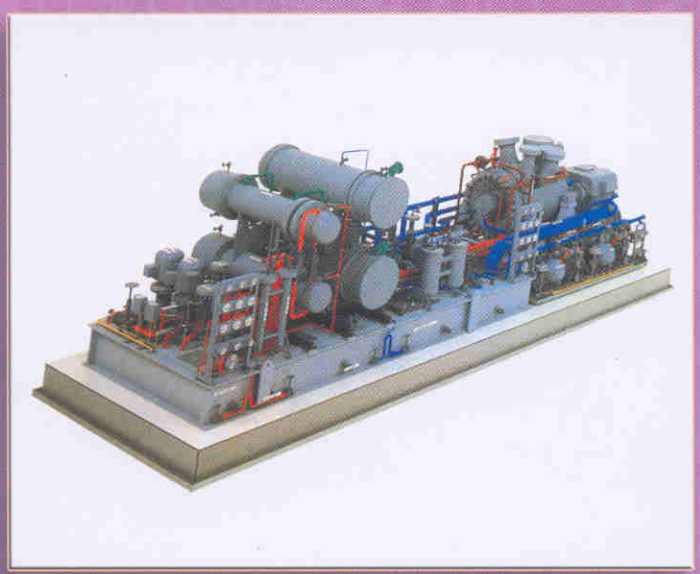
صنعت نفت
Oilindustry.ir
CLICK HERE

شرکت پشتیبانی ساخت و تهیه کالای نفت تهران



آشنایی با کمپرسورها

مدیریت پشتیبانی ساخت و تعمیرات ماشین آلات دوار

بسم الله الرحمن الرحیم

شرکت ملی نفت ایران

شرکت پشتیبانی

ساخت و تهیه

کالای نفت تهران

آشنایی با توربوماشینها (کمپرسورها)

تاریخچه کمپرسور	۵
شناخت توربوماشینها	۷
انواع کمپرسور در صنعت نفت و گاز	۱۱
دامنه استفاده انواع کمپرسور نسبت به حجم و فشار	۱۲
انواع کمپرسورهای جابجایی مثبت	۱۳
آشنایی با کمپرسورهای سانترفیوژ	۱۴
انواع مسیرهای جریان در کمپرسورهای سانترفیوژ	۲۹
لیست توربوکمپرسورهای موجود در صنعت نفت	۳۳

شکل ۱

شکل ۳

شکل ۲

شکل ۴

تاریخچه کمپرسور

طبق آخرین تحقیقات و آمار این شرکت می‌توان گفت: که انرژی سیالات فشرده از هزاران سال پیش همواره در خدمت بشریت به گونه‌های مختلف بوده است و انسان برای اولین بار از این انرژی جهت شعله‌ور نمودن آتش استفاده نموده و یا به ابتدایی‌ترین ابزار نئوماتیک که همان نی تیرانداز که توسط بازدم طراحی شده بود می‌توان اشاره نمود که در این ابزار بسیار ساده از انرژی هوای فشرده جهت پرتاب تیر برای شکار استفاده می‌شده است با گذشت زمان و کشف فلزات جهت تغییر حالت ویا ذوب نیاز به ایجاد احتراق با دمای بیش از ۱۰۰۰ درجه سانتی‌گراد بوده و این امکان‌پذیر نبود مگر با دمیدن هوا که تاریخچه بکارگیری از این انرژی از زمان سومریان که در ردیف اول در پیدایش و سیر تکنولوژی در دنیا مطرح می‌باشد بوده است. پس از آن سیر تکامل و نیازهای جدید به این انرژی، در روند زندگی آن زمان موجب شد تا اولین کمپرسور با شکل و طراحی یک ماشین محرک از شکل دمنده‌های سنتی به کمپرسور با موتورهای محرک آبی و ولوهای چوبی توسط جان اسمیتن در سال ۱۷۶۲ میلادی اختراع شود و پس از آن توسط جان ویلکینسن درسال ۱۷۷۶ میلادی اولین کمپرسور با سیلندر چدنی و با موتور محرک بخار تولید شد و منجر به تحول در تونل‌سازی ، صنایع ذوب فلزات گردید. پس از پیدایش نفت و نیاز به پالایش و تجزیه و ترکیب آن برای فرآورده‌های نفتی مجدداً نیاز کمپرسور منجر به طراحی‌های با ساختار جدید برای کمپرسورهای هوا و گاز شد با تنوع مصرف، اهمیت آن در صنایع نفتی نیز بالا گرفت و نظر طراحان و سازندگان زیادی را در سطح جهان به خود جلب و به لحاظ نیاز آن در هر کشوری تعداد قابل توجهی از آن بکار گرفته شده. کشور ایران نیز از این امر مستثنا نبوده و به دلیل اینکه تولید کمپرسورهای صنعتی در ایران نیز سابقه طولانی دارد لذا بر آن شدیم تا تاریخچه کمپرسور در ایران را نیز به صورت مختصر شرح دهیم:

تاریخچه کمپرسور درایران

پس از ورود کمپرسور در صنایع مختلف نفتی و بافندگی در ایران که جزو اولین صنایع بکار گرفته شده در کشورمان می‌باشد، از همان آغاز سازندگان داخلی با تعمیق و تفکر مبنی بر دستیابی به دانش فنی ساخت کمپرسور در ایران همت گماشته، از جمله درسال ۱۳۴۰ یکی از تولیدکنندگان کمپرسور در ایران به نام شرکت بارون موفق به طراحی و ساخت کمپرسور با ظرفیت پایین (شکل ۱) گردید که در تاریخچه صنعت کشور برای اولین بار تحت شماره ۱۵-۱-۴۸-۶۴۳۰-۱۳۴۳ به ثبت رسیده است و این روند کماکان به عنوان یک هدف ملی دنبال شد بنحوی که درحال حاضر ساخت کمپرسورهای گاز و هوا تا ظرفیت ۱۰۰ متر مکعب بردقیقه و فشار ۱ تا ۶۰۰ بار از نوع oil free با رعایت استاندارد API و با طراحی صد در صد بنیادی (شکل ۲) تحقق یافته و به منظور ایجاد قابلیتهای فنی هرچه بیشتر در داخل کشور با هماهنگی شرکت کالای نفت تهران زمینه‌های مشارکت و همکاری شرکتهای خارجی (شکل ۳) را با اهداف به شرح زیر فراهم نموده‌اند که امر مذکور پاسخگوی بخشی از نیازهای صنایع کشور خواهد بود.

۱- انتقال تکنولوژی مهندسی معکوس درساخت قطعات یدکی کمپرسورهای عملیاتی و هوای ابزار دقیق.

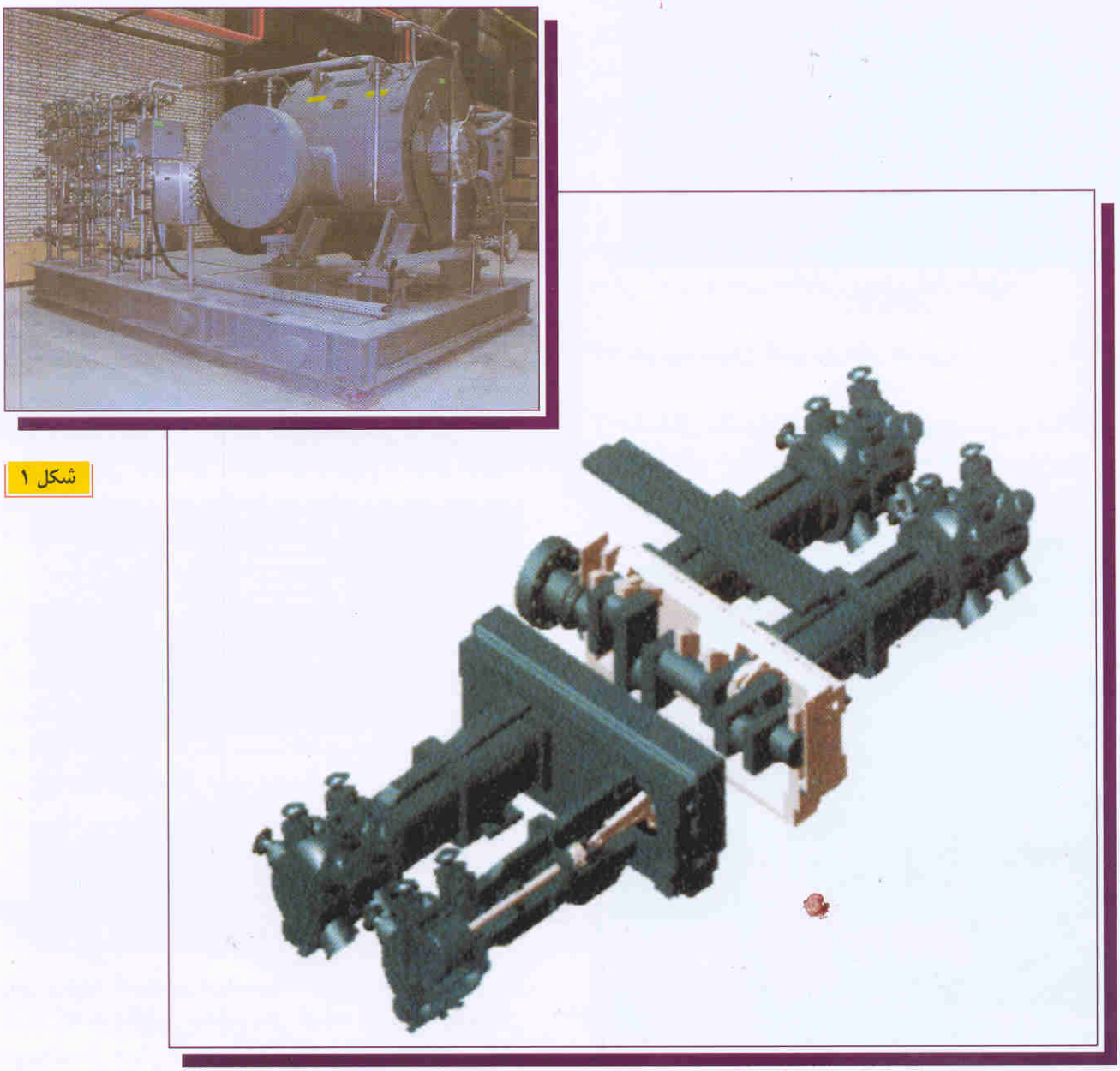
۲- مدرنیزه نمودن کمپرسورهای قدیمی.

۳- انتقال تکنولوژی طراحی مهندسی و ساخت کمپرسورهای عملیاتی (سانترفیوژ- اسکرو و پیستونی).

Figure1- Typical of first Iranian Design

درسالهای ۱۳۷۹–۱۳۸۲ نیز با حمایت و پیگیری و همچنین تلاش مستمر شرکت کالای نفت تهران و شرکت ملی گاز و سایر کارشناسان زحمت‌کش و با تجربه وزارت نفت تحولات جدیدی در انتقال تکنولوژی کمپرسور با تأسیس شرکت تربوکمپرسور (OTC) با هدف انتقال تکنولوژی توربوکمپرسور در ظرفیت ۲۵ مگاوات (شکل ۱) جهت تأمین نیاز شرکت ملی گاز ایران گامی دیگر در راستای پیشرفت دانش فنی و امکان ساخت در ایران برداشته شد.

