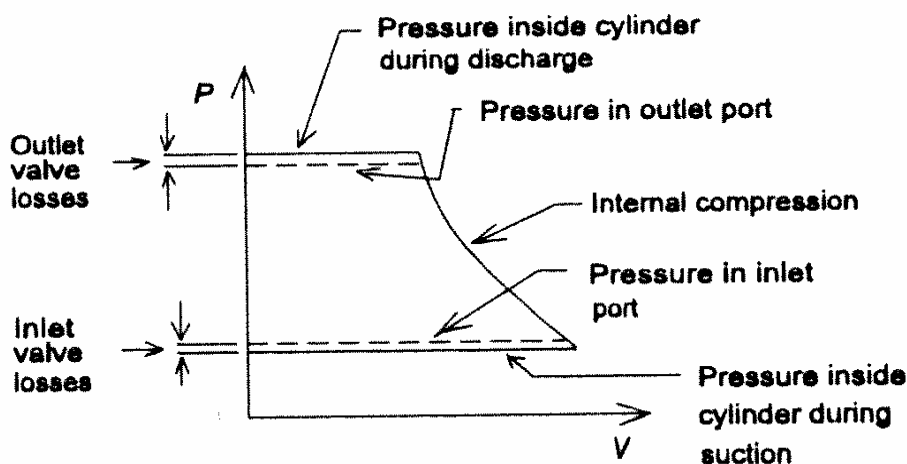
سوپاپ دهش نیز هنگامی باز می شود که فشار درون سیلندر از فشار خط دهش بیشتر شود. در این مرحله نیز نیروی لازم برای غلبه بر نیروی فنر (فنرها) و از دست رفت انرژی ناشی از

اصطکاک موجود در مسیر عبور گاز از درون سوپاپها باید مورد توجه قرار گیرد. همانند سوپاپهای مکش، انرژی مصرف شده برای غلبه بر نیروی فنر و از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک حاصل از عبور جریان گاز از درون سوپاپها، بعنوان از دست رفت انرژی محسوب می‌شود که جزء معایب کمپرسورها پیستونی محسوب می‌شوند.

۳-۴: تراکم در کمپرسورها

همانطوری که قبلاً گفته شد، تخلیه گاز از درون سیلندر هنگامی صورت می‌گیرد که فشار درون سیلندر به حدی افزایش یابد که اولاً از فشار خط دهش بیشتر شده، تا حدی که بتواند بر نیروی فنر و اصطکاک ناشی از عبور گاز از درون سوپاپ دهش غلبه کند. برای این منظور لازم است که فرآیند فشار سازی (افزایش فشار) در داخل سیلندر صورت پذیرد. بدیهی است که اگر قسمت دهش به اتمسفر متصل باشد، عمل تراکم باید در حدی صورت پذیرد که بتواند بر نیروی فنر و اصطکاک جریان گاز از درون سوپاپ غلبه کند و یا بعبارت دیگر سوپاپ دهش با کمترین میزان تراکم باز می‌شود.

اگر کمپرسور فاقد فضای مرده باشد (فرض فوق عملاً منتفی است) سیکل تراکم در کمپرسور دارای دیاگرام $P-V$ (فشار-حجم) مشابه شکل (۶-۴) می‌باشد. در این دیاگرام عوارض مربوط به از دست رفت انرژی در سوپاپهای مکش و دهش بدون رعایت مقادیر واقعی آن (Scale) نشان داده شده است.



شکل (۶-۴): دیاگرام $P-V$ در کمپرسورهای پیستونی فاقد فضای مرده

همانطوری که از دیاگرام فوق پیداست، تحول تراکم در کمپرسور در حدی است که بتواند بر مقاومت ناشی از فشار در لوله دهش و از دست رفت‌های انرژی ناشی از اصطکاک در سوپاپها و نیروی فنر غلبه کند.

بررسی پدیده‌های فوق نشان می‌دهد، که از دست رفت انرژی در سوپاپ مکش موجب کاهش فشار گاز ورودی به داخل سیلندر گردیده و همین امر باعث کاهش دبی جرمی جریان گاز

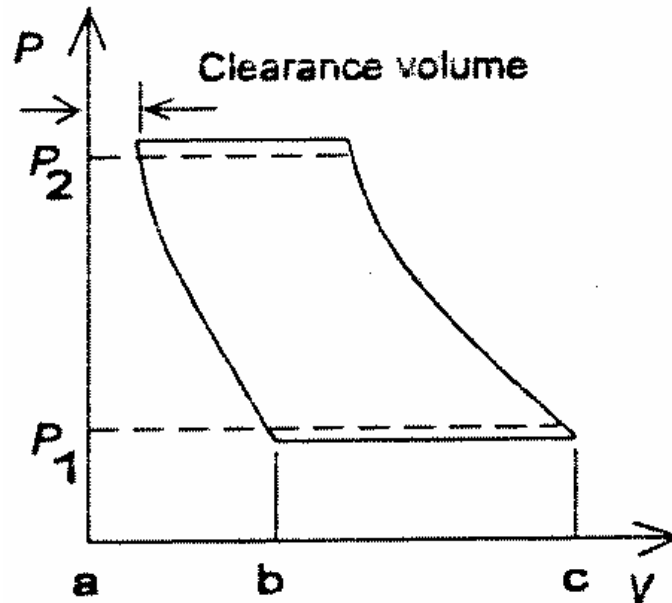
بدرون سیلندر می‌گردد. چرا که با توجه به ثابت بودن حجم گاز پر شده در سیلندر، با کاهش فشار، دانسیته گاز ورودی به سیلندر کاهش یافته که نهایتاً منجر به کاهش جرم گاز وارد شده بدرون سیلندر در هر سیکل تراکم می‌گردد. علاوه بر آن با توجه به افزایش نسبت تراکم (بلحاظ ثابت بودن فشار دهش و کاهش فشار مکش) توان مصرفی مخصوص (Specific Power) که توان مصرفی برای تراکم واحد جرم (و یا واحد حجم در شرایط استاندارد) می‌باشد، افزایش می‌یابد.

هر چند که شاید از دست رفت انرژی فوق درصد کمی از کل انرژی مصرفی در کمپرسور را بخود اختصاص دهد، ولی با این وجود در مقایسه با انواع دیگر کمپرسورها (نظیر کمپرسورهای دورانی و گریز از مرکز) که فاقد سوپاپ می‌باشند، از دست رفت انرژی در سوپاپها جزء معایب کمپرسورهای پیستونی می‌باشد. تأثیر از دست رفت انرژی در سوپاپها بویژه در کمپرسورهای که با فشار مکش پائین کار می‌کنند از اهمیت بیشتری برخوردار است، چرا که افت فشار درصد بیشتری از فشار مکش را کاهش می‌دهد، حال آنکه در کمپرسورهای با فشار مکش بالا، درصد آن کمتر می‌باشد.

۴-۴: فضای مرده

بنا به دلایل متعدد، وجود فضای مرده در کمپرسورهای پیستونی اجتناب ناپذیر می‌باشد. بلحاظ انبساط حرارتی قطعات کمپرسور (پیستون، شاتون، شافت پیستون و...) در اثر گرم شدن ناشی از تراکم گاز، جهت جلوگیری از برخورد مکانیکی پیستون با سرسیلندر در هنگام بهره برداری از کمپرسور باید بین پیستون در نقطه مرگ فوقانی (Top Dead Center یا باختصار TDC) با سرسیلندر یک فاصله هوایی وجود داشته باشد. بی توجهی به پدیده فوق در طراحی کمپرسور باعث می‌شود که بعد از راه اندازی کمپرسور و گرم شدن آن، در اثر انبساط طولی قطعات، پیستون با سرسیلندر برخورد مکانیکی نموده که می‌تواند منجر به خرابی قطعات، ایجاد سروصدا، لرزش و... گردد.

علاوه بر آن، بین قسمت بالائی رینگهای تراکم تا سرسیلندر نیز فضای خالی وجود داشته که بخشی از فضای مرده کمپرسور به آن مربوط می‌شود. برای قرار دادن سوپاپها در سیلندرها لازم است که قسمتی از سیلندر و یا سر سیلندر خالی شده که خود مقداری فضای خالی ایجاد می‌کند. راهگاههای عبور گاز در سوپاپهای در حد فاصل بین محل آب بندی سوپاپ (Valve Seat) تا لبه پائین بدنه سوپاپ نیز ماشین کاری شده که بر روی فضای مرده تأثیر می‌گذارد. مجموعه فضاهای خالی شده در بالا که در پایان سیکل تراکم حاوی گاز تراکم شده می‌باشد را فضای مرده کمپرسور می‌نامند. تأثیر فضای مرده بر روی دیاگرام P-V در شکل (۷-۴) نشان داده شده است.



شکل (۷-۴): دیاگرام P-V برای کمپرسورهای پیستونی با احتساب تأثیر فضای مرده بر روی آن

اگر حجم گاز وارد شده بدرون سیلندر کمپرسوری که فاقد فضای مرده است $c-a$ باشد، مقدار آن در حالتی که کمپرسور دارای فضای مرده می باشد به $c-b$ کاهش می یابد. اختلاف دو مقدار فوق که $b-a$ خواهد بود، حجمی از فضای جارو شده توسط پیستون می باشد که صرف انبساط گاز متراکم شده باقیمانده در فضای مرده می گردد که در این محدوده گازی از قسمت مکش سیلندر وارد نمی شود. در طراحی کمپرسور همواره سعی بر این است که در صد فضای مرده را حتی الامکان کاهش دهند، ولی تجربیات عملی در کمپرسورها نشان می دهد آن دسته از کمپرسورهائی که با درصد فضای مرده کم طراحی شده اند در هنگام بهره برداری سر و صدای بیشتری دارند. امروزه اکثر کمپرسورهای پیستونی با فضای مرده حدود ۶-۱۲ درصد (گاهی اوقات مقدار فوق به ۱۵ درصد نیز میرسد) طراحی و ساخته می شوند. منظور از ذکر درصد، نسبت حجم فضای مرده به حجم جارو شده توسط پیستون می باشد. اثر فضای مرده بر روی توان مصرفی و راندمان حجمی کمپرسورها بطور کامل در بخشهای بعدی مورد بررسی قرار می گیرد.

۵-۴: طرحهای اصلی کمپرسورهای پیستونی

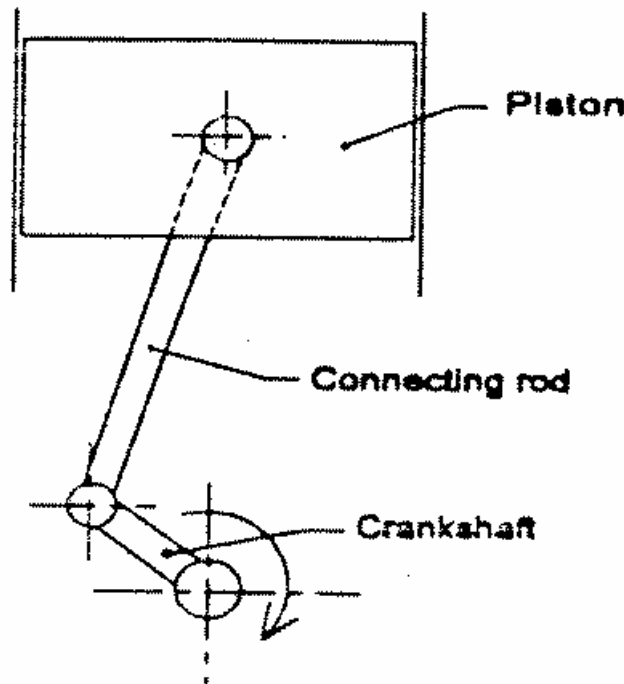
هرچند که تمامی کمپرسورهای پیستونی بر مبنای اصول ذکر شده در بالا کار می کنند، ولی با این وجود بعلاوه شرایط مختلف بهره برداری از آنها، امروزه در طرحهای متفاوتی ساخته می شوند. دسته بندی کمپرسورهای پیستونی از دیدگاههای متفاوت به صورتهای مختلف صورت می گیرد:

کمپرسورها را می توان بدو دسته تنه ای (مستقیم Trunk) و یا با شافت هادی (Cross head) تقسیم کرد. کمپرسورهای پیستونی می توانند بصورت یک طرفه (Singl Acting) و یا دو طرفه (Doble Acting) ساخته شوند. بر حسب حضور یا عدم حضور روغن در محفظه تراکم، این

کمپرسورها به دو دسته روغنکاری شونده (Lubricated) و یا فاقد روغن (Oil Free) تقسیم بندی می شوند. آرایش سیلندرها بصورت "L"، "V"، "W" شکل پیستون و یک یا چند مرحله ای بودن، روشهای دیگر تقسیم بندی طراحی این کمپرسورها می باشد.

۱-۵-۴: کمپرسورهای پیستونی از نوع تنه ای (مستقیم)

در کمپرسورهای از نوع تنه ای، پیستون مستقیماً توسط شاتون به میل لنگ متصل می شود (شکل ۸-۴).



شکل (۸-۴): کمپرسورهای با طرح تنه ای (مستقیم)

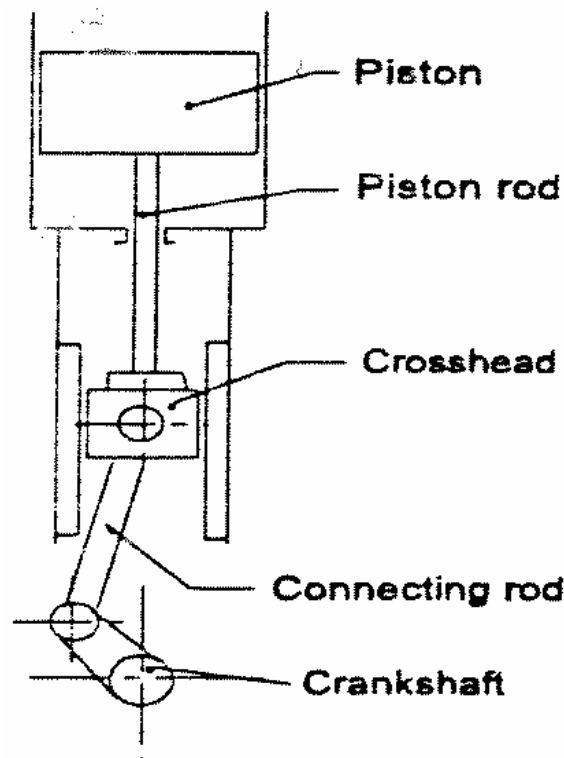
استفاده از این طرح موجب سادگی، کوچک شدن ابعاد و کاهش قطعات مصرفی متحرک در کمپرسور می گردد. در این طرح پیستون از قسمت زیرین به کارتل متصل بوده و لذا برای روانکاری سیلندر و سایر قطعات کمپرسور (میل لنگ، یاطاقانها، گژن پین، بوش گژن پین و...) می توان از یک نوع روغن در کمپرسور استفاده کرد. یکی از مسائل مهم در این طرح این است که رینگها نه تنها باعث آب بند کردن پیستون با سیلندر در مرحله تراکم می گردند، بلکه مقداری از نیروهای حاصل از انتقال قدرت از شاتون به پیستون را بر روی خود حذف می کند.

بکارگیری از این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن (Oil Free) عملاً غیر ممکن می باشد، چرا که همواره مقداری روغن از طریق شاتون و گژن پین و از کناره دیواره سیلندر به قسمت بالای پیستون رسیده و با گاز مورد تراکم مخلوط می شود. البته در بعضی از کمپرسورهای با شرایط بهره برداری آسان که در آن یاطاقانها از قبل روغن کاری شده اند و کارتل آن خشک می باشد می توان از این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن استفاده

نمود. بلحاظ محدودیت‌های زیادی که در این زمینه وجود دارد، استفاده از این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن عملاً منتفی می‌باشد. در بعضی از طرح‌ها این کمپرسورها، پیستون بشکل پله ای (Stepped) بوده و بصورت دو طرفه کار می‌کنند.

۲-۵-۴- کمپرسورهای پیستونی با شافت‌های

در این طرح، پیستون بطور مستقیم به میل لنگ متصل نمی‌باشد بلکه برای انتقال قدرت از شاتون به شافت پیستون از قطعه ای که اصطلاحاً آن را شافت‌های (Crosshead) می‌نامند استفاده می‌شود. این قطعه تقریباً تمامی نیروهای افقی حاصل از حرکت شاتون را حذف می‌نماید. نمونه ای از کمپرسورهای پیستونی مجهز به شافت‌های در شکل (۹-۴) نشان داده شده است.



شکل (۹-۴): کمپرسور پیستونی مجهز به شافت‌های

این طرح دارای ویژگی‌های خاص خود می‌باشد که مهمترین آنها بشرح زیر است:
الف: پیستون هیچگونه نیرویی در راستای افقی دریافت نکرده و در نتیجه آن را به رینگ‌ها و دیواره سیلندر منتقل نمی‌کند.
ب: از آنجائی که شافت پیستون بصورت ثابت به پیستون متصل می‌باشد، به روانکاری خاصی نیاز ندارد.

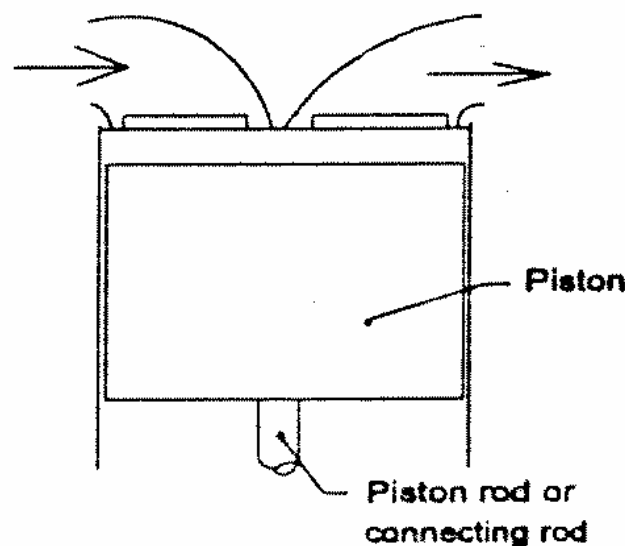
ج: حرکت عمودی شافت پیستون این امکان را مهیا می‌کند که بتوان با آب بند کردن آن، محفظه تراکم را از کارتل جدا نمود. لذا می‌توان برای روانکاری سیلندر (در صورت نیاز) از روغن‌های مخصوص که با روغن مورد استفاده در کارتل یکسان نیست، استفاده کرد. لازم به ذکر است که

در صورت استفاده از روغن برای روانکاری سیلندر، روغن قابل بازیابی نبوده و همراه گاز متراکم شده از کمپرسور خارج می‌شود.

د: در این طرح، برخلاف طراحی از نوع تنه ای (مستقیم)، پیستون را می‌توان از نوع دو طرفه ساخت. امروزه بسیاری از کمپرسورهای پیستونی مجهز به شافت‌های بوده و می‌توان آنرا بصورت افقی، “L”، “V”، “W” و یا از نوع آرایش متقابل پیستون (Opposed Piston) ساخت. استفاده از این طرح برای تراکم گاز در فشارهای بالا امکان پذیر می‌باشد. قرار گرفتن پیستونها در دو سمت میل لنگ موجب متعادل شدن و کاهش بار وارده بر میل لنگ و نهایتاً کاهش لرزش در کمپرسور می‌شود.

۳-۵-۴: کمپرسورهای با پیستون یک طرفه

واژه یک طرفه (Single Acting) به این معنی است که در فرآیند تراکم، تنها از یک طرف پیستون برای تراکم گاز استفاده می‌شود. (شکل ۱۰-۴).



شکل (۱۰-۴): کمپرسورهای پیستونی از نوع یک طرفه

ظرفیت تئوریک کمپرسورهای پیستونی (حجم جارو شده توسط پیستونها) برابر است با:

$$Q_t = \pi \frac{D^2}{4} \times S \times N \times n \quad (۱-۴)$$

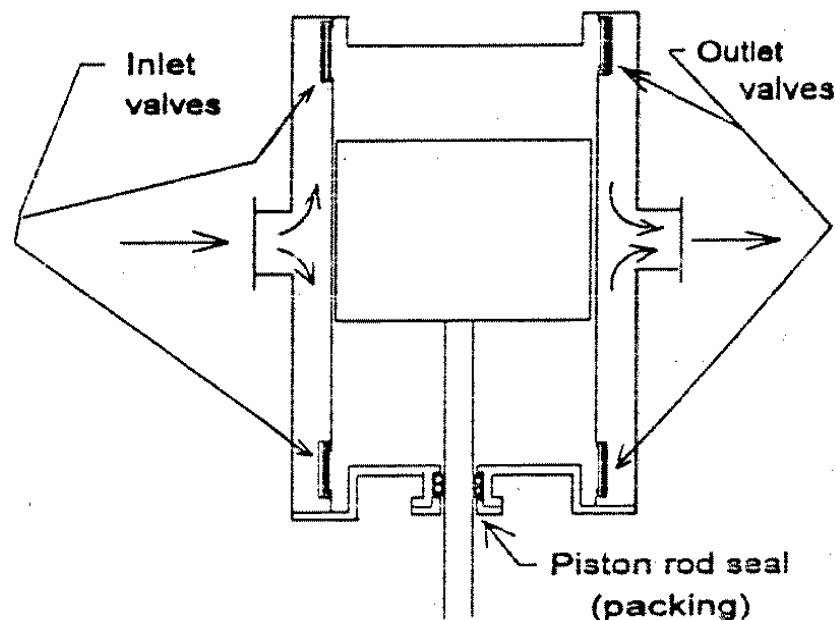
که در آن:

Q_t = ظرفیت تئوریک کمپرسور	متر مکعب در دقیقه
D = قطر داخلی سیلندر	متر
S = کورس پیستون	متر
N = سرعت دورانی کمپرسور	دور در دقیقه
n = تعداد سیلندرها در مرحله اول	

پیستونهای یک طرفه را می‌توان بصورت تنه ای (مستقیم) و یا مجهز به شافت‌های ساخت.

۴-۵-۴- کمپرسورهای با پیستون دو طرفه

برخلاف کمپرسورهای یک طرفه، در این طرح از هر دو سمت پیستون برای تراکم گاز استفاده می‌شود. برای این منظور لازم است قسمتی که شافت پیستون از سیلندر خارج می‌شود آب بندی گردد. استفاده از شافتهای در این طرح اجباری است تا شافت پیستون فقط دارای حرکت عمودی بوده و آب بند کردن آن در محل خروج از سیلندر امکان پذیر باشد. نمونه ای از کمپرسورهای پیستونی دو طرفه در شکل (۴-۱۱) نشان داده شده است. سوپاپها را می‌توان در قسمت‌های جانبی، بالا و یا پائین سیلندر نصب نمود. باید دقت شود که راهگاههای جریان گاز مکش و دهش طوری طراحی شوند که گاز بتواند به قسمت‌های فوقانی و تحتانی پیستون رسیده (در مرحله مکش) و یا از آن خارج شود (در مرحله دهش).



شکل (۴-۱۱): کمپرسور پیستونی دو طرفه

بدیهی است که با دو طرفه کردن پیستون، حجم جارو شده توسط پیستون افزایش می‌یابد، چرا که وقتی یک سمت پیستون در حال مکش می‌باشد، سمت دیگر در وضعیت تراکم قرار می‌گیرد و به همین خاطر در هر کورس پیستون، حجم جارو شده تقریباً دو برابر می‌شود. البته بدیهی است بخاطر حضور شافت پیستون در قسمت زیرین آن میزان گاز حبس شده در قسمت زیرین در مقایسه با قسمت فوقانی اندکی کمتر می‌باشد.

حجم جارو شده توسط قسمت بالای پیستون + حجم جارو شده توسط زیرین پیستون $V_s =$

$$V_s = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \times S + \frac{\pi}{4} D^2 \times S = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2) \times S \quad (4-2)$$

حجم جارو شده در هر کورس پیستون $V_s =$

قطر شافت پیستون $d =$

$$Q_t = V_s \times N \times n \quad (4-3)$$

۵-۴- کمپرسورهای پیستونی روغنکاری شونده

این کمپرسورها می‌توانند از نوع تنه ای (مستقیم) و یا مجهز به شافت‌های باشند. در کمپرسورهای تنه‌ای یک طرفه، روانکاری سیلندر بطور مستقیم صورت می‌گیرد. روغن بکاربرده شده برای روانکاری سیلندر توسط رینگهای روغنی (Scraper Ring) از روی سیلندر جدا شده و به کارتل برگشت داده می‌شود. روغن را می‌توان از طریق کانالی که در شاتون، بوش گژن پین و پیستون تعبیه شده است به سیلندر رسانید. روغنکاری سیلندر ممکن است توسط بخار روغن ناشی از گرم شدن روغن در کارتل صورت گیرد. روش دیگر روغنکاری می‌تواند بصورت پاششی (Splash) باشد. در اثر حرکت میل لنگ در داخل روغن درون کارتل، روغن به اطراف و منجمله سیلندر رسانیده می‌شود. بدیهی است که در این روش فقط از یک نوع روغن برای روانکاری تمامی قسمتهای مورد نظر در کمپرسور استفاده می‌شود.

در کمپرسورهائی که دارای شافت‌های می‌باشند می‌توان از تمامی ویژگیهای فوق استفاده نموده و در کنار آن امکان روغنکاری سیلندر با روغنی متفاوت با روغن بکار برده شده در کارتل نیز وجود دارد. روغنکاری سیلندر می‌تواند بروش اجباری (Forced) و یا تزریقی (Injection) صورت پذیرد. روغن بکار برده شده برای روان کاری سیلندر همراه با گاز متراکم شده از کمپرسور خارج شده و غیر قابل بازیابی می‌باشد. البته در مواردی که حساسیت گاز به روغن بکاربرده شده مهم بوده و یا مقدار آن نبایستی از حدی تجاوز نماید می‌توان از سیستم جداسازی روغن از گاز (Oil Separator) برای بازیابی بخش اعظمی از روغن مخلوط با گاز متراکم شده استفاده کرد. با این روش می‌توان غلظت روغن در گاز خروجی را تا حد ۳-۵ ppm کاهش داد. حسن مهم این نوع روغنکاری در این است که می‌توان برای روغنکاری قطعات متحرک درون کارتل از یک نوع روغن مناسب آن استفاده نمود و در کنار آن بر حسب شرایط مورد نیاز در سیلندر نظیر سازگاری با گاز مورد تراکم، پایداری در مقابل درجه حرارت، پایداری در مقابل فرسایش و... می‌توان روغن مناسب برای روانکاری سیلندر انتخاب نمود.

امروزه بکمک روغن‌های مصنوعی (Synthetic Oils) با خواص روغن کاری عالی و قابلیت ریز کردن آن جهت روغنکاری بروش ذره ای (Micro Lube) این امکان را ایجاد کرده است که بتوان میزان روغن باقیمانده در گاز متراکم شده را به حداقل ممکن کاهش داد. این ویژگیها باعث کاهش آلودگی گاز، کاهش احتمال آتش گرفتن روغن و کاهش هزینه‌های بهره برداری از کمپرسور می‌گردد.

۶-۵-۴- کمپرسورهای پیستونی فاقد روغن

در این قسمت نخست لازم است که اصطلاح فاقد روغن (Dry or oil Free) در کمپرسورها مورد بحث قرار گیرد. منظور از کمپرسورهای خشک و یا فاقد روغن، عدم بکارگیری از هر نوع

روغن در کمپرسور نمی باشد. چرا که بهر حال قسمت‌های متعددی از کمپرسور نظیر یاطاقانها، شاتون، بوشها، دنده‌ها و... تحت هر شرایطی باید روغن کاری شده و لذا منظور از کمپرسورهای فاقد روغن (یا خشک) عدم بکارگیری روغن بطور مطلق در کمپرسور نمی باشد بلکه هدف عدم حضور روغن در محفظه تراکم بوده تا گاز مورد تراکم با روغن مخلوط نشود. چرا که در بسیاری از موارد حضور روغن در گاز مورد تراکم چندان مطلوب نبوده و در موارد خاصی می‌تواند بسیار خطرناک باشد (نظیر واحدهای تولید اکسیژن که حضور روغن بمیزان کم می‌تواند موجب بروز انفجار در واحد گردد). امروزه کمپرسورهای پیستونی فاقد روغن را می‌توان به دو روش طراحی و تولید نمود.

الف: استفاده از رینگهای با خاصیت خود روانکاری و مقاومت سایشی خوب. برای این منظور ترکیباتی نظیر گرافیت، تفلن (تفلن نام تجاری ماده ای پلیمری بنام پولی تترافلوئور و کربن یا بطور خلاصه PTFE می‌باشد که نخستین بار در سال ۱۹۳۸ توسط شرکت Du Pont تولید گردیده و امروزه کار برد وسیعی در صنعت دارد) آغشته شده به گرافیت، کربن با الیاف شیشه (Fiber Glass) و... می‌باشد.

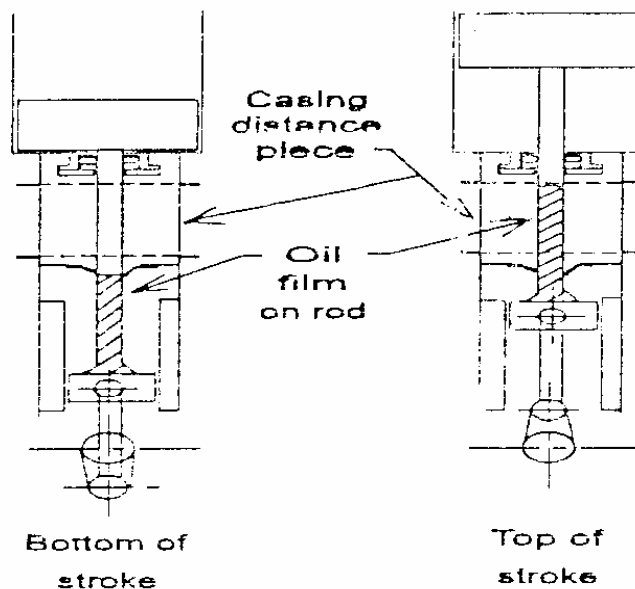
این رینگها در مقایسه با رینگهای فلزی که در کمپرسورهای روغنکاری شونده بکار برده می‌شوند دارای عمر مفید کمتری می‌باشند. در صورت ضرورت می‌توان کمپرسورهای را که مجهز به شافت‌های هستند و سیلندر آن روغنکاری می‌شود را به کمپرسورهای فاقد روغن تبدیل کرد. امروزه بلحاظ مشکلات عدیده ای که کمپرسورهای فاقد روغن دارند که عمده ترین آنها فرسایش زودرس رینگها، گرانی، پائین بودن راندمان، بالا بودن هزینه‌های تعمیر و نگهداری و... می‌باشد، اگر خلوص بالای گاز متراکم شده چندان ضروری نباشد، بسیاری از شرکت‌های سازنده کمپرسور و خریداران آن ترجیح می‌دهند که سطح سیلندر را با مقادیر جزئی روغن روانکاری نمایند. این امر بشدت بر روی عمر مفید رینگها تأثیر گذاشته و موجب کاهش فرسایش آن می‌گردد.

در اینجا بررسی به شافت پیستون نیز ضروری می‌باشد. شافت پیستون در قسمت‌های زیرین که با شافت‌های در تماس می‌باشد آغشته به روغن شده و برای جلوگیری از نشت روغن به محفظه تراکم از طرحهای مختلفی برای تمیز کردن سطح شافت از روغن استفاده می‌شود که (Oil Wiper) نامیده می‌شود. با وجود تمامی اقداماتی که برای بهبود رفتار این قطعه و تمیز کردن سطح شافت پیستون بکار برده شده است، بازهم ممکن است مقداری روغن به محفظه تراکم برسد.

در چنین وضعیتی، هر چند که کمپرسور فاقد روغن می‌باشد ولی از نظر شیمیائی نمی‌توان گاز مورد تراکم را مطلقاً فاقد روغن دانست. حال اگر لازم باشد که گاز مورد تراکم مطلقاً فاقد

روغن باشد (نظیر هوای مورد استفاده در صنایع غذایی، داروئی و یا هسته ای) این شرایط نمی تواند مورد قبول واقع گردد و باید روش مناسب تری برای جلوگیری از ورود روغن به محفظه تراکم مورد استفاده قرار گیرد.

از سوی دیگر اگر روغن مورد استفاده با گاز مورد تراکم واکنش شیمیائی انجام دهد، وجود لایه روغن بر روی شافت پیستون نه تنها باعث آلوده شدن گاز می گردد، بلکه محصول واکنش شیمیائی می تواند موجب فرسایش آب بند کننده شافت گردیده و در یک دوره زمانی طولانی باعث فاسد شدن روغن گردد. برای حل این مشکل، سازندگان کمپرسور با بکارگیری از یک قطعه رابط (Distance Piece) و افزایش طول شافت پیستون طوری عمل می کنند که قسمت آغشته شده به روغن شافت در قسمت انتهائی کورس پیستون (در حرکت رو به بالا) نتواند وارد محفظه تراکم گردیده تا از این طریق بتوان مانع از اختلاط روغن با گاز مورد تراکم شد. به این ترتیب کمپرسور را می توان از نظر شیمیائی نیز فاقد روغن دانست (شکل ۱۲-۴).

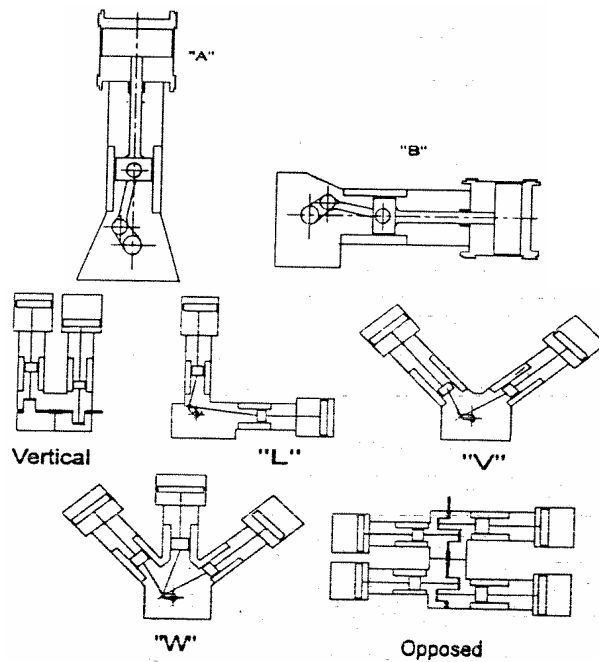


شکل (۱۲-۴): کمپرسورهای پیستونی دارای شافت هادی مجهز به قطعه رابط

امروزه تقریباً تمامی کمپرسورهای فاقد روغن را مجهز به شافت هادی و قطعه رابط می سازند.

۷-۵-۴- آرایش سیلندرها

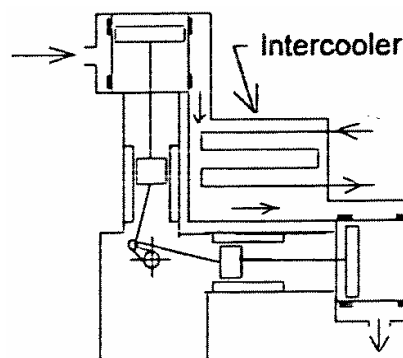
امروزه برای ساخت کمپرسورهای پیستونی از طرحهای مختلفی استفاده می شود. برای انتخاب آرایش و طراحی مناسب کمپرسور عوامل متعددی باید مورد توجه قرار گیرد. نوع گاز مورد متراکم، شرایط بهره برداری، تعداد مراحل مورد نیاز برای تراکم گاز تا فشار مورد نظر، هزینه های تولید، روش راه اندازی و شرایط نصب کمپرسور مهمترین عواملی هستند که در انتخاب آرایش مناسب سیلندرها تأثیر می گذارند. کمپرسورهای یک مرحله ای بایک سیلندر را می توان بصورت عمودی و یا افقی ساخت. نمونه هایی از انواع طرحهای کمپرسورهای پیستونی در شکل (۱۳-۴) نشان داده شده است.



شکل (۱۳-۴): انواع آرایش‌های متداول در ساخت کمپرسورهای پیستونی

برای اینکه کمپرسور بصورت چند مرحله ساخته شود، لازم است که سیلندرها دارای قطرهای مختلفی بوده و یا اینکه اگر قطر داخلی سیلندرها یکی باشند، تعداد سیلندرها در هر مرحله باید از تعداد سیلندرها در مرحله بعدی بیشتر باشد تا عمل تراکم گاز در فضای کوچکتری صورت پذیرد. با توجه به ضرورت خنک کردن گاز در بین دو مرحله، بعضی از طرحها براساس سهولت نصب خنک کن داخلی (Intercooler) انتخاب می‌شوند. بعنوان نمونه در شکل (۱۴-۴)، یک کمپرسور دو مرحله ای با طرح "L" که خنک کن بین مرحله ای در داخل آن جاسازی شده است نشان داده شده است.

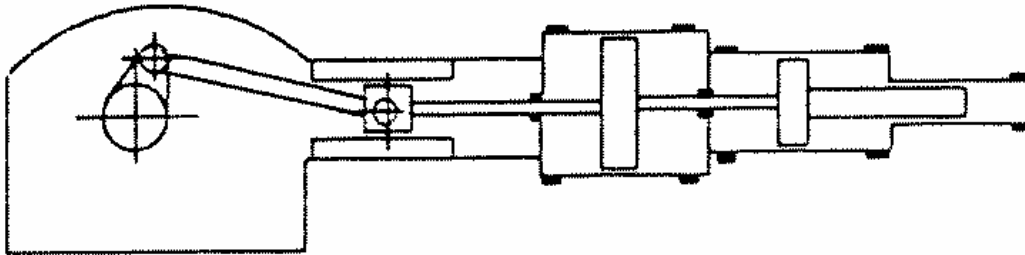
آرایش عمودی از این نظر می‌تواند مطلوب باشد که تمامی نیروی وزن پیستون و سایر قطعات متصل به آن به میل لنگ تحمیل شده حال آنکه در آرایش افقی، وزن پیستون برروی درگیری رینگها با سیلندر تأثیر گذاشته و باعث تشدید میزان سایش رینگها می‌شود. با این وجود آرایش افقی بلحاظ سهولت در امر تعمیرات در بسیاری از موارد بر آرایش عمودی و طرحهای مشابه به آن ترجیح داده می‌شود.



شکل (۱۴-۴): آرایش L یک کمپرسور پیستونی دو مرحله ای با خنک کن بین مرحله ای

گاهی اوقات از یک کمپرسور برای تراکم چند گاز مختلف استفاده می‌شود و یا اینکه تعدادی از سیلندرها بعنوان موتور احتراق داخلی مورد استفاده قرار گرفته و از این طریق انرژی لازم برای تراکم گاز تأمین می‌شود.

با پله ای کردن پیستون می‌توان با تعداد کمتری سیلندر، تعداد مراحل تراکم را در کمپرسور افزایش داد. در شکل (۱۹) نمونه ای از یک کمپرسور پیستونی با پیستون‌های پله ای نشان داده شده است.



شکل (۱۵-۴): کمپرسور پیستونی چند مرحله ای با پیستون‌های پله ای

بعلت بالا رفتن جرم قطعات متحرک، این طرح دارای محدودیت‌هایی می‌باشد. تعمیرات این کمپرسورها در مقایسه با طرح‌های دیگر مشکل تر بوده و فقط در شرایط خاصی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۴-۶: قطر سیلندر و کورس پیستون

همانطوری که قبلاً گفته شد، حجم جارو شده توسط پیستون در هر دور چرخش کمپرسور به قطر سیلندر و کورس آن بستگی دارد. فرض می‌شود که کمپرسوری یک طرفه، با n سیلندر در مرحله اول به قطر D_1 و کورس S_1 با سرعت دورانی N کار کند در این صورت ظرفیت تئوریک کمپرسور برابر است با:

$$Q_t = \frac{\pi D_1^2}{4} \times S_1 \times N \times n \quad (۴-۱)$$

حال فرض می‌شود که قطر پیستون مرحله اول به $D_2 = 2D_1$ افزایش و در عوض کورس آن به S_2 کاهش یافته و سرعت دورانی پیستون و حجم جارو شده توسط پیستون ثابت بماند در این صورت:

$$\pi \frac{D_2^2}{4} \times S_2 \times N \times n = \frac{\pi D_1^2}{4} \times S_1 \times N \times n$$

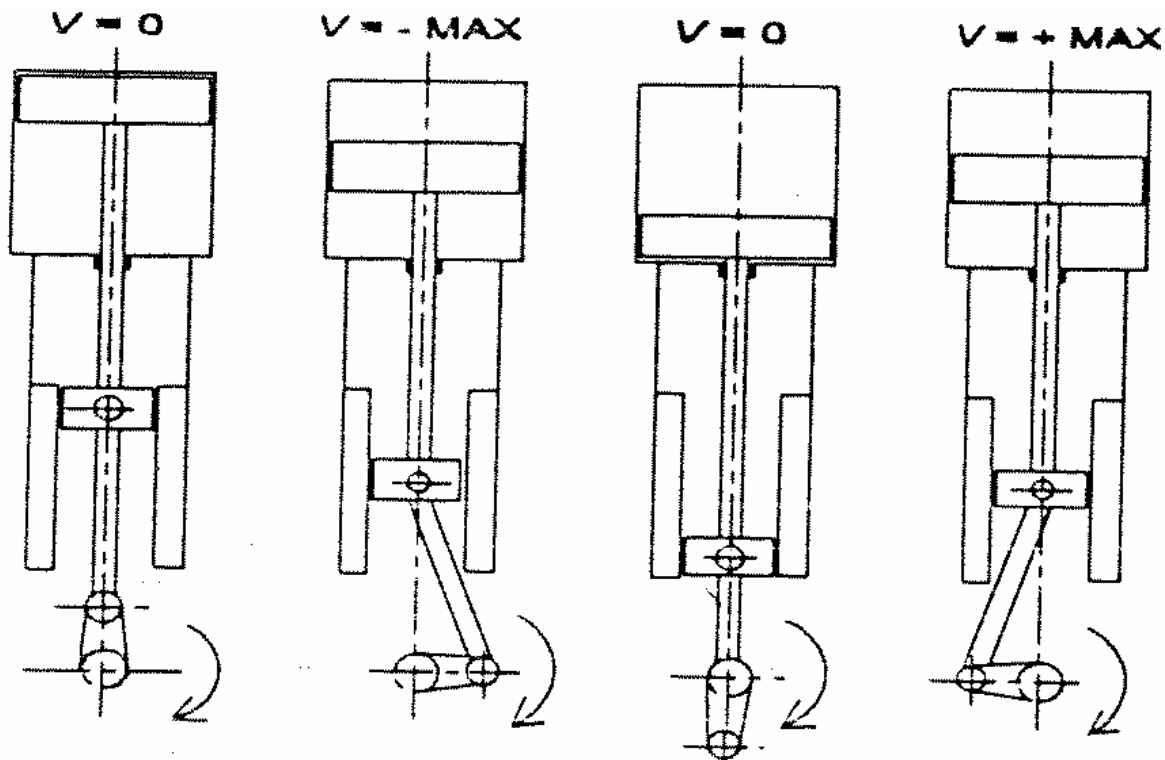
$$D_2 = 2D_1 \Rightarrow S_2 = S_1/4 \quad (۴-۲)$$

همانطوری که مشاهده می‌شود، چون ظرفیت کمپرسور با مربع قطر پیستون متناسب می‌باشد، لذا اگر قطر سیلندر دو برابر شود، جهت ثابت نگهداشتن ظرفیت کمپرسور باید کورس پیستون ۴ برابر کاهش یابد.

همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، با افزایش قطر سیلندر فضای نصب سوپاپها بیشتر شده و این امر اجازه می‌دهد که سوپاپهای بزرگتر و یا تعداد بیشتری را در سیلندر و یا سر سیلندر جاسازی کرد که نهایتاً منجر به کاهش از دست رفت انرژی در هنگام عبور گاز از درون سوپاپها می‌گردد. بحث فوق برای کمپرسورهای دو طرفه نیز صادق می‌باشد.

در ادامه این بحث لازم است که سرعت پیستون که یکی از عوامل محدود کننده در طراحی کمپرسورها می‌باشد مورد بررسی قرار گیرد. سرعت پیستون در یک دوره کامل تراکم مقدار ثابتی نبوده و دائماً در حال تغییر می‌باشد. سرعت پیستون در نقاط مرگ فوقانی (TDC) و تحتانی (BDC) صفر بوده و در عوض در میانه کورس، پیستون دارای حداکثر سرعت می‌باشد. حداکثر سرعت پیستون درست در لحظه ای است که میل لنگ در سطح موازی با زمین قرار می‌گیرد شکل (۱۶-۴). با توجه به توضیحات فوق می‌توان نتیجه گرفت که سرعت پیستون بصورت یک موج سینوسی در حال تغییر می‌باشد. حداکثر سرعت پیستون برابر است با:

$$v_{\max} = 2 \pi r N \quad (۵-۴)$$

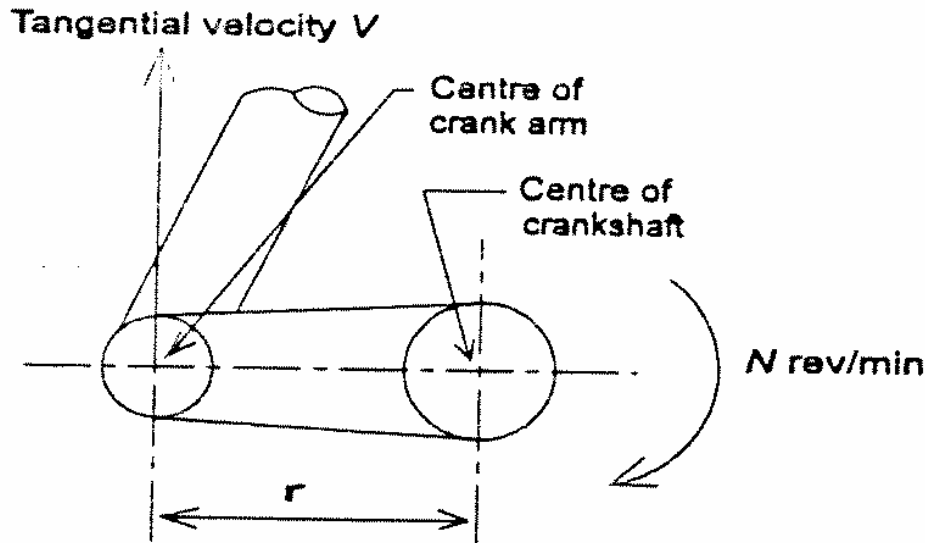


شکل (۱۶-۴): تغییرات سرعت پیستون در موقعیت‌های مختلف میل لنگ

علائم بکار برده شده در رابطه فوق در شکل (۱۷-۴) نشان داده شده است. از آنجائی که سرعت پیستون دائماً در حال تغییر می‌باشد، لذا در محاسبات لازم است که از مقدار متوسط سرعت پیستون استفاده شود.

$$V_M = 2 \times S \times \frac{N}{60} \quad (۶-۴)$$

که در آن V_M سرعت متوسط پیستون بر حسب متر بر ثانیه می‌باشد.



شکل (۱۷-۴): عوامل مؤثر در سرعت پیستون

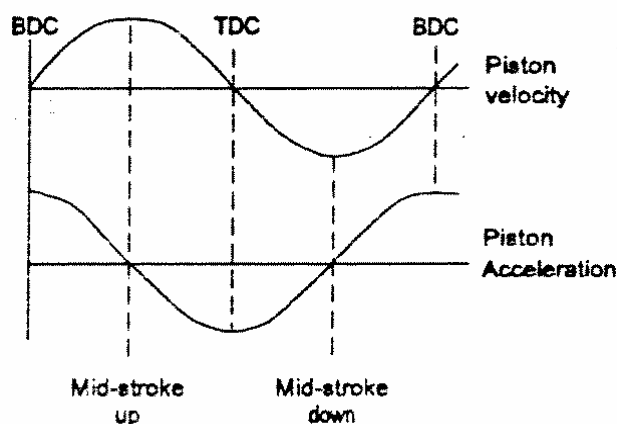
ضریب ۲ در رابطه فوق به این علت است که پیستون در هر دور دو بار کورس خود را (S) طی می‌کند.

لازم به ذکر است که سرعت متوسط پیستون، در طراحی کمپرسور دارای محدودیت‌هایی می‌باشد. این محدودیت به عوامل متعددی بستگی دارد که عمده ترین آن روغن کاری شدن (و یا نشدن) سیلندر و تأثیر آن بر روی عمر مفید رینگها می‌باشد. برای کمپرسورهای فاقد روغن که از رینگهای گرافیتی و یا تفلن گرافیتی استفاده می‌شود حداکثر سرعت متوسط مجاز در طراحی کمپرسور ۳-۳٫۴ متر در ثانیه بوده، حال آنکه مقدار فوق برای کمپرسورهای که سیلندر آن روغنکاری می‌شود تا بیش از ۴ متر بر ثانیه نیز می‌رسد. با توجه به محدودیت فوق در دست یابی به ظرفیت ثابت کمپرسور، سعی می‌شود که ترکیب مطلوبی بین کورس، قطر سیلندر و سرعت دورانی کمپرسور انتخاب شود تا کمپرسور دارای حداکثر کارآئی و کمترین استهلاک گردد.

در یک سرعت ثابت، کورس و سرعت دورانی با یکدیگر نسبت عکس دارند. ظرفیت کمپرسور طبق رابطه (۱-۴) با $S \times D^2$ متناسب می‌باشد. اگر سرعت خطی پیستون ثابت باشد، در این صورت $S \times D^2$ ثابت می‌ماند. بنابراین در ظرفیت ثابت کمپرسور برای کاهش کورس پیستون، باید سرعت دورانی آن را افزایش داد. بدیهی است که با کاهش کورس پیستون ابعاد کمپرسور و بدنبال آن قیمت کمپرسور کاهش می‌یابد. به همین خاطر اکثر سازندگان کمپرسور سعی بر این دارند که برای حفظ ظرفیت کمپرسور، سرعت دورانی آن را افزایش دهند. در ادامه بحث لازم است که تغییرات نیرو و شتاب در کمپرسور نیز مورد بررسی قرار گیرد.

شتاب پیستون که مشتق سرعت می‌باشد نیز شکل سینوسی داشته ولی با سرعت پیستون ۹۰ درجه اختلاف فاز دارد. بنابراین میزان شتاب در مواردی که سرعت به حداکثر خود می‌رسد

(نقطه میانه کورس) صفر بوده و در عوض در نقاط مرگ فوقانی و تحتانی به حداکثر خود می‌رسد. تغییرات سرعت و شتاب پیستون در شکل (۱۸-۴) نشان داده شده است.



شکل (۱۸-۴): منحنی تغییرات شتاب و سرعت پیستون

بنابراین، در حالتی که سرعت متوسط پیستون ثابت فرض شود، سرعت دورانی و کورس پیستون با یکدیگر نسبت عکس دارند، لذا اگر کورس پیستون نصف شود، سرعت دورانی آن را باید دو برابر کرد. از طرفی با دو برابر کردن سرعت دورانی کمپرسور و بدون تغییر کورس پیستون، شتاب آن ϵ برابر افزایش می‌یابد.

در یک کمپرسور با ظرفیت ثابت با کاهش کورس و افزایش سرعت، نیروهای وارده بر روی قطعاتی که دارای حرکت تناوبی می‌باشند (نظیر پیستون، شاتون، شافت‌های، شافت پیستون و...) افزایش یافته و این امر منجر به افزایش بار وارده بر کلیه قطعات مربوطه منجمله میل لنگ می‌شود.

بدیهی است که با افزایش سرعت کمپرسور، شتاب گازی که از طریق سوپاپ باید وارد سیلندر شود نیز افزایش می‌یابد که این امر بنوبه خود افزایش افت فشار گاز در اثر اصطکاک را در برخواهد داشت.

افزایش قطر سیلندر، تأثیری روی سرعت و شتاب پیستون نداشته ولی در عوض باعث افزایش حجم جارو شده توسط پیستون (با توان دوم) می‌گردد. البته ذکر این نکته ضروری است که افزایش قطر پیستون منجر به افزایش وزن آن گردیده و لذا بار وارده بر یاطاق‌ها افزایش می‌یابد.

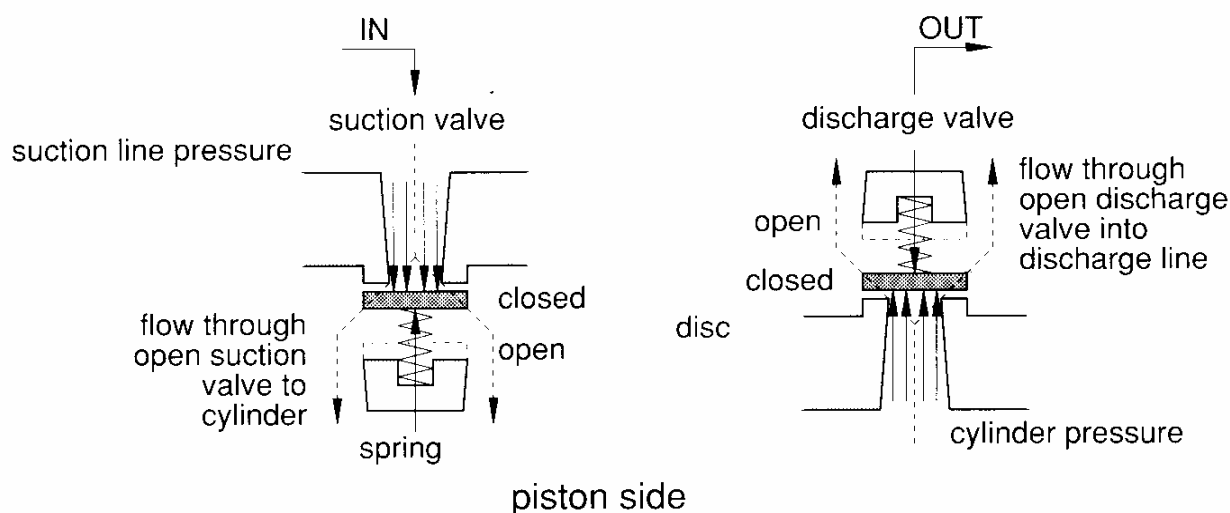
از سوی دیگر با افزایش قطر پیستون، محیط آن نیز افزایش یافته و همین امر باعث افزایش فرسایش رینگ و میزان نشتی گاز از کناره رینگ‌ها می‌گردد. امروزه در تولید کمپرسورها سعی بر این است که کورس آن را کاهش داده و قطر پیستون و سرعت آن را افزایش دهند. استفاده از آلیاژهای سبک برای کاهش وزن پیستون و سایر قطعات متصل به آن یکی از راههای مطلوب برای نیل به اهداف فوق می‌باشد.

۷-۴: سوپاپها Valves

سوپاپهای مورد استفاده در کمپرسورها، یک شیر یک طرفه است که در حالت عادی (فشار دو طرف آن یکسان باشد) بسته بوده و در صورت وجود اختلاف فشار در دو سمت آن (مشروط به اینکه جهت تأثیر نیروی ناشی از فشار گاز در جهت مخالف تأثیر نیروی فنر باشد) باز می‌شود. البته در موارد خاصی (نظیر کمپرسورهای کوچک) از یک قطعه بادامکی شکل (نظیر میل سوپاپ در ماشینها) برای باز نمودن سوپاپ استفاده می‌شود.

سوپاپها بحرانی ترین قطعه در کمپرسورهای رفت و برگشتی می‌باشند. این قطعه بیشترین تأثیر را روی عملکرد کمپرسور داشته و به همین خاطر هرگونه خرابی در آن می‌تواند بشدت کارآئی کمپرسور را کاهش دهد. هر سوپاپ (مکش و یا دهش) در هر سیکل تراکم یک بار باز و یک بار بسته می‌شود، مثلاً در یک

کمپرسور یک مرحله ای یک طرفه که با سرعت دورانی ۱۰۰۰ rpm کار می‌کند، در هر شیفت کاری هشت ساعته هر سوپاپ ۹۶۰,۰۰۰ مرتبه باز و بسته می‌شود. به همین خاطر بشدت در معرض استهلاک و فرسایش قرار دارند. بالا بودن شدت کار در سوپاپها و نوساناتی که در شرایط بهره برداری از کمپرسور وجود دارد، باعث می‌شود که نتوان زمان سرویس و تعمیر آن را تخمین زد. بعنوان مثال در بعضی از واحدها ممکن است در حد هر سه ماه یکبار بوده و در جای دیگر تا سالی یکبار نیز برسد. البته در موارد استثنائی ممکن است که عمر سوپاپ به چند سال هم برسد. در یک جمع بندی کلی توصیه می‌شود که سوپاپها در هر ۲۰۰ ساعت یکبار بازرسی و سرویس گردند. در شکل (۱۹-۴) نمائی ساده از سوپاپها مکش و دهش نشان داده شده است.



شکل (۱۹-۴) نمائی از ساده از سوپاپها مکش و دهش

جنس قطعات سوپاپها بایستی طوری انتخاب شوند که دوام آن زیاد بوده و سازگاری لازم را با گاز مورد تراکم داشته باشد. محل نصب آن بایستی به نحوی باشد که به سهولت قابل بازوبسته کردن و سرویس بوده، لذا عموماً در قسمت بیرونی سیلندرها قرار داده می‌شوند.

طراحی سوپاپ باید به نحوی صورت گیرد که هیچگاه پرسنل تعمیر کننده نتواند به طور اشتباهی آن را نصب نماید. سوپاپهای مکش ودهش از لحاظ ظاهری بایستی دارای مغایرتهایی باشند تا اشتباهاً به جای یکدیگر بسته نشوند و علاوه بر آن نیاز به باز کردن آن در هنگام جاگذاری نباشد.

سوپاپها بدون اغراق میان تمامی قطعات موجود در کمپرسور در معرض بیشترین صدمات می باشند و به همین خاطر بیشترین توجه اپراتورها و تعمیرکاران باید متوجه این قطعه باشد. تحقیقات انجام شده بر روی توقفات کمپرسورها نشان می دهد که حدود ۴۰-۳۵ درصد توقفات کمپرسورها به خرابی سوپاپهای آن مرتبط می باشد. سوپاپها نسبت به حضور مایعات و ذرات جامد شدیداً حساس بوده و همین عوامل مهمترین دلیل شکسته شدن صفحات و فنرهای سوپاپ می باشند. هنگامی که صفحه سوپاپ بلند می شود قادر است که در یک کورس بدفعات به حفاظ و نشستگاه سوپاپ ضربه بزند. این پدیده را بال زدن سوپاپ (Valve Fluttering) می نامند که عامل مهمی در شکسته شدن صفحات سوپاپ می باشد.

گازهای با جرم مولکولی کم (نظیر هیدروژن) عامل اصلی بروز این پدیده در سوپاپها بوده و کنترل آن بوسیله محدود کردن میزان بلند شدن صفحه سوپاپ (Lift) امکان پذیر است که در نهایت می تواند موجب کنترل سرعت جریان گاز در سوپاپ گردد.

بر اساس دستورالعمل API سرعت گاز در سوپاپهای کمپرسورهای دو طرفه باید نصف سرعت گاز در سوپاپهای کمپرسورهای یک طرفه باشد. بر اساس همین دستورالعمل سرعت جریان گاز در سوپاپهای کمپرسورهایی که برای تراکم گاز با جرم مولکولی ($M = 20$) مورد استفاده قرار می گیرند، باید حداکثر ۱۸ متر در ثانیه باشد حال آنکه برای گازهای سبکتر (مثلاً $M = 7$) می تواند تا ۳۵ متر در ثانیه نیز برسد.

روشهایی که امروزه برای طراحی سوپاپها مورد استفاده قرار می گیرند عموماً بر اساس قوانین آئرو دینامیک و ترمودینامیک می باشند تا نتایج تجربی. این روش در سالهای اخیر نتایج مطلوبی داده و موجب افزایش راندمان کمپرسور گردیده است.

سوپاپهای مکش و دهش بایستی در فشار دهش آب بند باشند. آب بند کردن سوپاپ مکش جهت جلوگیری از خروج گاز از سیلندر در مرحله تراکم بوده ولی آب بند کردن سوپاپ دهش برای ممانعت از نشت گاز بدرون سیلندر در مرحله مکش می باشد.

افت فشار گاز در هنگام عبور از سوپاپ مکش، باعث کاهش دانسیته آن گردیده که در نهایت منجر به کاهش دبی جرمی کمپرسور می شود. افت فشار در اثر عبور گاز از درون سوپاپ دهش باعث می شود تا کمپرسور برای باز کردن سوپاپ و تخلیه گاز به قسمت دهش، فشاری بیشتر از فشار واقعی قسمت دهش در داخل سیلندر ایجاد نماید. از سوی دیگر با توجه به مطالبی

که قبلاً در مورد فضای مرده گفته شد کانالهای زیر قسمت آب بند کننده سوپاپ و مجرانی که سوپاپها در آن نصب شده اند بخشی از فضای مرده کمپرسور را تشکیل می‌دهند. در یک جمع بندی کلی، از دست رفت انرژی در سوپاپها، افزایش فضای مرده و نیاز به سرویس و تعمیر نگهداری آن جزء معایب بکارگیری از سوپاپ در کمپرسورهای پیستونی می‌باشند. مواردی که در سایر انواع کمپرسورها (نظیر دورانی و گریزازمرکز) وجود ندارد.

خنثی کردن ضربات مربوط به باز و بسته شدن سوپاپها (Damping) اهمیت بسیاری زیادی دارد. در عملکرد سوپاپ سعی بر این است که هر چه سریعتر باز و یا بسته شوند. همین امر ممکن است پدیده شناور شدن (Bounce) را در بر داشته باشد. این پدیده موجب افزایش نشتی گاز و فرسایش زودرس سوپاپ خواهد شد. به همین خاطر طراحان سوپاپ سعی بر این دارند که این پدیده را بنحوی خنثی ساخته و یا حداقل عوارض آن را کاهش دهند. خواص فیزیکی گاز (جرم مولکولی آن) و میزان بلند شدن صفحه سوپاپ (Lift) نیز بر روی شدت این پدیده تأثیر می‌گذارند. به همین خاطر در صورت تغییرات شدید در کیفیت گاز مورد تراکم لازم است که اصلاحات لازم بر روی طراحی صفحه سوپاپ صورت پذیرد. مثلاً اگر کمپرسوری برای تراکم هیدروژن (با جرم مولکولی ۲) مورد استفاده قرار می‌گیرد، میزان بلند شدن صفحه سوپاپ آن باید در مقایسه با کمپرسوری که برای تراکم هوا (با جرم مولکولی ۲۹) انتخاب شده است بسیار کمتر باشد.

در شکل (۶-۴) تأثیر افت فشار در سوپاپ و نیروی مقاومت فنر آن و در شکل (۷-۴) تأثیر فضای مرده بر روی دیاگرام P-V بطور مختصر مورد اشاره قرار گرفت. با توجه به اهمیت عوامل فوق بر روی عملکرد کمپرسورهای تناوبی لازم است تا بررسی جامعتری در این زمینه صورت پذیرد که در ادامه این بخش بدان اشاره خواهد شد.

۱-۷-۴ - بررسی دیاگرام P-V در کمپرسورهای پیستونی

بلحاظ وجود عوامل نامطلوب در زمان بهره‌برداری از کمپرسورها، نمودار P-V آن با آنچه که در قسمت‌های قبلی بدان اشاره شد تفاوت‌های چشمگیری داشته و از آنجائی که این عوامل بر عملکرد کمپرسورهای پیستونی تأثیرات نامطلوبی باقی می‌گذارند، لازم است که در این قسمت بطور جامع مورد بررسی قرار گرفته و راه‌حل مناسب برای کاهش عوارض آن بر عملکرد کمپرسورهای پیستونی انتخاب شود.

الف) فضای مرده Clearance Volume

هرچند که طراحان کمپرسورهای پیستونی علاقمندند تا در هنگامی که پیستون به نقطه مرگ فوقانی خود میرسد تمامی گاز متراکم شده در بالای پیستون به قسمت دهش تخلیه شود ولی شرایط واقعی بهره‌برداری از کمپرسور عملاً اجرای چنین نظری را غیرممکن ساخته و همواره

بخاطر وجود فضای مرده در بالای سیلندر مقداری گاز متراکم شده در سیلندر باقی می ماند. فضای مرده در بخش (E-E) مورد اشاره قرار گرفته و در این قسمت بذکر عوامل بوجود آورنده فضای مرده اکتفا می شود.

از آنجائی که در زمان بهره برداری از کمپرسور قطعات داخلی آن شامل شاتون، شافت پیستون، پیستون، شافت هادی و ... گرمتر از دمای اولیه میگردد، همین امر موجب افزایش طول قطعات فوق گردیده و جهت جلوگیری از برخورد پیستون با سرسیلندر لازم است که لقی مناسب در بالای سرسیلندر پیش بینی شود.

حضور سوپاپهای مکش و دهش در قسمت سرسیلندر و وجود فضای آزاد در قسمت زیرین صفحه سوپاپ تا سطح بیرونی نشستگاه سوپاپ (Valve Seat) باعث ایجاد فضای مرده در این قسمت می شود.

از آنجائی که قطر خارجی پیستون از قطر داخلی سیلندر کمتر می باشد فضای بین لبه بالائی رینگ تراکم فوقانی تا بالای پیستون را باید جزء فضای مرده محسوب کرد.

فضای مرده ضمن آنکه باعث تله افتادن مقداری از گاز متراکم شده در سیلندر می گردد، موجب تأخیر در باز شدن سوپاپ مکش در مرحله انبساط گشته و به همین خاطر بر راندمان حجمی کمپرسور تأثیر نامطلوب می گذارد. شرکت های سازنده کمپرسور بر حسب شرایط طراحی و بهره برداری کمپرسور همواره سعی بر آن دارند تا مقدار C (درصد فضای مرده) را حتی الامکان کاهش دهند. با این وجود مقدار C در کمپرسورهای صنعتی عمدتاً بین ۵-۱۲ درصد و در موارد خاصی ممکن است به ۱۵ درصد نیز برسد. در شکل (۷-۴) تأثیر فضای مرده بر روی دیاگرام P-V نشان داده شده است.

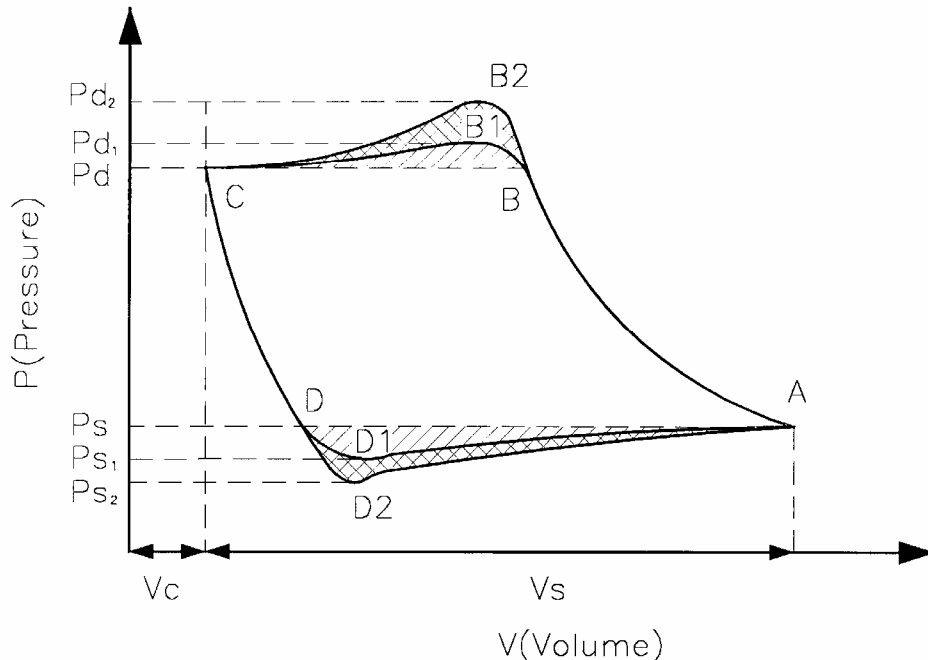
ب) از دست رفتن انرژی در سوپاپها

در کمپرسور ایده آل فرض بر این است هنگامی که فشار درون سیلندر به فشار خط دهش رسید سوپاپ دهش باز شده و یا هنگامی که فشار درون سیلندر معادل فشار لوله مکش گردید، سوپاپ مکش باز شود. در چنین حالتی نمودار P-V مشابه شکل (۷-۴) میشود. ولی شرایط واقعی در کمپرسور بنحوی است که عملاً امکان بروز چنین حالتی میسر نبوده و بنابه دلایل زیر نمودار P-V در حالت واقعی بصورت شکل (۲۰-۴) در می آید.

۱: انرژی لازم جهت غلبه بر نیروی فنر

با توجه به تعریف بعمل آمده از سوپاپ، بسته بودن آن در حالت عادی (تساوی فشار در دو سمت آن) بخاطر وجود فنر در آن می باشد. بدیهی است همین امر باعث می شود تا سوپاپهای مکش و دهش در حالت تعادل فشار در سیلندر با قسمت های مکش و دهش باز نگردد. سوپاپ مکش هنگامی باز می شود که فشار درون سیلندر در مرحله انبساط تا حدی از فشار قسمت مکش

کمتر بوده تا اختلاف آن قادر باشد بر نیروی فنر غلبه کند. به همین خاطر باز شدن سوپاپ مکش بجای فشار P_s در فشار P_s صورت می گیرد. مشابه این پدیده در مورد سوپاپ دهش وجود داشته و باز شدن سوپاپ دهش بجای فشار P_d در فشار P_d صورت می پذیرد.



شکل (۲۰-۴): نمودار $P-V$ واقعی

علاوه بر آن قوی بودن فنر می تواند باعث بروز جریان برگشتی در سوپاپ و برخورد توام با ضربه آن با نشستگاه شده که در نهایت می تواند منجر به شکستن صفحه سوپاپ و فرسایش نشستگاه گردد.

به همین خاطر سازندگان کمپرسورها در انتخاب فنر همواره سعی بر آن دارند تا از فنر ضعیف تر استفاده نمایند. این اقدام ضمن کاهش انرژی مصرفی برای باز کردن سوپاپ مانع از بروز تأخیر در باز و بسته شدن سوپاپ می گردد. در عوض باید دقت شود که فنر انتخاب شده آنچنان ضعیف نباشد که بر کیفیت آب بندکنندگی سوپاپ در زمان بسته بودن آن تأثیر نامطلوب بگذارد.

۲: از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک

جریان گاز از درون سوپاپ و برخورد آن با جداره سوپاپ با اصطکاک توام بوده و باعث از دست رفت انرژی خواهد شد. از سوی دیگر مسیر جریان گاز در سوپاپ با تغییر سطح مقطع و تغییر جهت بردار سرعت توام بوده و همین امر افت فشار را بدنبال خواهد داشت. از دست رفت انرژی در اثر پدیده های فوق با مربع دبی (یا سرعت) گاز مرتبط می باشد. عموماً سوپاپ در زمانی باز می شود که سرعت پیستون در نزدیکی حداکثر سرعت خود قرار داشته و به همین خاطر از دست رفت انرژی در اثر بالابودن سرعت گاز زیاد بوده ولی بتدریج کم شده تا سوپاپ بسته شود (سرعت گاز به صفر برسد).

بروز عوامل فوق باعث می‌شود تا عمل تراکم در کمپرسور در حدی صورت پذیرد که بر دست رفت انرژی در سوپاپ دهش نیز غلبه کند و به همین خاطر سوپاپ دهش عملاً در نقطه B_1 باز می‌شود. مشابه حالت فوق موجب بروز تأخیر در بازشدن سوپاپ مکش گردیده و عملاً در فشار P_{S2} باز می‌شود.

هرگونه کاهش در فشار مکش و افزایش در فشار دهش موجب افزایش نسبت تراکم گردیده که در نهایت منجر به کاهش راندمان حجمی (کاهش ظرفیت کمپرسور)، افزایش توان مصرفی، افزایش درجه حرارت گاز خروجی از کمپرسور، کاهش عمر مفید سوپاپ و افزایش هزینه‌های تعمیر و نگهداری خواهد شد.

همان طوری که قبلاً گفته شد، سطح زیر منحنی P-V نشان دهنده کار مصرفی در تحول تراکم می‌باشد. سطح زیر منحنی ABCD کار مفید انجام شده بر روی گاز بوده، سطح زیر منحنی BB_1C از دست رفت انرژی جهت غلبه بر نیروی فنر در سوپاپ دهش، سطح زیر منحنی BB_1CB_1 از دست رفت انرژی ناشی از جریان گاز از درون سوپاپ دهش می‌باشد.

به همین ترتیب سطح زیر منحنی ADD_1 از دست رفت انرژی ناشی از غلبه بر نیروی فنر در سوپاپ مکش و سطح منحنی AD_1DD_1 از دست رفت انرژی ناشی از جریان گاز در سوپاپ مکش می‌باشد.

از دست رفت انرژی در سوپاپ مکش در مقایسه با سوپاپ دهش تأثیر بیشتری بر روی عملکرد کمپرسور باقی می‌گذارد. این امر بویژه در کمپرسورهایی که فشار مکش آن نسبتاً پایین می‌باشد دارای عوارض نامطلوب بیشتری خواهد بود. چرا که نسبت $\frac{\Delta P}{P_S}$ بلحاظ پائین بودن P_S درصد بیشتری را نشان خواهد داد.

امروزه شرکت‌های سازنده سوپاپ جهت افزایش کارآئی و عمر مفید سوپاپها تدابیر متعددی را اتخاذ می‌کنند که عمده‌ترین آنها بشرح زیر می‌باشد:

- ۱- استفاده از فنر با حداقل تنش مورد نیاز
 - ۲- طراحی آئرو دینامیکی مجاری جریان گاز در سوپاپ
 - ۳- صیقلی نمودن سطح جریان گاز در سوپاپ
 - ۴- افزایش سطح مقطع جریان گاز در سوپاپ جهت کاهش سرعت جریان گاز در آن.
- این امر از طریق افزایش سطح کانالهای جریان گاز در سوپاپ و افزایش کورس (Lift) سوپاپ امکان پذیر می‌باشد. البته هریک از دو روش فوق دارای عوارض نامطلوب مربوط به خود خواهد بود. افزایش کورس سوپاپ باعث افزایش سرعت جابجاشدن صفحه سوپاپ و نهایتاً افزایش ضربات در زمان تماس با نشستگاه سوپاپ می‌گردد که همین امر کاهش عمر مفید قطعات فوق را در بر خواهد داشت.

برای افزایش سطح آزاد مجاری گاز در نشستگاه سوپاپ لازم است که سوپاپ با ابعاد بزرگتر ساخته شده و همین امر ضمن افزایش قیمت سوپاپ، محدودیت در فضای جاگذاری سوپاپ، افزایش فضای مرده را بدنبال خواهد داشت. با ثابت نگهداشتن قطر سوپاپ، افزایش سطح آزاد جریان گاز از سوپاپ از طریق کاهش ضخامت دیواره‌های نگهدارنده آن میسر می‌باشد که کاهش مقاومت سوپاپ را بدنبال خواهد داشت.

۵- استفاده از صفحات سوپاپ از جنس غیر فلزی نظیر تفلن (PTFE) و PEEK (Poly Ether Ether Keytone) جهت افزایش عمر مفید قطعات سوپاپ در مقابل ضربه. این ترکیبات برای دماهای بالا (۲۵۰ درجه سانتیگراد) مناسب نمی‌باشد. سوپاپ‌های با طراحی مطلوب دارای مشخصه‌های زیر می‌باشند:

- ۱- حداکثر سطح مقطع جریان گاز با کمترین محیط ترشده (Wetted Perimeter)
 - ۲- حداقل تغییر جهت بردار سرعت جریان گاز در زمان عبور از سوپاپ
 - ۳- صیقلی بودن مطلوب سطوح ترشده آن
 - ۴- حداقل کورس صفحه سوپاپ
 - ۵- سبک بودن قطعات متحرک داخلی جهت تسریع در باز و بسته شدن
 - ۶- کم بودن فضای مرده
 - ۷- حرکت نرم و آرام حتی در سرعت‌های بالا
 - ۸- قیمت مناسب
- طراحی مطلوب و عملکرد مناسب آن تأثیر بسزائی در کارآئی کمپرسورهای پیستونی داشته که عمده‌ترین آنها عبارتند از:
- ۱- کاهش توقعات کمپرسور
 - ۲- کاهش انرژی مصرفی جهت تراکم گاز (حتی تا ۳۰ درصد)
 - ۳- کاهش درجه حرارت گاز خروجی از سیلندر
 - ۴- افزایش راندمان حجمی (افزایش ظرفیت واقعی کمپرسور)
 - ۵- کاهش هزینه‌های تعمیرات

۲-۷-۴: انواع سوپاپ‌های مورد استفاده در کمپرسورهای پیستون

امروزه برحسب شرایط بهره‌برداری از کمپرسور، سوپاپ‌ها در طرح‌های متنوعی ساخته می‌شوند. در طراحی سوپاپ‌ها و انتخاب طرح مناسب، عوامل متعددی نقش داشته که عمده‌ترین آنها عبارتند از سرعت دورانی کمپرسور، جرم مولکولی گاز مورد تراکم، حضور ذرات جامد و مایع در گاز مورد تراکم، قیمت، قابلیت اعتماد مورد نظر، ظرفیت کمپرسور و... عمده‌ترین سوپاپ‌های مورد استفاده در کمپرسورها عبارتند از:

۱- سوپاپ از نوع سوپاپ اتومبیل Poppet Type Valve

۲- سوپاپ‌های پره‌ای یا باله‌ای Reed or Feather Type Valve

۳- سوپاپ‌های کانالی Channel Type Valve

۴- سوپاپ‌های صفحه‌ای Plate Type Valve

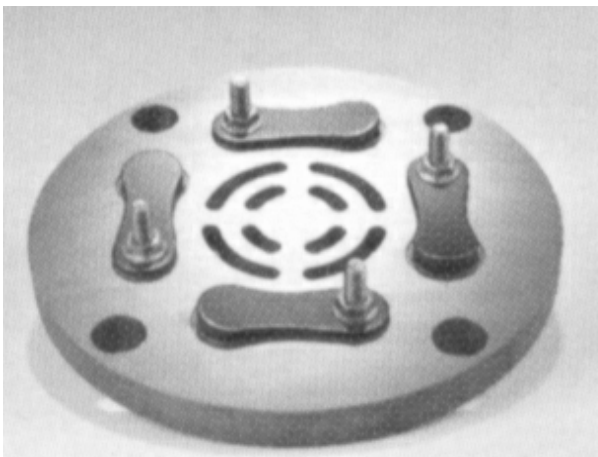
۵- سوپاپ‌های دیسکی Disc or ring type valve

الف: سوپاپ‌های از نوع ماشین (Poppet Type Valve)

سوپاپ‌های از نوع Poppet)) که شبیه سوپاپ ماشین بوده و توسط میل بادامک کار می‌کنند بندرت در کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرند، چراکه اولاً باعث افزایش پیچیدگی کمپرسور شده و ثانیاً کند عمل می‌کنند. این سوپاپ‌ها فقط برای کمپرسورهای با سرعت پائین مناسب می‌باشند که امروزه کمتر مورد توجه خریداران قرار دارند.