امید است با توجه به زحمات و اقداماتی که صورت گرفته است در آینده نزدیک کشور عزیزمان شاهد تحولات جدید تکنولوژیکی و استقلال صنعتی که بخش عمده و اساسی آن را کمپرسورها و پمپ‌ها تشکیل می‌دهد باشد.



شکل ۱

Reciprocating process h type gas compressor - Design in Iran 2000-2003

۱ ـ شناخت توربوماشینها

۱ – ۱ – تعریف

کلمه توربوماشین از دو کلمه مجزای توربو و ماشین تشکیل شده است. توربو کلمه‌ای است با ریشه یونانی و به فارسی می‌توان آن را ((چرخ مولد)) ترجمه کرد. در زبانهای آلمانی، انگلیسی و فرانسه عینا کلمه توربوماشین مصطلح بوده و در کتب عملی بکار می‌رود.

توربوماشینها، ماشینهایی هستند که قسمت اصلی آنها از یک‌یا چند چرخ (به جای کلمه چرخ از پروانه و یا روتور نیز استفاده می‌شود) تشکیل می‌شود. چرخ و یا چرخها بر روی محوری محکم شده و با آن دوران می‌نمایند. چرخ خود دارای تعدادی پره است که به طور متقارن نسبت به محور دوران قرار گرفته‌اند. سیال به هنگام عبور از بین پره‌ها باچرخ تبادل انرژی می‌نماید. یعنی یا انرژی مکانیکی از چرخ به سیال منتقل می‌گردد، که در این صورت انرژی سیال بالا می‌رود و یا بالعکس انرژی موجود در سیال به چرخ منتقل شده و چرخ دوران می‌کند. دسته اول را ((توربوماشینهای توانگیر)) و دسته دوم را ((توربوماشینهای توان ده)) می‌نامند. منظور از توان در این نامگذاری، توان مکانیکی است. بنابراین توربوپمپها، توربو وانتیلاتورها، توربوکمپرسورها، پروانه کشتی، ملخ هواپیما و یا هلیکوپتر جز دسته اول و انواع توربینها جز دسته دوم می‌باشند.

همان طوری که ملاحظه می‌شود، این ماشینها از نظر کاربری و ساختمان داخلی دارای تفاوتهای اساسی می‌باشند. لیکن قسمت اصلی همگی آنها از یک یا چند چرخ دوار تشکیل می‌گر دد .چنین وجه اشتراکی موجب شده است که بتوان مطالعه عمومی توربوماشینهای مختلف را بر یک مبنا استوار کرد و سپس روابط و معادلات حاصله را از یک نوع توربوماشین به نوع دیگر تعمیم داد. در این کتاب، توربوپمپها با توجه به گسترش ساخت و مصرف آنها در کشور، به عنوان توربوماشین پایه مورد مطالعه قرار گرفته است. با این روش زمینه بررسی سایر توربوماشینها در آینده نیز فراهم خواهد شد.

۱ – ۲ – کاربرد توربوماشینها و مزایای آنها

گسترش ساخت، تولید و کاربرد توربوماشینها عملا بعد از جنگ جهانی دوم و هنگامی آغاز گردید که پیشرفتهای عمل آئرودینامیک، در توربوماشینها نیز بکار گرفته شد و به سرعت توربوماشینها با قدرت و راندمان بالا پا به عرصه صنعت گذاشتند و عملا در بسیاری موارد ماشینهای دیگر را از دور خارج نمودند. در مقایسه با ماشینهای رفت و برگشتی، نبودن سیلندر و پیستون و حرکت رفت و آمدی و احتیاج تبدیل آن به حرکت دورانی از یک طرف و از طرف دیگر پیشرفت تکنولوژی ریخته‌گری و ماشین‌کاری و علوم متالورژی باعث شد که امکانات ساخت و تولید توربوماشینهای با دورهای زیاد و قدرتهای قابل توجه در حجم کوچک بوجود آید و دامنه استفاده از توربوماشینها در صنعت به طور چشمگیری افزایش یابد. در صنایع هواپیماسازی، توربوماشینهای مادون و مافوق صوت به سرعت ماشینهای سیلندر پیستونی را از رده خارج کردند و به کمک این ماشینها هواپیماهای غول‌پیکر مسافربری و هواپیماهای جنگی با سرعت چندین برابر سرعت صوت ساخته شد .در زمینه تولید برق با ساخت توربینهای گازی، بخار و آب و تاسیس نیروگاههای با ظرفیت چندین صد مگاوات، شبکه‌های برق‌رسانی در کشورها و شهرها به سرعت گسترش یافت و امروزه موتورهای دیزلی فقط جهت تولید برق در مقیاس چند کیلووات مورد مصرف قرار می‌گیرند. در شبکه‌های آبرسانی شهری، آبیاری و کشاورزی عملا فقط از توربوپمپها برای انتقال آب و یا بالا آوردن آن از چاه‌ها استفاده می‌شود. در صنایع نفت، پتروشیمی، صنایع غذایی، تاسیسات حرارتی و برودتی، سیستمهای هوای فشرده در کارخانجات و تهویه معادن نیز توربوکمپرسورها وانتیلاتورها و توربوپمپها به طور گسترده مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرند. در صنعت حمل و نقل نیز توربوماشینها توانسته‌اند در کشتیها، قایقهای موتوری و توربوترنها نقش بسزایی ایفا نمایند.

به طور خلاصه کاربرد وسیع توربوماشینها به دلیل مزایای اصلی زیر می‌باشد:

۱. انتقال قدرت بالا در حجم و وزن کم در مقایسه با سایر ماشینها
۲. داشتن راندمان بالا
۳. عدم نیاز تبدیل حرکت رفت و آمدی به حرکت دورانی
۴. قیمت ارزان ماشین نسبت به قدرت مفید تولیدی
۵. دائمی بودن تبادل انرژی بین ماشین و سیال

۱ - ۳ - تقسیم بندی توربوماشینها

توربو ماشینها رامی‌توان از دیدگاههای مختلف تقسیم بندی نمود. چهارنوع تقسیم بندی متداول و معمول است.

الف) مسیر حرکت سیال
ب) تراکم پذیری سیال
ج) طرز تغذیه چرخ
د) جهت تبادل انرژی

الف) مسیر حرکت سیال

متداولترین روش تقسیم بندی توربوماشین ها از دیدگاه عملی و طراحی، تقسیم‌بندی بر اساس مسیر حرکت سیال در چرخ آنها است. از این نظر توربوماشینها را به سه دسته اصلی زیر تقسیم می‌نمایند:

- توربوماشینهای سانتریفوژ "Centrifugal" یا با جریان شعاعی
- توربوماشینهای محوری "Axial"
- توربوماشینهای نیمه سانتریفوژ یا با جریان مختلط "Centrifugal"

در نوع اول، مسیر ورود و خروج سیال از چرخ بر هم عمود است. این توربوماشینها معمولاً برای ایجاد فشارهای بالا در دبی‌های کم به کار می‌روند.

در نوع دوم، سیال موازی با محور وارد چرخ شده و موازی با آن نیز خارج می‌شود. از این توربوماشینها برای تولید دبی‌های زیاد و فشارهای کم استفاده می‌شود.

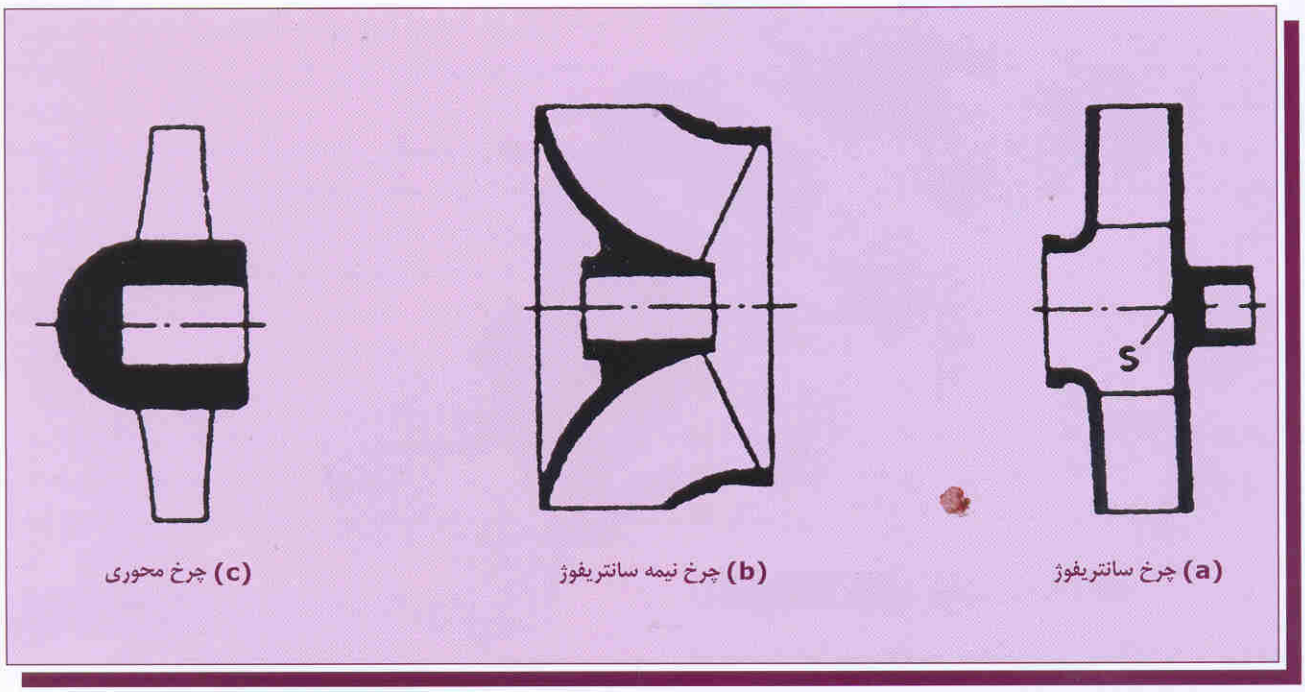
در نوع سوم مسیر ورود و خروج سیال از چرخ نسبت به یکدیگر مایل است و در رده‌بندی بین دو نوع اول و دوم قرار می‌گیرند. این توربوماشینها برای ایجاد فشارها و دبی‌های متوسط به کار می‌روند.

در شکل (۱ـ۱) سه نمونه از چرخ‌های مذکور نشان داده شده است. این دسته‌بندی به لحاظ تفاوت بنیادی بین روش‌های مورد استفاده در طراحی چرخ‌های محوری و سانتریفوژ حائز اهمیت است .

((این نوع تقسیم‌بندی در مورد توربوماشینهای ضربه‌ای به کار نمی‌روند.))