ب: سوپاپ‌های باله‌ای یا پره‌ای (Reed or Feather Valve)

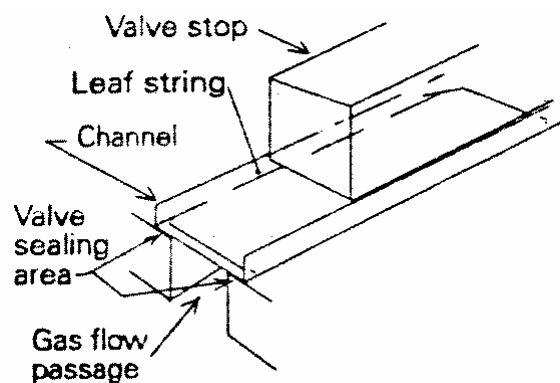
سوپاپ‌های از نوع باله‌ای یا پره‌ای دارای ساختمانی بسیار ساده هستند که در آن از یک تیغه با حالت فنری در جلوی مجرای جریان گاز استفاده می‌شود. با اعمال فشار از سوی گاز، تیغه فوق از جلوی مجرای گاز بلند شده و سوپاپ باز می‌شود و با کاهش فشار (و یا تساوی فشار در دو سمت آن) سوپاپ بسته می‌شود. یکی از ویژگی‌های این طرح در این است که سوپاپ‌های مکش و دهش را می‌توان بر روی یک بدنه بطور همزمان نصب کرد. این طرح سوپاپ برای کمپرسورهای هوا و تبرید با ظرفیت پائین و سرعت دورانی بالا نظیر کمپرسورهای بسته (Hermetic) و نیمه بسته (Semi-Hermetic) مناسب می‌باشد. نمونه‌هایی از سوپاپ پره‌ای در شکل (۲۱-۴) نشان داده شده است. پائین بودن سروصدا، بالا بودن راندمان، ارزانی و بالا بودن عمر مفید مهمترین ویژگی‌های این طرح می‌باشد.



شکل (۲۱-۴): سوپاپ‌های از نوع پره‌ای

ج: سوپاپ از نوع کانالی (Channel Type Valve)

طرح دیگر سوپاپ که در کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرد، طرح کانالی (Channel) می‌باشد. در سوپاپهای کانالی تعدادی شیار مستقیم در بدنه سوپاپ ایجاد شده تا از طریق آن گاز بتواند از درون سوپاپ عبور نماید. در قسمت روبروی شیارها، کانالهای آب بند کننده با طراحی خاص قرار داشته تا صفحه سوپاپ فقط در جهت بالا و پائین و نه در سایر جهتها حرکت کند. صفحات سوپاپ در بین کانال و در پوش سوپاپ قرار داشته تا حرکت عمودی کانال را در زمان باز شدن محدود کند. سازگاری فنرها در داخل کانال اهمیت زیادی داشته بنحوی که تراکم فنرها باید بنحوی باشد که خارج شدن گاز از درون سوپاپ با عمل آرام سازی حرکت آن (Damping) توأم باشد (شکل ۴-۲۲).



شکل (۴-۲۲): اجزاء سوپاپهای کانالی

در بین دیواره پوشش دهنده، تعدادی شیار وجود داشته که امکان جریان گاز از درون سوپاپ را در زمان باز شدن کانال توسط اختلاف فشار گاز در دو سمت صفحه آب بند کننده میسر می‌سازد.

د: سوپاپ صفحه ای (Plate Type Valve)

متداولترین طرح سوپاپ در کمپرسورها نوع صفحه ای (Plate Valve) می‌باشد. در این طرح از یک صفحه که دارای شیارهای متحدالمرکز می‌باشد برای آب بند کردن سوپاپ استفاده می‌شود. این صفحات با قرار گرفتن در روبروی مجاری گاز در نشستگاه سوپاپ (Valve Seat) با اعمال فشار از سوی گاز و یا نیروی فنر باز و بسته می‌شوند. در شکل (۴-۲۳) نمونه ای از سوپاپ صفحه ای نشان داده شده است.

فنر مورد استفاده در این سوپاپها می‌تواند از نوع صفحه ای (Plate Spring) و یا مخروطی (Conical) باشد. جهت کنترل شرایط شناور شدن صفحه سوپاپ در سرعت‌های بالا، از صفحه ضربه گیر (Damping Plate) استفاده می‌شود. این صفحه در عین حال با کاهش اینرسی صفحه سوپاپ موجب کاهش فرسایش صفحه سوپاپ می‌گردد. تعیین میزان کورس صفحه سوپاپ بعده و اشر کورس (Lift washer) می‌باشد که بر حسب طراحی سوپاپ در حد فاصل نشستگاه

و حفاظ سوپاپ قرار می گیرد. در شکل (۲۴-۴) مجموعه ای از قطعات یک سوپاپ صفحه ای نشان داده شده است.

سوپاپ های صفحه ای از اجزاء زیر تشکیل شده است:

۱- نشستگاه سوپاپ Valve seat

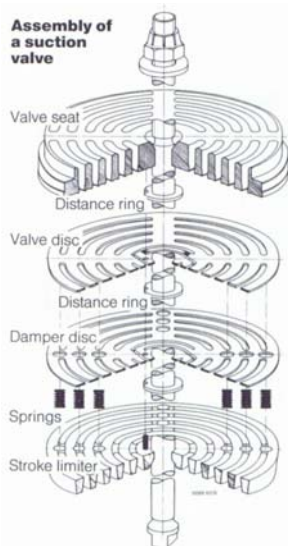
وظیفه این قطعه آب بند کردن سوپاپ در هنگام بسته بودن و تأمین مجرای جریان گاز می باشد.

۲- صفحه سوپاپ Valve plate

عمل آب بند کردن سوپاپ بین این قطعه و نشستگاه سوپاپ صورت می گیرد. این قطعه آسیب پذیرترین جزء سوپاپ بوده و صیقلی بودن سطح آن و بخشی از نشستگاه که در تماس با آن می باشد از اهمیت بالایی برخوردار است.

۳- فنر (فنرها) Springs

وظیفه فنر، بسته نگهداشتن سوپاپ در مواقعی است که فشار در دو سمت سوپاپ برابر باشد.



شکل (۲۳-۴): سوپاپ از نوع صفحه ای

شکل (۲۴-۴): اجزاء تشکیل دهنده سوپاپ صفحه ای

۴- صفحه ضربه گیر Damping plate

بکارگیری از صفحه ضربه گیر در سوپاپ اجباری نبوده و هدف از بکارگیری از آن کاهش اینرسی صفحه سوپاپ و کاهش ضربه وارده بر صفحه سوپاپ و نشستگاه آن می باشد.

۵- واشر کورس Lift washer

کورس سوپاپ (فاصله ای که صفحه سوپاپ در طی باز و بسته شدن طی می کند) بوسیله واشر کورس مشخص می گردد. در سوپاپ هایی که برای گازهای سبک نظیر هیدروژن بکار گرفته می شود میزان کورس سوپاپ باید حتی الامکان کم بوده تا پدیده بال زدن (Valve fluttering) بوقوع نپیوندد.

۶- حفاظ سوپاپ Valve Guard

این قطعه بکمک نشستگاه سوپاپ، سایر قطعات سوپاپ را در بین خود نگهداری می‌کند.

۷- پین Pin

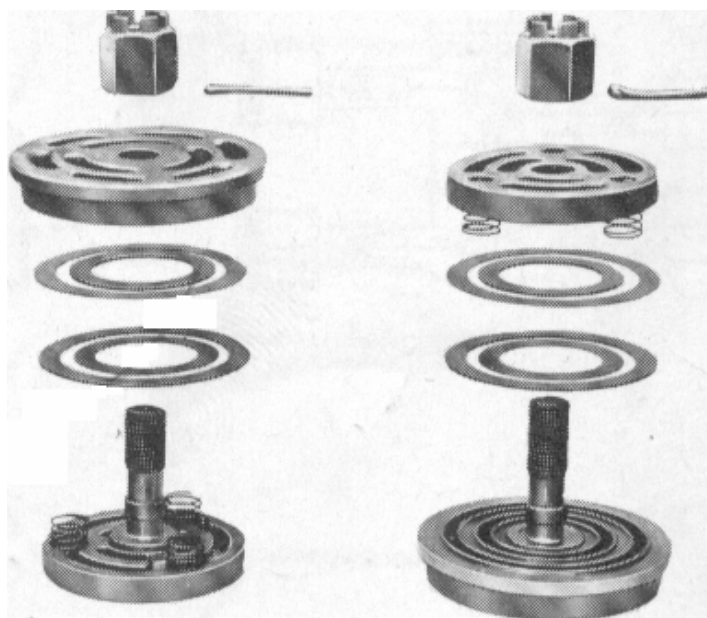
هدف از بکارگیری از پین جلوگیری از جابجائی و چرخش قطعات داخلی سوپاپ می‌باشد.

۸- پیچ و مهره Screw & Nut

هم‌محور نمودن و بسته نگهداشتن قطعات سوپاپ بکمک پیچ و مهره صورت می‌گیرد. از آنجائی که سوپاپ در معرض ضربات متوالی در هنگام باز و بسته شدن قرار دارد، مهره مورد استفاده از آن باید از نوع شیاردار و یا قفل شونده (Locking Nut) باشد تا در طی بهره‌برداری از سوپاپ مهره شل نشده و به کمپرسور آسیب نرسد.

۵- سوپاپ دیسکی (حلقه ای) Disc (ring) type valve

گاهی اوقات می‌توان از تعدادی حلقه دایره ای شکل بجای صفحه سوپاپ استفاده کرد که در این صورت سوپاپ را از نوع دیسکی (Disc Valve) می‌نامند. این صفحات توسط تعدادی فنر مخروطی (Conical) به نشستگاه سوپاپ (Valve Seat) می‌چسبند. سوپاپ حلقه ای دارای سطح مقطع آزاد بیشتری در مقابل جریان گاز در مقایسه بانوع صفحه ای می‌باشد. در شکل (۲۵-۴) نمونه ای از سوپاپهای مکش ودهش از نوع حلقه ای نشان داده شده است. در این طرح تنش‌های حرارتی از نوع صفحه ای کمتر بوده و به همین خاطر عمر مفید آن بیشتر است.



شکل (۲۵-۴): سوپاپهای مکش و دهش از نوع حلقه ای

۳-۷-۴: علائم خرابی سوپاپ

سوپاپ را باید سخت‌کارترین و بحرانی‌ترین قطعه در کمپرسورهای تناوبی دانست. بنابراین بازرسی و سرویس و نگهداری و تعمیرات آن باید بطور منظم و توسط افراد خبره در این زمینه صورت پذیرد. هرچند که غالباً شرکت‌های سازنده کمپرسور در دفترچه راهنمای تعمیر و

نگهداری کمپرسور دوره‌های زمانی مناسب را برای بازرسی و تعمیرات سوپاپها اعلام می‌کنند ولی شاید بتوان آن را بصورت حداکثر زمان توصیه شده برای بازرسی سوپاپ عنوان کرد. شرایط بهره‌برداری و مشخصه‌های گاز مورد تراکم می‌توانند بر روی دوره‌های بازرسی سوپاپ تأثیر بگذارند که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

- ۱- کیفیت گاز مورد تراکم از نظر حضور مایع و ذرات جامد
 - ۲- درجه حرارت گاز خروجی از سیلندرها
 - ۳- قابلیت تشکیل دوده توسط روغن مورد استفاده در کمپرسور
 - ۴- کیفیت رینگها، سطح سیلندر و پیستون
- در هر حال اپراتورها و تعمیرکاران باید همواره نسبت به خرابی سوپاپها حساس بوده و با مشاهده هریک از علائم زیر نسبت به بازرسی و تعمیر (و یا تعویض) سوپاپ معیوب اقدام نمایند. اساساً سوپاپ معیوب به سوپاپی اطلاق می‌شود که بنابه هر دلیلی، در شرایط عادی (تساوی فشار در دو سمت آن) نشتی داشته باشد. مهمترین علائم خرابی سوپاپها عبارتند از:
- ۱- کاهش ظرفیت کمپرسور (افزایش دوره زیر بار بودن)
 - ۲- گرم کردن گاز خروجی و درپوش سوپاپ
 - ۳- شنیدن صدای غیرعادی در سرسیلندر (صدا می‌تواند از نوع برخورد دو فلز باهم و یا عبور گاز از یک مجرای باریک باشد)
 - ۴- غیرعادی بودن فشار بین مرحله‌ای در کمپرسورهای چند مرحله‌ای
 - ۵- عمل کردن شیر اطمینان بین مرحله‌ای
 - ۶- نشتی گاز از فیلتر مکش (در کمپرسورهای هوا)

۸-۴: عوامل موثر بر راندمان حجمی کمپرسورهای پیستونی

همانطوری که قبلاً گفته شد دبی حجمی کمپرسور همواره از حجم جابجائی قطعات متراکم کننده در کمپرسور (نظیر پیستونها) کمتر می‌باشد. علت این امر را باید عوامل زیر دانست:

- ۱) افت فشار در قسمت مکش
 - ۲) گرم شدن گاز ورودی
 - ۳) انبساط گاز متراکم شده در فضای مرده در مرحله مکش
 - ۴) نشتی گاز از درون سوپاپها، کناره رینگها و...
 - ۵) تراکم اضافی جهت باز کردن سوپاپ دهش
- از آنجائی که هرگز نمی‌توان کمپرسوری ساخت که فاقد فضای مرده باشد، لذا تازمانی که گاز متراکم شده در فضای مرده تا فشاری کمتر از فشار مکش منبسط نشود گاز بدرون سیلندر وارد نمی‌شود.

راندمان حجمی هر کمپرسور عبارت است از حجم گاز خارج شده از کمپرسور به حجم جابجائی پیستونهای مرحله اول و بدیهی است فضای مرده مهمترین عامل مؤثر در آن می باشد. لازم به ذکر است که کمپرسوری با راندمان حجمی بالاتر نمی تواند بطور قطعی بهتر از کمپرسوری باشد که دارای راندمان حجمی کمتری است.

۱-۸-۴: حجم جابجائی پیستون و راندمان حجمی کمپرسور

حجم جابجائی پیستون همان ظرفیت تئوریک یک سیلندر مرحله اول کمپرسور می باشد که به سطح مقطع مفید پیستون مرحله اول، کورس پیستون و سرعت دورانی کمپرسور بستگی دارد. محاسبه ظرفیت تئوریک کمپرسورها ی یک طرفه و دو طرفه بر اساس روابط (۱-۴ تا ۳-۴) بدست می آیند. برای کمپرسورهای دوطرفه بامیل شاتون:

$$Q_t = S \times N \times \frac{\pi(D^3 - d^3)}{6} \quad (۴-۷)$$

راندمان حجمی هر کمپرسور تناوبی را می توان از رابطه (۸-۴) بدست آورد.

$$\eta_v = 1 - \left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] C \quad (۴-۸)$$

که در آن:

$Z_1, Z_2 =$ ضریب تراکم پذیری گاز در قسمتهای مکش و دهش

$P_2 =$ فشار مطلق دهش

$P_1 =$ فشار مطلق مکش

$C =$ درصد فضای مرده

$\gamma =$ نمای پولی تروپیک

د ر کمپرسورهای هوا عموماً مقدار $\gamma = 1,35 - 1,3$ مورد استفاده قرار می گیرد.

تذکر: اندیس (i) در رابطه (۸-۴) به این خاطر است که باید بزرگترین مقدار مربوط به نسبت تراکم را در یکی از مراحل کمپرسورهای چند مرحله ای در این رابطه منظور کرد. البته از نظر تئوریک نسبت فوق در تمامی مراحل تراکم باید یکسان بوده ولی در عمل ممکن است که مقدار آن در مراحل مختلف تا حدودی متفاوت باشد. تجربیات به دست آمده برای تمامی کمپرسورها نشان می دهد که ظرفیت واقعی کمپرسورها با احتساب راندمان حجمی براساس رابطه (۸-۴) کمتر بوده و این امر نشان می دهد که عوامل دیگری را باید در محاسبه راندمان حجمی منظور نمود یابه عبارت دیگر راندمان حجمی واقعی هر کمپرسور پیستونی از مقدار به دست آمده از رابطه (۸-۴) کمتر می باشد.

بامراجعه مجدد به رابطه فوق می توان نتیجه گرفت که اگر فضای مرده ($C=0$) باشد، راندمان حجمی بایستی برابر ۱ باشد ولی در عمل مقدار آن از ۱ کمتر بوده و عملاً حدود ۰,۹۷ می باشد.

علت این امر بروزپدیده (Wire Drawing) برروی گاز در حد فاصل قسمت مکش تا دهانه سوپاپ مکش کمپرسور می باشد.

از سویی دیگر تأثیر نشتی از کناره رینگها نیز باید در رابطه فوق منظور گردد که برای این امر بایستی از عددی مانند L که به سیستم روغن کاری شدن (و یا فشردن) سیلندر بستگی دارد استفاده نمود.

تجربیات انجام شده در این زمینه مقدار L را بصورت زیر توصیه می نماید:

سیلندرهایی که روغن کاری می شوند $L = 0.05 - 0.06$

سیلندرهایی که روغن کاری نمی شوند $L = 0.09 - 0.1$

باتوجه به موارد ذکر شده در بالا رابطه (۸-۴) را می توان بصورت زیر اصلاح نمود:

$$\mu_v = 0.97 - \left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] C - L \quad (۹-۴)$$

که در آن Z_1 و Z_2 ضرایب تراکم پذیری گاز در قسمت های مکش و دهش می باشد.
تذکر: برای گازهای ایده آل و یا گازهای حقیقی در فشارهای نسبتاً پائین Z_1 و Z_2 را می توان یک فرض نمود. در این صورت رابطه (۹-۴) را می توان بصورت زیر مورد استفاده قرار داد.

$$\mu_v = 0.97 - \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] C - L \quad (۱۰-۴)$$

و نهایتاً ظرفیت واقعی کمپرسور برابر است با: $Q = \eta_v \cdot P_d$ (۱۱-۴)

مثال (۱-۴): مطلوبست محاسبه ظرفیت واقعی کمپرسوری یک مرحله ای دو طرفه با سیلندر روغن کاری شده در شرایط زیر:

$m = 0.1524$ اینچ ۶ = قطر سیلندر

$m = 0.3048$ اینچ ۱۲ = کورس پیستون

دور در دقیقه ۳۰۰ = سرعت دورانی

$m = 0.0635$ اینچ ۲.۵ = قطر شافت پیستون

$C = 12\%$

CO_2 = گاز

بار ۱۱۷ = $psia$ ۱۷۲۰ = فشار ورودی

بار ۲۳۴ = $psia$ ۳۴۴۰ = فشار دهش

درجه سانتیگراد ۴۶/۱ = درجه فارنهایت ۱۱۵ = دمای ورودی

$\gamma_{CO_2} = 1/3$

حل: با توجه به رابطه (۲-۴)

$$P_d = \frac{0.3048 \times 300 \times 3.14 \times \left[2 \times (0.1524)^2 - (0.0635)^2 \right]}{4} \times 60 = 182.7 \text{ ساعت / متر مکعب}$$

براساس محاسبات انجام شده مقادیر Z_1, Z_2 به ترتیب برابر با ۰.۵۷۵ و ۰.۳۱۲ می‌باشند. بنابراین راندمان حجمی کمپرسور بر اساس رابطه (۹-۴) برابر است با:

$$\eta_v = 0.97 - \left[\frac{0.312}{0.575} \times \left(\frac{234}{117} \right)^{\frac{1}{1.3}} - 1 \right] \times 0.12 - 0.05 = 0.93$$

لذا ظرفیت واقعی کمپرسور برابر است با:

$$Q = P_d \times \eta_v = 182.7 \times 0.93 = 169.9 \text{ ساعت / متر مکعب}$$

دریک جمع بندی کلی می‌توان نتیجه گرفت که راندمان حجمی کمپرسور به عوامل زیر بستگی دارد:

الف: نسبت تراکم

ب: ضریب تراکم پذیری گاز (Z) در شرایط مکش و دهش کمپرسور

ج: در صد فضای مرده.

د: افت فشار ناشی از عبور گازها از درون سوپاپها

س: نشتی از کناره رینگها که خود به روغنکاری شدن یا نشدن سیلندر، کیفیت سطح سیلندر، کیفیت رینگها، تعداد رینگها و... بستگی دارد.

ش: خواص فیزیکی گاز (نمای پولی ترو پیک و دانسیته گاز)

ص: میزان گرم شدن گاز در حد فاصل دهانه مکش تا خروجی سوپاپ مکش

ه: میزان رطوبت موجود در گاز مورد تراکم

لازم به ذکر است که در نسبت تراکم‌های بالا (۱۵-۶)، تأثیر فضای مرده برروی راندمان حجمی از تأثیرافت فشار در سوپاپها بیشتر می‌باشد. حال آنکه در نسبت تراکم‌های متوسط (۶-۳) دو پدیده فوق تقریباً بطور یکسان برروی راندمان حجمی تأثیر می‌گذارند و بالا خره در نسبت تراکم‌های کم (کمتر از ۳) افت فشار در سوپاپها در مقایسه با فضای مرده تأثیر بیشتری برروی راندمان حجمی باقی می‌گذارد.

۹-۴: خلاصه‌ای از ویژگیهای کمپرسورهای پیستونی

۱- این کمپرسورها از نوع رفت و برگشتی بوده و لذا همواره مقداری نیروی متعادل نشده در آن باقی می‌ماند و به همین خاطر نیاز به فوندانسیون سنگین‌تری دارند.

۲- میزان لرزش در این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها (دورانی و گریز از مرکز) بیشتر بوده و به همین خاطر امکان انتقال لرزش به سایر تجهیزات از طریق لوله‌ها و فوندانسیون وجود دارد.

۳- اکثر این کمپرسورها بصورت روانکاری شونده ساخته می‌شوند ولی ممکن است در شرایط خاصی بصورت خشک ساخته شوند. عدم روانکاری سیلندر موجب افزایش فرسایش رینگها، کاهش راندمان و افزایش هزینه‌های تعمیراتی می‌گردد. در طرح شیاری آن (Labyrinth) بعلت عدم بکارگیری از رینگ فرسایش رینگها منتفی بوده ولی بعلت نشت گاز از کنار پیستون، راندمان حجمی آن می‌تواند کمتر نیز باشد.

۴- بروز پدیده موجدار شدن (Surging) در این کمپرسورها منتفی است.

۵- تغییر جرم مولکولی گاز در قسمت مکش تأثیری روی عملکرد این کمپرسورها باقی نمی‌گذارد.

۶- فشار گاز خروجی از این کمپرسورها مستقل از سرعت دورانی آن می‌باشد.

۷- گاز خروجی از کمپرسور دارای ضربات (Pulse) بوده و به همین خاطر در صورت بهره‌برداری از چند کمپرسور پیستونی بطور موازی می‌تواند باعث بروز مشکلاتی نظیر تشدید (Resonance) گردد. لذا در چنین حالتی بکارگیری از قطعات ضربه‌گیر (Damping Element) در قسمت دهش ضروری است.

۸- راندمان آنها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها بالاتر بوده و امکان طراحی آن بصورت چندمرحله‌ای با بکارگیری از خنک‌کن بین مرحله‌ای وجود داشته و به همین خاطر برای شرایط سخت بهره‌برداری کمپرسور مناسبی می‌باشد.

۹- بکارگیری از سوپاپ‌های مکش و دهش در این کمپرسورها ضروری بوده و همین امر باعث کاهش کارآئی و افزایش خرابی و توقف در کمپرسور می‌گردد. مشکلات مربوط به سوپاپ بویژه در شرایطی که فشار مکش پائین می‌باشد از اهمیت بیشتری برخوردار است.

۱۰- کمپرسورهای پیستونی دارای قطعات فرسایش زیادی نظیر سوپاپها، رینگهای متراکم و روغنی (و یا هادی)، یاطاقانها و ... بوده و به همین خاطر به سرویس و نگهداری و تعمیرات بیشتری در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها نیاز دارند.

۱۱- این کمپرسورها نسبت به حضور مایع در گاز مورد تراکم حساس بوده و می‌تواند باعث بروز مشکلاتی نظیر خرابی سوپاپها، کج شدن شاتون یا شافت پیستون و حتی بریدن میل‌لنگ گردد.

۱۲- برای شرایطی که فشار دهش بسیار بالا موردنظر باشد کمپرسور بلارقیبی بوده ولی از نظر ظرفیت برای دبی کم تا متوسط مناسب می‌باشند.

۱۳- سرعت دورانی آنها نسبتاً پائین بوده و به همین خاطر اساساً ماشینی کم سروصدا می‌باشد.

۱۴- کنترل ظرفیت آنها به روشهای مختلفی امکان‌پذیر می‌باشد که در این زمینه در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها از تنوع بیشتری برخوردار است.

۱۵- کمپرسورهای پیستونی دارای فضای مرده بوده و به همین خاطر راندمان حجمی آنها بویژه در نسبت تراکم‌های بالا، پائین می‌باشد. به همین خاطر نمی‌توان از آن برای دستیابی به خلأ پائین استفاده کرد.

۱۶- روانکاری قسمت انتقال قدرت (میل‌لنگ و ...) را می‌توان با روغن‌های مناسب و روانکاری قسمت تراکم آن را با روغن سازگار با گاز مورد تراکم و شرایط بهره‌برداری انجام داد. به همین خاطر بسیاری از مشکلات حضور روغن در گاز مورد تراکم را می‌توان بر طرف کرد.

۱۷- محل خروج شافت از محفظه تراکم را می‌توان با سیستم آب‌بند کننده مناسب آب‌بندی کرده و یا با بکارگیری از گاز خنثی آن را تحت فشار نگهداشت تا مانع از نشت گاز مورد تراکم به بیرون شد.

بخش پنجم: کمپرسورهای دورانی (Rotary Compressors)

۱-۵: مقدمه:

کمپرسورهای دورانی از نظر رفتاری جزء کمپرسورهای جابجائی مثبت بوده ولی از دیدگاه نیروهای وارد بر آن همانند کمپرسورهای گریزازمرکز یک ماشین بالانس شده می‌باشند. مهمترین تفاوت کمپرسورهای دورانی با کمپرسورهای تناوبی که هم خانواده می‌باشند در حذف سوپاپها در کمپرسورهای دورانی است. اساساً درمقایسه با کمپرسورهای تناوبی از نظر وزن، سبکتر بوده و بعلاوه حذف نیروهای لرزاننده (Shaking Forces) به فوندانسیون سنگین نیاز ندارند. هرچند که این کمپرسورها دارای ساختمان نسبتاً ساده تری در مقایسه با کمپرسورهای تناوبی می‌باشند، بااین وجود از نظر طراحی دارای تنوع زیادی بوده و در طرحهای مختلفی ساخته می‌شوند.

کمپرسورهای دورانی را باید پاسخ مناسبی برای دامنه ای از کاربرد کمپرسورها در صنعت دانست که در حفاصل بین کمپرسورهای تناوبی و گریزازمرکز قرار می‌گیرد. ماشینی است مناسب برای نسبت تراکمهای متغیر و دامنه وسیعی از ظرفیت. کمپرسوری که می‌تواند با سرعت متناسب با الکتروموتورهای معمولی کار نموده و از نظر هزینه تعمیر و نگهداری مشابه کمپرسورهای گریزازمرکز می‌باشد، بطوری که هزینه تعمیر نگهداری آن حدود یک سوم کمپرسورهای تناوبی با ظرفیت مشابه می‌باشد. حذف سوپاپ در این کمپرسورها بخش اعظمی از مشکلات و توقفات مرتبطه را که در کمپرسورهای تناوبی وجود دارد منتهی می‌سازد. در کمپرسورهای دورانی حجم معینی از گاز در فضای بین دو قطعه محبوس شده و سپس در اثر کاهش حجم فضائی که گاز در آن گیر افتاده است، فشار آن افزایش داده شده و به سمت قسمت دهش هدایت می‌شود. سرعت گاز در طی فرآیند تراکم چندان بالا نبوده و همین امر موجب جلوگیری از تأثیر تحول پولی تروپیک در کمپرسور می‌شود، پدیده ای که در اثر نزدیک شدن سرعت گاز به سرعت صوت در کمپرسورهای گریزازمرکز منشأ مشکلات زیادی می‌باشد.

فشار کار اساساً در این نوع کمپرسورها پائین بوده و غالباً تا ۱۵ بار بیشتر نمی‌باشد. البته طرحهای خاصی از این کمپرسورها که چند مرحله ای می‌باشند قادرند تا فشارهای بالاتری (مثلاً ۴۰ بار) کار کنند این کمپرسورها بصورت خشک (Dry) و یا روغن کاری شده مورد استفاده قرار می‌گیرند. همانطوری که قبلاً گفته شد کمپرسورهای دورانی در طرحهای مختلفی ساخته می‌شوند که متداولترین آنها به شرح زیر می‌باشد:

۱- کمپرسورهای حلزونی (بایک یا دو حلزون) (Single Or Twin Screw(s)

۲- کمپرسورهای گوشواره ای (Lobe Type)

۳- کمپرسورهای تیغه لغزنده (Sliding Vane)

۴- کمپرسورهای رینگ مایع (Liquid Ring)

۵- کمپرسورهای دندانه چرخنده (Rotary Tooth)

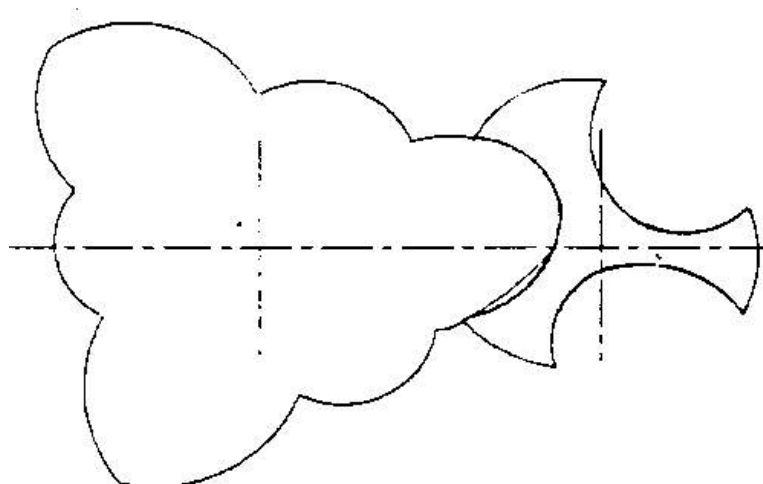
۲-۵: کمپرسورهای حلزونی Screw(s) Or Helical Lobe

۱-۲-۵: تاریخچه

هرچند که اولین کمپرسور حلزونی در سال ۱۸۷۸ در آلمان ساخته شد، ولی این کمپرسورها با طرحهای مشابه کمپرسورهای امروزی نخستین بار در سال ۱۹۳۴ توسط Lysholm مهندس ارشد شرکت (SRM) Sevenska Rotor Maskiner ابداع گردید لذا این کمپرسورها رami توان جزء کمپرسورهای جدید در صنایع دانست. اوسعی براین داشت تا کمپرسوری از خانواده دورانی، با سرعت بالاتر از کمپرسورهای تناوبی که بتوان مستقیماً آن راباتورینهای گازی راه اندازی نمود و فاقد مشکلات پدیده موجدار شدن (Surging) که در کمپرسورهای گریز از مرکز به وقوع می پیوندد باشد، طراحی و تولید نماید.

اولین کمپرسور ساخته شده توسط وی از نوع خشک (Oil Free) که دارای دنده زمان بندی کننده (Timing Gear) بوده تا موجب همزمانی چرخش روتورها گردد. آرایش روتورها به صورت ۳+۳ طراحی گردید (روتور نری با سه برجستگی و روتور مادگی با سه فضای مقعر) و دارای زاویه پیچش تندی (Steep) بوده که اجازه می دهد تا کمپرسور بانسبت تراکم داخلی (Built - in Compression Ratio) بالاتر و فشار خروجی بیشتری کار کند. فشاردهش در طرحهای اولیه این کمپرسورها حدود ۲۰ - ۳۰ psig بود.

متأسفانه طرح فوق باعث ایجاد فضای گیر انداختن (Trapped Pocket) در کمپرسور گردیده و این امر موجب بالارفتن فشار گاز قبل از خروج گاز از کمپرسور شده که نهایتاً کاهش راندمان و افزایش سروصدای کمپرسور را بدنبال داشت. شکل (۵-۱)



Outline of Lysholm early profile

شکل (۵-۱): اولین طرح روتورها با آرایش (۳+۳)

در دهه ۱۹۴۰ Hans Nilson مهندس ارشد شرکت SRM تغییراتی را در کمپرسورهای اولیه بوجود آورد. در طرح وی روتور نری (Male Rotor) با چهار گوشواره و روتور مادگی (Female Rotor) با شش محفظه مقعر (آرایش ۶ + ۴) ساخته شد. این تغییرات موجب حذف فضای گیرافتادن و افزایش زاویه پیچش حلزونی گردیده که در نهایت باعث افزایش نیت تراکم و راندمان کمپرسور می‌شد. شکل (۲-۵)

پیشرفت در طراحی و ساخت ماشینهای تراش حلزونی به شرکت Howden که یک شرکت اسکاتلندی بود اجازه داد تا تولید نسل جدیدی از کمپرسورهای حلزونی را که روغن کاری می‌شدند (Oil Flooded) را توسعه و گسترش دهند.

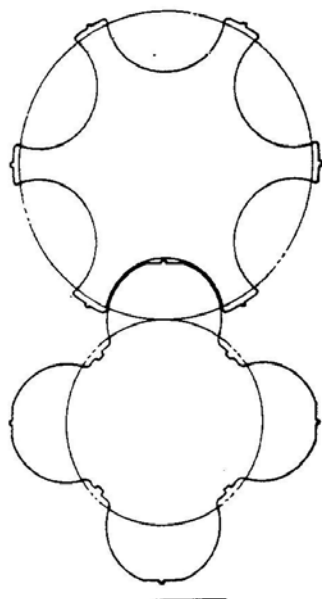


Fig. 3—Rotor profiles of the four-lobe male and the six-lobe female. Built-in clearance exists between the two rotors. (Courtesy of Beloit Power Systems, Inc.)

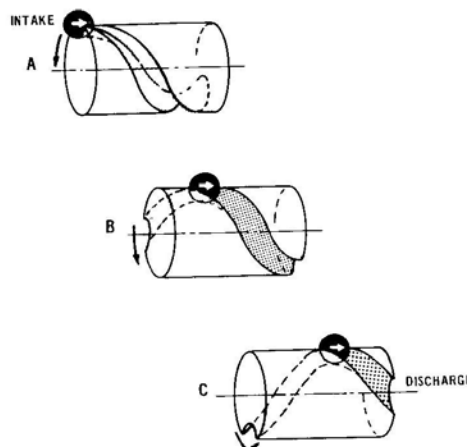


Figure 4-1. The compression cycle of a helical screw compressor. (Courtesy of Joy Manufacturing.)

شکل (۲-۵): طرح روتورها با آرایش (۶+۴)

استفاده از شیر لغزشی (Slid Valve) در سالهای اولیه دهه ۱۹۵۰ موجب شد تا شرکت SRM بتواند در کنار تغییر ابعاد کمپرسور ظرفیت آنها را نیز کنترل نماید. کنترل ظرفیت که یکی از عوامل محدود کننده در طراحی کمپرسور بود اجازه داد تا بتوان نسبت تراکم را در یک دامنه وسیعی از تغییرات دبی، تحت کنترل درآورد. امروزه استفاده از شیر لغزنده در کنترل ظرفیت کمپرسورهای حلزونی از نوع روغن کاری شونده کاربرد وسیعی دارد. روغن کاری کمپرسور علاوه بر افزایش راندمان کمپرسور به میزان ۸ تا ۱۰ درصد در مقایسه با کمپرسورهای خشک، موجب افزایش نسبت تراکم مجاز گردیده و نیاز به دنده‌های زمان بندی کننده رادر بهره برداری از کمپرسورهای حلزونی منتفی ساخته است. لایه روغن موجود بین روتورها اجازه می‌دهد تا روتور مادگی توسط روتور محرک (روتور نری) بچرخش درآید. این امر نخستین بار توسط شرکت اطلس کوپکو در سال ۱۹۵۷ به مرحله اجرا درآمد. استفاده از شیر لغزنده همراه با روغن کاری به روش تزریقی نخستین بار در سیستم تبرید در سال ۱۹۶۰ بکار گرفته شد.

تغییر در ساختار روتورها و تغییر شکل آن بصورت غیر متقارن (Asymmetric)) در سال ۱۹۶۹ توسط شرکت Sullair صورت پذیرفت. تغییر شکل روتورها باعث کاهش میزان نشتی در طول مسیر تراکم گردیده که در نهایت افزایش راندمان را به دنبال داشت. بهبود کارآئی در سرعت کم اجازه می‌دهد تا این کمپرسورها بتوان بطور مستقیم توسط الکتر موتورها مورد بهره برداری قرار داد.

۲-۲-۵: ویژگیهای کمپرسورهای حلزونی

همانطوری که قبلاً گفته شد مشخصه‌های کمپرسورهای حلزونی به نحوی است که در حد فاصل بین مشخصه‌های کمپرسورهای تناوبی و گریزازمرکز قرار می‌گیرند و حتی در مواردی قادرند در محدوده کار هریک از کمپرسورهای فوق به کار گرفته شوند. کمپرسورهای حلزونی از نظر ظرفیت بعد از کمپرسورهای گریزازمرکز قرار داشته و فشار دهش در آنها از چند میلی بار (Torr) تا ۶۰ باری می‌رسد.

کمپرسورهای حلزونی در ظرفیت تا ۱۲۰۰ متر مکعب در دقیقه طراحی و ساخته می‌شوند. مقادیر زیاد ظرفیت آن در محدوده کار کمپرسورهای گریزازمرکز قرار داشته ولی به علت بالا بودن راندمان آن (حدود ۷۵ تا ۸۵ درصد) در یک چنین مواردی بر کمپرسورهای گریزازمرکز ارجحیت دارد. از این کمپرسورها در ظرفیت‌های پایین برای سیستم تهویه مطبوع اتومبیل‌ها استفاده می‌شود، محدوده ای که اصولاً در اختیار کمپرسورهای تناوبی قرار دارد. کمپرسورهای حلزونی خشک حداکثر در ظرفیت ۱/۵ متر مکعب در دقیقه ساخته می‌شوند. یکی دیگر از محاسن این کمپرسورها در مقایسه با انواع گریزازمرکز در این است که عملکرد آنها برخلاف کمپرسورهای گریزازمرکز وابستگی چندانی به جرم مولکولی گاز ندارند. از نظر اقتصادی در محدوده توان مصرفی ۱۵۰۰ - ۲۰۰ اسب بخار از کمپرسورهای گریزازمرکز ارزانتر می‌باشد.

هرچند که کمپرسورهای رفت و برگشتی از راندمان بالاتری نسبت به کمپرسورهای حلزونی برخوردار می‌باشند، ولی برای دبی معینی از جریان گاز، کمپرسور حلزونی دارای ابعاد کوچکتری می‌باشند و به همین خاطر به فضای کمتری برای نصب نیاز دارند. البته انرژی مخصوص (توان مصرفی برای تراکم واحد ظرفیت) آنها از کمپرسورهای تناوبی بیشتر است. به علت عدم وجود نیروهای بالانس نشده نیاز فوندانسیون سنگینی نداشته و لذا هزینه نصب آنها کمتر می‌باشد.

این کمپرسورها قادرند گازهای چسبناک (Sticky) و قابل پلیمریزاسیون را متراکم نمایند. در واقع حضور ذرات نرم (Soft Deposit) در گاز مورد تراکم باعث کاهش تأثیر لقی (Clearance) روتورها بر روی راندمان کمپرسور گردیده و موجب کاهش نشتی و افزایش راندمان حجمی آن می‌گردد. یکی از معایب این کمپرسورها بالا بودن صدای آنها می‌باشد که جزء ویژگیهای ذاتی آن

می باشد. به همین خاطر تمامی کمپرسورهای دورانی در قسمت مکش و دهش مجهز به صداخفه کن (Silencer) می باشد.

۳-۲-۵: تقسیم بندی کمپرسورهای حلزونی

کمپرسورهای حلزونی از نظر تعداد روتورها به دو دسته تک روتور (Single) شکل (۳-۵) و دوتائی (Twin) شکل (۴-۵) تقسیم بندی می کنند.