ب) تراکم‌پذیری سیال

توربوماشینها را از نظر تراکم‌پذیری سیال عامل به دو دسته توربوماشینهای با سیال قابل تراکم و غیرقابل تراکم تقسیم می‌نمایند. این تقسیم‌بندی از لحاظ مطالعه حرکت سیال در اینگونه ماشینها حائز اهمیت است. در توربوماشینهای با سیال قابل تراکم، می‌توان به کمک قوانین اصلی مکانیک سیالات، پدیده‌های مختلف دراین ماشینها را مورد بررسی قرار داد. در



شکل ۱ـ۱ ـ سه نمونه از چرخ توربوماشینها

حالیکه در توربوماشینهای با سیال قابل تراکم بدون استفاده از مبانی ترمودیناک وهمچنین انتقال حرارت، امکان مطالعه و حل مسائل مربوطه وجود ندارد. توربوماشینهای با سیال غیرقابل تراکم را به نام ((توربوماشینهای آبی)) نیز نامیده اند، گرچه ممکن است سیال عامل همیشه آب نباشد. در مقابل، توربوماشینهای با جریان تراکم‌پذیر را ((توربوماشینهای گازی)) و در برخی موارد ((توربوماشینهای حرارتی)) نیز خوانده‌اند. لازم به تذکر است که وانتیلاتورهای با فشار کم با وجود انتقال سیال قابل تراکم در زمره توربوماشینهای با جریان تراکم‌ناپذیر می‌شوند. زیرا تغییرات جرم مخصوص در آنها عملاً ناچیز است. از این نظر در این تقسیم‌بندی به جای ((نوع سیال)) بهتر است ((جریان سیال)) را معیار قرار داد.

ج) طرز تغذیه چرخ

در مورد توربینها تقسیم بندی دیگری نیز معمول می باشد. اگر سیال از تمامی سطح چرخ وارد آن شود آنرا توربینی با تغذیه کامل و بالعکس اگر فقط از یک یا چند قسمت از سطح ورودی داخل چرخ گردد آنرا با تغذیه جزئی می‌نامند.
ماشینهای با تغذیه جزئی را توربینهای ضربه‌ای (Impules) نیز می‌نامند. زیرا در این نوع ماشینها فشار استاتیک سیال در عبور از چرخ ثابت است و معمولاً فشار اتمسفر در دور تا دور چرخ حاکم می باشد. بالعکس در ماشینهای با تغذیه کامل فشار استاتیک سیال از ورود تا خروج از چرخ تغییر می‌کند. به همین علت این ماشینها را عکس العملی (Reaction) نیز می‌نامند. امروزه اغلب توربوماشینها از نوع عکس‌العملی و با تغذیه کامل می‌باشند. یکی از توربوماشینهای ضربه‌ای که به عنوان یک آلترناتیو مناسب کارایی بالایی دارد، توربین پلتن است.
قدیمی‌ترین نوع توربوماشینهای ضربه‌ای، چرخ آبی است که در مسیر رودخانه‌ها جهت تأمین انرژی قرار می‌گرفت و با جریان آب دوران می‌نمود، که امروزه از دور خارج شده و عملاً مورد استفاده قرار نمی‌گیرد.

د) جهت تبادل انرژی

همانطوریکه قبلاً گفته شد اگر انرژیهای جنبشی و پتانسیل به چرخ واگذار شده و توان مکانیکی ایجاد شود، توربوماشین را توان‌ده و برعکس اگر انرژی مکانیکی روی محور از طریق چرخ به سیال عبوری واگذار شده و منجر به افزایش فشار و سرعت آن شود، ماشین را توانگیر گویند. کلیه توربینها جزء گروه اول بوده و سایر ماشینها در گروه دوم قرار می‌گیرند.
طبقه‌بندیهای دیگری نیز بر اساس ساختمان داخلی توربو - ماشینها و نوع کاربری آنها در صنعت وجود دارد. لیکن این طبقه‌بندیها جنبه عمومی نداشته و در مورد هر ماشین خاص معمولاً عنوان می‌شود. برای مثال وانتیلاتورها را بر اساس محل نصب در مدار وانتیلاتور ((مکشی)) یا ((رانشی)) یا ((مکشی - رانشی)) می‌نامند و همینطور پمپها را نیز بر اساس نحوه بهره‌برداری و یا نصب آنها تقسیم‌بندی می‌نمایند.
بطور خلاصه هر یک از این تقسیم بندیها در جای خود می‌تواند مفید باشد. لیکن تقسیم‌بندی نوع ((الف)) و ((ب)) جنبه عمومی داشته و بیشتر مورد تأکید قرار می‌گیرد.

۱-۴- ساختمان توربوماشینها

بر حسب اینکه یک توربوماشین از یک یا چند چرخ تشکیل شود، آنرا یک یا چند طبقه می نامند. توربوماشین یک طبقه حداکثر از چهار قسمت زیر تشکیل می‌شود:

۱ هدایت کننده
۲ چرخ
۳ کاهش دهنده "دیفیوزر" یا نازل
۴ جمع کننده

از نظر ساختمان داخلی، قسمت اصلی یک توربوماشین عضو گردنده آن است که در توربینهای آبی به چرخ (Wheel or Runner) و در توربوپمپها به چرخ یا پروانه (Impeller) موسوم بوده ودرکمپرسورها و توربینهای بخار و گاز غالباً روتور (Rotor) نامیده می‌شود.
به لحاظ تکمیل فرآیند تکمیل انرژی و انجام آن با راندمان خوب، هر توربوماشین به اجزاء دیگری نیاز دارد. تغذیه مناسب چرخ و به عبارت بهتر توزیع یکنواخت سیال در آن تأثیر مهمی در کارایی چرخ دارد. بخشی از ماشین که این وظیفه یعنی تامین بردار مناسب در ورود به چرخ را عهده‌دار است، را می‌توان هدایت‌کننده نامید. سیال خروجی از چرخ نیز بایستی جمع‌آوری شده و به سمت خروجی ماشین هدایت شود. جمع‌کننده این نقش را ایفا می‌کند. در این بین گاه باید مشخصات جریان را تغییر داد، مثلاً انرژی جنبشی را به انرژی فشاری تبدیل کرد و یا به عکس، که بر حسب نیاز به ترتیب از نازل یا دیفیوزر استفاده می‌شود. لذا در حالت کلی یک توربوماشین دارای چهار قطعه اصلی هیدرولیکی است.
به غیر از چرخ که عضو اصلی توربوماشین بوده و وجود آن اجتناب ناپذیر است، اهمیت نقش سایر قسمتها در موارد مختلف متفاوت است و بنابراین ساختمان آن از یک ماشین به ماشین دیگر تغییر می‌نماید. چند مثال زیر موضوع را روشن می‌کند.

در یک پمپ سانتریفوژ معمولی، هدایت کننده لوله ساده‌ای است که آب را از دهانه پمپ تا چشم چرخ هدایت می‌کند شکل (۱-۲). انرژی سیال در خروج از چرخ به دو صورت پتانسیل و جنبشی است. از آنجا که انتقال سیال با سرعت کم و فشار زیاد، راندمانی به مراتب بالاتر از انتقال آن با سرعت زیاد و فشار کم دارد (افت فشار متناسب با مجذور سرعت است)، لذا ترجیحاً بخش عمده‌ای از انرژی جنبشی آب خروجی از چرخ باید به انرژی فشار تبدیل شود. یک فضای حلقوی متشکل از دو دیواره موازی در خروجی چرخ، به نام دیفیوزر، این وظیفه را به عهده دارد. جمع‌کننده پمپ، محفظه ای با مقطع مارپیچ موسوم به ظرف حلزونی است که سیال را بطور متقارن از پیرامون دیفیوزر جمع‌آوری کرده و به دهانه خروجی پمپ هدایت می‌کند.

در توربین فرانسیس درست بر خلاف پمپ سانتریفوژ، آب ابتدا وارد ظرف حلزونی می‌شود که وظیفه توزیع یکنواخت دبی در پیرامون چرخ هادی را به عهده دارد و از اینرو میتوان آن را توزیع کننده نامید. دو چرخ هادی متشکل از پره‌های ثابت و قابل تنظیم علاوه بر تنظیم دبی متناسب با شرایط کاری، امتداد مناسب جریان ورودی را برای برخورد صحیح آن با پره های چرخ به ازای دبی‌های مختلف تأمین می‌کند شکل (۱-۶). بنابراین ظرف حلزونی و دو چرخ هادی را می‌توان هدایت‌کننده توربین دانست. در عین حال سیال در بین پره‌های چرخ هادی می‌تواند شتاب گیرد و لذا نقش نازل را نیز ایفا کند. به منظور حداکثر بهره‌گیری از انرژی آب خروجی از چرخ، جریان خروجی توسط یک مجرای واگرا (دیفیوزر) به نام لوله تخلیه به پایاب واگذار می‌شود.

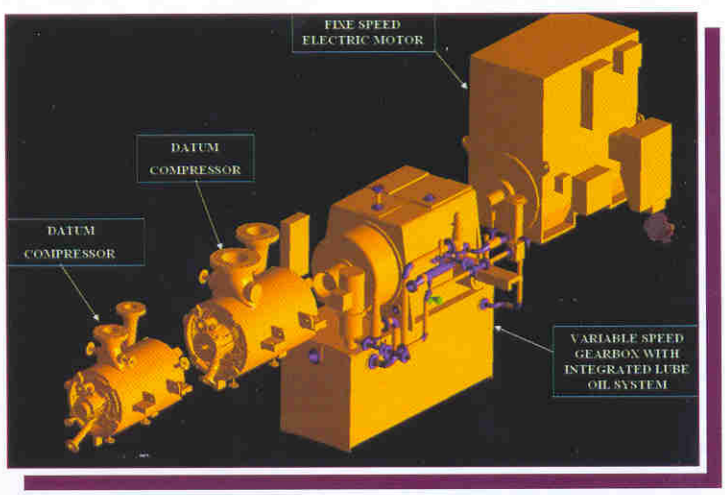
در یک کمپرسور محوری هر طبقه متشکل از یک ردیف پره متحرک (روتور) و یک ردیف پره ساکن (استاتور) است. نقش استاتور تأمین سرعت جریان خروجی از روتور و امتداد مناسب برای ورود آن به طبقه بعدی است.

سیال از طبقه آخر مستقیماً و بدون نیاز به جمع‌کننده از ماشین خارج می‌شود. اصولاً در ماشینهای محوری نیاز به جمع‌کننده نمی‌باشد و این قسمت بکلی حذف می‌شود.

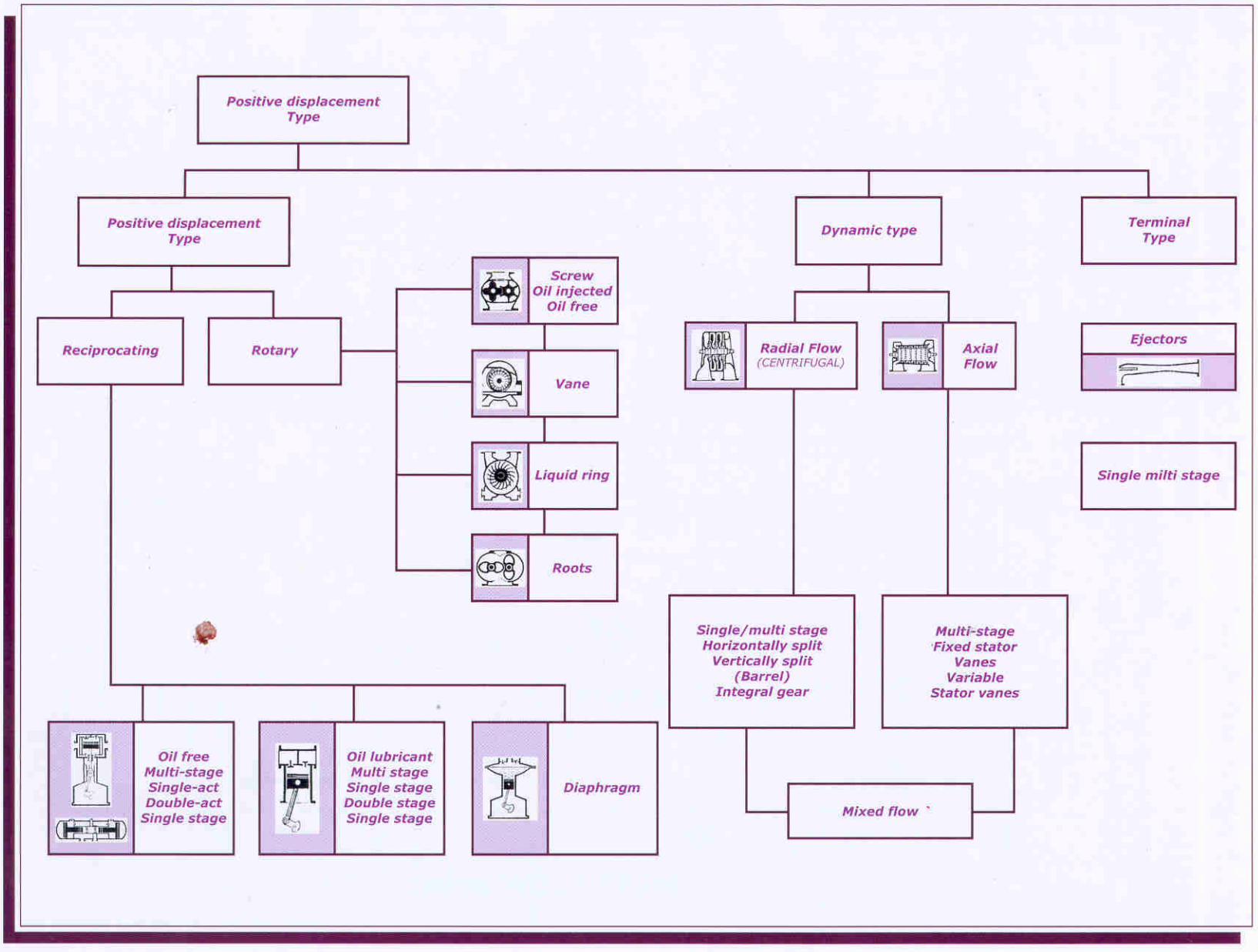
در پنکه‌های معمولی و یا سقفی و همچنین وانتیلاتورهایی که جهت تعویض هوای محیط بر روی پنجره‌ها نصب می‌شوند، کلیه قسمتها به جز قسمت گردنده حذف شده است و سیال یعنی هوا مستقیماً وارد پروانه شده و سپس از آن خارج می‌شود. در چنین مواردی قیمت دستگاه و سادگی بهره برداری، به مراتب اهمیت بیشتری از راندمان دارد. زیرا مصرف کل دستگاه ناچیز بوده و بنابراین افت چند درصد راندمان تأثیر چندانی بر تصمیم‌گیری مصرف‌کننده ندارد. در حالیکه در مورد توربین فرانسیس با توجه به سرمایه‌گذاری هنگفتی که جهت تأسیس و ساخت نیروگاه آبی می شود، درصد راندمان مطرح بوده، لذا کلیه قسمتهای وجود داشته و بطور دقیق مطالعه و ساخته شده است.

بطور خلاصه از چهار قسمت متشکله یک توربوماشین یک طبقه، بجز چرخ که وجود آن حتمی است بقیه قسمتها با توجه به شرایط کاری، قدرت ماشین و راندمان مورد انتظار، هزینه تمام شده می‌توانند فوق‌العاده مفصل و یا بطور کلی حذف شود.

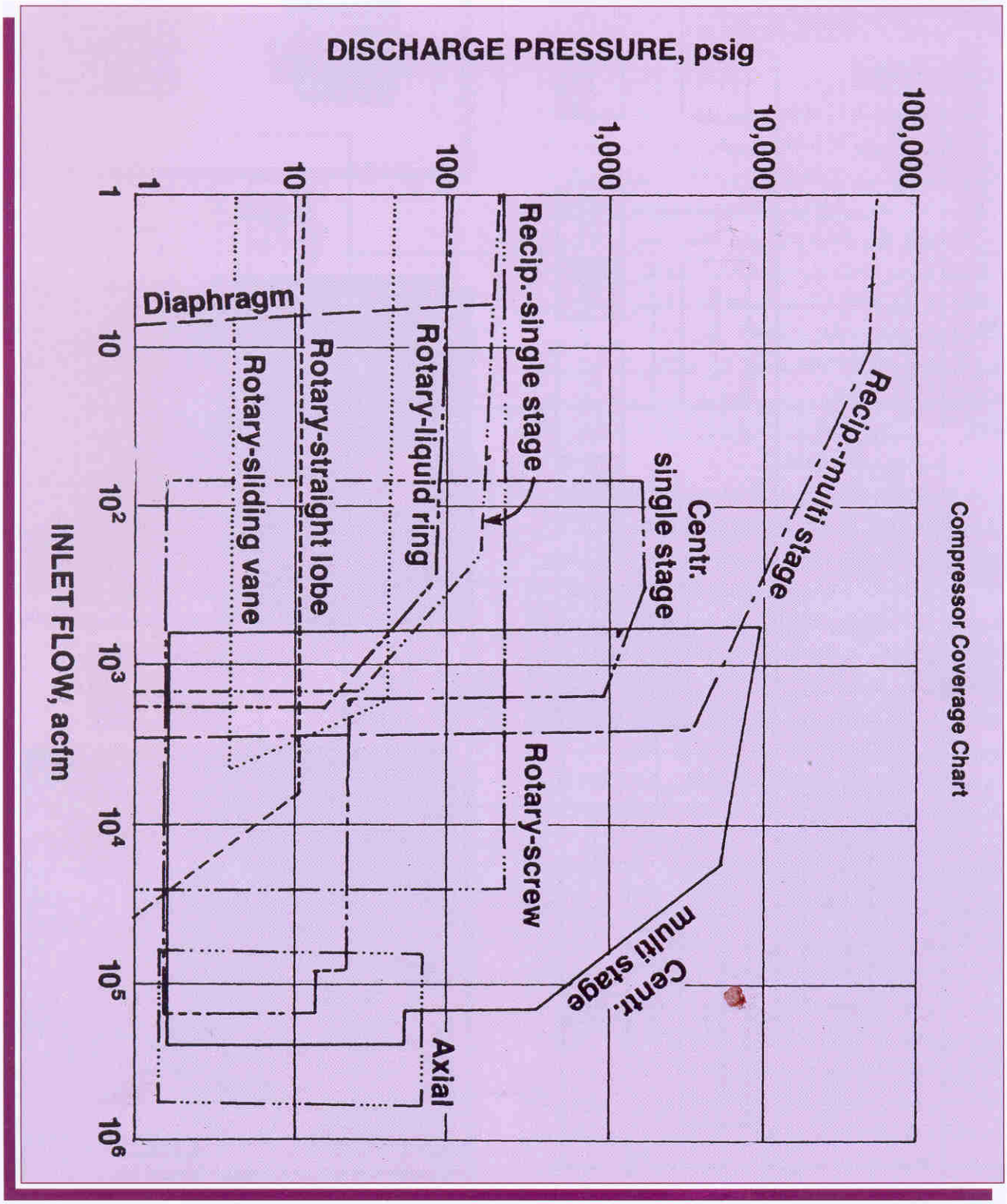
توربوماشینهای چند طبقه در حقیقت از چند توربوماشین یک طبقه برای ایجاد فشارهای بالاتر تشکیل می‌شوند. در ماشینهای سانتریفوژ، کانالهای برگشتی عملاً نقش دیفیوزر و هدایت‌کننده را تواماً ایفا می‌نمایند. در حالیکه در نوع محوری، دو چرخ متحرک این کار را انجام می‌دهند.



انواع کمپرسور در صنعت نفت و گاز



دامنه استفاده کمپرسورها نسبت به حجم و فشار



انواع کمپرسورهای جابجایی مثبت

– کمپرسورهای اسکرو
– کمپرسورهای پیستونی (رفت و برگشتی)
– کمپرسورهای دیافراگمی

در خانواده کمپرسورهای جابجایی مثبت کمپرسورهای اسکرو کاربرد گسترده‌ای نسبت به انواع دیگر کمپرسورها نداشته بخصوص اینکه انواع oil free آن در مقابل افزایش فشار بسیار حساس و دامنه فشارسازی آنها عموماً محدود به ۱۵ بار می‌باشد. به دلیل دور بالا و حساسیت نسبت به شرایط محیطی به مراتب از امتیاز پائین‌تری جهت بهره‌وری در سایتهای نفتی که دارای شرایط بسیار سخت آب و هوایی (غبار ـ گرما ـ رطوبت) می‌باشند برخوردار است. اما به دلیل تعداد قطعات کمتر مورد نیاز جهت تعمیر و تنوع کمتر قطعات به شرطی که المنتهای واحد هواساز جام نگردند، هزینه عملیاتی پائین‌تری خواهند داشت.

کمپرسورهای پیستونی

انواع کمپرسورهای پیستونی

– نوع روغنی
– نوع oil free

کمپرسورهای پیستونی نوع روغنی از استهلاک بسیار بالایی برخوردار هستند و کمتر در صنایع نفتی از آنها استفاده می‌گردد. چرا که ورود غبار و اکسید روغن همراه با هوا یا گاز فشرده به درون محفظه فشار منجر به افزایش استهلاک در درون سیلندر و کاهش کارایی سیستمهای کنترل می‌گردد. از سوی دیگر بدلیل ایجاد ترکیب غبار با بخار هوا و روغن درون سیلندر ماده چسبناکی تشکیل می‌شود که در مجرای عبور هوای سوپاپ‌ها رسوب کرده و موجب کاهش راندمان آنها و افزایش درجه حرارت درون سیلندر می‌شود. برای پرهیز از این مشکل و بر اساس استاندارد ISA الزاماً از کمپرسورهای پیستونی oil free جهت تأمین هوای ابزار دقیق استفاده می‌شود.
انتظار می‌رود کمپرسورهای پیستونی هوای ابزار دقیق oil free که مجهز به ولوهای جدید و مدرن BAR V.L می‌باشند (به دلیل ساختار مناسب آن از ۳ سال کارکرد مداوم برخوردار است) در صنعت نفت کاربرد زیادی پیدا نمایند. علاوه بر این از خانواده کمپرسورهای پیستونی در ظرفیت و یا فشار کاری بالا جهت تقویت فشار و تزریق گاز به داخل چاه نیز استفاده می‌شود.
بطور کلی با توجه به دامنه مصرف و کاربرد وسیع کمپرسورهای رفت و برگشتی و کمپرسورهای سانترفیوژ جدول مقایسه‌ای ذیل که محتوی چند نکته مهم ارزیابی شده است، ارائه می‌گردد.

مزایای کمپرسورهای سانترفیوژ

– هزینه پائین سرویس و نگهداری
– کارکرد طولانی مدت پیوسته و قابل اعتماد و اطمینان
– کمترین نیاز به سرکشی پیوسته در زمان کارکرد
– اشغال نمودن فضای کم محیط نسبت به حجم زیاد گاز انتقالی

مزایای کمپرسورهای رفت و برگشتی

حساسیت پائین نسبت به نوسانات گاز
قابلیت بالای انعطاف‌پذیری در مقابل ظرفیت و فشار
دور پائین و حساسیت‌های کمتر
راندمان بالای کمپرسور و مصرف کمتر انرژی
قابلیت ایجاد فشارهای بالا
توانایی در ایجاد فشار بالا در حجم‌های پائین
عدم حساسیت به تغییرات ترکیب گاز و غلظت آن

لذا در این کتاب به تشریح و معرفی کمپرسورهای سانترفیوژ پرداخته و ساخت کمپرسورهای دیگر به ترتیب در کتابهای مربوطه به چاپ خواهد رسید.