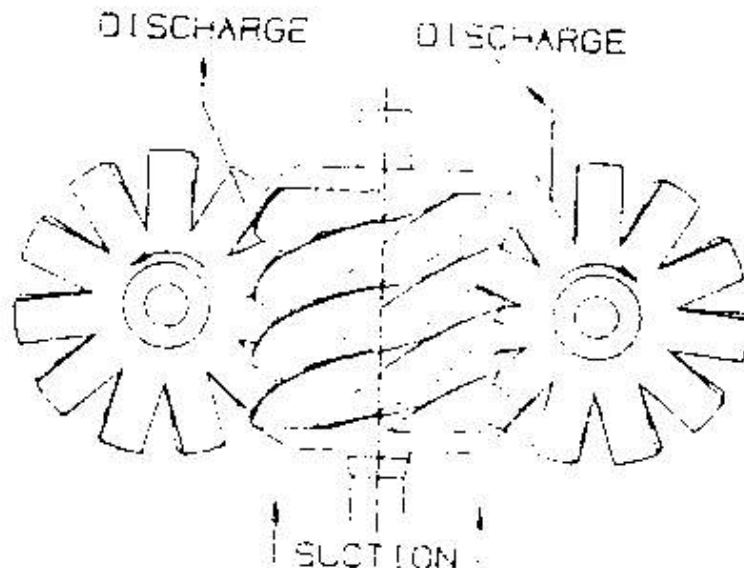


FIGURE 43.2 Single-screw compressor. (Single Screw Compressor, Inc.)

شکل (۳-۵): کمپرسور حلزونی بایک روتور



شکل (۴-۵): کمپرسور حلزونی بادو روتور

از آنجائی که کمپرسورهای بایک روتور امروزه کاربرد چندانی در صنعت ندارند، این مبحث کلاً به بررسی کمپرسورهای حلزونی بادو روتور اختصاص داده شده است. لازم به ذکر است که کمپرسورهای حلزونی همانند کمپرسورهای تناوبی، بصورت یک یا چند مرحله ساخته می شوند.

مثلاً شرکت اسکاتلندی Howden امروزه کمپرسورهای حلزونی ۴ مرحله ای ساخته که قادر است تا فشار ۴۱ بار گاز راکم نماید.

از سوی دیگر کمپرسورهای حلزونی خود به دودسته خشک (Dry) و روغن کاری شونده (Oil Flooded) تقسیم می‌شوند. مغایرت در طراحی این دودسته کمپرسورها تاحدی است که می‌توان حتی آنها را در دودسته جداگانه مورد بررسی قرار داد. ولی از آنجائی که اساس کار این کمپرسورها مشابهت زیادی دارند، لذا نیازی به جداکردن اصول کار آنها نبوده و هر دو در یک مبحث مورد بررسی قرار می‌گیرند. البته بدیهی است در مواردی که این دو کمپرسور از نظر رفتاری و طراحی دارای مغایرت‌هایی باشند، هریک بطور جداگانه مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

۴-۲-۵: مبانی کار کمپرسورهای حلزونی

کمپرسورهای حلزونی جزء کمپرسورهای جابجائی مثبت می‌باشند که در آن عمل تراکم بین دو عدد روتور حلزونی (Helical) در مرحله درهم رفتگی (Inter Meshing) صورت پذیرد. روتورها اصطلاحاً بدوشکل نری (Male) و مادگی (Female) ساخته می‌شوند. روتور نری دارای گوشواره (Lobe) محدب و روتور مادگی دارای شکل مقعر می‌باشد. شکل (۱-۸).

در مرحله مکش، گاز وارد فضای مقعر حلزون مادگی شده و آنره پر می‌کند. در مرحله تراکم قسمت محدب روتور نری فضای تقعر روتور مادگی را پر کرده و با کاهش حجم گاز جمع شده در آن، باعث افزایش فشار گاز می‌گردد. هنگامی که فشار گاز اندکی از فشار گاز خط دهش بیشتر گردد، گاز تراکم شده به سمت لوله دهش رانده شده و عمل تخلیه گاز صورت می‌گیرد. عمل تراکم با تکرار این فرآیند در طول دوران حلزونی‌ها شکل پیوسته ای رابه خود می‌گیرد.

روتور نری دارای عموماً ۴ گوشواره و روتورهای مادگی دارای ۶ محفظه مقعر می‌باشد. در طول دوران روتورها هیچگونه تماس مکانیکی نباید بین آنها وجود داشته باشد، در کمپرسورهای خشک چرخش روتور مادگی بکمک دنده‌هایی که نقش تنظیم زمان بندی دوران روتورها را بعده دارند (Timing Gear) صورت می‌پذیرد. این فرآیند در هر دور گردش روتور ماده ۶ دفعه و به ازاء هر دور گردش روتور نری ۴ بار تکرار می‌شود. عبارت دیگر سرعت دوران روتور ماده دو سوم سرعت دورانی روتور نری می‌باشد.

میزان تراکمی که در هر سیکل تراکم صورت می‌گیرد به طول روتور، زاویه حلزونی و نسبت تراکم در کمپرسور بستگی دارد. عبارت دیگر مجاری جریان گاز از نظر ابعادی طوری ساخته می‌شوند که بتوان به نسبت تراکم مورد نظر دست یافت.

وجود فرآیند تراکم داخلی باعث افزایش راندمان حجمی کمپرسور گردیده و همین مزیت یکی از دلایل برتری این کمپرسورها در مقایسه با کمپرسورهای گوشواره ای می باشد. جهت دست یابی به راندمان مطلوب لازم است که لقی بین روتور تا حد ممکن کم باشد. در شکل (۵-۸) دیاگرام مختلف برای شرایط مختلف تراکم نشان داده شده است.

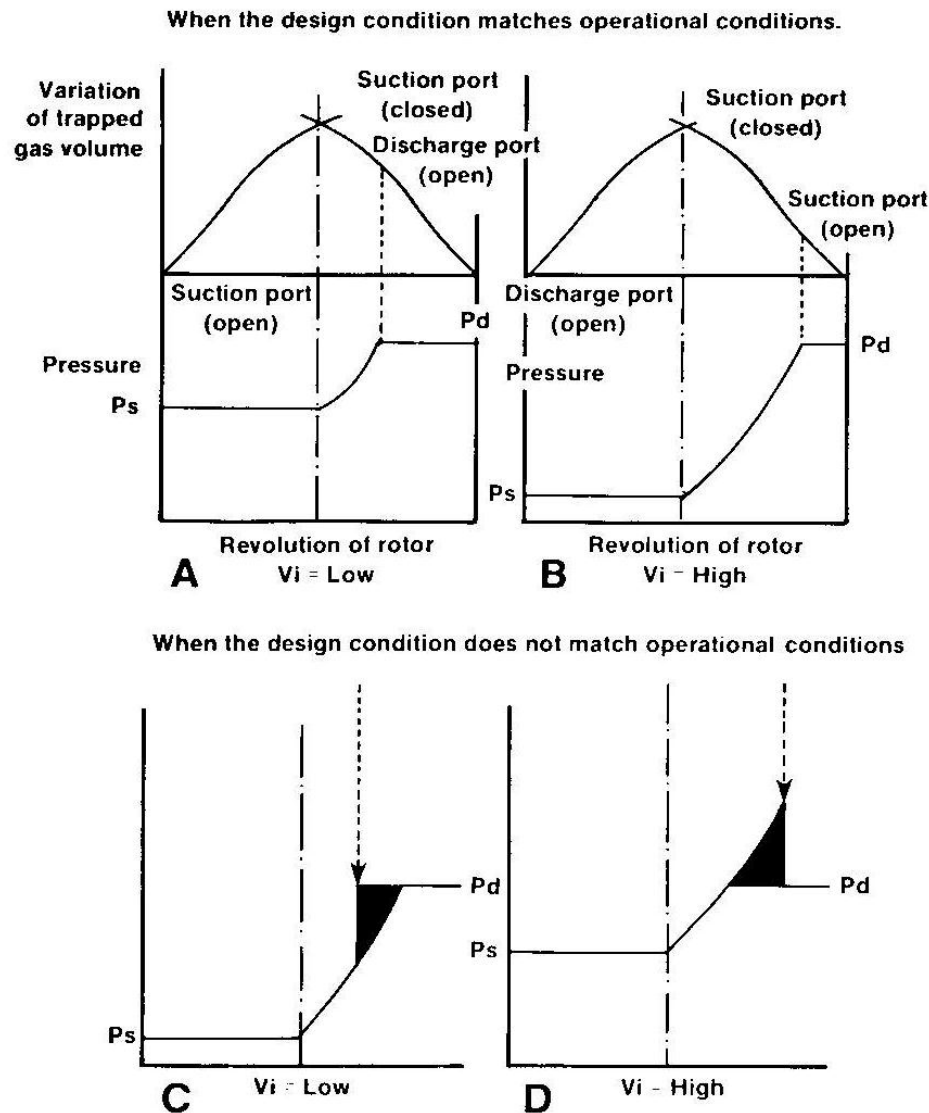


Figure 4-2. Effects of low and high volume ratios on the cycle of a screw compressor. (Courtesy of Mayekawa Manufacturing Company, Ltd.)

شکل (۵-۵): تأثیر نسبت حجمی کم و زیاد بر روی سیکل تراکم در کمپرسورهای حلزونی

حالت (A) نسبت تراکمی کم و حالت (B) نسبت تراکمی زیاد را نشان می دهد.
حالت (C) نسبت حجمی کم در حالتی که شرایط طراحی با شرایط کارسازی ندارد را نمایش داده و حالت (D) نسبت حجمی زیاد در حالتی که شرایط طراحی با شرایط کارسازی ندارد را نشان می دهد.

از آنجائی گازی که به قسمت تخلیه کمپرسور می‌رسد دارای فشار کافی نمی باشد، مقداری گاز از قسمت دهش برگشت نموده و همین امر باعث ازدست رفت انرژی می‌گردد.

دیگرام (D) کمپرسوری را با نسبت حجمی بالا در یک فرآیند نشان می‌دهد.

اگر گاز مورد تراکم تافشاری بالاتر از فشار گاز دهش متراکم گردد، کار اضافی که برای تراکم اضافی صرف شده است بشکلی ازدست رفت انرژی محسوب می‌گردد.

دربرسی کمپرسورهای دروانی دو اصطلاح نسبت حجمی (V_i) و نسبت تراکم (r_p) مورد استفاده زیادی دارد.

نسبت حجمی (V_i) عبارت است از نسبت حجم گاز گیرانداخته شده در شروع تراکم به حجم گازی که در شرایط خروج از کمپرسور قرار دارد.

نسبت فشار، همان نسبت تراکم بوده و عبارت است از نسبت فشار گازدهش به فشار گاز مکش.

رابطه بین V_i و r_p طبق رابطه (۵-۱) نمایش داده می‌شود.

$$r_p = V_i^k \quad (5-1)$$

که در آن:

r_p = نسبت فشار
 k = نمای آیزنتروپیک
 V_i = نسبت حجم

۵-۲-۵: جابجائی Displacement

جابجائی کمپرسورهای حلزونی تابعی از حجم فضای خالی بین روتورها و سرعت کمپرسور می‌باشد. حجم فضای بین روتورها به شکل هندسی (Profile)، قطر و طول روتور بستگی دارد که از رابطه (۵-۲) بدست می‌آید.

$$Q_c = \frac{d^3 (L/d)}{c} \quad (5-2)$$

که در آن:

Q_r = حجم جابجائی در هردور کمپرسور
 d = قطر روتور
 L = طول روتور
 c = ثابت هندسی روتور

که مقدار آن برای آرایش روتور ۶+۴ وقتی که مقطع روتور دایره ای باشد ۲,۲۳۱ و اگر بصورت غیر متقارن باشد ۲,۰۵۵ در نظر گرفته می‌شود.

$$Q_d = Q_r \times N \quad (5-3)$$

$$Q_i = Q_d \times E_v \quad (5-4)$$

که در آن:

 $Q_d =$ جابجائی روتور $N =$ سرعت دورانی کمپرسور $E_v =$ راندمان حجمی $Q_i =$ حجم مکش واقعی

از آنجائی که در کمپرسورهای دورانی، فضای مرده برای انبساط مجدد گاز مورد تراکم وجود ندارد، راندمان حجمی تابعی از لغزش روتور می باشد که عبارت است از مقدار نشتی از قسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف، که نهایتاً موجب کاهش ظرفیت کمپرسور می گردد.

 $Q_d =$ جابجائی روتور $N =$ سرعت دورانی کمپرسور $E_v =$ راندمان حجمی $Q_i =$ حجم مکش واقعی

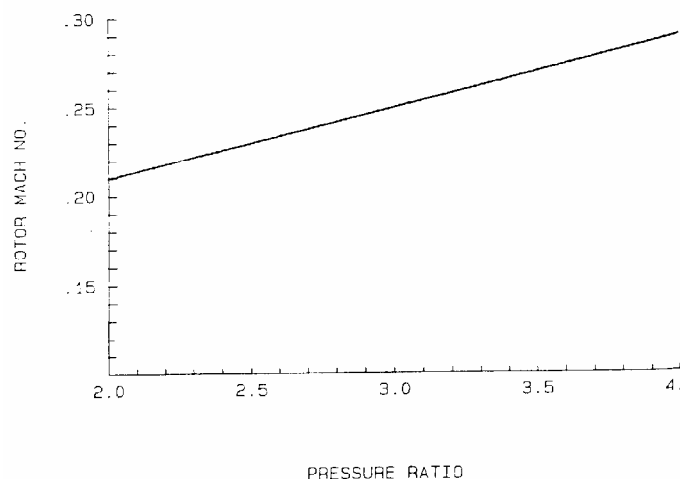
از آنجائی که در کمپرسورهای دورانی، فضای مرده برای انبساط مجدد گاز مورد تراکم وجود ندارد، راندمان حجمی تابعی از لغزش روتور می باشد که عبارت است از مقدار نشتی از قسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف، که نهایتاً موجب کاهش ظرفیت کمپرسور می گردد.

۵-۲-۶: کمپرسورهای خشک

در کمپرسورهای خشک میزان نشتی داخلی به سرعت لبه ای روتور بستگی دارد. سرعت لبه ای روتور برابر است با:

$$u = R\omega = R \cdot 2\pi N = \pi dN \quad (5-5)$$

در نسبت تراکم حدود ۳ بهینه ترین سرعت لبه ای حدود ۰.۲۵M می باشد (۱ M معادل یک ماخ). با افزایش نسبت تراکم، سرعت لبه ای بهینه افزایش می یابد (شکل ۵-۶).



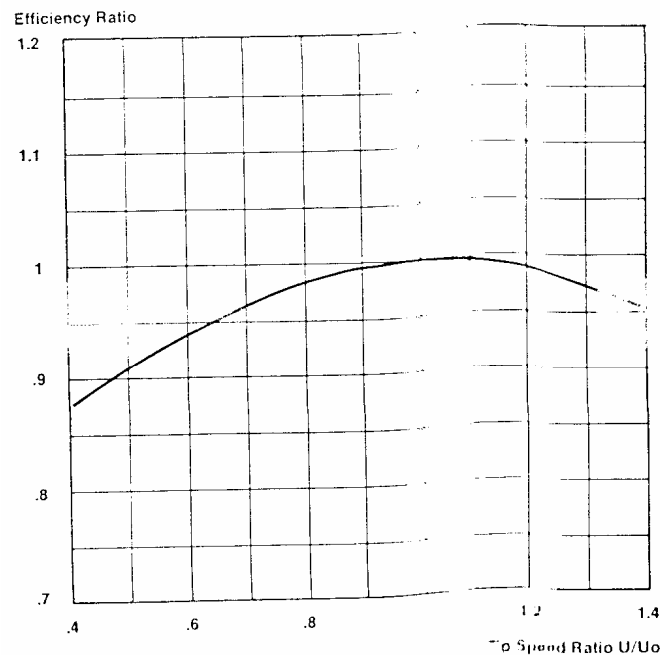
Optimum tip speed vs. pressure ratio.

شکل (۵-۶): سرعت لبه ای بهینه بر حسب نسبت تراکم

نشتی داخلی علاوه بر تأثیر بر روی راندمان حجمی، بر روی راندمان آدیاباتیکی نیز تأثیر می گذارد. در شکل (۵-۷) تغییرات نسبت راندمان به راندمان بهینه در مقایسه با تغییرات نسبت سرعت لبه ای به سرعت بهینه نشان داده شده است.

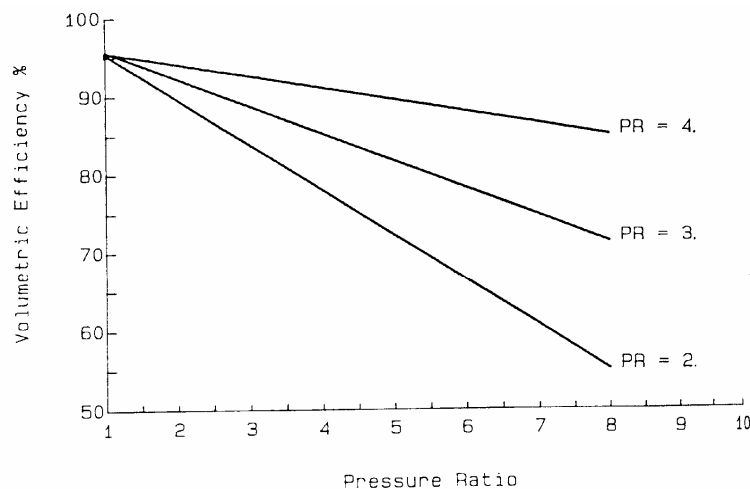
در شکل های (۵-۸) و (۵-۹) منحنی های راندمان حجمی و راندمان آدیاباتیکی برای سه نسبت تراکم ذاتی مختلف نشان داده شده است.

لازم به ذکر است که راندمان آدیاباتیکی کمپرسور باید نسبت به جرم مولکولی گاز مورد تراکم تصحیح شود. اساساً راندمان کمپرسور با افزایش جرم مولکولی گاز افزایش می یابد (وبالعکس).



Tip speed ratio vs efficiency ratio.

شکل (۵-۷): تغییرات راندمان نسبت به سرعت لبه ای



Pressure ratio vs. volumetric efficiency for an SRM compressor.

شکل (۵-۸): تغییرات راندمان حجمی به نسبت تراکم

در یک محاسبه سرانگشتی، راندمان کمپرسور برای هیدروژن ($M=2$) حدود ۳ درصد کاهش یافته و برای گازی با جرم مولکولی $M=56$ حدود ۳ درصد افزایش می یابد. مثلاً اگر راندمان کمپرسور برای هوا ۷۸ درصد باشد. وقتی گاز مورد تراکم هیدروژن باشد راندمان به ۷۵ درصد کاهش می یابد.

توان آدیباتیک را می توان از رابطه داده شده برای حالت آدیباتیک محاسبه کرد.

$$W_A = P_1 Q_1 \frac{k}{\eta_a (K-1)} \left(r_p^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (5-6)$$

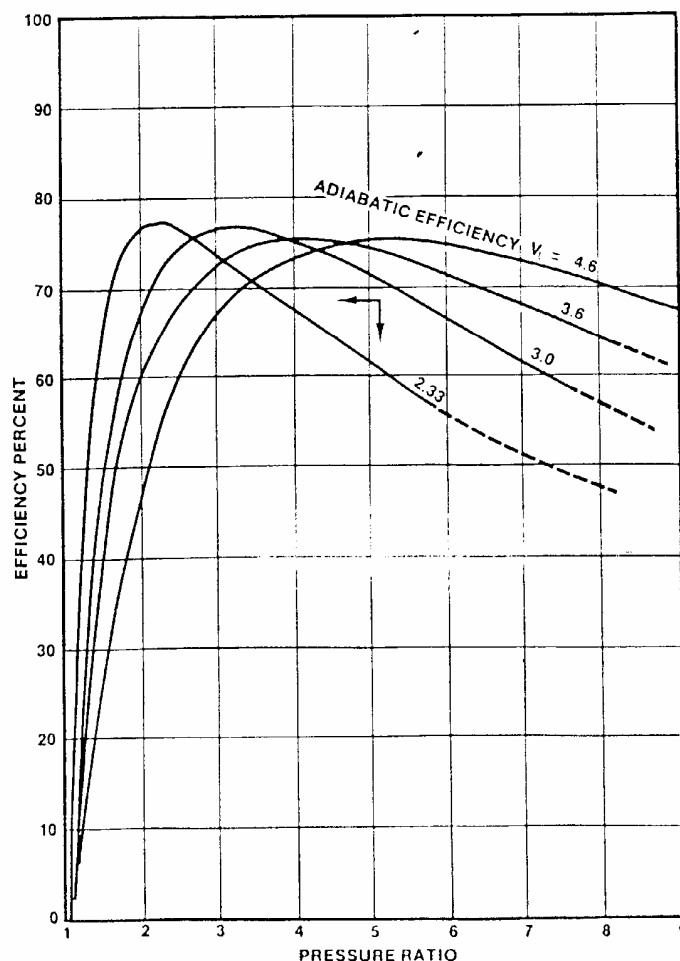
که در آن:

$W_a =$ توان آدیباتیک داده شده به کمپرسور

$P_1 =$ فشار ورودی

$Q_1 =$ حجم ورودی

$\eta_a =$ راندمان آدیباتیک



Pressure ratio vs. adiabatic efficiency for an SRM compressor

شکل (۵-۹): تغییرات راندمان آدیباتیک به نسبت تراکم

و دمای گاز خروجی برابر است با:

$$T_r = t_1 + \frac{T_1 \left(r_p^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right)}{\eta_a} \times \eta_t \quad (5-7)$$

که در آن T_1 و t_1 دمای گاز ورودی (به ترتیب بر حسب درجه سانتیگراد و کلوین)، $\eta_{\dot{o}a}$ راندمان آدیاباتیک و η_t راندمان افزایش دمای کمپرسور می باشد.

از آنجا که توان واقعی برابر است با توان آدیاباتیک بعلاوه از دست رفت مکانیکی در کمپرسور:

$$W_S = W_{at} + W_{mach} \quad (5-8)$$

در اغلب کمپرسورها، از دست رفت مکانیکی حدود ۷ درصد توان آدیاباتیک می باشد.
مثال (۵-۱):

کمپرسوری با شرایط زیر برای تراکم هوا مورد استفاده قرار می گیرد.

$$d = 10.5 \text{ in } (0.2667 \text{ m})$$

$$L/d = 1.5$$

$$M.W = 28.95$$

$$Q_1 = 2500 \text{ acfm } (1.18 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$t_1 = 100^\circ \text{F } (37.8^\circ \text{C})$$

$$P_1 = 14.5 \text{ Psia} = 1 \text{ bar } (a) = 101 \text{ Pa}$$

$$P_r = 43.5 \text{ Psia} = 3 \text{ bar } (a) = 303 \text{ Pa}$$

$$r_p = 3$$

$$K = 1.395$$

$$W = 174.7 \text{ lbs/min } (1.32 \text{ Kg/s})$$

مشخصه های کاری کمپرسور فوق را مشخص کنید.

حل:

$$Q_r = \frac{d^3 / (L/d)}{C} = \frac{0.2667^3 (1.5)}{2.231} = 0.01275 \text{ m}^3/\text{rev}$$

با استفاده از شکل (۵-۸) برای نسبت تراکم ۳، $E_v = 89\%$

$$Q_d = 1.18 / 0.89 = 1.326 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N = \frac{Q_d}{Q_r} = \frac{1.326}{0.01275} = 104 \text{ RPS} = 6240 \text{ RPM}$$

سرعت صوت در شرایط بهره برداری برابر است با:

$$a = \sqrt{KMgT} = \sqrt{1.395 \times 28.95 \times 9.81(273.1 + 37.8)} = 351 \text{ m/s}$$

$$u = \frac{\pi d \text{ RPM}}{60} = \frac{3.14 \times 0.2667 \times 6240}{60} = 87.1 \text{ m/s}$$

با توجه به شکل (۵-۶) ، برای نسبت تراکم ۳ ، نسبت سرعت لبه ای بهینه روتور (u.) به سرعت صوت $u/a = ۰.۲۵$ می باشد ، بنابراین سرعت لبه ای بهینه برابر است با :

$$u_1 = ۰.۲۵ \times ۳۵۱ = ۸۷.۷۵ \text{ m/s}$$

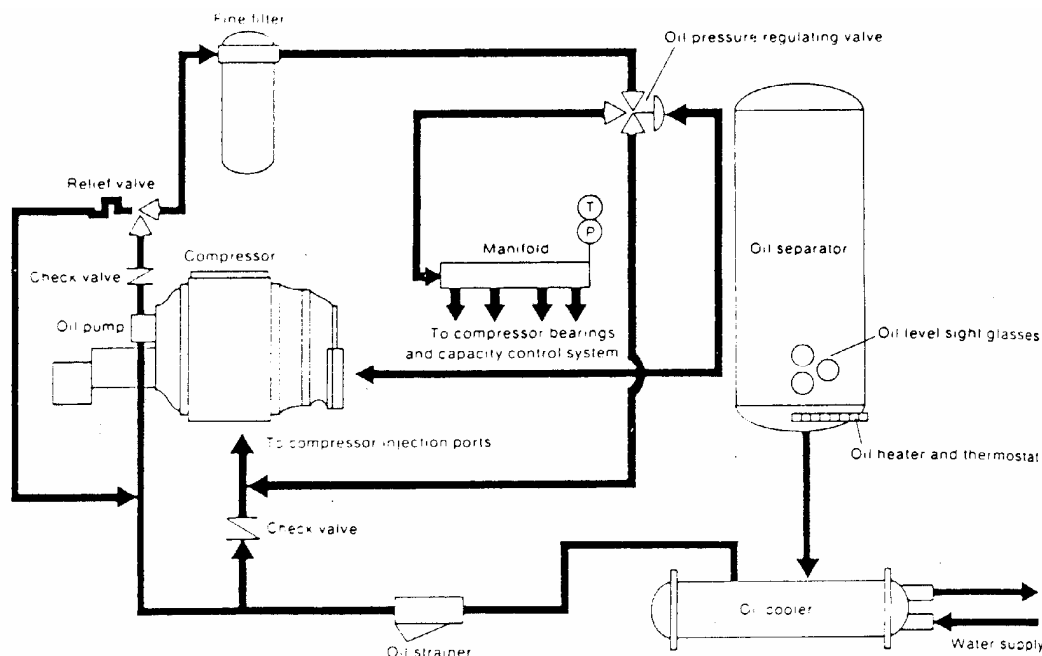
$$\frac{u}{u_1} = \frac{۸۷.۱}{۸۷.۷۵} = ۰.۹۹۲۶$$

این دسته از کمپرسورها را می توان جانشین های مناسبی برای کمپرسورهای گریز از مرکز داشت. از آنجا که دست یابی به ارتفاع آدیاباتیک زیاد در کمپرسورهای گریز از مرکز بسیار گران تمامی می شود ، می توان با بکارگیری از کمپرسورهای مارپیچی خشک و تزریق مایع خنک کننده مسئله آب بند کردن روتورها و کاهش درجه حرارت را بنحو مطلوب بهبود بخشید .

ب: کمپرسورهای روغنی

مهمترین مسئله در کمپرسورهای روغنی، بازیابی حرارت جذب شده توسط مایع روان کننده (خنک کننده) می باشد.

در طرحهای معمولی روغن تزریق شده بداخل محفظه تراکم در پایان فرآیند تراکم، با گاز مورد تراکم مخلوط شده و بعد از خارج شدن از محفظه تراکم در یک تله جداکننده، از گاز متراکم جدا شده و بعد از خنک کاری و فیلتراسیون بداخل محفظه تراکم برگشت داده می شود. در (شکل ۵-۱۰) نمودار مسیر جریان روغن در این دسته از کمپرسورها نشان داده شده است.



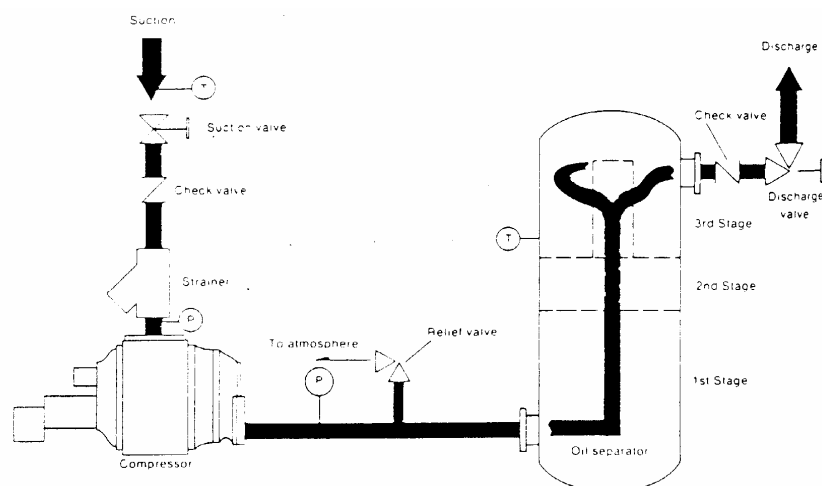
Lubrication diagram for a flooded screw compressor.

شکل (۵-۱۰): سیستم روغن کاری در کمپرسورهای مارپیچی روغنی

این روش برای مواردی که حضور مقادیر جزئی روغن در گاز مورد تراکم (نظیر هوا) چندان مشکل ساز نباشند، روشی مطلوب خواهد بود. ولی اگر حضور روغن حتی در مقادیر جزئی قابل

تحمل نباشد، نیازمند اتخاذ تدابیر ویژه بوده و تا حدودی پیچیده می باشد (نظیر بکارگیری از فیلترهای باخانه های ریز Microfilter).

با توجه به بالا نبودن دمای مخلوط روغن و گاز خارج شده از محفظه تراکم، جداسازی روغن از گاز چندان سخت نمی باشد، ولی چون روغن خارج شده به همراه گاز حالت بخار را دارد مقدار آن خیلی ناچیز بوده و در بسیاری از موارد قابل تحمل می باشد. ولی اگر لازم باشد که گاز مورد تراکم در حد فاقد روغن (Oil Free)، روغن گیری شود باید عملیات جداسازی روغن با کیفیت بالاتری صورت پذیرد که نمونه ای از آن در شکل (۵-۱۱) نشان داده شده است.



Oil and gas separation system for a flooded screw compressor.
(Sullair.)

شکل (۵-۱۱): جداسازی روغن از گاز مورد تراکم در کمپرسورهای مارپیچی روغنی

در چنین مواردی اپراتورها موظفند توجه بیشتری به تمیز نگهداشتن فیلتر جدا کننده روغن از گاز بنمایند. در سیستم های تبرید با انبساط مستقیم (DX)، حضور روغن در مبرد خروجی از کمپرسور چندان مشکل ساز نمی باشد چرا که روغن خارج شده از کمپرسور مجدداً توسط مبرد به آن برگشت داده می شود. تنها باید مراقب بود که درجه حرارت در تبخیر کننده خیلی پائین نباشد تا در برگشت مبرد و روغن به کمپرسور اختلالی وارد نشود.

انتخاب روغن با نقطه ریزش (Drop Point) مناسب می تواند جهت حل این مشکل مفید واقع شود. در چیلرهای از نوع مخزنی (Kettle Type) باید از تدابیر خاصی برای برگشت روغن استفاده شود. جدا کردن روغن از مخزن توسط جارو کننده ها (Skimmer) بسیار مرسوم می باشد. البته از آنجائی که جدا کردن روغن باید در شرایط متنوعی نظیر جوشیدن و یا کف کردن مبرد صورت پذیرد چندان آسان نخواهد بود.

لازم بذکر است که کنترل درجه حرارت در چگونگی برگشت روغن بسیار تاثیر گذار می باشد. اگر روغن در تبخیر کننده بصورت جامد در آید، برگشت آن به کمپرسور تقریباً غیر ممکن می

شود. در هر حال نصب صحیح تبخیر کننده می تواند تا حدود زیادی مشکل برگشت روغن به کمپرسور را حل کند.

یکی از ویژگیهای کمپرسورهای مارپیچی (خشک یا روغنی) در این است که فشار خروجی از آن چندان به جرم مولکولی گاز مورد تراکم بستگی نخواهد داشت. لذا برای مواردی که درصد ترکیبات سازنده گاز مورد تراکم دائماً در حال تغییر می باشد، این کمپرسور می تواند با راندمان نسبتاً ثابتی کار کند (وضعیتی که در کمپرسورهای گریز از مرکز می تواند مشکلات زیادی را در پی داشته باشد).

۷-۲-۵: پوسته

اکثر پوسته های محفظه تراکم از جنس چدن خاکستری ساخته می شوند. بر اساس استاندارد API 619 استفاده از پوسته چدنی برای فشار بالاتر از (۲۷,۲ bar) (۴۰۰ psig) در دمای بالاتر از ۲۶۰ درجه سانتیگراد (۵۰۰ درجه فارنهایت) و گازهای سمی و اشتعال پذیر مجاز نمی باشد. در شرایط بسیار نادری ممکن است از فولادهای آلیاژی با نیکل بالا برای ساخت پوسته استفاده شود. پوسته کمپرسورهای خشک مجهز به ژاکت برای جریان آب یا روغن خنک کننده می باشد. حضور آب یا سایر مایعات خنک کننده در پشت پوسته موجب کنترل درجه حرارت و تنظیم لقی بین روتورها و پوسته می گردد. در کمپرسورهای خشک بزرگ ، پوسته بصورت افقی دو تکه ساخته می شود تا در آوردن روتورهای سنگین آن سهولت انجام شود.

۸-۲-۵: روتورها

روتورها را باید قطعه اصلی این کمپرسورها دانست که عمل تراکم گاز توسط آن صورت می گیرد. ماشین کاری آن بنحوی صورت می گیرد که جریان گاز بصورت محوری همراه با تراکم گاز در آن صورت پذیرد. در بعضی از کمپرسورهای خشک، روتورها بصورت توخالی ساخته می شوند تا بتوان سیال خنک کننده را از درون آن عبور داد . همانند ژاکت اطراف پوسته ، وظیفه سیال خنک کننده حفظ ابعاد روتورها و ثابت نگهداشتن لقی بین آنها می باشد. روتورها عموماً از فولاد و بصورت آهنگری (Forging) و یا (BarStock) ساخته می شود. طرح اخیر به ابعاد روتور و امکان تهیه ماده اولیه در اندازه مورد نظر بستگی دارد.

در مواردی که گاز مورد تراکم با فولاد سازگاری لازم را نداشته باشد از سایر مواد اولیه نظیر فولاد ضد زنگ، فولاد آستنیتیک و یا کروم و یا آلیاژهای Exotic نیکل ساخته می شود.

بعضی از سازندگان جهت افزایش مقاومت روتورها در مقابل سایش و حفظ لقی بین آنها، آن را ماده مناسب روکش می دهند. تفلن (PTFE) متداول ترین ماده اولیه برای روکش دادن روتورها می باشد. ضخامت روکش به عوامل متعددی بستگی دارد. جهت بازیابی لقی بین روتورها گاهی اوقات سازندگان ترجیح می دهند که از نوار سایشی بر روی روتورها استفاده

کنند. این ایده برای حفظ لقی بین نوارهای سایشی در حد 0.1mm - 0.06mm به ازاء هر میلی متر از قطر روتور پیشنهاد می شود.

مثلاً اگر کمپرسور برای دمای 230°C درجه سانتیگراد طراحی شده ولی در دمای 260°C درجه سانتیگراد مورد بهره برداری قرار گیرد، تغییر سطح جریان گاز موجب کاهش راندمان کمپرسور بمیزان $1-5\%$ درصد می شود.

سرعت دورانی روتورها درحدی است که بالانس دینامیکی آن برای کنترل لرزش در کمپرسور ضروری می باشد. از آنجا که سرعت بحرانی بالاتر از سرعت بهره برداری از کمپرسور می باشد، لذا بررسی دوره ای روتورها از نظر دینامیکی نباید فراموش شود و این امر بویژه در کمپرسورهای خشک اهمیت زیادی دارد.

۹-۲-۵: یاطاقانها و آب بند کننده ها

در این بخش انواع یاطاقانها و آب بند کننده های مورد استفاده در کمپرسورهای دورانی مورد بررسی قرار می گیرد. در اغلب کمپرسورهای خشک فرآیندی با ابعاد بزرگ، یاطاقانهای شعاعی از نوع غلافی (Sleeve) و یا (Tilting Pad) می باشد. در این طرح یک لایه از بابت قلع برروی پوسته فولادی ریخته گری می شود. براساس دستورالعمل API 619 یاطاقانها باید طوری ساخته شوند که تعویض آنها بدون در آوردن روتورها و یا نیمه بالائی پوسته هایی که از نوع دو تکه افقی می باشند میسر باشد.

یاطاقانهای محوری عموماً از نوع Tilt Pad بوده و اجباراً نباید متقارن باشند. در کمپرسورهای هوا و تبریدی استاندارد یاطاقانها غالباً از نوع ضد اصطکاکی ساخته می شوند .

بخش ششم:
کمپرسورهای گریز از مرکز
Centrifugal Compressors

۱-۶: مقدمه

کمپرسورهای گریزازمرکز بعداز کمپرسورهای تناوبی پرمصرف ترین کمپرسورها در صنایع می باشند به ویژه به عنوان کمپرسور مورد استفاده در فرآیندها در درده اول قرار دارند. حال اگر به جای تعداد، ظرفیت ویا توان مصرفی معیار انتخاب قرار گیرد، کمپرسورهای گریزازمرکز بالاترین سهم را در فرآیند تراکم گازها در صنایع به خود اختصاص می دهند.

در طول ۴۰ سال اخیر به لحاظ ابعاد نسبی کوچکتر ووزن کمتر (درمقایسه با کمپرسورهای تناوبی)، بارشد وتوسعه صنایع، بکار گیری از کمپرسورهای فوق در فرآیندها بیشترین توجه را به خود معطوف داشته است. پائین بودن باروارده برروی فوندانسیون دراین کمپرسورها موجب گردیده تادر نصب آنها به فوندانسیون کوچکتر وسبکتری نیاز باشد. در قدمهای اولیه ساخت این کمپرسورها، راندمان آنها بسیار پائین بوده وقدرت رقابت با کمپرسورهای تناوبی رانداشتند. ولی در مناطقی که قیمت انرژی پائین باشد (نظیر کشورما) می تواند برای خود سهم بزرگی را در بازار فروش کمپرسورها اختصاص دهد.

در طرحهای اولیه، از این کمپرسورها برای مواقعی که فشار مورد نیاز کم ودبی زیاد مورد نظربود، استفاده می شد. در سالهای اولیه دهه ۱۹۳۰ در صنایع فولاد از این کمپرسورها برای کوره های از نوع (Blast Furnace) استفاده می شد. درهمین دوران استفاده از این کمپرسورها برای کشیدن گازهای حاصل از تبدیل ذغال سنگ به کک در کوره های کک مرسوم گردید.

در سالهای پایانی دهه ۱۹۳۰ صنایع تبرید برای تهیه مطبوع ساختمانها، استفاده از این کمپرسورها را به لحاظ کوچکی ابعاد وپائین بودن میزان لرزش وفوندانسیون مورد نیاز در دستور کارمهندسين تاسیسات قرار گرفت. بالارفتن ظرفیت واحدهای صنعتی وارزان بودن قیمت انرژی دلیل خوبی بود تابهره گیری از این کمپرسورها در صنایع در سالهای دهه ۱۹۵۰ رشد بیشتری داشته باشد.

افزایش قیمت انرژی در سالهای ۱۹۷۰ هرچندکه تا حدودی موجب محدودیت انتخاب این کمپرسورها گردید ولی زمینه مناسبی بود تابرروی افزایش راندمان این کمپرسورها اصلاحات بنیادی صورت پذیرد. از سوی دیگر نیاز به افزایش قابلیت اعتماد (Reliability) در بهره گیری از کمپرسور خود کمک بزرگی برای توسعه بازار فروش کمپرسورهای گریزازمرکز شد. چراکه در بسیاری از موارد این کمپرسورها قادر بودند نیاز به هرگونه تعمیر اساسی به مدت سه سال درواحدهای مربوطه درحال کار باشند و این زمان در بعضی از موارد حتی به ۶ سال نیز می رسید. عامل فوق به لحاظ کاهش عوارض زیانبار توقف خط تولید جهت تعمیرات وبویژه در واحدهای بزرگ دلیل خوبی بود تااین نوع کمپرسورها نگاههای متخصصان صنایع را متوجه خود سازند، وهمین جابود که قابلیت اعتماد، عنصر اولیه انتخاب کمپرسورها شد تا قیمت انرژی.