کمپرسورهای سانترفیوژ

شرکت بارون جهت انتقال تکنولوژی ساخت کمپرسور گریز از مرکز به داخل کشور و مدرنیزه کردن کمپرسورهای قدیمی با کمک شرکت درسرند (DRESSER-RAND) که یکی از بهترین سازندگان معتبر کمپرسورهای گازی در دنیا بشمار می‌آید مطالعاتی انجام داده که خلاصه این مطالعات و نقطه نظرات مندرج در استاندارد API 617-1988 در این کتابچه به شرح ذیل‌آورده شده است.

آشنائی با کمپرسورهای سانتریفوژ (گریز از مرکز)

توضیحات کلی

کمپرسورهای چند مرحله‌ای سانتریفوژ که به منظور انجام پروسه‌هایی بر روی گاز استفاده می‌شوند از قدیم به دو شکل اساسی تهیه می‌شوند: شکافدار افقی و شکافدار عمودی(شکل ۱). طبق استانداردهای رایج موسسه صنعت نفت آمریکا (API) ، مدل شکافدار افقی تحت عنوان((شکافدار محوری)) و مدل شکافدار عمودی تحت عنوان ((شکافدار شعاعی)) نام‌گذاری شده‌اند. در این بولتن از همان اصطلاحات قدیمی یعنی افقی و عمودی استفاده خواهد شد.

طبق استاندارد API - 617 به طور کلی هنگامی که کمپرسور شکافدار عمودی استفاده می‌شود که فشار جزئی هیدروژن (در حالتی که بیشترین فشار به بدنه وارد می‌شود) بیشتر از ۲۰۰ پوند بر اینچ مربع (PSI) باشد.

از جمله عوامل دیگری که در انتخاب نوع شکافدار افقی یا عمودی تاثیرگذار هستند یکی فشار مطلق کار کمپرسور و دیگر سهولت انجام تعمیرات با توجه به طراحی قسمت‌های دیگر کارخانه (که مرتبط با کمپرسور هستند) می‌باشد.

همچنین مواد صنعتی که برای ساخت بدنه این کمپرسورها استفاده می‌شوند با توجه به نوع کاری که کمپرسور انجام خواهد داد انتخاب می‌شوند.

بدنه‌های فولادی هنگامی مورد نیاز خواهند بود که کار کمپرسور بر روی این موارد باشد:

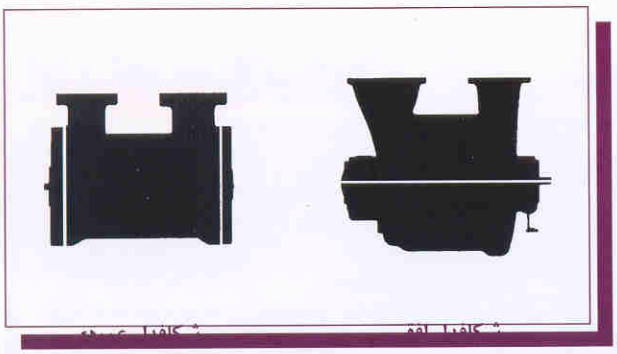
۱ـ هوا یا گازهای غیرقابل اشتعال دارای فشار بیشتر از 400 PSI.

۲ـ هوا یا گازهای غیرقابل اشتعالی که دمای خروجیشان بیشتر از ۵۰۰ درجه فارنهایت باشد.

۳ـ گازهای سمی یا قابل اشتعال.

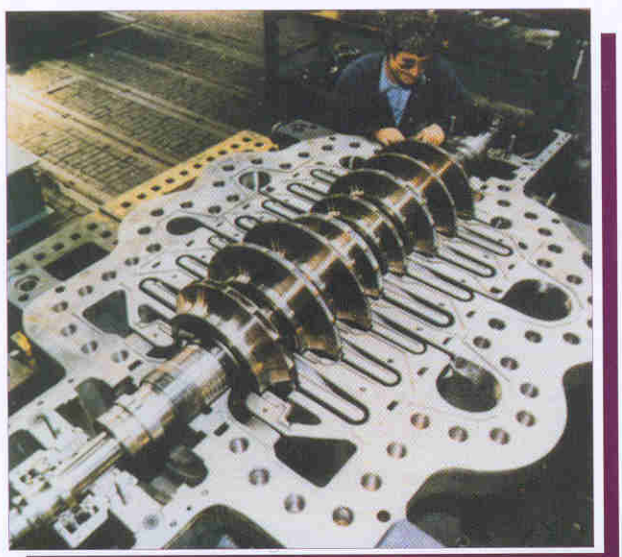
بدنه‌های چدنی نیز هنگامی مورد استفاده قرار می‌گیرند که کار کمپرسور شامل موارد ذکر شده، نباشد.

کمپرسورهای سانتریفوژ شکافدار افقی (شکل ۲) شامل یک نیمه بالایی و یک نیمه پایینی هستند که توسط پیچ‌ها و یا میخ پرچ‌هایی از طریق یک فلنج در امتداد شکاف افقی به یکدیگر متصل شده‌اند. برای دسترسی به اجزای داخلی کمپرسور (به منظور انجام تعمیرات)می توان بدنه بالایی این کمپرسورها را جدا کرد. (شکل ۳) در هر حال برای دسترسی به یاتاقان‌ها و مسدودکننده‌ها نیاز به برداشتن قسمت بالایی کمپرسور نیست.



شکل ۱

شکل ۲



شکل ۳

در نوع شکافدار افقی ممکن است لوله‌های اتصال گاز به بدنه در قسمت بالایی و یا در قسمت پایینی آن نصب شده باشند. (در شکل ۲ یک نمونه دارای اتصال‌هایی در قسمت پایینی بدنه نشان داده شده است).

اتصالاتی که در قسمت بدنه بالایی کمپرسور نصب می‌شوند باعث افزایش زمان تعمیرات بر روی کمپرسور می‌گردند زیرا برای انجام عملیات بر کمپرسور باید ابتدا لوله‌های بالایی وصل شده به کمپرسور را جابجا نمود.

مواد صنعتی که در ساخت بدنه کمپرسورهای دارای شکاف افقی استفاده می‌شوند (همراه با درجه و کلاس آنها)عبارتند از:

مواد	دامنه	کاربرد
چدن	ASTM A 278	(۵۰ –تا ۴۵۰ درجه فارنهایت)
آهن نرم	ASTM A 395	(۲۰ –تا ۵۰۰ درجه فارنهایت)
فولاد چدنی	ASTM A 216	(۲۰ –تا ۷۵۰ درجه فارنهایت)
	ASTM A 352	(۱۷۵ –تا ۶۵۰ درجه فارنهایت)
فولاد آلیاژی	ASTM A 516	(۵۰ –تا ۶۵۰ درجه فارنهایت)
	ASTM A 203	(۱۶۰ –تا ۶۵۰ درجه فارنهایت)

برای استفاده از کمپرسور در دمای پایین‌تر، از موادی که دارای محتوای نیکل بیشتری هستند استفاده می‌شود.

در شکل ۴ یک نمودار کلی فشار ـ حجم برای کمپرسورهای افقی شکافدار نشان داده شده است.

محدوده‌های خاص و میزان نهایی فشار در مورد تولیدکننده‌های مختلف متفاوت است اما این نمودار تقریبا اکثر کمپرسورهای چند مرحله‌ای سانتریفوژ و دارای شکاف افقی را پوشش می‌دهد.

به طور کلی محدوده‌های فشار ـ حجم را با به وجود آوردن بدنه‌های (قالب‌های) استاندارد پوشش داده‌اند.

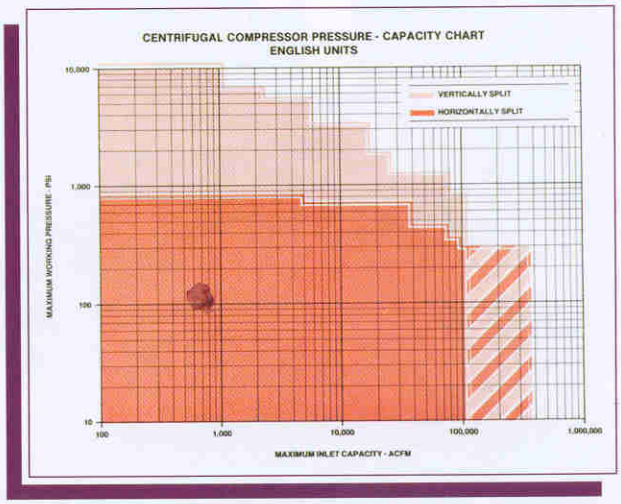
به عنوان مثال یک نمونه معمول از این نمودارها در شکل ۵ نشان داده شده است. این نمودار هر دو حالت بدنه‌های قالب‌ریزی شده و بدنه‌های جوش داده شده را نشان می‌دهد.

همان گونه در شکل ۴ نشان داده شده است بیشترین میزان دبی تا حد 360/000 CFM می باشد. این مقدار دبی بیشتر در مورد کمپرسورهایی است که جریان دوتایی دبی دارند (موردی که در قسمت‌های بعدی راجع به آن بحث خواهد شد).

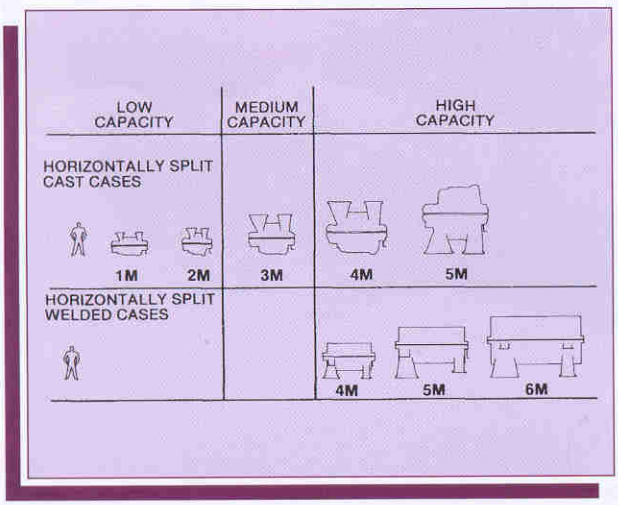
ساختار دبی تک جریانی تنها قادر است تا 180/000 CFM را از خود عبور دهد.

در کمپرسورهای کوچکتر حالت‌های شکافدار افقی تنها در محدوده 800 تا 1000 PSI کاربرد دارند.

باید توجه داشت محدوده‌های فشار / دبی که در این جزوه ارائه شده است در مورد یک تولیدکننده تا تولیدکننده دیگر متفاوت است. همچنین این ارقام با توجه به نیازهای بازار به دست آمده‌اند در نتیجه ممکن است با تغییر نیازهای بازار اطلاعات ارائه شده نیز تغییر کند.