کمپرسورهای گریزازمرکز برای دبی ($100000 - 1700 \text{ m}^3/\text{hr}$) ساخته می‌شوند. بدیهی است که به همین خاطر استفاده از این کمپرسورها در دبی‌های کم که چندان اقتصادی نمی‌باشند نتوانست موفقیت چندان راکسب نماید. نسبت تراکم قابل دسترسی در کمپرسورهای یک طبقه گریزازمرکز به حدود ۳ نیز می‌رسد ولی در کمپرسورهای گریزازمرکز چند طبقه که برای هوا یا گاز به کار گرفته می‌شوند، مقدار آن کمتر از ۲ می‌باشد.

۲-۶: دسته بندی Classification

قبل از ورود به هر بحثی در این زمینه نخست لازم است که واژه مرحله (Stage) در کمپرسورها مجدداً تعریف گردد. در زمینه کمپرسورهای تناوبی این واژه تعریفی استاندارد داشته و عبارت است از تعداد دفعاتی که گاز در فضای بین پیستون و سیلندر تحت فرآیند تراکم قرار می‌گیرد و در بین مراحل خنک می‌شود. اما در مورد کمپرسورهای گریزازمرکز این واژه از نظر سازندگان کمپرسور و مهندسين فرآیند دارای تعابیر متفاوتی می‌باشد.

از نظر سازنده کمپرسور، مجموعه یک پروانه و یک پیچک (Diffuser) رایک مرحله می‌گویند. حال آنکه از نظر مهندسين فرآیند این واژه در یک محدوده از فرآیند تراکم معنی پیدا می‌کند که گاز تحت عمل خنک کردن مجدد قرار گیرد. مثلاً اگر کمپرسور دارای ۶ پروانه و یک خنک کن بین مرحله ای باشد، سازندگان کمپرسور آنرا ۶ مرحله ای و مصرف کنندگان آنرا ۲ مرحله ای می‌نامند. این اختلاف نظر در کمپرسورهایی که دارای یک پروانه می‌باشند مسئله مهمی نبوده چراکه هر دو یک مفهوم را می‌رسانند. اما وقتی که تعداد پروانه‌های یک پوسته افزایش می‌یابد اختلاف نظرها خود را نشان می‌دهند.

یکی از حالت‌های دسته بندی کمپرسورهای گریزازمرکز شکل پوسته آن می‌باشد. با توجه به اینکه پوسته‌ها دوتکه می‌باشند بر حسب اتصال تکه‌ها به یکدیگر کمپرسورها را افقی (Horizontal) و یا عمودی (Vertical) می‌نامند. کمپرسور یک طبقه ای که پروانه آن به صورت آویزان (Overhung) می‌باشد نمونه ای از کمپرسور یک مرحله ای پوسته عمودی (Vertical Split) می‌باشد که در شکل (۱-۶) نشان داده شده است. کمپرسورهای گریزازمرکز چند مرحله ای غالباً به شکل افقی ساخته می‌شوند.

حسن بزرگ کمپرسورهای افقی، سهولت در تعمیر و نگهداری آن می‌باشد. باباز کردن قسمت فوقانی پوسته کلیه قسمت‌های درونی کمپرسور در دسترس بوده و روتور آن را می‌توان بدون جدا کردن از کمپرسور بیرون کشید. در کمپرسورهایی که در فشار بالا و یا برای تراکم گازهای با جرم مولکولی کم کار می‌کنند، آب بند کردن پوسته مشکل بوده و در این گونه موارد ترجیح داده می‌شود که کمپرسور به شکل بشکه ای (Barrel type) ساخته شود. در مدل‌های چند مرحله ای کمپرسورهای بشکه ای، یک بشکه داخلی به صورت افقی درون پوسته اصلی کار گذاشته شده

است، بطوریکه می‌توان روتور را بدون جداکردن پروانه‌ها بیرون کشید. در کمپرسورهای با پروانه آویزان جداکردن روتور بدون جداسازی پروانه‌ها امکان پذیر نمی باشد. طرح دیگر کمپرسورهای گریزاز مرکز، مدل گیربکسی آن است. این نوع کمپرسورها غالباً از نوع پروانه آویزان بوده که دارای یک دنده بزرگ (Bull Gear) بوده و انتقال نیرو به پروانه‌ها توسط دنده‌های کوچکتر (Pinion) صورت می‌گیرد شکل (۶-۲).

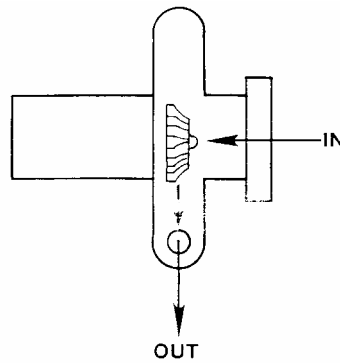
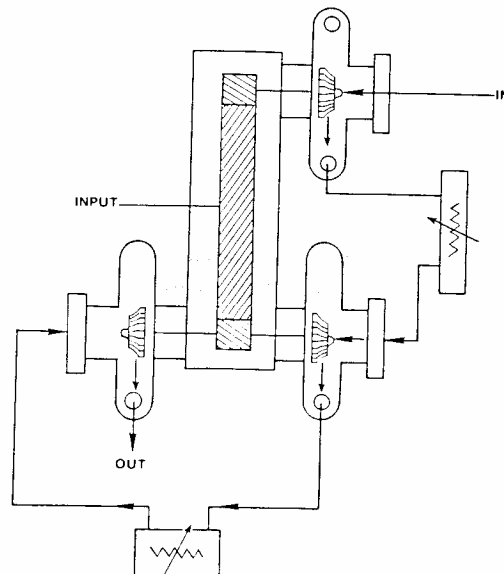


Diagram of a single-stage overhung type centrifugal compressor.

شکل (۶-۱): کمپرسورهای یک مرحله‌ای پوسته‌ای عمودی با پروانه آویزان



Flow diagram and schematic of an integrally geared compressor

شکل (۶-۲): کمپرسورهای گریزاز مرکز با پروانه آویزان و گیربکس دار

در این نوع طراحی، پوسته (Casing) به گیربکس متصل می‌باشد. این طرح می‌تواند در شکلهای یک یا چند مرحله‌ای ساخته شوند. کمپرسورهای چند مرحله‌ای از نوع طرح فوق غالباً برای تراکم هوا ساخته شده و خنک کن بین مرحله‌ای آن بخشی از مجموعه کمپرسور می‌باشد.

۶-۳: آرایش Arrangement

همانطوری که قبلاً گفته شد، کمپرسور یک مرحله‌ای عموماً به شکل پروانه آویزان می‌باشند که نمونه‌ای از آن در شکل (۶-۱) نشان داده شده است. در این کمپرسورها گاز در راستای

محور کمپرسور وارد پوسته شده و در جهت عمود بر محور (ویا به عبارت دیگر در راستای شعاع پروانه) از کمپرسور خارج می‌شود.

کمپرسورهای پروانه آویزان برای طراحی مدل‌های چند مرحله ای کمتر مورد توجه قرار می‌گیرد و حداکثر برای کمپرسورهایی که دارای دو پروانه می‌باشند، قابلیت بکار گیری دارند. باید دقت نمود که پروانه آویزان باید به دقت بالانس شده باشد، چراکه در صورت کمترین نابالانسی می‌توانند موجب خرابی یا طاقانها شوند و این در حالی است پروانه‌هایی که به صورت آویزان نیستند (از دو سمت توسط یا طاقانها مهار گردیده اند) در اثر نابالانس بودن نمی‌توانند سریعاً به یا طاقانها آسیب برسانند. به عنوان مثال استفاده از پروانه‌های آویزان برای تراکم گازهایی که قادر به تشکیل رسوب و یا خوردگی پروانه‌ها باشند، مناسب نمی‌باشد، چراکه در حالت فوق احتمال نابالانس شدن پروانه شدیداً وجود دارد. در موارد بسیار استثنائی در کمپرسورهای یک مرحله ای، پروانه بر روی دو یا طاقان قرار داده می‌شود که اصطلاحاً آن را (Beam Type) می‌نامند. شکل (۳-۶)

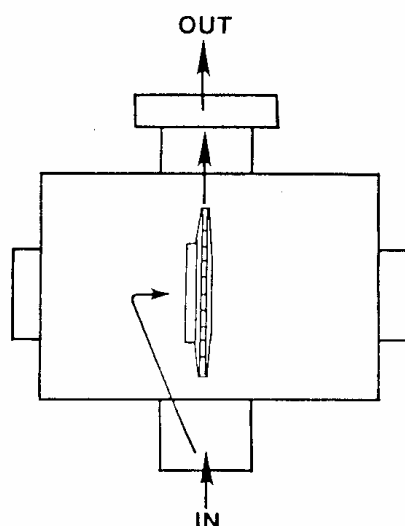


Diagram of a beam type single-stage compressor.

شکل (۳-۶): نمونه ای از یک کمپرسور یک مرحله ای Beam - type

در این کمپرسورها گاز در جهت عمود بر شافت وارد پوسته شده و بعد از تراکم، در همان راستا از کمپرسور خارج می‌شود. از این کمپرسورها بیشتر بعنوان تقویت کننده (Booster) در خط لوله‌های انتقال گاز استفاده می‌شود. حسن آن، بیرون بودن و محکمی یا طاقانهای باشد. همانطوری که در شکل (۲-۶) نشان داده شده است، این کمپرسور دارای سه پروانه بوده که اولین مرحله آن روی دنده پینیون نصب شده و دارای سرعت پائین تری در مقایسه با دو پروانه دیگر که روی یک پینیون دیگر نصب شده اند می‌باشد. در یک طرح دیگر از کمپرسور چند مرحله ای که در شکل (۴-۶) نمایش داده شده است، مسیر جریان گاز در جهت محور کمپرسور می‌باشد.

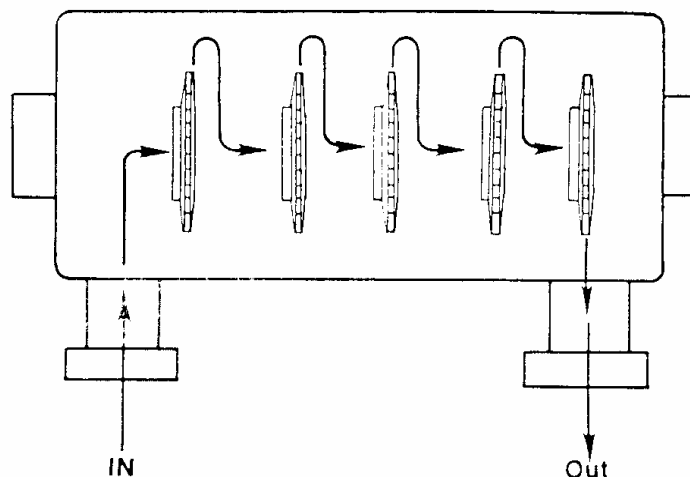


Diagram of a multistage centrifugal compressor with a straight through flow path.

شکل (۴-۶): کمپرسور چندمرحله ای گریزازمرکز با مسیر مستقیم خط جریان گاز

از این کمپرسورها غالباً برای تراکم گازهای فرآیندی استفاده می کنند و گاز مورد تراکم می تواند هوا یا گازهای دیگر باشد که در حالت اخیر مبردها متداولترین گاز برای این دسته از کمپرسورهاست. شکل (۵-۶) نمونه کاملتری از طرح فوق بوده که در آن از یک یا چند خنک کن بین مرحله ای استفاده شده است.

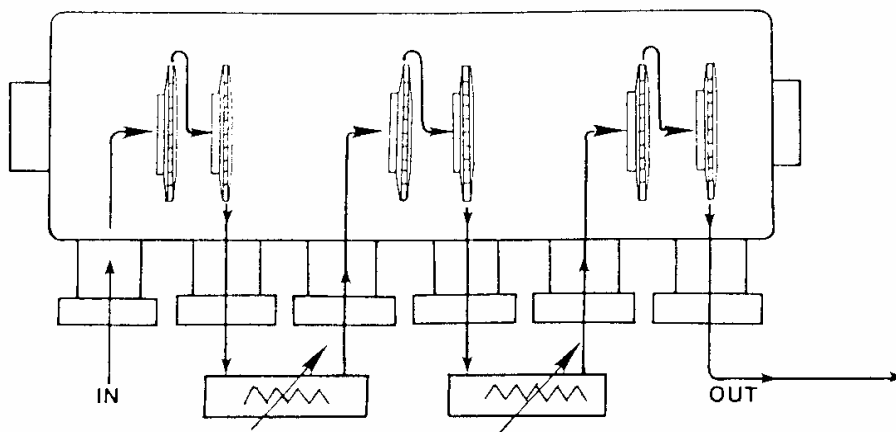


Diagram of a double-cooled centrifugal compressor.

شکل (۵-۶): کمپرسور چندمرحله ای بادوخنک کن بین مرحله ای

اساساً در اغلب طراحی ها جهت نزدیک شدن به حالت تراکم تک دما سعی می شود که گاز خروجی از یک یا چند مرحله کمپرسور وارد خنک کن بین مرحله ای گردیده و سپس مجدداً جهت ادامه فرآیند تراکم به درون کمپرسور فرستاده می شود. باید دقت شود اگر در طی این عملیات (خنک کردن) گازی در ترکیب مخلوط گازها وجود داشته که احتمال میعان آن می رود (نظیر حضور بخار آب در هوا) لازم است که تدابیر لازم جهت جداسازی مایع ایجاد شده قبل از ارسال به مراحل بعدی اتخاذ گردد. شکل (۵-۶) بیشتر برای گازهایی که نسبت به بالا رفتن درجه حرارت حساس می باشند و یا اینکه افزایش دما می تواند باعث تأثیر نامطلوب گاز بر روی فلزات

مورد استفاده در ساخت کمپرسور گردد به کار گرفته می‌شود. بعنوان مثال بعضی از گازها ممکن است در اثر گرم شدن پلیمریزه شده و این پدیده در طی فرآیند تراکم مطلوب نمی‌باشد. لذا بکارگیری از خنک کن بین مرحله ای جهت کنترل درجه حرارت در حد قابل قبول ضروری می‌باشد. عیب بزرگ این طرح در این است که منجر به پیچیده شدن ساختمان کمپرسور گردیده و در مواردی ابعاد کمپرسور و محل نصب آن امکان اجرای این عملیات را نمی‌دهد. چراکه در درجه اول لازم است که کمپرسور دارای تعداد زیادی دهانه (Nozzel) ورودی و خروجی بوده و احتمال عدم اجرای آن بر روی ابعاد معینی از کمپرسور ممکن است وجود داشته باشد. در شکل (۶-۶) آرایش جدیدی ارائه گردیده است که اصطلاحاً آن را (Double Flow) می‌نامند. در این نوع کمپرسورها، جریان گاز به دو قسمت تقسیم شده و از طریق دودخانه وارد کمپرسور شده و در نهایت توسط یک پروانه که دارای دو چشمه (Eye) می‌باشد از کمپرسور خارج می‌شود. آرایش دیگری که در کمپرسورهای گریز از مرکز مورد استفاده قرار می‌گیرد، تقسیم دبی جریان بین دو پروانه می‌باشد که بصورت پشت به پشت به هم متصل بوده ولی کمپرسور فقط دارای یک دهانه ورودی و یک دهانه خروجی می‌باشد. شکل (۶-۷).

حسن این طرح در این است که در یک پوسته ثابت می‌توان دبی جریان را دو برابر نمود. در محاسبات تئوریک از دست رفت انرژی در مسیر جریان گاز به درون پروانه باید قاعدتاً یکسان باشد ولی در عمل حصول بدان

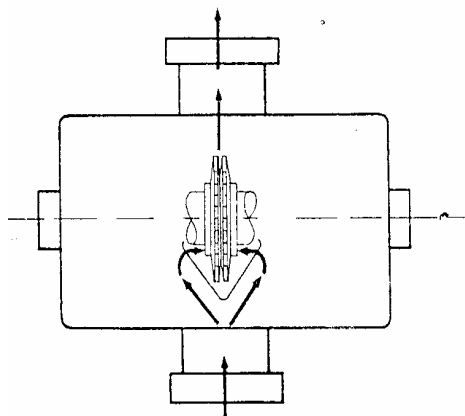


Diagram of a double-flow compressor with flow split internally.
شکل (۶-۷): دیاگرام کمپرسور با پروانه دو مکش

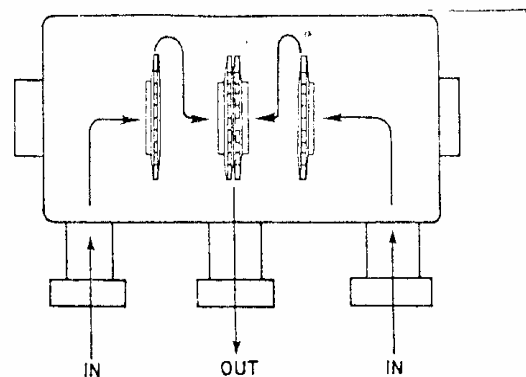


Diagram of a double-flow compressor with two inlets.
شکل (۶-۶): نموداری از یک کمپرسور بادو دهانه مکش

ساده نمی‌باشد. حساسیت سیستم به ارتفاع نهائی مورد نظربستگی دارد. هرچه ارتفاع مورد نیاز کمتر باشد، یکسانی در طراحی کمپرسور شدیدتر احساس می‌شود و هرگونه تفاوت در این زمینه می‌تواند تأثیرات شدیدتری روی کارآئی کمپرسور بگذارد. لذا استفاده از این نوع آرایش در طراحی کمپرسورها کمتر مورد توجه قرار می‌گیرد، ولی بلحاظ محاسن آن (افزایش دبی در ابعاد ثابت پوسته) نمی‌توان به سادگی از آن چشم پوشید. آرایش نشان داده شده در شکل

(۶-۸) که غالباً پشت به پشت (Back To Back) نامیده می‌شود، در بالانس کردن بارمحوری (Trust) طرحی موفقیت آمیز می‌باشد.

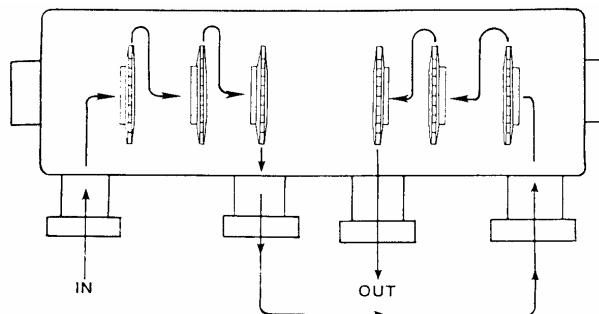


Diagram of an arrangement used to overcome a thrust balance problem.

شکل (۶-۸): آرایش پشت به پشت جهت بالانس کردن بارمحوری.

در این طرح جریان گاز از قسمت‌های ابتدایی پوسته به بیرون هدایت گردیده، سپس در قسمت انتهایی کمپرسور بدرون آن فرستاده شده و نهایتاً در قسمت میانی از کمپرسور خارج می‌گردد. از آنجائی که در پروانه‌ها، یک بارمحوری با جهت مشخصی وجود دارد، بابه کارگیری از این آرایش می‌توان میزان باقیمانده بارمحوری بر روی روتور رابه حداقل رسانید. استفاده از این روش به ویژه در کمپرسورهائی که حذف بارمحوری بایا طاقانهای باابعاد معمولی امکان پذیر نمی باشد بیشتر مورد توجه می‌باشد.

متداولترین طرحی که در صنایع شیمیائی وبه ویژه سیستم‌های تبرید استفاده می‌شود، کمپرسورهای با جریان انشعابی (Side Stream) می‌باشد که در شکل (۶-۹) نشان داده شده است.

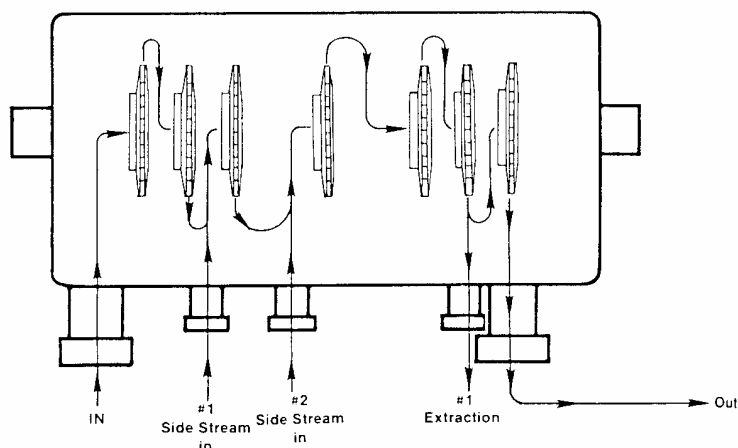


Diagram of flow path through a side stream compressor.

شکل (۶-۹): کمپرسور گریز از مرکز با جریان انشعابی

در این آرایش گاز وارد اولین پروانه گردیده و بعد از عبور از دومین پروانه به سوی پروانه سوم فرستاده می‌شود. در مرحله سوم اولین جریان انشعابی وارد پوسته شده و با جریان اصلی گاز مخلوط گشته و مجموعاً وارد پروانه سوم می‌گردند. خواص گاز بر اثر اختلاط با جریان انشعابی بهبود می‌یابد. به عنوان مثال در سیستم‌های تبرید، مقداری مبرد بعد از تبخیر (Flashed To a

vapor) در دمای اشباع وارد کمپرسور می‌گردد و همین امر موجب کاهش دمای گاز ورودی به مرحله سوم می‌شود. دبی جرمی گاز وارد شده به مرحله سوم جمع دبی جرمی گاز ورودی به مرحله اول و اولین جریان انشعابی می‌باشد.

به کارگیری از جریان انشعابی دوم نیز دارای همین منطق می‌باشد. جهت نمایش انعطاف پذیری سیستم مقداری از گاز مورد تراکم در مرحله ماقبل آخر از کمپرسور استخراج می‌شود. این جریان در مواردی که گاز با فشار کمتر از فشار نهائی مورد نیاز باشد مورد استفاده قرار می‌گیرد. استخراج گاز در این مرحله موجب صرفه جوئی در مصرف انرژی برای تراکم این بخش از گاز می‌شود. آنگاه از آن می‌توان به عنوان گرم کن در سایر موارد با عمل خفه کردن (Throttling) استفاده نمود. یکی از موارد استفاده جریان استخراجی به کارگیری از آن در Reboiler می‌باشد. نحوه آرایش و تعداد مراحل جریانهای انشعابی توسط ابعاد کمپرسور و امکان اجراء آن محدودیت دارد. به عنوان مثال استفاده از کمپرسور با سه دهانه چندان غیر معمول نمی‌باشد.

۴-۶: روش‌های راه اندازی Drive Methods

کمپرسورهای گریزاز مرکز امروزه به وسیله‌های مختلف راه اندازی می‌شوند. متداولترین روشی که سابقه تاریخی طولانی دارد استفاده از توربینهای بخار می‌باشد. قبل از بررسی هزینه راه اندازی و صرفه جوئی در آن، قابلیت اعتماد، سهولت و امکان بکارگیری، عناصر مقدماتی در انتخاب ماشین راه انداز کمپرسور می‌باشد. توربین‌های بخار که قادرند در یک دامنه وسیعی از سرعت کار کنند یک محرک مناسب برای کمپرسورهای گریزاز مرکز می‌باشند، چراکه به سادگی می‌توان آن را با سرعت مورد نیاز در راه اندازی کمپرسور برای سازگاری با شرایط فرآیند تنظیم نمود.

بعد از توربینها، الکتروموتورها متداولترین ماشین محرک کمپرسورهای گریزاز مرکز می‌باشند. عیب بزرگ این ماشین ثابت بودن سرعت دورانی آنها می‌باشد، بجزء موتورهای DC که دور متغیر بوده ولی به علت گران بودن باید برای جایگزین نمودن آن به جای توربین‌های بخاری بررسی اقتصادی صورت پذیرد. الکتروموتورهای جریان متناوب به دودسته سنکرون (Synchronous) و یا القائی (Induction) تقسیم می‌شوند. از الکتروموتورهای سنکرون برای واحدهای بزرگ استفاده می‌شود.

جدالاً نوع الکتروموتور مورد استفاده به لحاظ محدودیت سرعت آنها و نیاز به بالا بردن سرعت در کمپرسور، استفاده از گیربکس افزایش سرعت در این زمینه الزامی می‌باشد. در بعضی از واحدها از توربینهای گازی استفاده می‌شود. قیمت این توربینها زیاد بوده و هزینه تعمیر و نگهداری آن بسیار سنگین است.

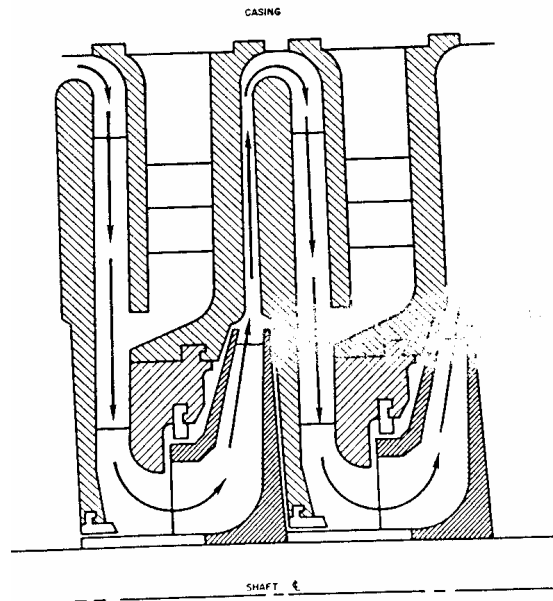
از سوی دیگر توربین‌های گازی دارای محدودیت‌هایی از نظر ابعاد و قدرت می‌باشند و در بعضی موارد نیاز به بکارگیری از گیربکس داشته که این امر نیز به سهم خود موجب گران شدن سیستم محرک می‌گردند. و بالاخره منبسط کننده گاز (Gas Expander) یکی از محرک‌های نادری می‌باشند که برای بهره‌گیری از کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرند و گاز مورد استفاده در منبسط کننده می‌تواند گاز داغ و یا گاز فوق سرما (Cryogenic) باشد. استفاده از گاز فوق سرما برای کمپرسورهای کوچک امکان‌پذیر می‌باشد. گازهای داغ برای کمپرسورهای بزرگتر توصیه می‌شود و ضمناً برای بهره‌برداری در کمپرسورهای است که نیاز به تغییر سرعت دورانی دارند مناسب است.

هرچه دمای گاز بالاتر باشد، راندمان منبسط کننده بالاتر بوده و انرژی قابل دستیابی بیشتری دارد. با افزایش دما، هزینه لوله کشی گاز افزایش یافته و سیستم ممکن است تا حدی گران شود که هزینه کل سیستم قابل مقایسه با توربین بخار گردد. تراز نمودن سیستم (Alignment) در این حالت بسیار مشکل تر می‌باشد.

۵-۶: کارآئی Performance

در شکل (۶-۱۰) نمائی از یک کمپرسور چند مرحله ای نشان داده شده است. گاز از طریق دهانه مکش به درون اولین پروانه فرستاده می‌شود. در بعضی از طرحها امکان دارد که گاز ورودی به پروانه با گازی که چند مرحله را طی کرده و به مراحل قبلی برگشت داده شده باشد، به جریان اصلی گاز مخلوط شده و برای ادامه مراحل تراکم به پروانه‌های بعدی فرستاده شود. در حالت اخیر برای جهت دادن جریان گاز از یک سری تیغه‌ها که (Vane) نامیده می‌شود استفاده می‌شود.

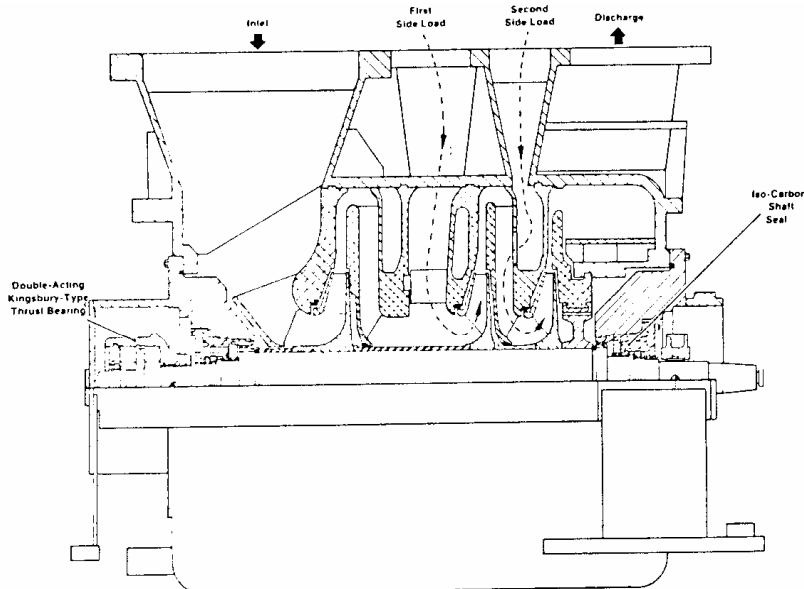
به کمک این تیغه‌ها که تیغه‌های هدایت کننده (Straightener Vanes) نامیده می‌شوند، جریان گاز به صورت محوری هدایت می‌شود تا به چشمه پروانه بعدی برسد. در دهانه پروانه، تیغه‌هایی وجود دارد که آن را تیغه‌های راهنما (Guide Vane) می‌نامند. جریان گاز به طور کاملتر با عمل پیش چرخیدن (Pre Rotation) اصلاح شده و به درون پروانه فرستاده می‌شود. در حالت دیگری از ورود گاز به درون کمپرسور، ممکن است جریان ورودی از یک دهانه جانبی (Side Stream Nozzle) انجام گیرد. هدایت و اختلاط گاز ورودی از دهانه جانبی با جریان گاز اصلی می‌تواند به دوروش مختلف صورت پذیرد که در شکل (۶-۱۱) نشان داده شده است. روش دیگر استفاده از فضای خالی (Blank) بین دو پروانه می‌باشد تا در این فضا گاز اصلی و گاز ورودی از دهانه جانبی با هم مخلوط شده و به درون چشمه پروانه بعدی فرستاده شود. این روش برای مواقعی که جریان گاز جانبی نسبت به جریان اصلی گاز مقدار زیادی باشد مناسب است.



Flow path through typical stages on a multistage unit

شکل (۱۰-۶): مسیر جریان گاز در یک کمپرسور چندمرحله ای

حال اگر مقدار جریان جانبی در مقایسه با جریان گاز اصلی کم باشد، روش دوم مورد توجه است که در این حالت از تزریق گاز به مسیر برگشت گاز از مرحله قبلی استفاده می‌شود.



Two methods of directing side stream flows into through flows.

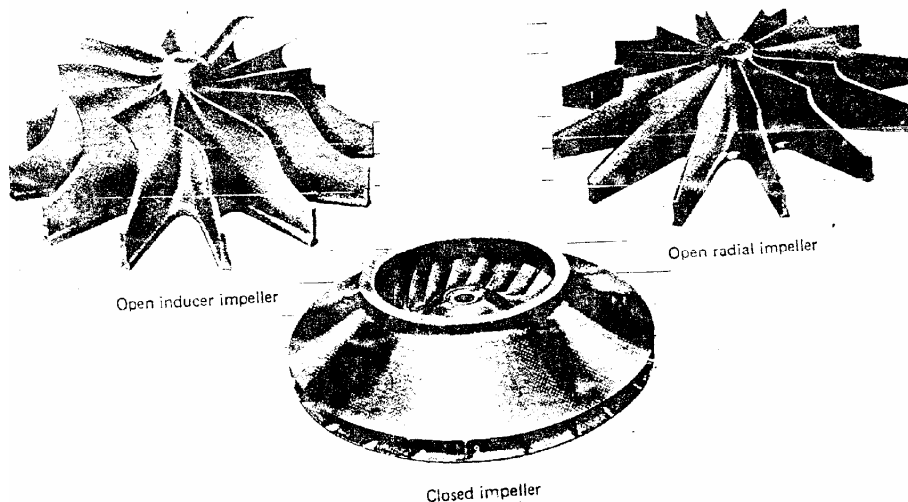
شکل (۱۱-۶): روش‌های هدایت گاز از دهانه جانبی به درون پروانه

در روش دوم عمل اختلاط بهتر صورت گرفته و نیاز به فضای کمتری در راستای محور کمپرسور دارد، ولی افت فشار در آن بیشتر می‌باشد. بدیهی است در حالت اول افت فشار کمتر بوده ولی عمل اختلاط در آن به خوبی صورت نمی‌گیرد و در ضمن فضای بیشتری را در راستای محور کمپرسور اشغال می‌کند به طوری که تقریباً معادل فضای یک مرحله از کمپرسور می‌باشد.

در طراحی کمپرسورهای گریزازمرکز عموماً در قسمت چشمه پروانه تیغه‌هائی (Vanes) وجود دارند که نقش مهمی در کنترل ظرفیت کمپرسور دارند.

۶-۶: پروانه‌ها Impellers

پروانه‌ها را می‌توان اساسی‌ترین قطعه کمپرسور هادانست. پروانه عبارتست از یک (یادو) صفحه (Hub) که بر روی آن تعدادی تیغه (Blades) نصب شده است. این تیغه‌ها در یک یادو قسمت توسط صفحاتی پوشش داده می‌شوند. اگر هر دو صفحه سمت جلو و عقب هر تیغه ساکن باشند، پروانه را باز (Open) می‌نامند و صفحات (Shroud) نامیده می‌شوند. اگر صفحه قسمت عقب پروانه به تیغه‌ها متصل بوده و همراه آن بچرخد، پروانه را نیمه باز (Semiopen) و بالاخره اگر از هر دو سمت توسط صفحات متحرک و متصل بدان کار کند، پروانه را بسته (Closed) می‌نامند. در شکل (۶-۱۲) نمونه‌هائی از پروانه نشان داده شده است.



شکل (۶-۱۲): نمونه‌های پروانه در کمپرسورهای گریزازمرکز

بر حسب زاویه تیغه‌ها (Blades) آنها را به سه دسته منحنی روبه جلو (Forward)، شعاعی (Radial) و روبه عقب (Backward) تقسیم می‌کنند. در شکل (۶-۱۳) منحنی مشخصه انواع تیغه‌ها نشان داده شده است.

در اغلب کمپرسورها از پروانه‌های روبه عقب و یا شعاعی استفاده می‌شود. در شکل (۶-۱۴) بردارهای سرعت برای پروانه‌ها با زاویه روبه عقب نشان داده شده است.

۶-۷: مشخصات ابعادی کمپرسورها Compressor Sizing

امروزه روشهای متعددی برای محاسبه و بررسی کمپرسورهای موجود در دست می‌باشد. در قدم اول ارتفاع پولی تروپیک باید محاسبه شود. برای این منظور رابطه (۶-۱) مورد استفاده قرار می‌گیرد.

$$H_p = ZMT_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(r_p^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (6-1)$$

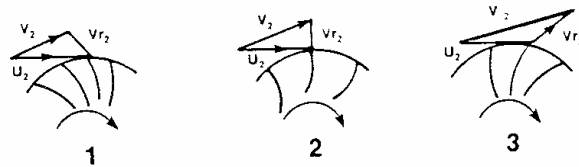
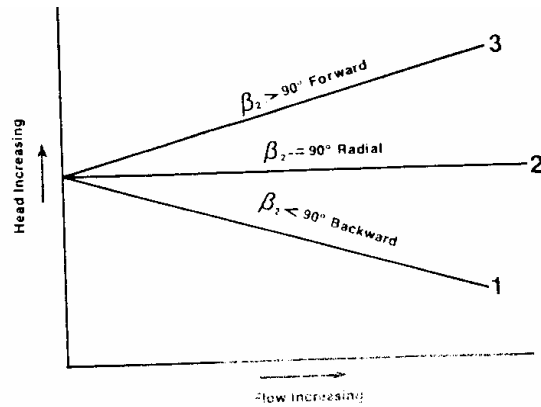
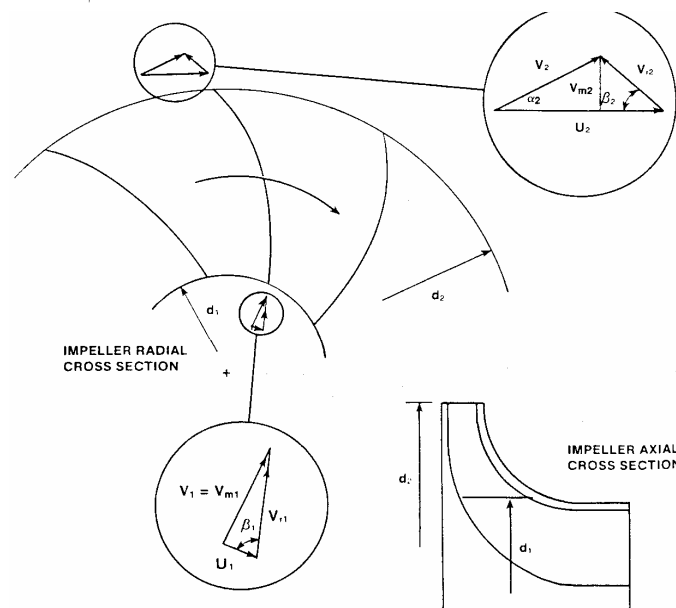


Diagram depicting backwards, radial and forward-curved blades.

شکل (۶-۱۳) منحنی مشخصه انواع پروانه‌ها برحسب زاویه تیغه‌ها

برای این منظور در دست داشتن مقدار γ (نمای پولی تروپیک) ضروری می‌باشد. برای محاسبه γ می‌توان از رابطه (۶-۲) استفاده کرد.

$$\gamma = \frac{\ln \frac{P_r}{P_1}}{\ln \frac{P_r}{P_1} - \ln \frac{T_r}{T_1}} \quad (6-2)$$



Impeller inlet and outlet flow vector triangles.

شکل (۶-۱۴): بردارهای سرعت در پروانه‌های رو به عقب

اگر مشخصات گاز (T,P) در قسمت‌های مکش ودهش در دست نباشد باید به روش سعی وخطا عمل نمود. برای این منظور اگر شرایط مکش در دست باشد می‌توان مقدار K را در شرایط مکش مشخص نمود. سپس فرض کرد که راندمان پولی تروپیک حدود ۷۵٪ باشد، آنگاه به کمک رابطه (۶-۳) می‌توان γ را محاسبه نموده و با مقدار به دست آمده از رابطه (۶-۲) مقایسه کرد، در صورت عدم یکسانی باید مقدار η_p را تغییر داده و این کار را آنقدر تکرار کرده تا مقدار واقعی γ به دست آید.

$$\eta_p = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1}}{\frac{k}{k-1}} \quad (6-3)$$

با در دست داشتن جرم مولکولی، دما و فشار مکش و ضریب تراکم پذیری و فشاردهش می‌توان مقدار ارتفاع پولی تروپیک را محاسبه کرد. لازم به یادآوری است که مقدار T_r از رابطه (۶-۴) به دست می‌آید.

$$T_r = T_r_p^{\frac{n-1}{n}} \quad (6-4)$$

جهت تعیین تعداد مراحل کمپرسور فرض می‌شود که هر پروانه و پیچک یک مرحله را تشکیل دهند و ارتفاع قابل دسترس در هر مرحله ۳۰۰۰ باشد. مقدار فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲۸ تا ۳۰ نظیر (ازت، هوا) مورد تأیید است. برای گازهای با جرم مولکولی خارج از مقادیر فوق اصلاحات ابتدائی باید صورت پذیرد. به عنوان یک حساب سرانگشتی به ازاء هر واحد افزایش در جرم مولکولی، مقدار ارتفاع باید ۳۰ متر کاهش داده شود. برعکس، به ازاء هر واحد کاهش در جرم مولکولی مقدار ارتفاع باید ۶۰ متر افزایش یابد. روش اصلاحی فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲ تا ۷۰ دارای نتایج قابل قبولی می‌باشند. بعد از در دست داشتن ارتفاع کلی و ارتفاع هر مرحله می‌توان تعداد مراحل کمپرسور را تعیین نمود. در صورت غیر صحیح بودن عدد حاصل بایستی نتیجه به دست آمده بصورت افزایشی گرد شود. اگر جزء غیر صحیح کمتر از ۰٫۲ باشد می‌توان تعداد مراحل به دست آمده را بصورت کاهشی گرد کرد. بعد از به دست آوردن تعداد مراحل لازم است که ارتفاع واقعی هر مرحله محاسبه شود.