شکل ۴



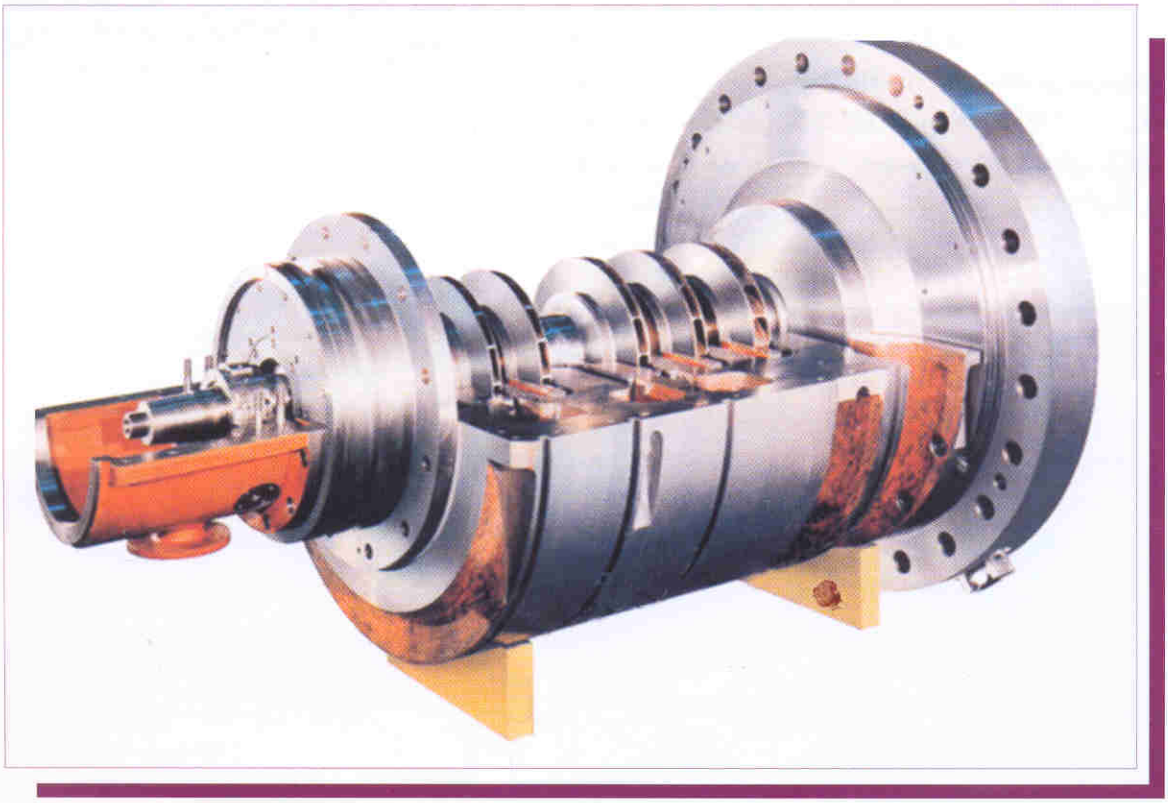
شکل ۵

کمپرسورهای دارای شکاف عمودی (شکل ۶) شامل یک بدنه استوانه‌ای کامل هستند که برای دستیابی به روتور و اجزای درونی کمپرسور باید قسمت‌های انتهایی دو طرف بدنه را از کمپرسور جدا نمود. توجه داشته باشید کمپرسوری که در شکل ۶ نشان داده شده است دارای قسمت‌های انتهایی است (دو سر کمپرسور) که این قسمت‌ها توسط رینگ‌هایی به بدنه کمپرسور توسط پیچ‌هایی وصل شده‌اند، بدین ترتیب کارهای تعمیراتی کمپرسور بسیار راحت انجام می‌شود. در این نوع کمپرسورها نیز شبیه کمپرسورهای شکافدار افقی انجام تعمیرات یاتاقان‌ها و مسدودکننده‌ها، بدون برداشتن قسمت‌های بزرگ انتهایی دو طرف کمپرسور امکان‌پذیر است.

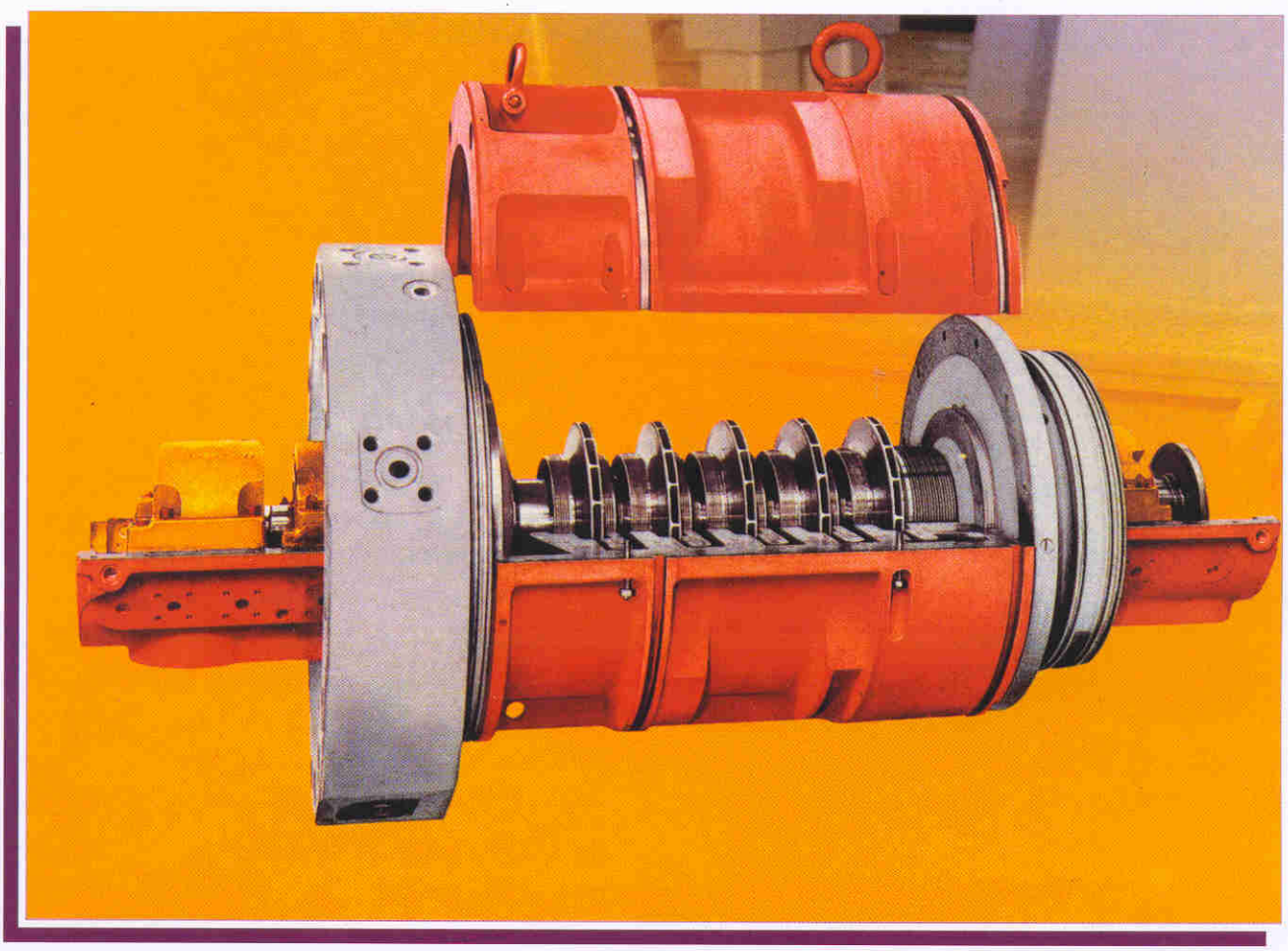
همانگونه که قبلا ذکر شد انتخاب کمپرسور دارای بدنه شکافدار افقی یا عمودی، به فشار جزئی هیدروژن در گاز، فشار پروسه و ساختار کارخانه (که مربوط به انجام تعمیرات است) بستگی دارد. برای انجام تعمیرات بر روی رتور و دیگر اجزای کمپرسور (به غیر از یاتاقان‌ها و مسدودکننده‌ها)پس از جدا کردن دو

شکل ۶

قسمت انتهایی کمپرسور، بدنه درونی از بدنه بیرونی که فشار گاز به آن وارد می‌شود جدا می‌گردد. (شکل ۷)



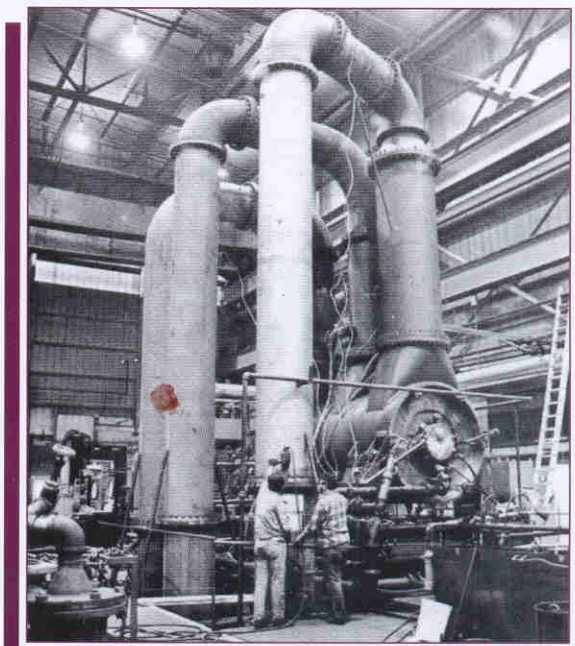
شکل ۷



شکل ۸

سپس این بدنه درونی به اجزای مختلفش تقسیم شده و روتور نمایان می‌گردد (شکل ۸)

این نوع انجام تعمیرات در مورد کمپرسورهایی که در سطح زمین سوار شده و دارای لوله‌های متصل شد در قسمت بالای خود هستند (همچون آنهایی که در توربین‌های بزرگ گازی بکار می‌روند)، اهمیت و فایده بیشتری دارد، زیرا بدون جابجا کردن لوله‌های بزرگ متصل شده به کمپرسور، انجام تعمیرات امکان‌پذیر می‌گردد (شکل۹)



شکل ۹

در شکل ۱۰ که همان نمودار فشار / دبی قبلی در مورد کمپرسورهای شکافدار افقی می‌باشد قسمت‌هایی که مربوط به کمپرسورهای شکافدار عمودی است نشان داده شده است. در اینجا نیز محدوده‌های نشان داده شده در مورد هر تولید کننده مقدار متفاوتی است، اما آنچه در شکل ۱۰ نشان داده شده است شامل محدوده فشارهایی است که مورد نیاز بوده و کاربرد دارد.

ـ فشارهای تا 10/500 PSI در مواردی همچون تزریق گاز کاربرد دارند.

ـ فشارهای در محدوده 2/000 تا 5/000 PSI برای پروسه‌هایی همچون تولید گاز آمونیوم و گاز متانول به کار می‌روند.

ـ محدوده فشارهای کم و دبی‌های بالا نیز شبیه محدوده مشابه در کمپرسورهای شکافدار افقی است.