در این روش فرض بر این شده که سیستم فاقد خنک کن بین مرحله ای بوده و از دست رفت ارتفاع در بین مراحل صرف نظر شده و در کمپرسور از جریان‌های جانبی استفاده نشده است. ولی در عمل باید موارد فوق را نیز منظور نمود و در اینجا است که محاسبات انجام شده جنبه واقعی به خود می‌گیرد. در اینجا ذکر نکاتی که جنبه محدودیت دارد باید مورد توجه قرار گیرد. به عنوان مثال اگر برای دمای گاز محدودیتی ذکر نگردیده، حداکثر دمای مجاز دهش $250^\circ C$ می‌باشد.

تعداد مراحل در هرپوسته نباید از ۸ تجاوز کند. فاصله بین دهانه‌های کمکی باید با دقت تعیین گردد.

$$H_p = \frac{\mu_p u_r^2}{g} \quad (6-5) \quad \text{از طرفی:}$$

که در آن:

$H_p =$ ارتفاع پولی تروپیک متر

$\mu_p = 0.48$ ضریب ارتفاع پولی تروپیک

$u_r =$ متر بر ثانیه سرعت گاز در لبه پروانه

$g =$ متر بر مجذور ثانیه شتاب ثقل

لذا به کمک رابطه فوق می‌توان مقدار u_r را محاسبه نمود. و سپس به کمک شکل (۶-۱۵) و با در دست داشتن دبی جریان می‌توان قطر پروانه را به دست آورد. خط مورب حد نهائی قطر پروانه برای دبی تعیین شده می‌باشد. بعد از تعیین قطر پروانه سرعت دورانی کمپرسور را می‌توان از رابطه (۶-۶) به دست آورد

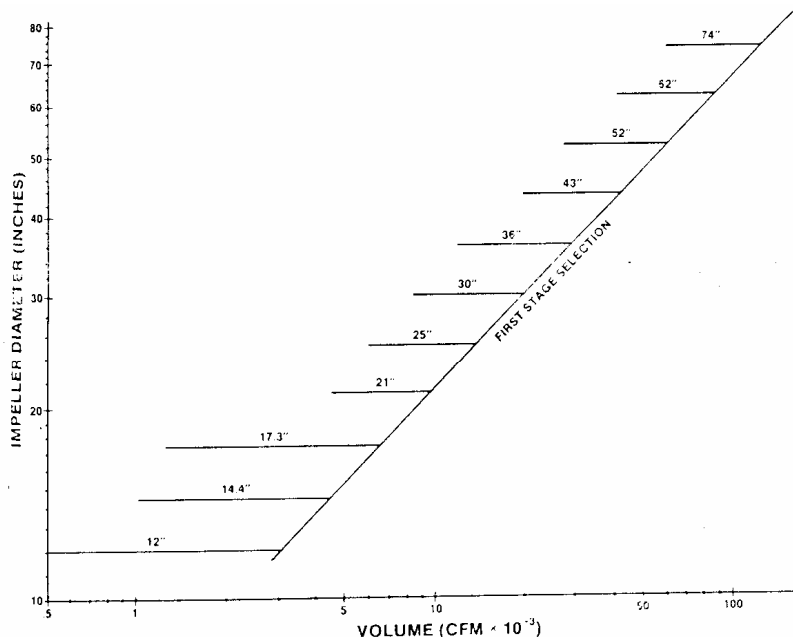
$$N = \frac{60 u_r}{\pi d_r} \quad (6-6)$$

که در آن:

$N =$ دور در دقیقه سرعت دورانی

$u_r =$ متر در ثانیه سرعت خطی در لبه خارجی پروانه

$d_r =$ متر قطر خارجی پروانه



Estimation of impeller diameter using inlet volume.

شکل (۶-۱۵): تعیین قطر پروانه براساس دبی جریان

به طور خلاصه می‌توان نتیجه گرفت که تعیین مشخصات کمپرسور عبارتست از دبی ورودی، ارتفاع کلی، تعداد مراحل، ارتفاع هر مرحله، سرعت خطی لبه پروانه و قطر پروانه. در اینجا هنوز یک پارامتر مشخص نگردیده است و آن راندمان کمپرسور می‌باشد. برای محاسبه راندمان، بدون در نظر گرفتن نتایج تجربی می‌توان از راهنمائی‌های زیر استفاده نمود. اگر Q_{in} دبی حجمی گاز در قسمت مکش باشد، دبی حجمی در شرایط دهش برابر است با:

$$Q_d = \frac{Q_{in}}{\left(r_p^{\frac{1}{Z}}\right)^{\frac{1}{Z-1}}} \quad (6-7)$$

که در آن r_p نسبت تراکم در هر مرحله خنک نشده و Z تعداد مراحل در همان منطقه می‌باشد

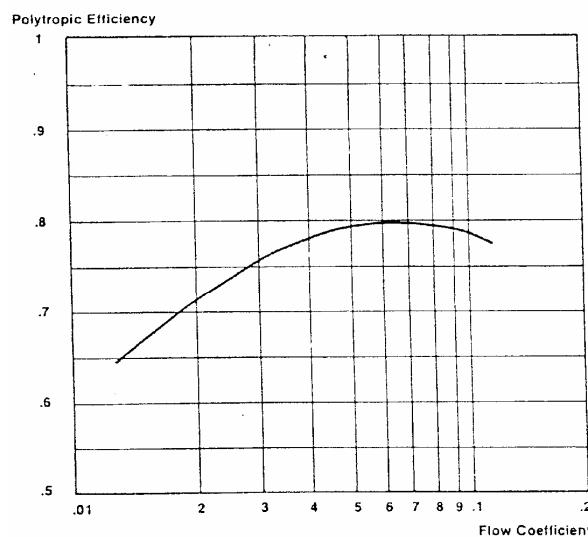
$$\delta = 0.405 \frac{Q}{Nd_p^3} \quad (6-8)$$

و ضریب دبی (δ) برابر است با:

که در آن:

$$\begin{aligned} Q &= \text{دبی حجمی} & \text{متر مکعب بر دقیقه} \\ N &= \text{سرعت دورانی} & \text{دور در دقیقه} \\ d_p &= \text{قطر پروانه} & \text{متر} \end{aligned}$$

مقدار δ برای اولین مرحله نباید از ۰٫۱ بیشتر بوده و برای آخرین مرحله نبایستی از ۰٫۰۲ کمتر باشد. اگر مقدار δ از محدوده‌های ذکر شده تجاوز نمود، باید قطر پروانه را تغییر داد. برای این منظور می‌توان از منحنی ارائه شده در شکل (۱۵-۶) استفاده نمود. لازم به ذکر است که در انتخاب قطر پروانه بهتر است که از مقادیر نزدیک به خط راهنما (Guide Line) استفاده شود. بعد از محاسبه δ برای مراحل اول و آخر کمپرسور مقدار متوسط آن باید در شکل (۱۶-۶) مورد استفاده قرار گرفته تا راندمان پولی تروپیک محاسبه گردد.



Centrifugal stage efficiency vs. flow coefficient.

شکل (۱۶-۶): محاسبه راندمان مراحل کمپرسورهای گریز از مرکز بر حسب ضریب دبی

همانطوری که از شکل فوق پیداست، حداکثر راندمان برای موقعی است که مقدار متوسط δ حدو ۰,۰۷ باشد.

بعد از محاسبه η سایر محاسبات باید مورد بررسی قرار گرفته تا صحت مقادیر فرض شده ثابت شود.

در صورت مشاهده مغایرت زیاد بین مقدار η فرض شده و مقدار به دست آمده باید از مقدار به دست آمده در فرض اول بررسی، استفاده شود. توان مصرفی در کمپرسور رامی توان از رابطه (۹-۶) به دست آورد.

$$W_p = \frac{wH_p}{\eta_p} + \text{Mech. Losses} \quad (9-6)$$

مقدار از دست رفت مکانیکی رامی توان ۱٪ توان مصرفی فرض نمود. اگر زمان محاسبات چندان مهم نباشد، و یا کمپرسور دارای خنک کن بین مرحله ای بوده و یا دارای جریانهای جانبی باشد، لازم است که از مقادیر داده شده در جدول (۱-۶) برای محاسبه و اعمال از دست رفت‌های انرژی در دهانه‌های ورودی استفاده کرد. برای خنک کردن بین مرحله ای باید مقدار افت فشار محاسبه و در بقیه محاسبات مورد استفاده قرار گیرد. مقدار ΔP در خنک کن بین مرحله ای باید از مقدار فشار دهش هر مرحله کسر شده و به عنوان فشار مکش مرحله بعد مورد استفاده قرار گیرد. مقدار افت فشار در خنک کن بین مرحله ای را می‌توان ۲٪ فشار ورودی خنک کن منظور نمود. برای کمپرسورهائی که در فشار کم کار می‌کنند، افت فشار معادل ۲٪ قابل قبول نبوده و حداکثر مقدار آن باید ۲ psi (۰,۱۵ bar) باشد. اگر کمپرسوری بصورت جریان جانبی ورودی - خروجی طراحی شده برای اولین مرحله محاسبات افزایش دمایی حدود 6°C را باید برای آن منظور کرد.

مثال: کمپرسوری دارای شرایط زیر می‌باشد.

$$Q_v = 175 \quad \text{متر مکعب}$$

$$W_m = 3 \quad \text{کیلوگرم در دقیقه}$$

$$M = 28,46$$

$$P_1 = 1 \quad \text{بار (مطلق)}$$

$$t_1 = 305 = \text{درجه سانتیگراد} \quad 30$$

$$K = 1,395$$

$$P_2 = 2,72 \quad \text{بار (مطلق)}$$

مطلوبست محاسبه اندازه‌های کمپرسور

حل: فرض می‌شود که $\eta_p = 75\%$ باشد.

قدم اول: محاسبه نمای پولی تروپیک

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{k - 1}{k} \times \frac{1}{\eta_p} = \frac{1.395 - 1}{1.395} \times \frac{1}{0.75} \Rightarrow \gamma = 1.608$$

$$r_p = \frac{P_r}{P_1} = \frac{2.72}{1} = 2.72$$

Table 2-2
Velocity Head Multipliers

Description	K-factor
Reducer contraction	
0.75	0.2
0.50	0.3
Reducer enlargement	
0.75	0.5
0.50	0.6
0.25	0.9
Gate valve	
Fully open	0.15
0.25 open	25.0
Elbow	
Long radius	0.15
Short radius	0.25
Miter	1.10
Close return bend	0.5
Swing check or ball valve	2.2
Tee flow through bull-head	1.8
Angle valve, open	3.0
Globe valve, open	5.0
Filters	
Clean	4.0
Foul	20.0
Intercoolers	17.0
Gas separators	7.0
Surge bottles	
No choke tube	4.0
With choke tube	12.0
Casing inlet nozzle	0.5
Sidestream inlet nozzle (diaphragm)	1.0
Sidestream inlet nozzle (stage space)	0.8
Casing discharge nozzle	0.5
Extraction nozzle	0.8

Source: Modified from [16].

جدول (۶-۱): از دست رفت انرژی در اتصالات و دهانه‌های کمپرسور

قدم دوم: محاسبه ارتفاع پولی تروپیک

فرض می‌شود که $Z_{avg} = 1$ باشد. در این صورت ارتفاع پولی تروپیکی کل برابر است با:

$$H_p = 1 \times 28.46 \times 3.05 \left(\frac{1.608}{1.608 - 1} \right) \left[(2.72)^{\left(\frac{1.608 - 1}{1.608} \right)} - 1 \right] = 110.76 \text{ m}$$

قدم سوم: محاسبه تعداد مراحل

فرض می‌شود که ارتفاع هر مرحله ۳۰.۴۸ متر (معادل $\frac{10000 \text{ ft.lb/lb}}{30.48}$) باشد. در این صورت:

$$Z = \frac{110.76}{30.48} = 3.63 \cong 4$$

ارتفاع هر مرحله بعد از گرد کردن مراحل برابر است با:

$$H_p = \frac{110.76}{4} = 27.69 \text{ m}$$

قدم چهارم: محاسبه سرعت دورانی کمپرسور

فرض می‌شود که ضریب ارتفاع $\mu = 0.48$ باشد. در این صورت

$$u_r = \left(\frac{H_p \times g}{\mu} \right)^{0.5} = \left(\frac{27.69 \times 9.81}{0.48} \right)^{0.5} = 23.8 \text{ m/s}$$

بادردست داشتن Q ، قطر پروانه به کمک شکل (۱۵-۶) محاسبه می‌گردد که در حالت فوق مقدار آن 17.3 in (معادل 0.44 متر) می‌باشد.

$$N = \frac{60 \times 23.8}{\pi \times 0.44} = 10349 \text{ RPM}$$

سرعت دورانی شافت

قدم پنجم: محاسبه راندمان پولی تروپیک

$$Q_r = \frac{175}{\left(\frac{4-1}{2.72} \right)^{\frac{1}{1.68}}} = 109.5 \text{ m}^3 / \text{min}$$

در آخرین مرحله

با استفاده از رابطه (۸-۶)

$$\delta_1 = \frac{(0.405 \times 175)}{(10349 \times 0.44^3)} = 0.08 \Rightarrow \eta_p = 0.79$$

$$\delta_r = \frac{(0.405 \times 109.5)}{(10349 \times 0.44^3)} = 0.05 \Rightarrow \eta_p = 0.79$$

لذا متوسط $\eta_p = 0.79$ درمی‌آید.

قدم ششم: اصلاح نمای پولی تروپیک

$$\frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{1.395-1}{1.395} \times \frac{1}{0.79} = 0.359 \Rightarrow \gamma = 2.787$$

بعد از محاسبه γ لازم است که دمای گاز خروجی محاسبه شود.

$$T_r = 305(2.72)^{0.359} = 437 \text{ K} = 164^\circ \text{C}$$

با احتساب 0.01 ، برای ازدست رفت مکانیکی، توان مصرفی در کمپرسور برابر است با:

$$W_p = \frac{1.01 \times 9.81 \times 3.3 \times 110.76}{1000 \times 0.79} = 458.4 \text{ KW}$$

تذکر: در این محاسبات ارتفاع پولی تروپیک مجدداً محاسبه نگردیده است. چراکه تغییرات راندمان ناچیز بوده و حداکثر می‌تواند 0.01 خطا داشته باشد.

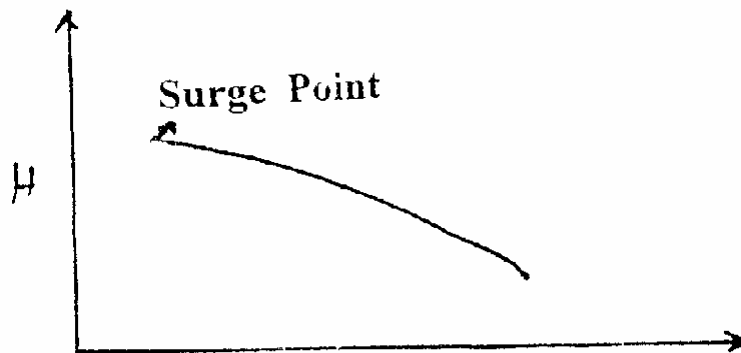
۸-۶: پدیده موجدار شدن Surging

۸-۶-۱: موج Surge چیست؟

در شکل (۱۷-۶) منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است.

همانطوری که از شکل فوق پیداست منحنی در سمت چپ تا مقدار $Q = 0$ رسم نشده و بلکه دارای بریدگی می‌باشد. حداقل دبی رسم شده در این شکل دارای عنوان Surge Limit می‌باشد یا به عبارت دیگر اگر مقدار دبی از حد فوق کمتر باشد، سیستم با پدیده ای مواجه خواهد شد

که آن را اصطلاحاً موجدارشدن می نامند. اولین علامت مشخصه این پدیده بروز یک حالت رفت و برگشت در جریان گاز در کمپرسور می باشد که با سرو صدای زیادی توأم می باشد.



شکل (۱۷-۶) منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز

فشار دهش دارای نوسانات شدیدی بوده و دمای گاز افزایش می یابد. بدیهی است به لحاظ نوسان فشار، روتور دائماً تحت معرض فشار در جهت های روبه جلو و عقب بوده و همین امر موجب وارد شدن بار اضافی بر روی یاطاقان بار محوری (Thrust Bearing) می گردد. برحسب سرعت دورانی کمپرسور و کیفیت یاطاقان، پدیده موجدارشدن می تواند بعد از ۱۰۰ - ۲۰۰ مرتبه تکرار باعث خرابی یاطاقان بار محوری شود. کمپرسورهائی که در سرعت کم کار می کنند نسبت به پدیده موج کمتر حساس می باشند. به عنوان مثال کمپرسورهائی که در سرعت دورانی کمتر از ۳۰۰ دور در دقیقه کار می کنند در مقابل این پدیده کاملاً ایمن بوده و این در حالی است که کمپرسورهای با سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور در دقیقه شدیداً نسبت به این پدیده حساس بوده و در صورت مساعد بودن شرایط در معرض پدیده موج قرار می گیرند. قبل از ورود به بحث بررسی پدیده موج (Surge) ذکر این نکته ضروری است که کمپرسورهای گریز از مرکز ماشینی هستند که قادرند ارتفاع پولی تروپیک ثابتی را که تابعی از مشخصه های مکانیکی کمپرسور، دبی گاز و سرعت آن باشند ایجاد نمایند و این مقدار مستقل از خواص فیزیکی گاز مورد تراکم است. از نظر مهندسين فرآیند آنچه که مهم به نظر می رسد، دانستن این امر است که کمپرسور می تواند به ازاء فشار مکش معین، فشار دهش مشخصی را در قسمت خروجی کمپرسور ایجاد کند در این صورت ارتفاع پولی تروپیک در یک کمپرسور برابر است با:

$$H_p = \frac{P_d - P_s}{\rho} \quad (۱۰-۶)$$

P_d = فشار دهش که در آن:

P_s = فشار مکش

ρ = دانسیته گاز مورد تراکم

H_p = ارتفاع پولی تروپیک

در اغلب واحدها به ویژه در فرآیندها، ثابت نگهداشتن فشار دهش اهمیت اساسی دارد. حال اگر یک تغییر ناگهانی در جرم مولکولی گاز ورودی به کمپرسور به وجود آید، کمپرسور ناچار است جهت حفظ فشار دهش، ارتفاع پولی تروپیک رادر شرایط جدید افزایش دهد. در شرایط سرعت ثابت، افزایش ارتفاع تنها از طریق کاهش دبی امکان پذیر است و این به عبارت دیگر یعنی حرکت نقطه کار منحنی به سمت چپ و نزدیک شدن به نقطه موج. دلایل به وجود آمدن وروشهای غلبه بر این پدیده به طور خلاصه مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

موج Surge پدیده ای است که فقط در کمپرسورهای آئرو دینامیک در اثر تغییر شرایط کار به وقوع می پیوندد و نتیجه آن برگشت جریان گاز می باشد و به همین خاطر لازم است که شرایط بهره برداری از کمپرسور به نحوی باشد که حتی الامکان این پدیده در کمپرسور به وقوع نپیوندد، چراکه موجب بروز مشکلات و خرابی های متعددی در کمپرسور می گردد. این پدیده هرگز در کمپرسورهای جابجائی مثبت (تناوبی ویا دورانی) بوقوع نمی پیوندد. همانطوری که قبلاً ذکر شد در کمپرسورهای گریز از مرکز به گاز وارد شده به درون کمپرسور نخست توسط پروانه، انرژی جنبشی گاز با اعمال نیروی گریز از مرکز افزایش داده شده و با عبور گاز از پوسته کمپرسور که شکل حلزونی (Volute) دارد، انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می شود نهایتاً گاز از مجرای دهش از کمپرسور خارج می گردد.

در شرایط ایده آل، فشار گاز حاصل از تبدیل انرژی جنبشی مساوی فشار دهش می باشد. حال اگر بتوان فشار بیشتر از فشار خط دهش تولید نمود، انرژی اضافی که مازاد بر نیاز به گاز داده شده است به هدر خواهد رفت. در حالت دیگر اگر حداکثر فشار قابل دستیابی توسط کمپرسور کمتر از فشار دهش باشد، در اینصورت جریان گاز در کمپرسور برعکس شده و گاز متراکم شده در قسمت دهش به درون پروانه برگشت می یابد و این شروع پدیده موجد ار شدن می باشد.

در حالت برگشت گاز، برخلاف شرایط قبلی پروانه با گاز با فشار بیشتری (وزن مخصوص بیشتر) پر می شود. بدیهی است در این حالت انرژی جنبشی داده شده به سیال با توجه به رابطه

$$E_c = \frac{1}{\gamma} V_1 p v^2$$

سیال افزایش یافته و بر فشار دهش غلبه می کند و مقداری گاز از کمپرسور به قسمت دهش

رانده می شود. با خروج گاز با وزن مخصوص زیاد، جای آن را گاز با وزن مخصوص کم پرمی کند و مشکل ذکر شده در قبل مجدداً خود را نمایان می سازد. نتیجه کلی این پدیده بروز یک سری جریانهای رفت و برگشتی در کمپرسور می باشد که اولین اثر آن بصورت لرزش، سرو صدا و تنش خود را نشان می دهد و جریان مفید گاز تقریباً صفر می باشد.

از آنجاکه در طول بروز این پدیده، انرژی به طور پیوسته به سیستم داده می شود و این امر بدون خروج واقعی گاز از کمپرسور می باشد، دمای گاز درون پوسته کمپرسور بطور مستمر

افزایش می‌یابد. با توجه به توضیحات فوق بدیهی است سیستم نایستی در شرایط موجی به کار گرفته شود. دلایل اصلی بروز پدیده موجدارشدن در کمپرسورهای گریز از مرکز به شرح زیر است:

الف: تغییر وزن مخصوص گاز ورودی (در اثر کاهش فشار، افزایش دما، کاهش جرم مولکولی در اثر تغییر ترکیبات تشکیل دهنده گاز ورودی)

ب: کاهش سرعت دورانی پروانه به ویژه در حالت استفاده از الکتروموتورهای دور متغیر.

ج: گرفتگی مجاری جریان گاز (مکش - پروانه - دهش)

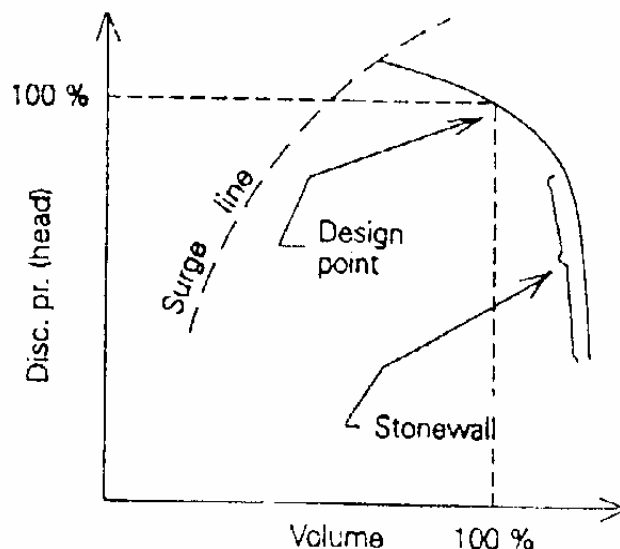
ه: سایش پروانه و پوسته کمپرسور.

۲-۸-۶: محدودیت پدیده‌های موج و صخره Stonewall

در دیاگرام $H - Q$ (ارتفاع - دبی) بخشی از آن را شرایطی می‌پوشاند که کمپرسور در آن منطقه کاری با پدیده موج دار شدن مواجه گردد و بدیهی است که کار کردن در آن شرایط توصیه نمی‌گردد و باید از آن اجتناب شود. در واقع باید همواره یک محدودیت ایمنی برای کار کمپرسور مشخص نمود. برای این منظور به کارگیری سیستمی که همواره کمپرسور را در محدوده امنی از بهره برداری نگه دارد ضروری می‌باشد.

نیاز به انتخاب شرایط طراحی برای کمپرسور و به کارگیری کمپرسور در شرایطی که فشار ایجاد شده کمتر از حداکثر فشار قابل دسترسی توسط کمپرسور در سرعت و شرایط موجود باشد یکی از دلایل اصلی پائین بودن راندمان کار کمپرسورهای گریز از مرکز در مقایسه با کمپرسورهای جابجائی مثبت است.

انتخاب شرایط طراحی (Design Point) باید به نحوی باشد که کمپرسور با کمترین تغییر در شرایط کاری در منطقه موجدارشدن قرار نگیرد. اختلاف بین فشار طراحی و فشار قابل دسترس را می‌توان نوعی ازدست رفت انرژی در کمپرسور دانست، چرا که این انرژی به سیستم داده شده ولی کار مفیدی از آن عاید نمی‌گردد. در منطقه دبی زیاد (حجم زیاد) منحنی مشخصه کمپرسور، شکل نزولی تندی (Steep) را به خود می‌گیرد که اصلاً آن را صخره سنگی (Stonewall) می‌نامند. در این منطقه یک تغییر جزئی در دبی می‌تواند توأم بایک تغییر شدید در فشار دهش باشد. به عبارت دیگر کمپرسور در این منطقه دارای رفتار پایداری نبوده و کار در این حوزه توصیه نمی‌شود. در شکل (۱۸-۶) طرحی از شرایط کار کمپرسور گریز از مرکز بدون تیغه‌های هدایت کننده ورودی و تیغه‌های پیچک (Diffuser) (Vane) در سرعت ثابت همراه با مناطق موجدارشدن و صخره سنگی نشان داده شده است. در همین شکل ناحیه کار مطمئن کمپرسور از دیدگاه فشار و دبی نمایش داده شده است.



Characteristic curve of centrifugal compressor with fixed speed and non-moving vanes

شکل (۱۸-۶): منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز در سرعت ثابت بدون تیغه‌های متحرک

لازم بذکر است هنگامی که کمپرسور در ناحیه صخره ای کار می کند، دبی گاز ممکن است به حدی برسد که سرعت گاز درون کمپرسور به یک ماخ (Mach) برسد و یا اینکه زاویه تلاقی گاز با تیغه‌ها آنچنان زیاد شود که باعث کم شدن مجرای ورودی گاز گردیده و عدد ماخ به حدی برسد که پدیده جدیدی تحت عنوان Choke در کمپرسور بوقوع پیوندد. در شرایط فوق دبی جریان گاز به درون کمپرسور تقریباً ناچیز می‌باشد. تأثیر این پدیده بویژه برای گازهای با جرم مولکولی زیاد و مخصوصاً در دماهای کم و با مقادیر K در شرایط ورودی شدیدتر می‌باشد. بدیهی است در شرایط فوق، رسیدن به حالت صخره ای قبل از موعد مقرر و طراحی شده بوقوع می‌پیوندد. ضمناً امکان این وجود دارد که کمپرسور در مراحل نهائی دچار پدیده Choke گردیده و باعث کاهش دبی در مراحل ابتدائی شود که نهایتاً می‌تواند منجر به بروز پدیده موج گردد.

شکل واقعی منحنی موجدار شدن (Surge Line) به طراحی کمپرسور و شرایط بهره برداری بستگی داشته و می‌تواند به صورت یک خط مستقیم تا یک منحنی مشخص شده تغییر نماید. تأثیر تغییرات سرعت و تیغه‌های هدایت کننده متحرک در قسمت کنترل ظرفیت ارائه خواهد شد. باید توجه نمود که منحنی مشخصه کلی یک کمپرسور چند طبقه در نگاه ظاهری مشابه کمپرسورهای یک طبقه بوده و نمی‌توان به صراحت و بانگاه به منحنی در مورد ساختار کمپرسور نظر قطعی داد.

یکی از موارد اساسی شناخت منطقه موجدار شدن، آشنائی با شرایطی است که لازم است کمپرسور از زیر بار خارج شود که این امر نیز در مبحث کنترل ظرفیت کمپرسور مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

- در یک جمع بندی کلی، عوارض ناشی از بروز پدیده موج را می توان به شرح زیر خلاصه نمود.
- الف: فرسایش زودرس یاطاقهای بارمحوری.
- ب: لرزش شدید در روتور که می تواند باعث صدمه دیدن سیستم آب بندی و یاطاقها گردد.
- ج: افزایش درجه حرارت گاز مورد تراکم و بدنه کمپرسور.
- د: تغییر در مقدار توان مصرفی و آسیب دیدن سیستم راه اندازی به ویژه گیربکس ها به لحاظ نوسانات شدید در مقدار گشتاور.

بخش هفتم:

روانکاری کمپرسورها

Compressore Lubrication

۱-۷: مقدمه

همواره هنگام بهره برداری از کمپرسورها وبدون توجه به نوع آن تعداد زیادی از قطعات فلزی بر روی یکدیگر حرکت لغزشی داشته و اگر سطوحی که در تماس با یکدیگر بوده وبرروی هم می لغزند، فاقد لایه ای از روغن باشند، قطعات به سرعت سائیده شده وغیر قابل مصرف می گردند. در هر جاکه سطوح در تماس با یکدیگر دارای حرکت نسبی باشند، روانکاری نقش مهمی در انجام حرکت به نحو صحیح، تداوم بهره برداری واقتصادی کردن عملکرد ماشین ایفاء می کند. با بهره گیری مؤثر از روانکاری در ماشین آلات صنعتی، از جمله کمپرسورها، انتخاب مناسب روانساز مورد استفاده در آن:

- × انرژی مورد نیاز برای راه اندازی وبهره برداری از کمپرسور کاهش می یابد.
- × از سائیدگی وفرسایش زودرس قطعات متحرک جلوگیری به عمل می آید.
- × دمای گاز مورد تراکم برای نسبت تراکم معین، کاهش خواهد یافت.
- × آب بند کردن لقی بین دو حلزونی، افزایش راندمان حجمی کمپرسور را بدنبال خواهد داشت.
- × از میزان سروصدا در کمپرسور کاسته خواهد شد.
- × عمر مفید کمپرسور افزایش خواهد یافت.
- × در هزینه های تعمیر ونگهداری کمپرسور صرفه جوئی خواهد شد.
- × قابلیت اعتماد (Reliability) کمپرسور افزایش خواهد یافت.
- برای نیل به اهداف فوق باید موارد زیر مورد توجه قرار گیرد:
- الف: انتخاب روانساز مناسب.

ب: انتخاب روش مناسب برای روانکاری.

ج: استفاده صحیح از روغن روانساز از نظر دبی وفشار.

د: رعایت زمان کار کرد مناسب برای روغن مورد استفاده.

نقش واهمیت روانسازها آنچنان مشهود است که می توان ادعا کرد ماشین آلات صنعتی واز جمله کمپرسورها بر روی لایه نازکی از روانساز در حرکت بوده و بدون حضور این ماده حیاتی حرکت در صنعت متوقف می گردد. رعایت نکات ذکر شده در بالا ضمن کاهش هزینه های تعمیر ونگهداری وتوقفات کمپرسور می تواند در کاهش انرژی مصرفی وافزایش کارائی وقابلیت اعتماد آن نقش تعیین کننده ای را ایفاء نماید.

امروزه سعی براین است که حتی الامکان کمپرسورها را با سرعت بیشتری مورد بهره برداری قرار داده تا به ازاء ظرفیت معین، ابعاد کمپرسور کاهش یابد. بدیهی است این امر اهمیت روانکاری مناسب کمپرسور را چند برابر می کند. به عنوان مثال سیستم روانکاری گیر بکس

افزایش دهنده سرعت در کمپرسورهای گریزازمرکز باید قادر باشد گیربکس را که در سرعت ۳۰۰۰ تا ۵۰۰۰ دور در دقیقه کار می کند، به نحو مطلوب روانکاری نماید.

۲-۷: مهمترین وظایف روانکار

- بکارگیری از روانساز در کمپرسورها دارای اهداف متعددی بوده که عمده ترین آنها عبارتند از:
- (a): روانکاری و جداسازی سطوح فلزی از یکدیگر با ایجاد لایه مناسبی از روغن بین قطعات متحرک به منظور کاهش اصطکاک و سایش آنها
 - (b): انتقال حرارت و خنک کردن قطعات متحرک
 - (c): جلوگیری از اثرات نامطلوب قطعات بر یکدیگر
 - (d): حفاظت از سطوح فلزی قطعات در برابر خوردگی و زنگ زدگی
 - (e): جذب آلودگی ها، معلق نگه داشتن مواد خارجی و ترکیبات شیمیائی حاصل از تغییرات شیمیائی اجزاء تشکیل دهنده روغن (Chemical and Thermal Degradation Products of Oils)
 - (f): کاهش نشتی داخلی به کمک آب بند کردن (Sealing)
 - (g): کاهش انرژی مصرفی در ماشین آلات
 - (h): به عنوان سیال هیدرولیکی جهت سیستم های کنترل ظرفیت کمپرسورها

۳-۷: خواص روغن های روانساز:

- روانسازها برای اینکه بتوانند وظایف مورد اشاره در بالا را به درستی انجام دهند، باید دارای خواص معینی باشند که مهمترین آنها به شرح زیر می باشد:
- (۱) دارای گراندروی (Viscosity) مناسبی بوده تا تشکیل لایه روغن، کاهش اصطکاک و... به خوبی صورت پذیرد.
 - (۲) دارای اندیس گراندروی (Viscosity Index) مناسبی باشند.
 - (۳) در مقابل حرارت و اکسیژن هوا (تجزیه حرارتی و اکسیداسیون) از مقاومت کافی را برخوردار باشند.
 - (۴) از زنگ زدن (Rust)، خوردگی توسط مواد شیمیائی (Corrosion) و سایش (Wear) بیش از حد قطعات جلوگیری کنند.
 - (۵) دارای مواد پاک کننده (Detergent) و معلق نگه دارنده بوده تا از ته نشین شدن رسوبات در لابه لای قطعات جلوگیری نمایند.
 - (۶) در هوای سرد به اندازه کافی روان بوده تا راه اندازی و ادامه حرکت قطعات به آسانی صورت پذیرد.
 - (۷) با قطعات لاستیکی آب بند کننده سازگاری لازم را داشته باشند.
 - (۸) از نظر فرارایت و آتش گیری دارای وضعیت مناسبی باشند.

۹) در هنگام کار کف نکنند.

۴-۷: ویژگی‌های سیستم روانکاری

در غالب اوقات ویژگی‌های سیستم روانکاری، طراحی ونحوه عملکرد آن توسط شرکت‌های سازنده کمپرسور تعیین می‌گردد. براین اساس سازندگان کمپرسور سیستم روانکاری را طوری طراحی می‌کنند که با ویژگی‌های کمپرسور سازگاری لازم را داشته باشد. مهمترین ویژگی‌های سیستم روانکاری کمپرسور به شرح زیر است:

۱- مخزن روغن باید طوری انتخاب شود که کمپرسور بتواند روغن را از آن کشیده و بعد از پایان عملیات روانکاری به آن برگشت دهد. حجم مخزن و زمان اقامت روغن در آن باید در حدی باشد که کف روغن کاملاً از بین رفته و گازهای موجود در آن جدا شود، بنحوی که روغن قابلیت مصرف مجدد در سیستم روانکاری را داشته باشد.

۲- جریان روغن در کمپرسور به کمک وسایلی نظیر پمپ روغن، قاشقک پرتاب کننده، رینگ متصل به میل لنگ و یا فشار گاز دهش برقرار می‌شود.

۳- برای خنک کردن روغن باید وسایل وامکانات لازم پیش بینی شده باشد. به همین منظور بعضی از کمپرسورها مجهز به سیستم خنک کن روغن (Oil Cooler) بوده مبدل حرارتی می‌باشد و با آب و یا هوا خنک می‌گردد. در بعضی از کمپرسورها خنک کاری روغن به کمک انتقال حرارت به محیط خارج از طریق بدنه محفظه روغن صورت می‌پذیرد. دراین حالت محفظه روغن طوری ساخته می‌شود که سطح تبادل حرارتی آن توسط تیغه‌هایی (Fins) که بر روی تعبیه شده است، افزایش داده شود.

دمای روغن در محفظه روغن در کمپرسورهائی که به روش اجباری (روانکاری به کمک پمپ روغن) روانکاری می‌گردند، نبایستی از ۷۰ درجه سانتیگراد و در سیستمهایی که از روش پاششی (Splash Type) استفاده می‌شود از ۸۲ درجه سانتیگراد تجاوز نماید.

سیستم خنک کاری هرگز نبایستی درون محفظه روغن و یا مخزن روغن (Reservoir) نصب شود.

خنک کن روغن باید حتی الامکان طراحی شود که روغن را در دمای پائین تر از ۵۵ درجه سانتیگراد نگه دارد. مبدل حرارتی غالباً از نوع پوسته و لوله (Shell and Tube) می‌باشد که با آب خنک می‌شود. با این وجود در بعضی از کمپرسورها روغن توسط هوا خنک می‌گردد. در مبدل‌های آبی، آب در قسمت داخل لوله (Tube) و روغن در قسمت پوسته (Shell) جریان می‌یابد. طراحی مبدل باید به نحوی صورت پذیرد که فشار آب از فشار روغن کمتر بوده تادر صورت خرابی مبدل، آب به درون روغن نشت ننماید.

۴- بالا بودن دمای بهره برداری از کمپرسور موجب کاهش ویسکوزیته و کاهش ضخامت لایه روغن تشکیل شده بر روی قطعات می شود. وجود لایه فوق باعث کاهش اصطکاک در هنگام حرکت قطعات بر روی یکدیگر گردیده و بدیهی است که هر گونه کاهش در ضخامت لایه روانساز می تواند باعث افزایش اصطکاک در کمپرسور گردد. بهره برداری طولانی از کمپرسور در هنگامی که دمای روغن در آن بین ۶۰ تا ۷۰ درجه سانتیگراد باشد می تواند موجب اکسیداسیون روغن گردد. اکسیداسیون روغن به سهم خود باعث افزایش ویسکوزیته و کاهش ضخامت لایه روغن و تشکیل مواد چسبنده (Sticky Mass) بر روی قطعات می گردد، که در نهایت، این پدیده منجر به کاهش عمر مفید روغن و ضرورت تعویض زود رس آن خواهد شد.

۵- دمای گاز خروجی بطور مستقیم بر روی میزان تشکیل رسوب بر روی سوپاپهای دهش (در کمپرسورهای تناوبی) و لوله دهش کمپرسور تأثیر می گذارد. بالا بودن دمای گاز خروجی موجب تسریع اکسیداسیون روغن، تشکیل دوده و تأثیر نامطلوب آن بر روی صفحات سوپاپ می گردد. مواد حاصل از اکسیداسیون و تجزیه حرارتی روغن بر روی سطوح آب بند کننده سوپاپ نشسته و ضمن کاهش راندمان حجمی کمپرسور حتی می تواند موجب شکسته شدن صفحات سوپاپ گردد.

۶- در مناطقی که رطوبت نسبی هوا بالا باشد، عمل خنک کاری گاز ورودی باید به دقت مورد توجه قرار گیرد. هر چند که خنک کردن گاز ورودی به درون کمپرسور تأثیر مستقیمی بر روی دمای بهره برداری و دمای گاز خروجی از کمپرسور دارد، ولی اگر میزان خنک کردن گاز از حد مجاز بیشتر باشد، می تواند موجب میعان رطوبت موجود در گاز ورودی گردد. به عنوان مثال اگر دمای هوای ورودی به درون کمپرسور ۲۵ درجه سانتیگراد باشد، دمای آب خنک کننده جداره سیلندر باید حدود ۳۵ درجه سانتیگراد نگهداری شود. به عبارت دیگر اختلاف بین دمای آب خنک کننده و گاز ورودی بداخل کمپرسور باید حداقل ۱۰ درجه سانتیگراد باشد. میعان رطوبت موجود در گاز ورودی می تواند موجب شستشوی لایه فیلم روغن تشکیل شده بر روی قطعات متحرک گردیده که نهایتاً موجب افزایش سایش در کمپرسور خواهد شد. علاوه بر آن پدیده فوق می تواند احتمال زنگ زدن قطعات و سایش ناشی از آن را افزایش دهد.