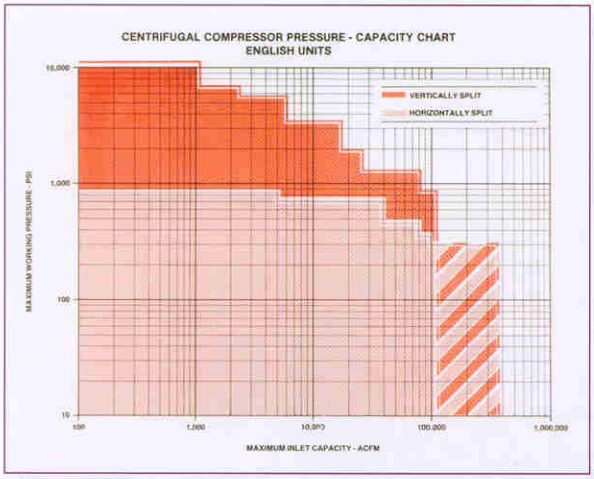
اگر چه بدنه کمپرسورهای استاندارد باید بر طبق کدهای ASME طراحی شوند اما ضخامت این بدنه‌ها معمولا در مقابل کدهای اعلام شده محتاطانه‌تر ساخته می‌شوند، زیرا محکم و سخت بودن یکی از مقوله‌های اولیه و مهم است.

نمونه‌های متداولی از محدوده‌های دبی، در مورد بدنه‌های نشان داده شده در شکل ۱۱ عبارتند از:

حجم کم تا 9/000 CFM

حجم میانه از 9/000 تا 35/000 CFM

حجم زیاد از 35/000 تا 180/000 CFM(حالت تک جریانی) و 360/000 (حالت دو جریانی)



شکل ۱۰

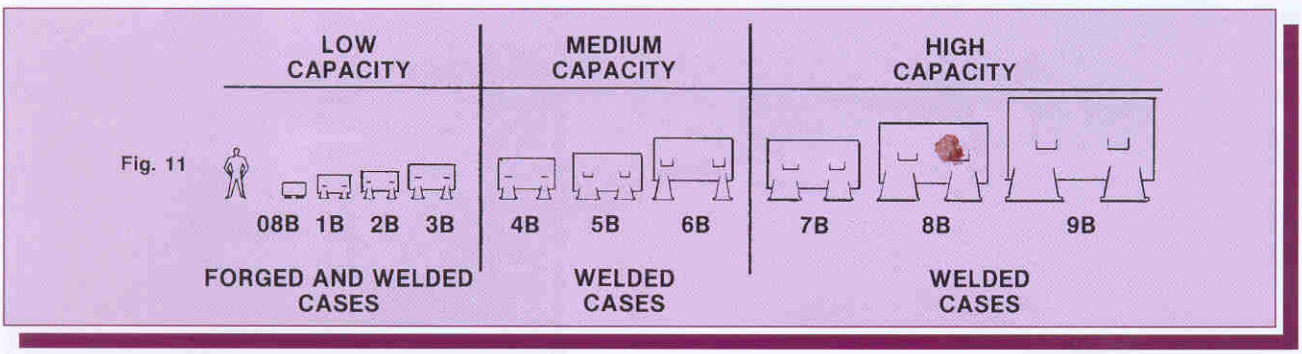
همچنین مواد متداولی که در ساخت کمپرسورهای شکافدار عمودی بکار می‌روند عبارتند از:

ریخته‌گری شده ASTM A266 (۲۰ –تا ۶۵۰ درجه فارنهایت)

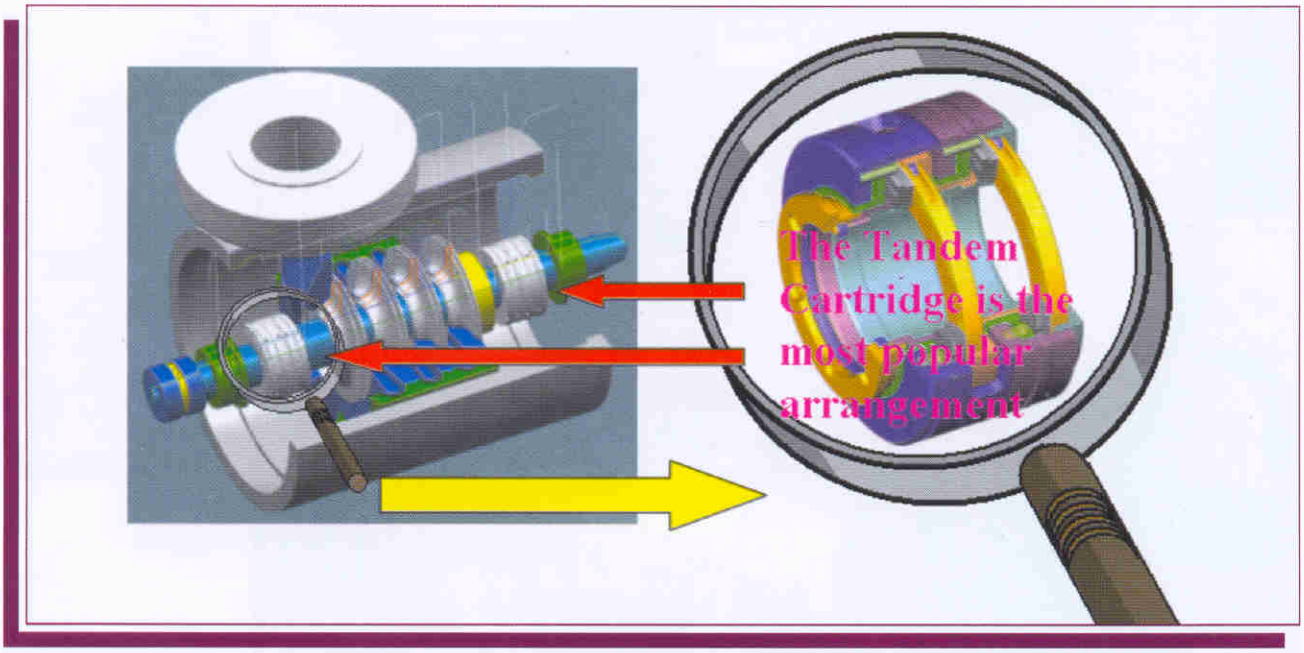
جوش داده شده ASTM A516 (۵۰ –تا ۶۵۰ درجه فارنهایت)

ASTM A203 (۱۶۰ –تا ۶۵۰ درجه فارنهایت)

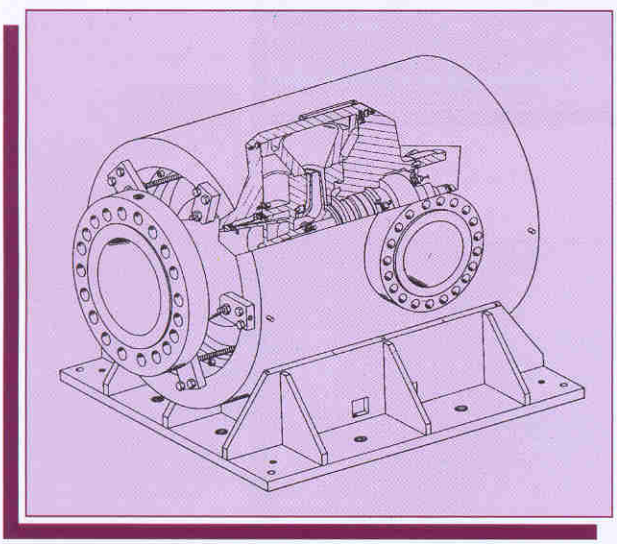
در مورد این کمپرسورها نیز (شبیه کمپرسورهای شکافدار افقی) برای رسیدن به دماهای پایین‌تر از مواد دارای نیکل زاید استفاده می‌شود.



شکل ۱۱

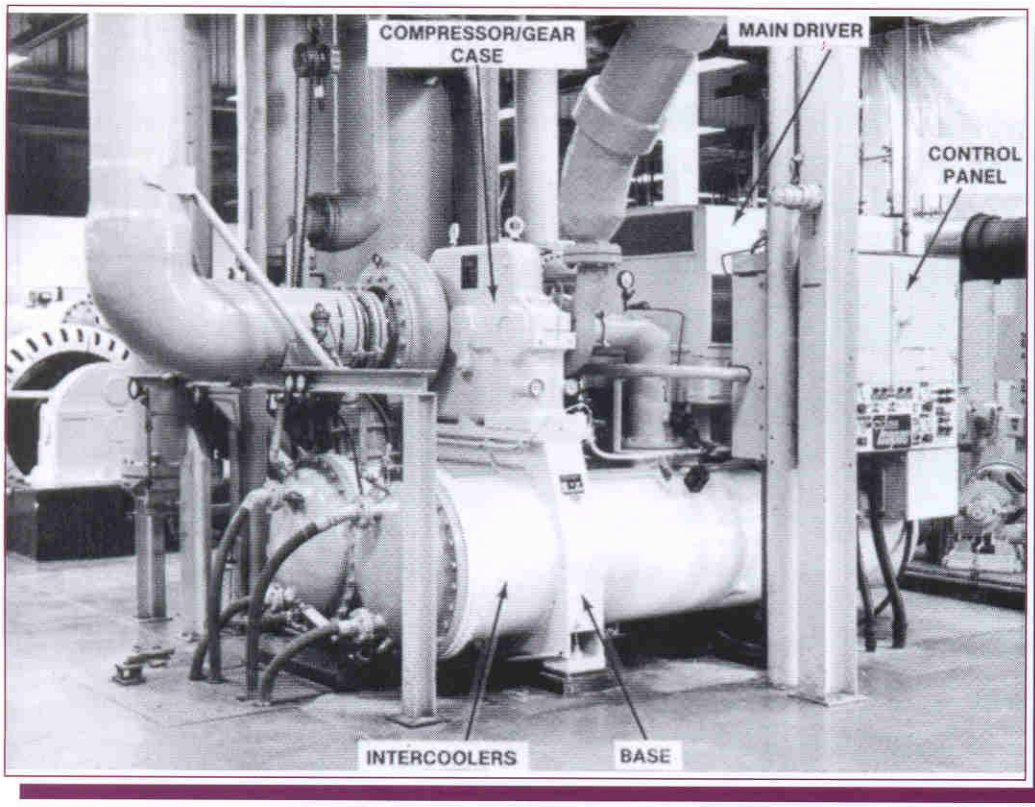


علاوه بر کمپرسورهای چند مرحله‌ای که در مورد آنها بحث شد، کمپرسورهای تک مرحله‌ای دارای طراحی بسیار بزرگ پره‌ای نیز در دسترس هستند که تا فشارهای 2000 PSI بکار می‌روند. شکل ۱۲، چنین کمپرسوری را نشان می‌دهد که برای خطوط لوله گاز طبیعی دارای فشار بالا کاربرد دارد.
به ساختار شکافدار عمودی این کمپرسور توجه کنید
نمای داخلی کمپرسور، این موارد را نشان می‌دهد:
ـ طراحی پره‌های بسیار بزرگ
ـ راه یافتن جریان ورودی به طور مستقیم به خود پره‌ها
ـ مسیر خروجی
در واحدهایی که با فشار پایین کار می‌کنند قسمت مارپیچی خروجی می‌تواند آزاد باشد اما این کمپرسور چون در فشارهای بالا عمل می‌کند، قسمت مارپیچی خروجی، داخل بدنه بیرونی کمپرسور قرار دارد.
کمپرسورهای دارای فشارهای کمتر بیشتر در موارد بازیافتی (چرخه‌ای)همچون تولید دوباره کاتالیست (و موارد دیگر) بکار می‌روند. نوع دیگری از کمپرسورهای سانتریفوژ، کمپرسور دارای دنده‌های پیوسته است (شکل ۱۳). معمولا این کمپرسورها به عنوان کمپرسورهای هوا یا نیتروژن بکار می‌روند. (البته کاربردهای دیگری نیز دارند).
در مورد این کمپرسورها نیز محدوده فشار / دبی در مورد تولید کننده‌های مختلف متفاوت است. معمولا طراحی‌های ۲، ۳ و