۷- اگر راه اندازی کمپرسور در دمای کمتر از ۲۵ درجه سانتیگراد صورت پذیرد، سیستم روانکاری باید مجهز به گرم کن روغن باشد. ظرفیت گرم کن باید طوری انتخاب شود که بتواند روغن داخل مخزن را طی حداکثر ۱۲ ساعت از دمای محیط به ۲۵ درجه سانتیگراد برساند. به عنوان مثال گرم کن های برقی که درون مخزن نصب می شود، باید دارای قدرتی حدود ۲،۳ وات بر هر سانتیمتر مربع از سطح تبادل حرارتی آن باشد.

۸- مخزن روغن باید مجهز به آب نما (Sight Glass) بوده و حداقل و حداکثر سطح روغن در آن مشخص شده باشد.

۹- بکارگیری از تجهیزات مناسب جهت تمیز کردن روغن در کمپرسور ضروری می باشد. جدا کردن ذرات معلق موجود در روغن که در طول فرآیند روانکاری همراه باروغن به درون محفظه روغن برمی گردد، توسط صافی (Strainer) ویا فیلتر (Filter) صورت می پذیرد. فیلترها باید طوری نصب گردند که تمامی روغن در حال گردش از آن عبور نموده (Full Flow Filter) و قادر به فیلتراسیون ذرات تا ۴۰ میکرون (برای مواردعادی) ویا ذرات ریزتر (مثلاً ۱۰ میکرون) برای جدا کردن ذرات باییت یا طاقانها توصیه می شود. فیلتر باید در قسمت پائین دستی (Down Stream) خنک کن نصب گردند. فیلترها هرگز نبایستی مجهز به شیر

تخلیه فشار (Relief Valve) ویا جریان برگشتی اتوماتیک (Automatic By-Pas) باشند. فلزات به کاربرده شده در ساخت فیلتر باید در مقابل خوردگی مقاوم باشند. جریان روغن در فیلتر باید از خارج به سمت قسمت مرکزی آن انجام گیرد.

در نصب فیلتر باید دقت شود که در آن جریان برگشتی داخلی (Internal Circulating Flow) برقرار نشود. افت فشار روغن نباید از ۰.۳۵ بار بیشتر باشد. بعضی از فیلترها مجهز به وسیله اندازه گیری اختلاف فشار دو سر آن بوده تا در مواقعی که اختلاف فشار در اثر گرفتگی فیلتر (Plugging) از حد مجاز بیشتر گردید سیستم هشدار دهنده عمل نماید.

۱۰- فشار روغن در کمپرسورها همواره باید کنترل گردد. برای این منظور نصب وسایلی برای اندازه گیری و کنترل فشار روغن ضروری می باشد. وسایلی نظیر کلید حداقل فشار روغن (Low Oil Pressure Switch) و شیر کنترل فشار (Relief Valve) مهمترین وسایل کنترل فشار روغن می باشند.

در کمپرسورهایی که مخزن روغن آنها تحت فشار می باشد (نظیر کمپرسورهای تبرید)، فشار خروجی از پمپ روغن در این کمپرسورها حاصل جمع فشار محفظه روغن و فشار پمپ روغن بوده و به همین خاطر فشارسنج مقدار واقعی فشار ناشی از عملکرد پمپ روغن را نشان نمی دهد. به همین خاطر کلید حداقل فشار روغن باید از نوع تفاضلی (Differential) باشد تا براساس خالص فشار پمپ روغن که تفاضل فشاردهش پمپ روغن و فشار محفظه روغن می باشد، عمل نماید.

۱۱- تمامی کمپرسورهایی که دارای قدرت بالاتر از ۱۵۰ کیلو وات می باشند، باید مجهز به یک سیستم روانکاری کمکی (Auxiliary) بوده تا تمامی قسمت هایی از کمپرسور را که در معرض سایش می باشند قبل از راه اندازی پمپ روغن اصلی (Main Pump) و نیز بعد از خاموش

کردن به طور کامل روانکاری نماید. پمپ روغن اصلی و پمپ روغن کمکی باید مجهز به شیر کنترل فشار جداگانه باشند.

۵-۷: روشهای روانکاری در کمپرسورها

امروزه برحسب شرایط طراحی کمپرسور روشهای مختلفی برای روانکاری آنها انتخاب می‌شود. اساساً روانکاری کمپرسورها به یکی از ۴ روش زیر صورت می‌پذیرد:

(الف) روغن کاری پاششی (Splash Type)

(ب) روانکاری ثقلی (Gravity Type)

(ج) روانکاری اجباری (Force Feed Type)

(د) روانکاری تزریقی یا مستغرق (Injection Or Flooded Type)

هر یک از روشهای روانکاری فوق دارای محاسن و معایب خاص خود بوده و شرکتهای سازنده کمپرسور با

یک جمع بندی کلی روش مناسب برای روانکاری کمپرسور مورد نظر را انتخاب می‌نمایند.

۱-۵-۷: روانکاری پاششی

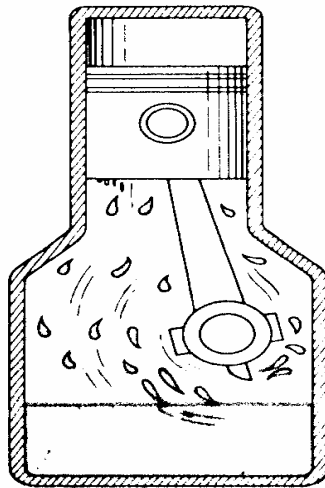
این روش ساده ترین نوع روانکاری بوده و در آن توسط زائده ای (نظیر قاشقک) که به شاتون متصل است به هنگام غوطه ور شدن شاتون در روغن محفظه روغن، روغن به قسمتهای مورد نیاز نظیر یاطاقانها، سیلندر و سایر نقاطی که نیاز به روانکاری دارند پاشیده می‌شود. این روش احتیاجی به فیلتراسیون روغن نداشته و عموماً برای کمپرسورهای کوچک و یک طرفه (Single Acting) مورد استفاده قرار می‌گیرد.

جهت کنترل بهتر مقدار روغنی که به قطعات پاشیده می‌شود، لازم است که سطح روغن در یک حد ثابتی نگهداری شود. از مزایای این روش باید سادگی سیستم روانکاری و عدم وابستگی به جهت دوران کمپرسور رانام برد. در عوض لایه روغن در یاطاقانها نازک بوده و چون روانکاری تحت فشار صورت نمی‌گیرد، کیفیت روانکاری در هنگام راه اندازی کمپرسور که دمای روغن پائین و ویسکوزیته آن بالا است چندان مطلوب نمی‌باشد. علاوه بر آن در این روش احتمال خارج شدن روغن از کناره سیلندر توسط گاز مورد تراکم بالا می‌باشد

۲-۵-۷: روانکاری به روش ثقلی

روانکاری بروش ثقلی خود به دو دسته تقسیم می‌شود. در روش اول توسط دیسکی که بر روی میل لنگ نصب شده است، روغن از محفظه روغن کمپرسور کشیده شده و به قسمتهای فوقانی کمپرسور هدایت گردیده و از آنجا توسط نیروی وزن روغن (نیروی ثقل) به سمت پائین سرازیر و موجب روانکاری قطعات می‌شود. در این روش به جای دیسک می‌توان از یک حلقه نیز برای جابجائی روغن استفاده نمود. حلقه مورد استفاده دارای شیار بوده و در اثر حرکت دورانی

میل لنگ قادر به جابجا نمودن روغن از محفظه روغن به سایر نقاط کمپرسور می‌باشد. وجود روزنه در قسمت‌های مختلف و بویژه یاطاقانها موجب رسیدن روغن به آنها می‌گردد. نیروی گریز از مرکز در اثر دوران رینگ موجب اعمال فشار در روغن می‌گردد (شکل ۷-۱). در روش دوم از یک پمپ روغن برای ارسال روانساز به مخزن که در بالای سیستم قرار دارد استفاده می‌شود. روغن تحت نیروی ثقل به طرف پائین سرازیر شده و نقاط مورد نظر را روانکاری می‌کند (شکل ۷-۳).



شکل (۷-۱): روانکاری بر روش پاششی

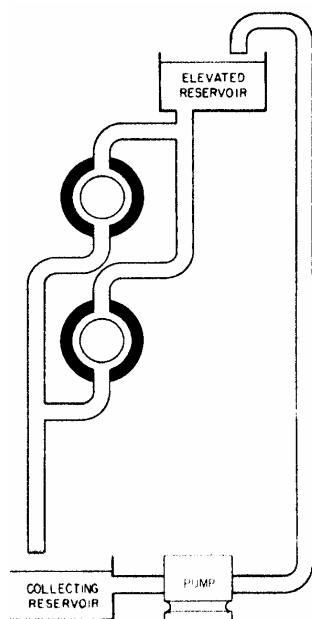
همانند روش قبل این سیستم فاقد فیلتر بوده و مستقل از جهت دورانی کمپرسور می‌باشد. حسن این روش کنترل میزان روغن در روانکاری و عیب آن برگشت روغن در اثر اعمال فشار در هنگام کار کمپرسورها با سرعت دورانی بالا می‌باشد. اساساً این روش با وجود سادگی و ارزانی به لحاظ پائین بودن کیفیت آن روش چندان مناسبی نبوده و برای کمپرسورهای بزرگ و یا کمپرسورهائی که در سرعت دورانی زیاد کار می‌کنند توصیه نمی‌شود. در شکل (۷-۲) نمونه ای از روانکاری ثقلی توسط حلقه نشان داده شده است.

۵-۵: روانکاری به روش اجباری

بهترین روش برای روانکاری کمپرسورهای تناوبی استفاده از پمپ روغن می‌باشد. به کمک پمپ روغن عملیات روانکاری یاطاقانها، بوش گزن پین، سیلندرو... تحت فشار صورت پذیرفته و بدیهی است کیفیت روانکاری بلحاظ بالا بودن ضخامت لایه روغن در مقایسه با روشهای قبلی بسیار مناسب تر می‌باشد. در شکل (۵-۳) نمونه ای از یک کمپرسور که بر روش اجباری روانکاری می‌شود، نشان داده شده است.

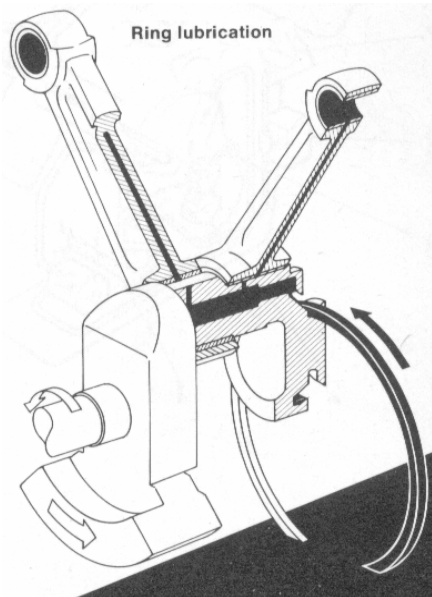
پمپ مورد استفاده می‌تواند از نوع دنده ای (Gear Type Pump) و یا انگشتی (Plunger Type Pump) باشد. پمپهای مورد استفاده طوری طراحی می‌شوند که میزان دبی و فشار آن از مقدار مورد نیاز بیشتر بوده تا در هنگام فرسایش قطعات (پوسته یادنده‌های پمپ، یاطاقانها و...) عمل

روانکاری به نحو مطلوب صورت پذیرد. اساساً کمپرسورهائی که به صورت اجباری روانکاری می‌شوند باید مجهز به قطعات زیر باشند:

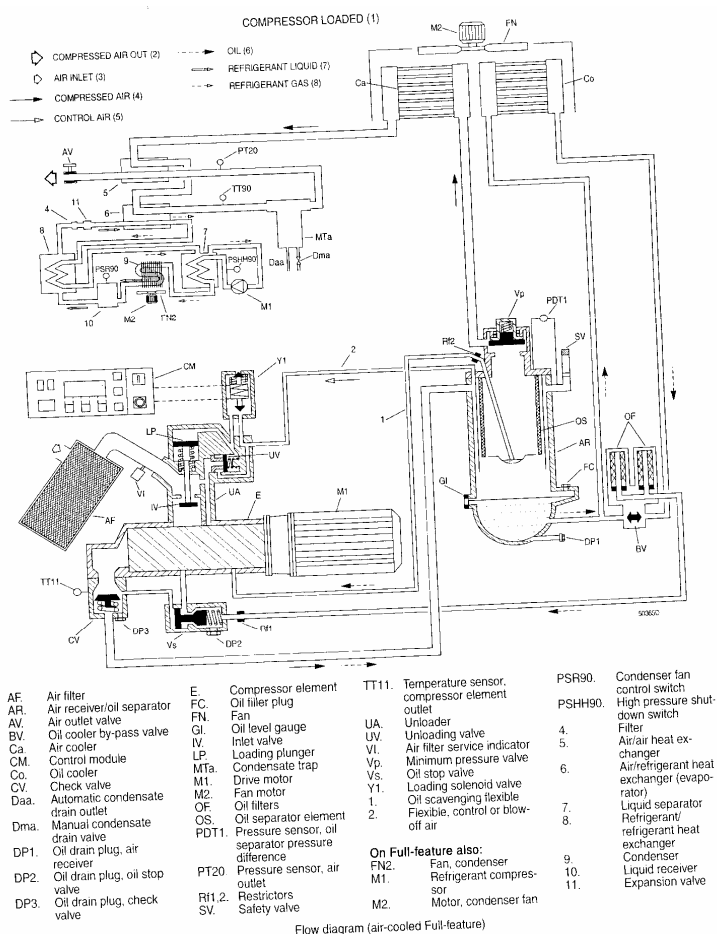


Gravity circulation system.

شکل (۷-۳): روانکاری بروش ثقیل با پمپ روغن



شکل (۷-۲): روانکاری به روش ثقیل باحلق



Flow diagram (air-cooled Full-feature)

شکل (۷-۴): روغنکاری بروش تزریقی در کمپرسورهای حلزونی

الف) پمپ روغن که وظیفه تأمین فشار جهت جریان روغن در سیستم روانکاری را به عهده دارد.
 ب) صافی (Strainer) که مانع از ورود ذرات جامد به درون پمپ می‌گردد.
 ج) فیلتر روغن که در قسمت دهش پمپ روغن نصب شده تا مانع از ورود ذرات ریز (تا ۱۰ میکرون) به نقاط مورد روانکاری گردد.

شیر ممانعت کننده از جریان روغن (VS)، مانع از پرشدن محفظه تراکم کمپرسور از روغن در هنگام خاموشی آن می‌گردد. این شیر بعد از راه اندازی کمپرسور و توسط فشار گاز دهش باز می‌شود. از آنجائی که برای روانکاری مناسب کمپرسور فشار گاز در مخزن جداکننده روغن و هوا که وظیفه ارسال روغن به محفظه تراکم رانیز به‌عهده دارد نباید از حداقل مجاز کمتر باشد، مخزن فوق مجهز به شیر حداقل فشار (VP Minimum Pressure Valve) بوده، بنحوی که وقتی فشار درون مخزن جداکننده روغن از گاز به حداقل مورد نظر نرسد، تخلیه گاز از مخزن صورت نپذیرفته و گاز متراکم شده با تجمع در مخزن موجب بالا رفتن فشار درون مخزن تا حداقل میزان تعیین شده می‌گردد.

۶-۷: ویژگیهای روانکاری بروش تزریقی

وجود روغن همراه با گاز مورد تراکم موجب آب بند کردن لقی (Clearance) بین روتورها گشته و باعث افزایش راندمان حجمی و راندمان کلی کمپرسور می‌گردد. عملیات روانکاری بروش فوق باعث بهبود راندمان حتی در سرعت‌های کم نیز می‌شود. به عبارت دیگر، بهره برداری آرام و امکان اتصال مستقیم الکتروموتور به کمپرسور و عدم نیاز به گیربکس افزایش دهنده سرعت از محاسن ویژگیهای روانکاری بروش فوق می‌باشد.

باتوجه به خاصیت خنک کاری روغن، نسبت تراکم در این کمپرسورها نسبتاً بالا بوده و حتی در مورد خاصی می‌توان به نسبت تراکم ۱:۲۱ در یک پوسته دست یافت. وجود روغن در فرآیند تراکم موجب کاهش سروصدای کمپرسور گردیده و علاوه بر آن نیازی به دنده‌های تنظیم زمانی (Timing Gear) نمی‌باشد، چراکه اتصال گشتاور از روتور نرینه (Male Rotor) به روتور مادگی (Female Rotor) توسط لایه روغن بین صورت می‌گیرد.

محل تزریق روغن در این روش بسیار مهم بوده و تأثیر بسزائی بر روی راندمان بهره برداری می‌گذارد. تزریق روغن بدرون دیواره پوسته در محل و با نزدیکی تقاطع دو حفره قرار گرفتن حلزونی (Bores) در قسمت دهش کمپرسور صورت می‌گیرد. تخلیه روغن از کمپرسور باید بنحوی صورت پذیرد که روغن نتواند با گاز ورودی مخلوط شده تا موجب گرم کردن آن نشود.

این کمپرسورها که فاقد پمپ روغن می‌باشند، قادرند در یک دامنه وسیع از نسبت تراکم دمای گاز را تقریباً ثابت نگهدارند (مثلاً ۸۰ درجه سانتیگراد). میزان روغنی که بدرون سیستم تزریق

می‌شود باید به دقت کنترل گردد بنحوی که اولاً مقدار آن برای روانکاری و خنک کاری کمپرسور کافی بوده و ضمناً میزان آن چندان زیاد نباشد تا از دست رفت ناشی از پمپاژ (Pumping Losses) را بیش از حد افزایش دهد.

در یک کمپرسور هوا که در فشار ۷ بار کار می‌کند میزان دبی روغن باید حدود ۱۰ لیتر در دقیقه به ازاء هر متر مکعب در دقیقه هوا باشد. این مقدار روغن قادر است که به ازاء هر اسب بخار انرژی مصرفی در کمپرسور، حدود ۱۱ کیلو کالری در دقیقه گرما را از کمپرسور خارج نماید.

از آنجائی که بخشی از حرارت گرفته شده توسط روغن مجدداً به سیکل تراکم برگشت داده می‌شود، لذا کمپرسورهائی که از روش مستغرق (تزریقی) برای روانکاری استفاده می‌کنند، اولاً باید مجهز به مخزن روغن بزرگتری بوده و ثانیاً میزان هوا یا آب مصرفی برای خنک کاری روغن در آن در مقایسه با کمپرسورهای خشک بیشتر باشد. در این نوع کمپرسورها سیستم خنک کاری روغن برای سیستم‌های تبرید موجب کاهش بار حرارتی کندانسر و در تراکم گازهای معمولی (نظیر هوا) موجب کاهش بار حرارتی خنک کن نهائی (After Cooler) می‌گردد.

در مناطقی که تهیه آب خنک کننده مشکل و یا گران باشد، از روش تزریق مستقیم مایع به درون پوسته تراکم گاز استفاده می‌شود. تزریق مایع خنک کننده در قسمت نزدیک به منطقه دهش انجام می‌گیرد تا رقیق شدن روانساز به حداقل خود برسد. روش دیگر انبساط ناگهانی (Flashing) مایع در یک مبدل حرارتی جهت خنک کردن روغن می‌باشد. این روش غالباً برای کمپرسورهای تبریدی به کار گرفته می‌شود و مایع مورد استفاده جهت تبخیر، همان مبرد مورد استفاده در سیکل تبرید می‌باشد.

بادر دست داشتن توان مصرفی در بهره برداری از کمپرسور (Shaft Power) می‌توان افزایش دمای گاز را در سیکل تراکم محاسبه نموده و یا با داشتن میزان افزایش دمای گاز در سیکل تراکم و میزان روغن در حال گردش، توان مصرفی در کمپرسور را محاسبه کرد. برای این منظور فرض می‌شود که ۸۵٪ حرارت ناشی از تراکم توسط روغن مورد استفاده در کمپرسور جذب گردد.

$$0.85 W_s = 0.001162 q_L \times \rho_L \times C_{PL} \times \Delta T \quad (7-1)$$

که در آن:

$W_s =$	توان داده شده به شافت	کیلو وات
$q_L =$	حجم روغن	متر مکعب در ساعت
$\rho_L =$	وزن مخصوص روغن	کیلو گرم بر متر مکعب
$C_{PL} =$	گرمای ویژه روغن	کیلو کالری بر کیلو گرم درجه سانتیگراد

درجه سانتی گراد افزایش دمای روغن $\Delta T =$

۷-۷: ویژگیهای مورد نیاز در روغن مصرفی در کمپرسورها

انتخاب روغن مناسب برای هر کمپرسور یکی از عوامل بسیار مهم و مؤثر در افزایش کیفیت روانکاری روغن مورد استفاده در کمپرسور می باشد. نوع کمپرسور، خواص فیزیکی و شیمیایی گاز مورد تراکم، نسبت تراکم، حداکثر دمای مجاز، سیستم خنک کاری، تعداد مراحل، روش روانکاری و... مهمترین عوامل مؤثر در انتخاب روغن مناسب برای سیستم روانکاری کمپرسور می باشد. براساس ویژگیهای ذکر شده در بالا شرکتهای سازنده کمپرسور طی آزمایشهای مختلف روغن مناسب را برای روانکاری کمپرسور انتخاب کرده و به خریداران کمپرسور توصیه می نمایند.

روغن مورد استفاده در کمپرسور باید دارای مقاومت لازم در مقابل شکسته شدن مولکولی، اکسیداسیون و کربونیزاسیون بوده و خواص اصلی آن در طول مصرف تغییر چندانی ننماید. لازم به ذکر است که بعضی از افراد برای کمپرسورهای مختلف روغن مشابهی را توصیه می کنند. در حالی که هر کمپرسور دارای ویژگیهای خاص خود را بوده و لازم است که روغن مناسب برای آن مورد استفاده قرار گیرد. لذا در انتخاب روغن مورد استفاده در کمپرسور اکیدا توصیه می شود که از روغن انتخاب شده از سوی شرکت سازنده کمپرسور و یا روغنی که مشابهت کامل نسبت به آن را دارا می باشد در روانکاری کمپرسور استفاده شود. در اینجا با توجه به اهمیتی که کمپرسورهای هوا به لحاظ بالا بودن تعداد مورد استفاده در صنعت دارند نکات زیر باید مورد توجه قرار گیرد.

دمای هوای ورودی، میزان آلودگی هوا، دمای بهره برداری از کمپرسور، دمای گاز خروجی از کمپرسور، نوع کمپرسور و فشار دهش گاز، مهمترین عوامل در انتخاب روغن مناسب برای روانکاری کمپرسور می باشد. وجود آلودگی در هوای ورودی به کمپرسور بیشترین تأثیر را بر روی سایش قطعات، اکسیداسیون روغن و تشکیل رسوب دوده ای شکل بر روی سوپاپهای دهش و لوله خروجی می گذارد. به همین خاطر امروزه سازندگان کمپرسورها مسئله فیلتراسیون گاز ورودی به درون کمپرسور را شدیداً مورد توجه قرار داده و سیستم فیلتراسیون گاز ورودی به کمپرسور را طوری طراحی می کنند که گاز ورودی به درون کمپرسور حاوی حداقل ذرات معلق و نامطلوب باشد. مهمترین خواص فیزیکی و شیمیایی مورد نظر در انتخاب روغن مناسب برای کمپرسورها بشرح زیر می باشد:

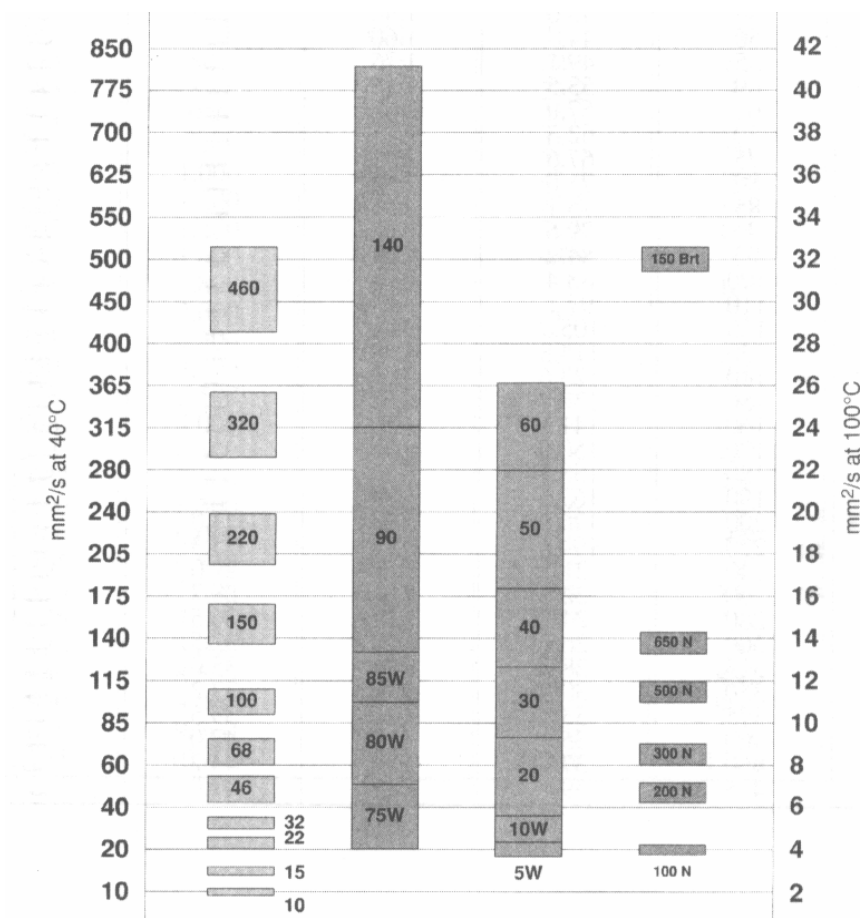
۱ - ویسکوزیته

ویسکوزیته یکی از خواص فیزیکی سیال بوده که مقاومت آن را در مقابل حرکت، تغییر شکل و اصطکاک بین مولکولی نشان می دهد. ویسکوزیته سیالات به ساختمان شیمیایی اجزاء سازنده

آن، شکل و اندازه مولکولها بستگی دارد. در میان ویسکوزیته روغن‌های مورد استفاده در کمپرسورها عموماً ویسکوزیته سینماتیکی آن مورد استفاده قرار می‌گیرد و آن عبارت است از حاصل تقسیم ویسکوزیته مطلق به دانسیته آن و غالباً برحسب سانتی استوک (c.St) بیان می‌شود. ویسکوزیته روغن‌ها با افزایش درجه حرارت کاهش می‌یابد.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (۷-۲)$$

طبق استاندارد بین‌المللی (International Standard Viscosity Grading) یا بطور خلاصه (ISO VG)، مقدار ویسکوزیته سینماتیکی در دمای ۴۰ درجه سانتیگراد براساس آزمون ۳۴۴۸ ISO تعیین می‌گردد. قبلاً ویسکوزیته روغن‌ها براساس عدد (SAE) تعریف می‌شد، ولی امروزه ویسکوزیته روغن‌ها غالباً براساس (ISO VG) معرفی می‌گردد. در جدول (۵-۱) تبدیل ویسکوزیته روغن‌ها از (C.St) به (SAE) و (ISO VG) نشان داده شده است. با افزایش ویسکوزیته روغن، ضخامت لایه روغن بین دو قطعه‌ای که باهم در تماس میباشند افزایش می‌یابد (و برعکس).



روغن پایه روغن موتور روغن دنده روغن صنعتی
(ISO) (SAE) (SAE) (SAE)

جدول (۷-۱): تبدیل ویسکوزیته روغن‌های صنعتی

۲-اندیس ویسکوزیته Viscosity Index

پارامتر فوق بیانگر شدت تغییرات ویسکوزیته نسبت به درجه حرارت می باشد. افزایش اندیس ویسکوزیته بیانگر پائین تر بودن میزان تغییرات ویسکوزیته در مقابل تغییرات درجه حرارت می باشد. اندیس ویسکوزیته برای روغنهای معدنی حدود ۱۰۰ می باشد. روغنهای با اندیس ویسکوزیته بیشتر از کیفیت بالاتری برخوردارند.

۳-نقطه ریزش Pour Point

نقطه ریزش یکی از خواص فیزیکی روغن بوده و سیالیت آن را در دماهای کم نشان می دهد و بنابراین قرارداد دمائی است که اگر روغن ۳ درجه سانتیگراد سردتر شود، در مدتی کمتر از ۵ ثانیه حرکت نکند. نقطه ریزش روغن در کمپرسورهای تبرید ویآنهایی که در محیطهای سرد کار می کنند اهمیت بسیاری دارد.

۴-نقطه لخته ای شدن Floc Point

نقطه لخته ای شدن عبارت از دمائی است که اگر مبرد (R ۱۲) را با روغن مورد نظر بمیزان ۱۰٪ مخلوط کرده بصورت ابری درآمده و اگر مخلوط را سرد تر کنیم بتوان ذرات موم (Wax) را از روغن جدانمود. دمای فوق در روانکاری کمپرسورهای تبریدی بسیار اهمیت زیادی داشته و جداسدن موم از روغن می تواند باعث بروز مشکلات زیادی در سیستم و بویژه در شیر انبساط گردد. روغنهای مصنوعی (Synthetic) فاقد موم بوده و لذا دارای نقطه لخته ای شدن نمی باشند.

۵-فشار بخار Vapour Pressure

فشار بخار روغن در دمای t ، عبارت است از فشاری که بعد از گرم کردن روغن تا دمای t ، روغن شروع به تبخیر می کند. فشار بخار عبارت دیگر نشان دهنده فراریت روغن نیز می باشد. هرچه فشار بخار روغن بیشتر باشد در دمای کمتری بجوش آمده و فراریت آن بیشتر خواهد بود.

۶-نقطه احتراق Flash Point

حداقل دمائی که با گرم کردن روغن تحت شرایط تعریف شده برای مخلوط روغن - هوا، قابلیت احتراق در حضور جرقه را داشته باشد.

۷-نقطه اشتعال Fire Point

نقطه اشتعال، حداقل درجه حرارتی است که اگر تحت شرایط استاندارد روغن تا آن دما گرم شود، مقدار بخار حاصل از تبخیر روغن تا حدی است که اگر روغن در معرض شعله قرار گیرد مشتعل می گردد. نقطه اشتعال تمامی روغنهای پایه نفتی با افزایش فشار، افزایش می یابد.

۸-دمای احتراق خود به خود Auto Ignition Temperature

عبارت است از حداقل دمائی که مخلوط هوا و سوخت در غیاب منبع الکتریکی مشتعل شوند. دمای احتراق خود به خود بویژه برای کمپرسورهای هوا بسیار مهم بوده و در انتخاب روغن برای این نوع کمپرسورها باید به آن توجه نمود، چراکه کمپرسورهای فوق شدیداً در معرض آتش گرفتن می‌باشند.

سیستم روانکاری کمپرسورهای پیستونی

نیرو محرکه لازم برای راه اندازی پمپ روغن ممکن است مستقیماً توسط میل لنگ و یا توسط یک الکتروموتور تأمین شود. مخزن روغن می‌تواند کارتل کمپرسور و یا یک مخزن جداگانه ای باشد که در بیرون کمپرسور نصب شده است. در اکثر موارد مخزن روغن در فشار اتمسفر یک قرار دارد. ولی در مواردی این مخزن از طریق یک لوله رابط به قسمت مکش کمپرسور متصل می‌باشد تا بخارهای حاصل از تبخیر روغن توسط کمپرسور کشیده شود. نمونه ای از روش اخیر کمپرسورهای تبرید می‌باشد که در آن مخزن روغن کارتل کمپرسور بوده و از طریق یک روزنه به قسمت مکش کمپرسور مرتبط می‌باشد. در مواردی که حلالیت مبرد در روغن زیاد باشد، بهتر است که در کارتل یک گرم کن الکتریکی نصب شود تا در طول دوران توقف کمپرسور، مبرد بصورت مایع در روغن حل نگردد. در طول دوره توقف کمپرسور، بعلت ناشی در سوپاپها، فشار مبرد در کارتل افزایش یافته و بر اساس قانون هنری (Henry's Law) حلالیت مبرد در روغن افزایش می‌یابد. با راه اندازی کمپرسور و بعلت ارتباط قسمت مکش با کارتل، فشار مبرد در کارتل کاهش یافته و همین امر باعث آزاد شدن مبرد حل شده در روغن می‌گردد که غالباً با پدیده کف کردن توام می‌باشد. کف کردن روغن می‌تواند باعث کاهش فشار روغن کمپرسور و یا خارج شدن آن از کارتل گردد (پدیده Carry Over). سیستم‌هایی که بروش اجباری روانکاری می‌شوند شامل خنک کن روغن، یک فیلتر روغن و یک شیر خلاص کن (Relief Valve) می‌باشند، البته بعضی از سیستم‌ها در قسمت مکش پمپ روغن یک صافی (Strainer) نصب می‌شود تا مانع از ورود ذرات جامد بدرون پمپ روغن گردد. در موارد خاصی، سیستم روانکاری با تمامی تجهیزات جانبی (پمپ روغن، فیلتر، خنک کن و...) بصورت دوتائی و موازی هم بکار گرفته می‌شوند تا بروز هر گونه اشکال در سیستم روانکاری و یا سرویس آنها بدون توقف کمپرسور صورت پذیرد. اگر دمای محل نصب کمپرسور در بعضی از ایام سال بسیار پائین باشد، بکارگیری از گرم کن روغن توصیه می‌شود. در کمپرسورهای یک طرفه، از یک سیستم روانکاری برای روانکاری سیلندر و سیستم انتقال قدرت آن (میل لنگ، یاتاقانها و...) استفاده می‌شود. ولی در کمپرسورهای دو طرفه روانکاری شوتده، سیستم روانکاری سیلندر از سیستم انتقال قدرت جدا بوده و هر یک دارای مجموعه مجزائی بوده و روغن مورد استفاده در آنها نیز متفاوت می‌باشد. روغن مورد استفاده برای روانکاری سیلندر به

سیستم روانکاری برگشت داده نشده و همراه با گاز مورد تراکم از کمپرسور خارج می‌شود و به همین خاطر باید سازگاری لازم را با گاز مورد تراکم داشته و از سوی دیگر در مقابل شرایط دمائی و فشار داخل سیلندر پایداری شیمیائی مطلوبی داشته باشد. نوع روغن و ویسکوزیته آن به عوامل متعددی نظیر نوع کمپرسور، فشار و دمای بهره برداری، خواص فیزیکی و شیمیائی گاز مورد تراکم و... بستگی داشته و باید از سوی شرکت سازنده کمپرسور اعلام شود.

بخش هشتم:

خشک کردن گازها Gas Drying

۸-۱- مقدمه

اکثر گازهای مورد استفاده در صنعت حاوی مقداری رطوبت (بخار آب) بوده و همین امر می‌تواند موجب بروز مشکلات عدیده در سیستم تراکم و یا بهره‌برداری از گازهای صنعتی گردد.

بعنوان مثال هوا همواره حاوی مقداری رطوبت بوده که حضور آن در سیستم هوای فشرده باعث یخ‌زدگی، زنگ‌زدن، گریپاژ کردن، تأثیر نامطلوب بر روی سیستم روانکاری، خرابی قطعات سیستم‌های پنوماتیک، خوردگی و ... می‌گردد. حضور رطوبت در گازهای طبیعی (Natural Gases) در کنار گازهای اسیدی نظیر CO_2 و H_2S ضمن ایجاد یخ‌زدگی می‌تواند باعث بروز خوردگی در خطوط انتقال گاز گردد. به همین خاطر رطوبت‌زدائی از گازها بخشی اجتناب‌ناپذیر از سیستم‌های تراکم گازها در صنایع می‌باشد. در این بخش روش‌های مختلف رطوبت‌زدائی از گازها و بویژه هوای فشرده مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۸-۲: رطوبت اشباع، رطوبت نسبی، رطوبت ویژه

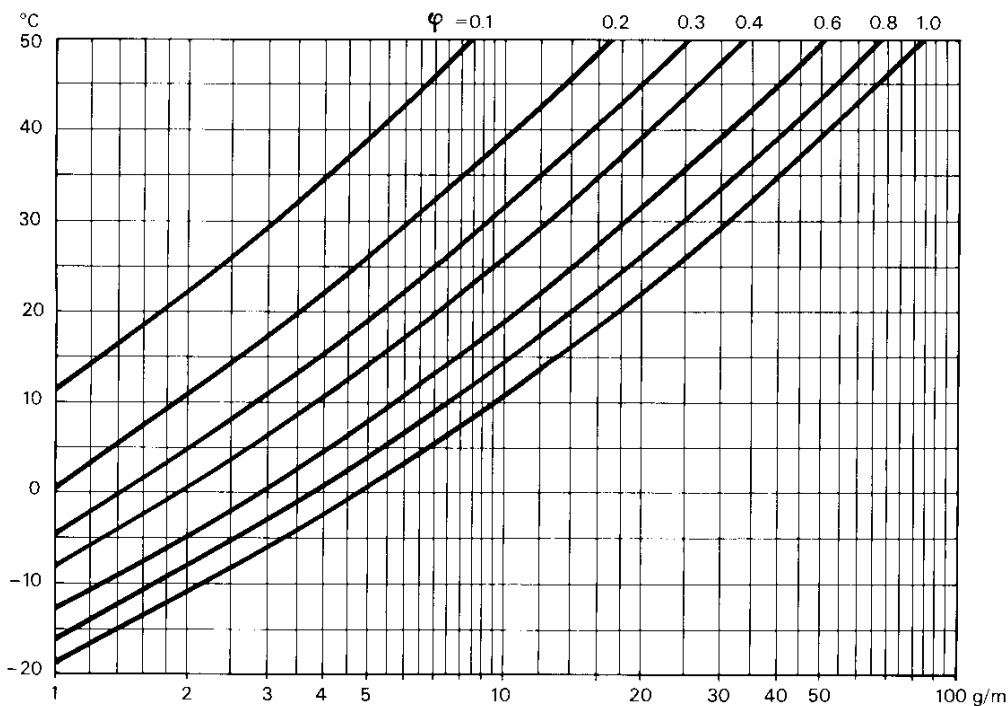
اگر میزان رطوبت در گاز در حدی باشد که هرگونه اضافه کردن بخار آب بدان باعث میعان بخار آب گردد، اصطلاحاً گاز را اشباع (Saturated) می‌نامند. مقدار رطوبت موجود در هر گاز در شرایط اشباع فقط به درجه حرارت بستگی داشته و مستقل از فشار گاز می‌باشد. اگر میزان رطوبت موجود در گاز از مقدار آن در شرایط اشباع کمتر باشد گاز را مرطوب (Wet) می‌نامند. مقدار رطوبت موجود در گاز در شرایط مرطوب عموماً بصورت رطوبت نسبی (Relative Humidity) تعریف می‌شود. بنابر تعریف نسبت جرم بخار آب در گاز به جرم بخار آب در شرایط اشباع را رطوبت نسبی (R. H) می‌نامند. در جدول (۸-۱) مقدار رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع در دماهای مختلف و در شکل (۸-۱) میزان رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع و غیر اشباع نشان داده شده است.

Moisture content of saturated air, in g/m^3

°C	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9
-50	0.038	0.034	0.030	0.027	0.024	0.021	0.019	0.016	0.014	0.012
-40	0.117	0.104	0.093	0.083	0.074	0.067	0.060	0.054	0.048	0.043
-30	0.333	0.301	0.271	0.244	0.220	0.198	0.178	0.160	0.144	0.130
-20	0.88	0.80	0.73	0.66	0.60	0.55	0.51	0.46	0.41	0.37
-10	2.14	1.96	1.80	1.65	1.51	1.38	1.27	1.15	1.05	0.96
0	4.84	4.47	4.13	3.81	3.51	3.24	2.99	2.76	2.54	2.33
+	4.84	5.18	5.55	5.94	6.35	6.76	7.35	7.72	8.26	8.80
+10	9.39	10.00	10.66	11.30	12.03	12.79	13.60	14.52	15.41	16.36
+20	17.34	19.38	21.47	23.61	25.82	28.09	30.42	32.81	35.28	37.81
+30	30.37	32.09	33.85	35.70	37.64	39.63	41.75	43.96	46.12	48.66
+40	51.18	53.8	56.5	59.4	62.3	65.4	68.7	72.0	75.5	79.2

جدول (۸-۱) میزان رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع

میزان رطوبت موجود در هوا عموماً بصورت گرم در مترمکعب نشان داده شده که همان رطوبت ویژه می باشد، ولی رطوبت نسبی بصورت درصد نمایش داده می شود.



شکل (۸-۱): میزان رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع و غیر اشباع

هنگامی که میزان رطوبت در هوا در دمای t در حد اشباع باشد، فشار جزئی بخار آب برابر است با فشار بخار آب در دمای t و در این صورت رطوبت نسبی برابر است با نسبت فشار جزئی واقعی بخار آب در گاز به فشار بخار جزئی آب در حالت اشباع در دمای t .

۸-۳: دمای حباب خشک، دمای حباب مرطوب و نقطه شبنم

دمائی که دماسنج نشان میدهد را دمای حباب خشک (Dry- Bulb temprature) یا بطور خلاصه (D. B) می نامند. حال اگر بر روی حباب یک دماسنج معمولی فتیله پارچه ای مرطوب پیچیده و از روی آن هوای غیر اشباع عبور داده شود، جریان هوا باعث تبخیر رطوبت فتیله خواهد شد. تبخیر رطوبت نیاز به حرارت داشته و همین امر موجب سرد شدن حباب و کاهش دمائی که دماسنج نشان میدهد خواهد شد. البته کاهش دما در اثر عبور هوا از روی فتیله تا حدی ادامه داشته و در یک دمای خاصی ثابت می ماند که اصطلاحاً آن را دمای حباب مرطوب (Wet- Bulb tem prature) یا بطور خلاصه (W. B) می نامند. بدیهی است هرچه اختلاف بین D. B و W. B بیشتر باشد، نشان دهنده خشک بودن هوای مورد آزمایش می باشد. در جدول (۸-۲)، D. B، اختلاف بین D. B و W. B و درصد رطوبت هوا نشان داده شده است.

نمودار هوای مرطوب (Psychrometric chart) در شکل (۸-۲) نشان داده شده است. یکی از پارامترهای نشان دهنده میزان رطوبت در گازها، نقطه شبنم (Dew Point) می باشد، اگر گازی مرطوب بدون تماس مستقیم با آب، خنک شود، رطوبت ویژه آن ثابت مانده ولی رطوبت

نسبی آن افزایش می‌یابد. حال اگر فرآیند سرد کردن آنقدر افزایش یابد، تا رطوبت گاز به حد اشباع برسد، دمای قرائت شده را نقطه شبنم (Dew Point) می‌نامند. بدیهی است اگر عمل سرد کردن از نقطه شبنم کاهش یابد، رطوبت موجود در گاز شروع به میعان می‌کند. هرچه نقطه شبنم گاز پایین‌تر باشد، نشان‌دهنده خشک‌تر بودن گاز می‌باشد.

Psychrometric Table: Percent Relative Humidity from Dry-Bulb Temperature and Wet-Bulb Depression—Sample Readings for the Celsius Scale

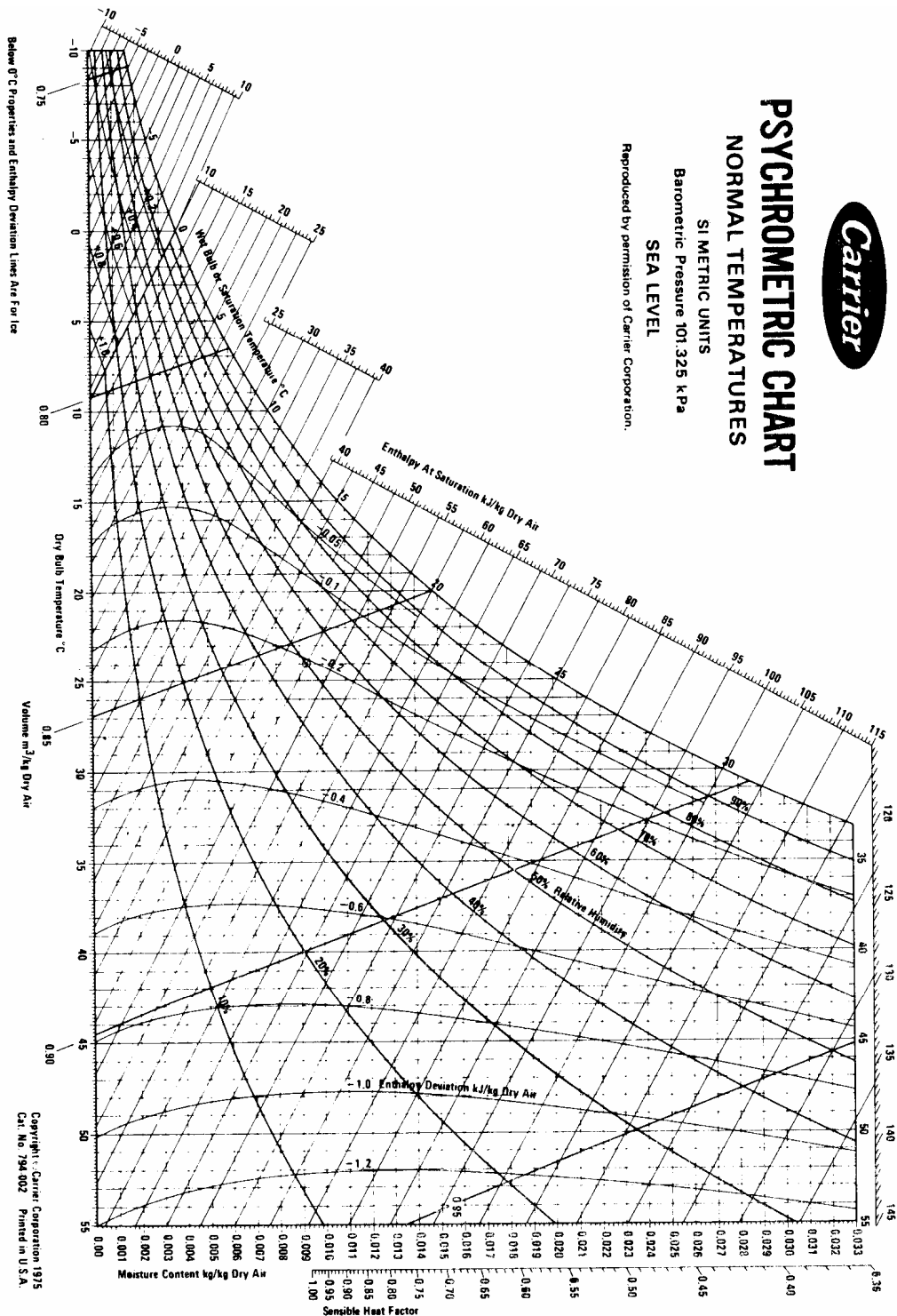
DB Temperature °C	WB Depression														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	
0	81	64	49	36	25	14	6								
4	84	70	57	46	36	27	20	13	9	5					
8	87	74	64	54	45	37	30	24	18	13	9	5			
12	88	78	68	60	52	45	38	33	28	23	19	15	9	3	
16	90	80	72	64	57	51	45	40	35	30	26	23	17	11	
20	91	82	75	68	61	55	50	45	40	36	32	29	23	18	
24	92	84	77	70	65	59	54	49	45	41	37	34	28	23	
28	92	85	79	73	67	62	57	53	49	45	41	38	32	27	
32	93	86	80	75	69	64	60	56	52	48	45	42	36	31	

جدول (۲-۸) تعیین مقدار رطوبت نسبی بر حسب D. B و اختلاف آن با W. B

نقطه شبنم گازها بدو صورت نقطه شبنم آزاد (Free Dew Point) و نقطه شبنم تحت فشار (Pressure Dew Point) تعریف می‌شود. برای شناخت بهتر دو نقطه شبنم فوق به مثال زیر توجه شود. فرض می‌شود که کمپرسوری با نسبت تراکم ۸ هوا را متراکم کرده و سپس هوا توسط خشک‌کن رطوبت زدائی شده تا نقطه شبنم هوای متراکم شده به (۲۱-) درجه سانتیگراد برسد. از آنجائی که نقطه شبنم مستقل از فشار می‌باشد، در دمای (۲۱-) درجه سانتیگراد، هوا حاوی ۰/۸ گرم رطوبت در هر مترمکعب خواهد بود. حال اگر گاز فوق تا فشار یک اتمسفر منبسط شود، حجم آن ۸ برابر افزایش یافته و لذا میزان رطوبت موجود در هوای منبسط شده ۰/۱ گرم در مترمکعب خواهد شد. نقطه شبنم هوای با رطوبت ۰/۱ گرم در مترمکعب (۴۱-) درجه سانتیگراد می‌باشد یعنی عبارت دیگر اگر نقطه شبنم هوای با فشار ۸ بار مطلق، (۲۱-) درجه سانتیگراد باشد، نقطه شبنم آزاد آن (۴۱-) درجه سانتیگراد خواهد بود.

۴-۸: چرا باید گازها را رطوبت زدائی کرد؟

هنگامی که گازی مانند هوا توسط کمپرسور متراکم می‌شود، ضمن افزایش فشار، حجم گاز کاهش یافته و در عوض دمای آن افزایش می‌یابد. رطوبت موجود در گاز بعلت بالابودن دمای گاز خروجی از کمپرسور بصورت بخار خواهد بود. ولی بعلت سرد کردن گاز در خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای و نهائی و کاهش دمای گاز



شکل (۲-۸) نمودار هوای مرطوب

تا دمای محیط (و یا اندکی بالاتر از آن)، بعلت کاهش حجم گاز، میزان رطوبت موجود در واحد حجم گاز از میزان اشباع بیشتر بوده و به همین خاطر بخش اعظمی از رطوبت موجود در گاز ورودی بصورت مایع درآمد که توسط تله‌های رطوبت گیر (Condensate Trap) از گاز جدا شده و توسط شیرهای شناوری به بیرون تخلیه می‌شود. بدیهی است در شرایط فوق گاز خارج شده از خنک کن نهائی بصورت اشباع بوده و اگر در ادامه مسیر بهره‌برداری شرایط دمائی

محیط در حدی باشد که از نقطه شبنم گاز خارج شده از خنک کن نهائی کمتر باشد، این امر می‌تواند موجب میعان مجدد رطوبت و حتی در شرایط محیطی بسیار سرد بصورت یخ درآید (نظیر حضور رطوبت در مبردهای مورد استفاده در سیستم‌های تبرید که اگر خشک کن مبرد خوب عمل نکند، رطوبت موجود در شیر انبساط بصورت یخ درآمده و موجب گرفتگی شیر انبساط و یا لوله مؤینه خواهد شد).

۵-۸: روش‌های رطوبت‌زدائی

هر چند که خنک‌کاری گاز در خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای و نهائی موجب جداسازی مقدار قابل توجهی از رطوبت موجود در گاز می‌گردد ولی با این وجود در بسیاری از موارد رطوبت باقی مانده در گاز برای ادامه شرایط بهره‌برداری قابل تحمل نبوده و به همین خاطر در بسیاری از موارد لازم است تا با روش مناسب میزان رطوبت موجود در گاز مورد استفاده به میزان قابل قبول کاهش داده شود.

امروزه برای کاهش رطوبت موجود در گازها برحسب شرایط مورد انتظار از روشهای مختلفی استفاده می‌شود که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

۱- تراکم اضافی (Over-Compression)

۲- خنک کردن (Cooling)

۳- سرد کردن با سیستم‌های تبرید (Refrigeration Drying)

۴- جذب فیزیکی (Adsorption)

۵- جذب شیمیایی (Absorption)

۶- روشهای ترکیبی

۱-۵-۸: رطوبت‌زدائی بروش تراکم اضافی

در این روش گاز تا زمانی که فشار جزئی بخار آب از فشار اشباع تجاوز کند متراکم می‌گردد. این فشار باید از فشار بهره‌برداری از گاز متراکم شده بیشتر باشد. بعد از خنک کردن گاز، آن را تا فشار بهره‌برداری منبسط کرده و در این صورت گاز با درصد رطوبت نسبی قابل قبول مورد استفاده قرار می‌گیرد. این روش بسیار ساده بوده و نیازی به تجهیزات اضافی نمی‌باشد ولی از آنجائی که تراکم اضافی موجب افزایش هزینه‌های بهره‌برداری می‌گردد، از آن فقط برای دبی کم موارد آزمایشگاهی استفاده می‌شود.

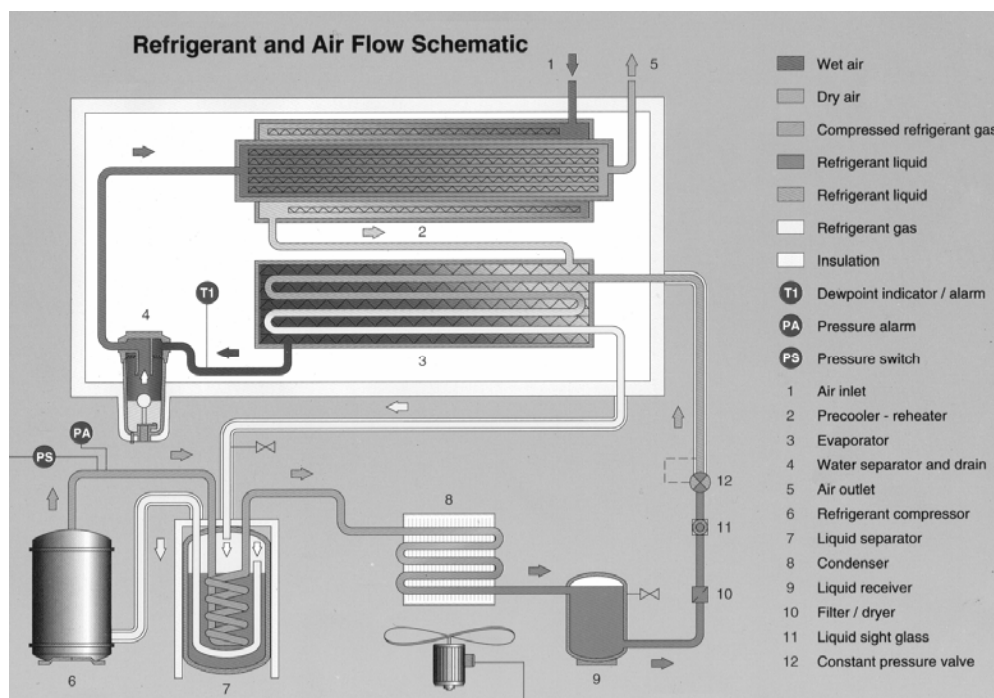
۲-۵-۸: رطوبت‌زدائی به روش خنک کردن

در این روش از سیالاتی نظیر آب و یا هوا برای خنک‌کاری و کاهش رطوبت گاز بعد از فرآیند تراکم استفاده می‌شود. ویژگیهای این روش در مثال (۱-۸) مورد اشاره قرار گرفت. این روش برای مواردی که نقطه شبنم در حد دمای محیط مورد نظر باشد مناسب بوده ولی در غالب

اوقات بلحاظ اینکه درصد بالائی از رطوبت موجود در گاز را بصورت مایع در می‌آورد ولی از نظر نقطه شبنم قادر به تأمین مشخصه‌های مورد نیاز در سیستم نمی‌باشد، بعنوان یک مرحله مقدماتی در امر رطوبت‌زدائی مورد استفاده قرار می‌گیرد و از سایر روشهای رطوبت‌زدائی بعنوان روش نهائی جهت دستیابی به نقطه شبنم مورد نظر استفاده می‌شود.

۳-۵-۸: رطوبت‌زدائی بکمک تبرید

در مواردی که نقطه شبنم موردنظر در خشک کردن گاز بین دمای محیط تا $+2^{\circ}\text{C}$ باشد از خنک‌کن‌های تبریدی برای رطوبت‌زدائی از گاز استفاده می‌شود. بعلت یخ‌زدن رطوبت در طی این فرآیند، دستیابی به نقطه شبنم پائین‌تر میسر نمی‌باشد. در شکل (۳-۸) نمونه‌ای از یک سیستم رطوبت‌زدائی با استفاده از سیستم تبرید نشان داده شده است. در این سیستم گاز مرطوب (۱) وارد یک مبدل حرارتی (۲) شده و در تماس غیرمستقیم با گاز خشک‌شده (۵) که دمای آن حدود $2-4^{\circ}\text{C}$ درجه سانتیگراد می‌باشد سرد می‌شود. بخشی از رطوبت موجود در گاز مرطوب در همین مرحله میعان شده و توسط تله رطوبت‌گیر (۴) از گاز مورد خشک کردن جدا می‌شود. در ادامه فرآیند رطوبت‌زدائی گاز وارد تبخیرکننده (۳) گردیده و توسط مبرد خنک شده و دمای آن به حدود 2°C (درجه سانتیگراد) کاهش داده می‌شود. در این مرحله مجدداً بخشی از رطوبت موجود در گاز به مایع تبدیل شده و گاز خشک با نقطه شبنم حدود 2°C درجه سانتیگراد بعد از عبور از مبدل حرارتی که نقش Economizer را ایفاء می‌کند به قسمت مصرف کننده ارسال می‌شود.



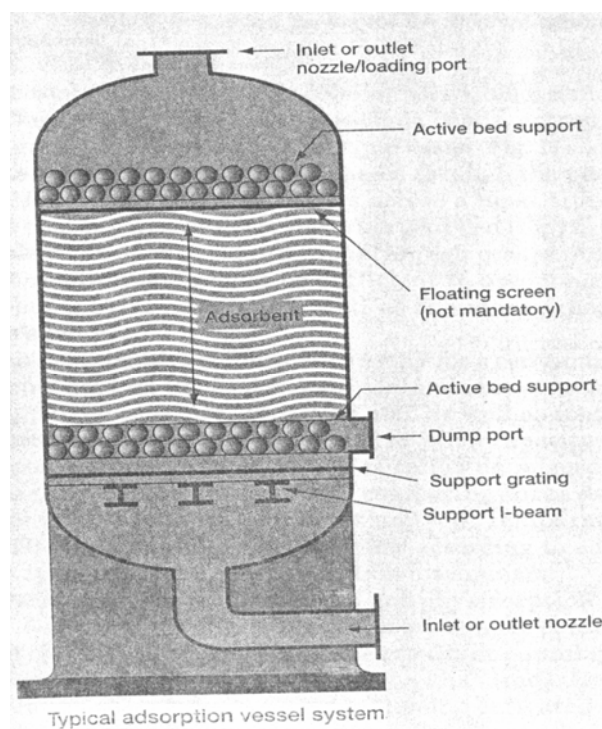
شکل (۳-۸) رطوبت‌زدائی با استفاده از سیستم تبرید

سیستم تبرید از یک کمپرسور (۶)، کندانسر (۸)، شیر انبساط (۱۲)، تبخیرکننده (۳) و مبرد تشکیل شده است. تا قبل از پدیده تخریب لایه اوزون عموماً از R-۱۲ و یا R-۲۲ بعنوان مبرد در سیکل تبرید استفاده می‌شد ولی امروزه اکثر سازندگان این وسیله ترجیح میدهند که از R-۱۳۴a بعنوان مبرد در سیستم تبرید استفاده نمایند. بهره‌برداری آسان، عدم حساسیت به حضور روغن در گاز مورد خشک کردن (نظیر هوا) و... باعث شده که این سیستم برای دستیابی به نقطه شبنم بالای ۲ درجه سانتیگراد روش مناسبی باشد. این روش برای کمپرسورهای روانکاری شونده (بویژه از نوع دورانی) بسیار مناسب می‌باشد.

۴-۵-۸: رطوبت‌زدائی به روش جذب فیزیکی

هنگامی که مقداری نمک طعام در ظرفی سرباز و در محیطی مرطوب نگهداری می‌شود بعد از مدتی مرطوب شده و این نشاندهنده قابلیت جذب رطوبت توسط نمک طعام می‌باشد. امروزه برای رطوبت‌گیری از گازها و دستیابی به نقطه شبنم بسیار پائین (کمتر از -100°C) از مواد شیمیایی جاذب‌الرطوبه نظیر سیلیکاژل (SiO_2)، بوکسیت (شکل طبیعی Al_2O_3) آلومینا فعال شده (Al_2O_3 فعال شده) و الک مولکولی (Molecular Sieves) با فرمول شیمیایی Na, AlO_2 (SiO_2) شماره ۴A استفاده می‌شود.

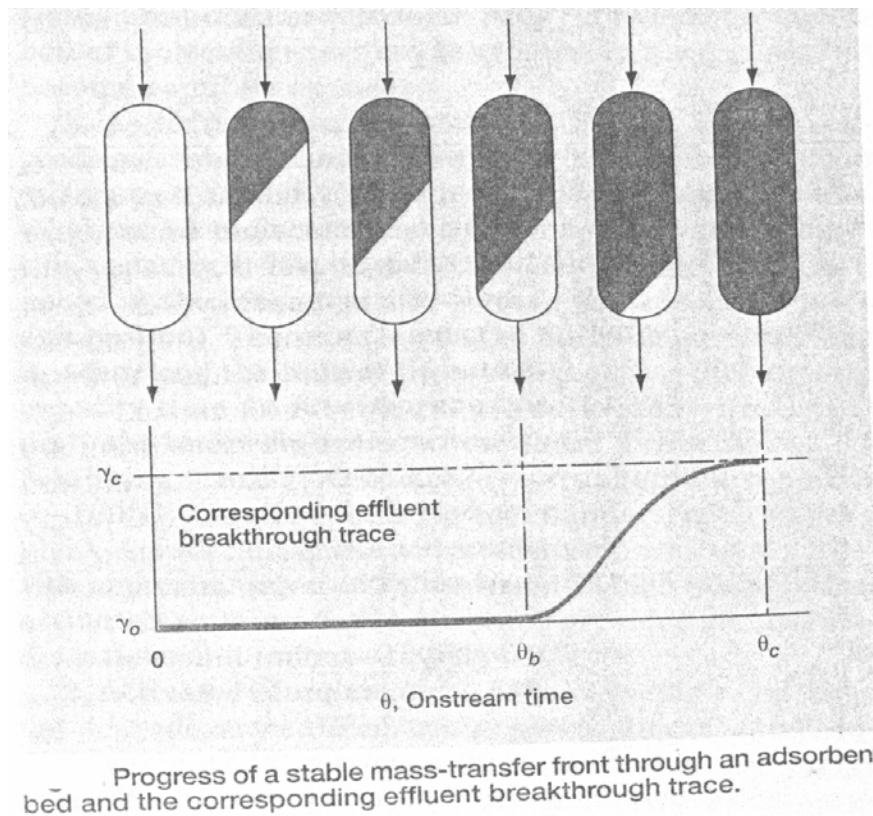
ترکیبات فوق دارای ساختمانی متخلخل و با سطح آزاد زیاد بوده (حدود $500-800 \text{ m}^2/\text{gr}$) و قادرند رطوبت موجود در گاز را بصورت فیزیکی جذب نمایند. کیفیت جذب رطوبت به درجه حرارت بستگی داشته و با افزایش درجه حرارت کاهش می‌یابد. در شکل (۴-۸) نمونه‌ای از یک بستر پر شده از ماده جاذب‌الرطوبه فیزیکی نشان داده شده است.



شکل (۴-۸) بستر پر شده از ماده جاذب‌الرطوبه فیزیکی

در شروع بهره‌برداری میزان رطوبت موجود بر روی ماده جاذب‌الرطوبه بسیار ناچیز بوده و به همین دلیل فشار جزئی آن کم می‌باشد. با عبور گاز مرطوب از روی بستر پر شده و بعلاوه اختلاف فشار جزئی بین رطوبت موجود در گاز مرطوب و بستر خشک‌شده، عمل انتقال جرم و جذب رطوبت از گاز مرطوب به ماده جاذب‌الرطوبه صورت می‌پذیرد. بدیهی است استمرار این فرآیند منجر به کاهش فشار جزئی بخار آب در گاز مرطوب و افزایش آن در روی بستر پر شده گردیده و لذا عمل رطوبت‌گیری تا زمانی که دو فشار جزئی به تعادل برسند ادامه داشته و بعد از آن متوقف می‌شود. عمل جذب فیزیکی بسیار سریع بوده و زمانی بین $0.5 - 1$ ثانیه برای آن کافی می‌باشد.

از آنجائی که هر واحد وزن ماده جاذب‌الرطوبه قابلیت جذب مقدار مشخصی از رطوبت را داشته و بعد از آن به حالت اشباع می‌رسد، لذا فرآیند اشباع شدن ماده در مسیر جریان گاز صورت می‌گیرد که نمونه‌ای از آن در شکل (۵-۸) نشان داده شده است.

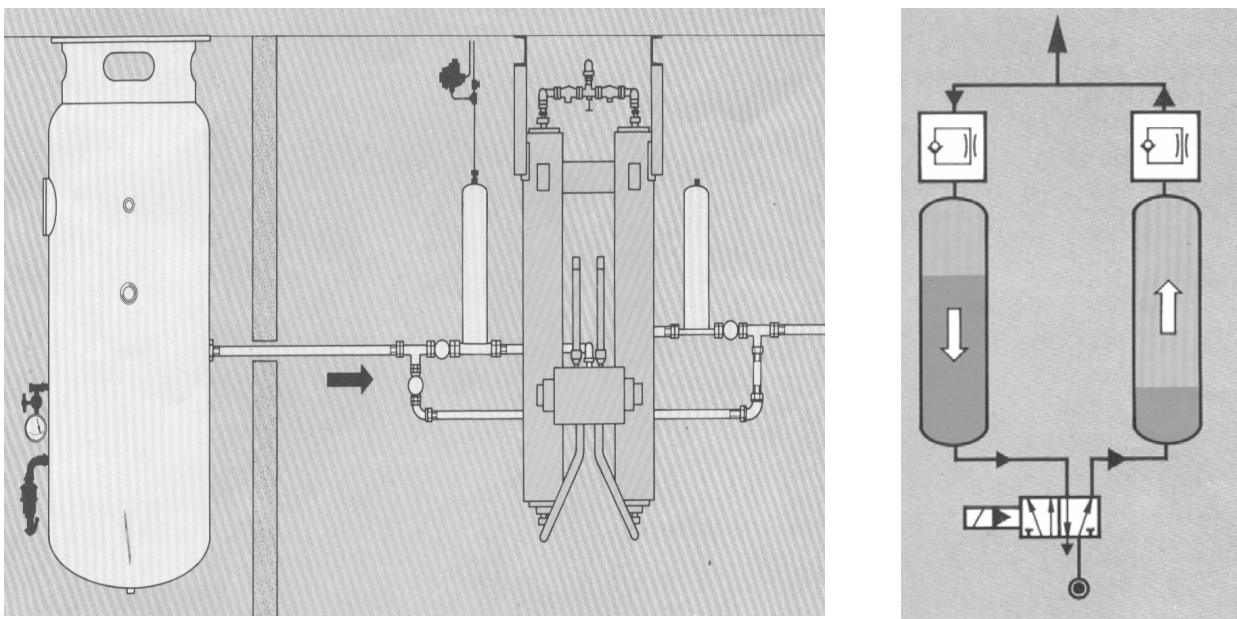


شکل (۵-۸) مراحل اشباع شدن یک ستون پر شده از ماده جاذب‌الرطوبه

هنگامی که کلیه ماده مورد استفاده در بستر از رطوبت اشباع گردید، عملاً رطوبت‌زدائی متوقف شده و لازم است که ماده جاذب‌الرطوبه احیاء گردد. طراحی این سیستم غالباً بصورت دوقلو (Duplex) بوده بنحوی که یکی از ستون‌ها در مرحله بهره‌برداری و دیگر در مرحله احیاء و آماده‌سازی می‌باشد. سیستم‌های رطوبت‌گیر فیزیکی بر اساس نحوه احیاء کردن ماده رطوبت‌گیر در طرح‌های مختلفی ساخته می‌شوند که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

الف) احیاء کردن با گاز خشک

همانطوری که قبلاً گفته شد، عمل جذب رطوبت توسط ماده رطوبت گیر در اثر وجود اختلاف فشار جزئی بخار آب در گاز مرطوب و ماده رطوبت گیر می باشد. هنگامی که ماده رطوبت گیر بسمت اشباع شدن میل می کند، فشار جزئی بخار آب در آن افزایش یافته و بدیهی است که اگر جریانی از گاز خشک از روی بستر عبور داده شود، عمل انتقال جرم در جهت عکس حالت رطوبت گیری (احیاء شدن) صورت می گیرد. براساس این نظریه در سیستم های رطوبت گیر فیزیکی با ظرفیت کم، جریانی از گاز خشک به میزان ۲۰-۱۰ درصد دبی بهره برداری و در جهت عکس بدرون بستر فرستاده شده و در طی عبور از روی بستر، رطوبت جذب شده از ماده رطوبت گیر جدا شده و توسط جریان گاز احیاء کننده به بیرون منتقل شده و اگر گاز مورد استفاده کم ارزش باشد (نظیر هوا)، به اتمسفر تخلیه می شود. در شکل (۶-۸) نمونه از یک سیستم رطوبت گیر که به روش فوق احیاء می شود نشان داده شده است. این نوع رطوبت گیرها اصطلاحاً بدون حرارت (Heat Less) نامیده می شوند. چرا که برخلاف سایر روشها از حرارت برای احیاء ماده رطوبت گیر استفاده نمی شود.



شکل (۶-۸) نمونه ای از سیستم رطوبت گیر به روش احیاء با گاز خشک

عمل احیاء در این روش به طراحی سیستم بستگی دارد ولی در هر حال بصورت نوبتی (Batch) می باشد. مثلاً سیستم بهره برداری از این نوع خشک کن ها طوری طراحی می شود که هریک از ستونها بمدت ۲ تا ۳ دقیقه در معرض جریان گاز خشک قرار گرفته و رطوبت آن توسط گاز خشک از بستر جدا شده و ماده جاذب الرطوبه احیاء شود. بدیهی است که در طی احیاء بستر شماره یک، بستر شماره (۲) در حال خشک کردن گاز مرطوب بوده و این عمل بطور دوره ای جابجا می شود. این روش برای شرایطی که فشار گاز متراکم شده کمتر از ۴ بار باشد مناسب نخواهد بود.

از آنجائی که فرآیند جذب رطوبت حرارتزا می باشد، حرارت تولید شده به امر جداسازی رطوبت در زمان احیاء کمک می کند. سادگی سیستم، ارزان بودن، مصرف کم ماده رطوبت گیر، سهولت بهره برداری، یکنواختی شرایط بهره برداری، عدم نیاز به حرارت جهت احیاء، عدم نیاز به توقف سیستم جهت احیاء و ... جزء محاسن این روش می باشد. در عوض هدر رفتن حدود ۲۰-۱۰ درصد از گاز متراکم شده مثلاً (هوا) جهت احیاء بزرگترین عیب این روش می باشد و به همین خاطر از آن در سیستم های با ظرفیت کم استفاده می شود.

ب) احیاء کردن با گاز داغ

در این روش احیاء کردن ماده رطوبت گیر با استفاده از گاز داغ صورت می گیرد. درجه حرارت مورد نیاز برای احیاء ماده رطوبت گیر به مشخصه های فیزیکی و شیمیایی آن بستگی دارد. در جدول (۳-۸) مشخصه های انواع مواد رطوبت گیر بر روش جذب سطحی که در صنعت مورد استفاده قرار می گیرند نشان داده شده است.

بالابودن درجه حرارت گاز مورد استفاده برای احیاء باعث می شود تا فشار جزئی بخار آب در آن از فشار جزئی بخار آب جذب شده بر روی ماده رطوبت گیر کمتر بوده و همین امر انتقال جرم رطوبت از روی بستر بداخل جریان گاز احیاء کننده را میسر می سازد. از آنجائی که فشار جزئی گاز احیاء کننده خروجی از بستر پر شده هنوز در حد کافی پائین می باشد، در صورت نیاز (بستگی به قیمت گاز دارد) می توان آن را سرد نموده و رطوبت جذب شده توسط آن را در تله رطوبت گیر جدا نمود و بعد از گرم کردن، مجدداً بعنوان گاز احیاء کننده مورد استفاده قرار داد. البته این امر برای گازهای ارزان (نظیر هوا) صادق نبوده و بعد از احیاء کردن بستر پر شده به بیرون تخلیه می شود.

برای تأمین گاز داغ جهت احیاء از روش های مختلفی استفاده می شود.

Properties of some solid adsorbents used for compressed air drying

Adsorbent	Approx. dew point °C	Max. temp. of air to be dried °C	Typical regeneration temp. °C	Surface area m ² /g	Relative cost of adsorbent	Resistance to			Affected by gases with pH
						Water drop-lets	Oil drop-lets	Vibration	
Silicagel raw (SiO ₂) spheroidal	-50	+50	120-180	500-800 200-300	100 170	low good	depends on reg. system	low good	>7
Activated alumina (Al ₂ O ₃)	-60	+40	175-315	230-380	150	good	depends on reg. system	good	<7
Molecular sieves (Na, AlO ₂ , SiO ₂)	-90	+140	200-350	750-800	550	good	good	low	depends on type

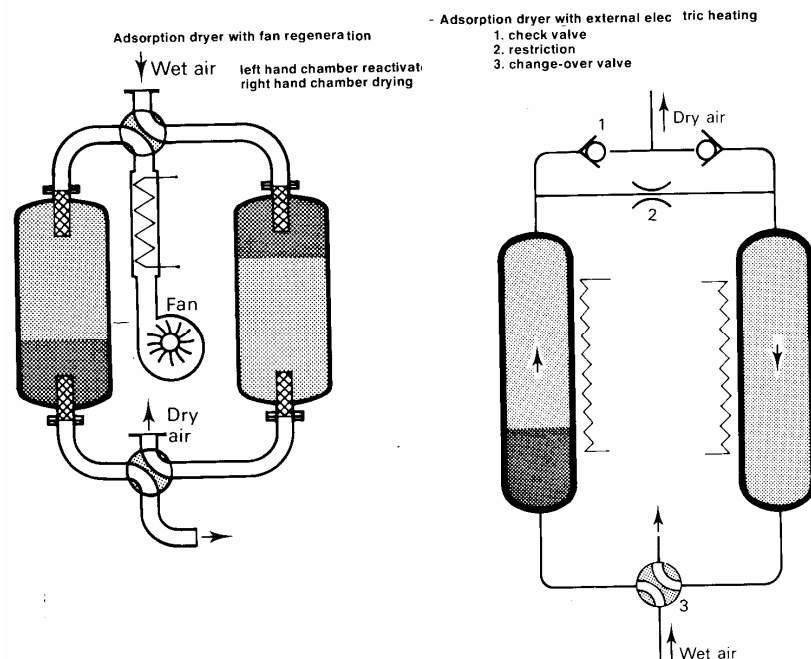
NOTE: The properties listed above vary with temperature and pressure of the gas being dried.

جدول (۳-۸): مشخصه های مواد رطوبت گیر مورد استفاده در صنعت

۱- مواد رطوبت گیر فیزیکی نسبت به روغن حساس بوده و سریعاً خاصیت رطوبت زدائی خود را از دست می دهند. به همین خاطر باید دقت شود که گاز مرطوب که جهت رطوبت زدائی از درون بستر عبور داده می شوند فاقد روغن باشد.

۲- هرچند که این مواد برای جذب رطوبت بکار گرفته می شوند ولی رطوبتی که با آن در تماس قرار می گیرد باید بصورت بخار باشد. تماس ماده رطوبت گیر با آب باعث فاسد شدن آن می شود لذا تحت هرشرایطی باید از تماس آب (بصورت مایع) با آن خودداری شود.

۳- نقطه شبنم قابل دستیابی ضمن آنکه به ویژگیهای ماده رطوبت گیر بستگی دارد، تابعی از دمای احیاء کردن نیز می باشد. هرچه گاز مورد استفاده برای احیاء بستر اشباع شده داغتر باشد، نقطه شبنم گاز خشک شده کاهش می یابد. البته این امر موجب کاهش عمر مفید ماده رطوبت گیر خواهد شد. بنابراین بهتر است که عمل احیاء در دمای توصیه شده توسط شرکت سازنده صورت پذیرد.



شکل (۷-۸) رطوبت گیرهای به روش جذب فیزیکی بر حسب نوع احیاء آن

۴- مواد رطوبت گیر قادرند بین ۲۰-۳۰ درصد وزن خود را رطوبت جذب کنند.

۵- تغییرات فشار در زمان تغییر شرایط بهره برداری در بستر پُر شده باید به آرامی صورت پذیرد. عدم رعایت این توصیه باعث تخریب مکانیکی ماده رطوبت گیر می شود.

۶- بالا بودن سرعت جریان گاز از درون بستر باعث سایش ذرات رطوبت گیر بهم شده و موجب کاهش عمر مفید آن خواهد شد. بکارگیری از فیلتر مناسب در قبل و بعد از رطوبت گیر ضروری می باشد.

۷- دمای گاز مورد استفاده برای احیاء بستر باید حدود ۲۵-۵۵ درجه سانتیگراد از دمای نهائی مورد انتظار برای احیاء بستر بیشتر باشد.

۵-۵-۸: رطوبت گیری به روش جذب شیمیایی

ماده مورد استفاده در این روش با رطوبت موجود در گاز مورد خشک کردن واکنش شیمیایی انجام می دهد. برای رطوبت گیری از هوا می توان از ترکیبات جامد نظیر آهک خشک و یا منیزیم پرکلراید که بصورت جامد می باشند و یا از ترکیبات مایعی شکل نظیر لیتیوم کلراید و کلسیم کلراید استفاده کرد

مراجع

- ۱: R.N . Brown , “ Compressors : Selection & Sizing “ , Gulf Pub . Co. , ۱۹۸۶
- ۲: “Compressor Handbook for the Hydrocarbon Processing Industries “ , Gulf Pub. Co . , ۱۹۷۹
- ۳: P. Pichot , “ Compressor Application Engineering “ Vol . ۱, Gulf Pub. , Co. , ۱۹۸۶
- ۴: P. A . O , Neel , “ Industrial Compressors , Theory and Equipment “ , Butterworth Henemann , ۱۹۹۳
- ۵: J . P . Rollins , “ Compressed Air and Gas Handbook “ ۵th ed . , Prentice Hall Co . , ۱۹۸۹
- ۶: L . F . Scheel , “ Gas Machinery “ , Gulf Pub . Co .
- ۷: “ Atlas Copco Manual “ , Atlas Copco . , ۱۹۷۵
- ۸: J . J Mc Ketta , “ Encyclopedia of Chemical Processing and Design “ , Vol . ۱۰
- ۹: ” ASHRAE Handbook , Equipment Volume “ , ۱۹۸۳
- ۱۰: R . E . Ludwing “ Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants “ , Vol ۳ , Gulf Pub . Co . , ۱۹۸۳
- ۱۱: R . H . Perry , ” Chemical Engineering Handbook “ , ۶th Ed . , Mc Graw Hill Co . , ۱۹۸۴
- ۱۲: “Reciprocating Compressor , Gas Engines and Engine Compressors “ , Nuovo Pignone Co .
- ۱۳: P . Steinruck , F . Ottitsch , A . Oberhuber , M . Linskeseder , “ Better Reciprocating Compressor Capacity Control “ , Hyd . Proc. , Feb . ۱۹۹۷ ,
- ۱۴: R . F . Neerken , “ Key To Compressor Selection “ , Chem . Eng . Jan . ۲۰ , ۱۹۷۵
- ۱۵: P . C . Bevis , “ Air Compressors , Control and Installation “ , ۲nd Ed . , Pitman Pub . , ۱۹۷۱
- ۱۶: ” Air Compressor Evaluation “ , Worthington Compressors “ , Inc . , ۱۹۷۶
- ۱۷: H.V.Ormer, “ Optimize Your Plant s Compressed Air System” , Chem. Eng . Prog. Feb ۱۹۹۵
- ۱۸: ”Compressor Installation Manual “ , Atlas Copco Co