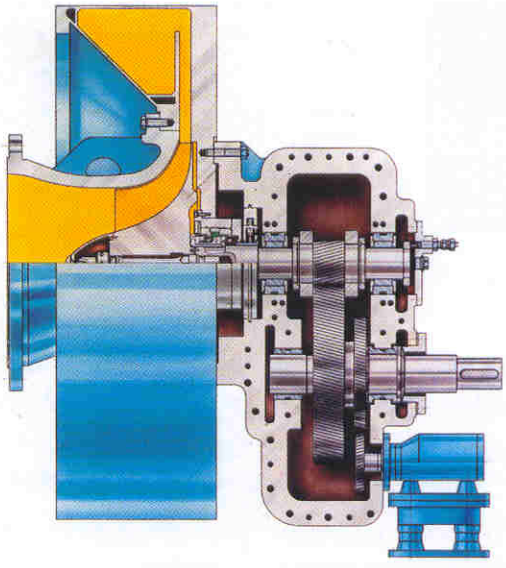


شکل ۱۲

۴ مرحله‌ای (از لحاظ پره‌ها) با حجمی برابر 150/000 CFM و فشاری برابر 250 PSI کار می‌کنند. فشارهای بالاتر با به کار بردن دو جعبه دنده و یک سیستم محرکه دوطرفه امکان‌پذیر است.
نکاتی که در این طراحی در نظر گرفته شده عبارتند از:
ـ پره‌های باز (مرتبط با بیرون) دارای تیغه‌های شعاعی.
ـ دیفیوزرهای خروجی برای داشتن بازدهی بهینه.
ـ ۲ چرخ دنده جانبی به منظور بهینه ساختن سرعت ویژه

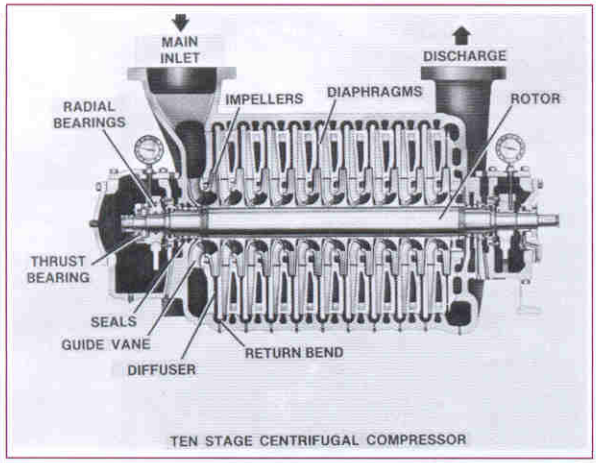

COMPRESSOR/GEAR CASE
MAIN DRIVER
CONTROL PANEL
INTERCOOLERS
BASE

شکل ۱۳

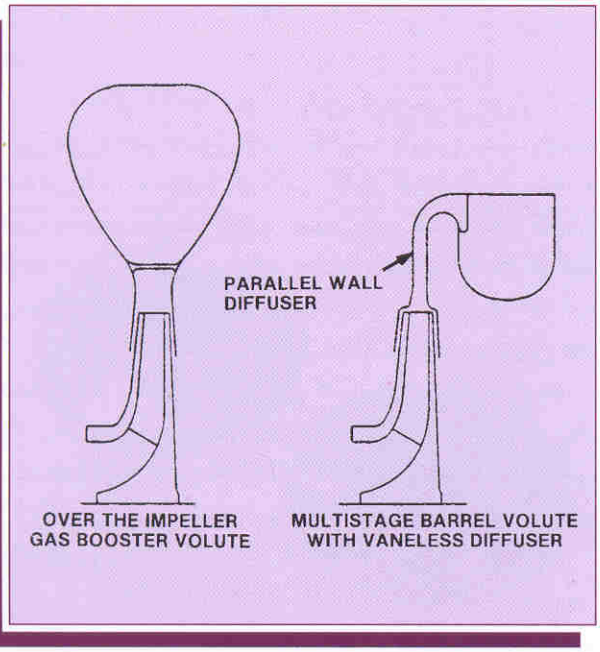


شکل ۱۴

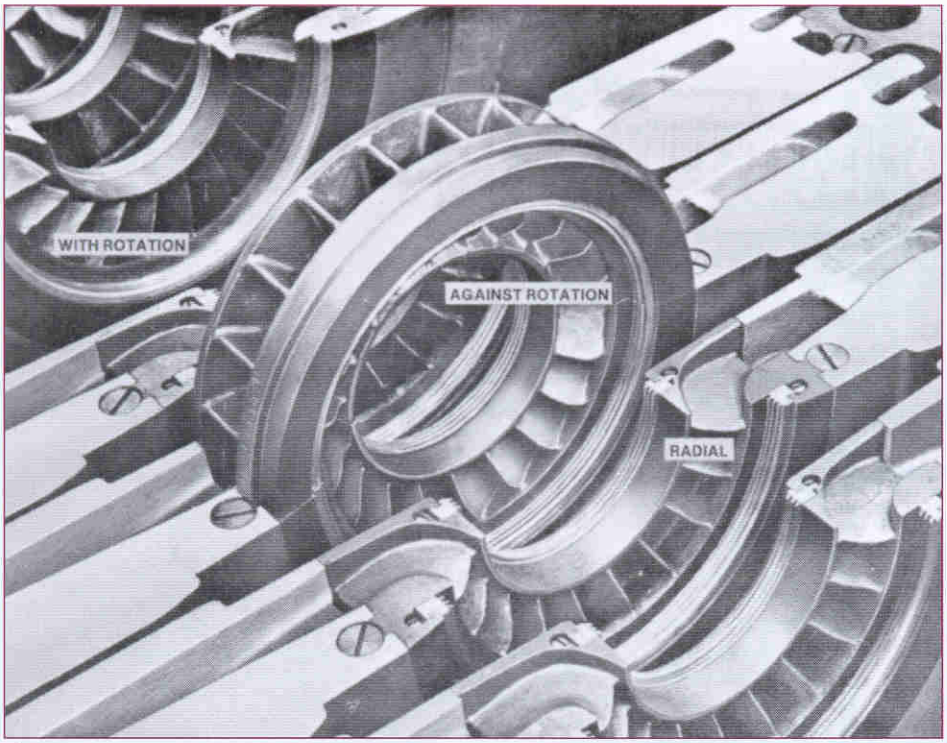
پره‌ها و در نتیجه داشتن بازدهی بهتر.
نکاتی که در طراحی باید به حساب آیند.
قلب کمپرسورهای سانتریفوژ ((مرحله)) پره آن است. یک مرحله به طور اساسی شامل این موارد می‌باشد:
(به شکل ۱۵ مراجعه کنید).
ـ یک تیغه هدایت‌کننده
ـ یک پره
ـ یک دیفیوزر
ـ یک مسیر بازگشت یا زانوی بازگشت (یافراگم)
بازده یک واحد در نظر گرفته شده بستگی به افت‌هایی دارد که به واسطه اصطکاک و نفوذ کردن درحین عبور از این اجزا بوجود میآید. افت‌های دیگر بواسطه قسمت ورودی کمپرسور و نازل‌های خروجی می‌باشد.
انتخاب مشخصات اجزا با توجه به در دسترس بودن آنها (برای مهندسی که بخواهد آنها را بکار برد) امکان‌پذیر است:
دیفیوزرهایی که می‌توانند به کار روند عبارتند از:
ـ دیفیوزرهای دیواره موازی
ـ دیفیوزرهای تیغه‌دار
ـ دیفیوزرهای مارپیچی خروجی
در کمپرسورها چند مرحله‌ای بیشتر از نوع دیواره موازی استفاده می‌شود و در کمپرسورهای تک مرحله‌ای نیز می‌توان از یک دیفیوزر مارپیچی خروجی در قسمت بالای پره کمپرسور استفاده کرد.
در شکل ۱۶ مقایسه‌ای از این دو نوع ترکیب دیفیوزر / ترکیب مارپیچی خروجی نشان داده شده است.
از شکل ۱۶ می‌توان اینگونه استنباط کرد که استفاده از دیفیوزر خروجی نسبت به دیفیوزر نوع دیواره موازی بر روی پره کمپرسور نیازمند قطر بدنه و عرض مرحله‌ای بیشتر بوده و همچنین بازدهی بهتری دارد. به دلیل اینکه انتخاب و بکار بردن یک کمپرسور چند مرحله معمولا به منظور بدست آوردن فشار یا هد بیشتر(برای یک بدنه خاص) است، در انتخاب دیفیوزر از نوع دیفیوزر دیواره موازی استفاده می‌شود زیرا باعث کاهش حجم شده و عمر یاتاقان‌های کمپرسور(در سرعت‌های بحرانی) افزایش می‌یابد. علاوه بر اینها هزینه ساخت کمپرسور بخاطر کاهش قطر آن کمتر می‌شود.



شکل ۱۵



شکل ۱۶



شکل ۱۷

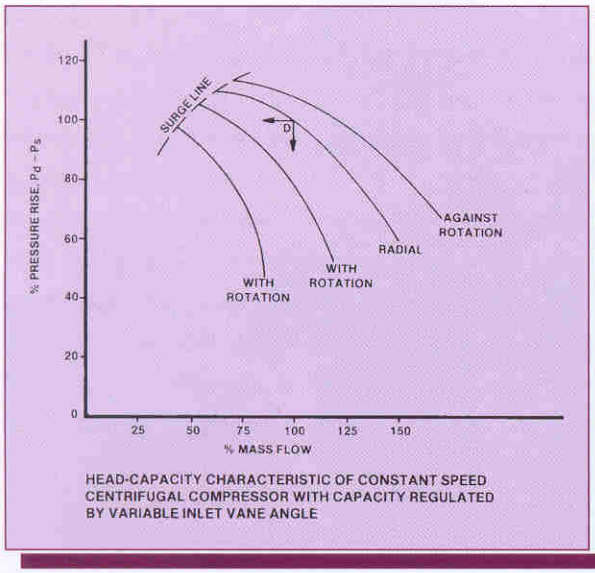
یکی از روش‌های کنترل میزان بازدهی هر مرحله استفاده از تیغه‌های هدایت‌کننده دارای زاویه‌های متفاوت در مسیر ورودی پره‌هاست. این تیغه‌ها جریان را یا در جهت چرخش پره‌های یا در خلاف جهت آنها و یا به صورت شعاعی هدایت می‌کنند (شکل ۱۷).

با توجه به شکل ۱۷، مشخص می‌شود که مسیر جریان از گوشه بالایی سمت چپ تصویر بوده و تا گوشه پایینی سمت راست ادامه می‌یابد. همچنین هنگامی که از گوشه پایینی سمت راست به سمت گوشه بالایی سمت چپ تصویر نگاه کنیم، متوجه جهت چرخش پره‌ها در خلاف جهت عقربه‌های ساعت می‌شویم.

تاثیر زاویه‌های مختلف تیغه‌های هدایت‌کننده بر میزان هد (فشار) یک پره خاص در شکل ۱۸ نشان داده شده است.

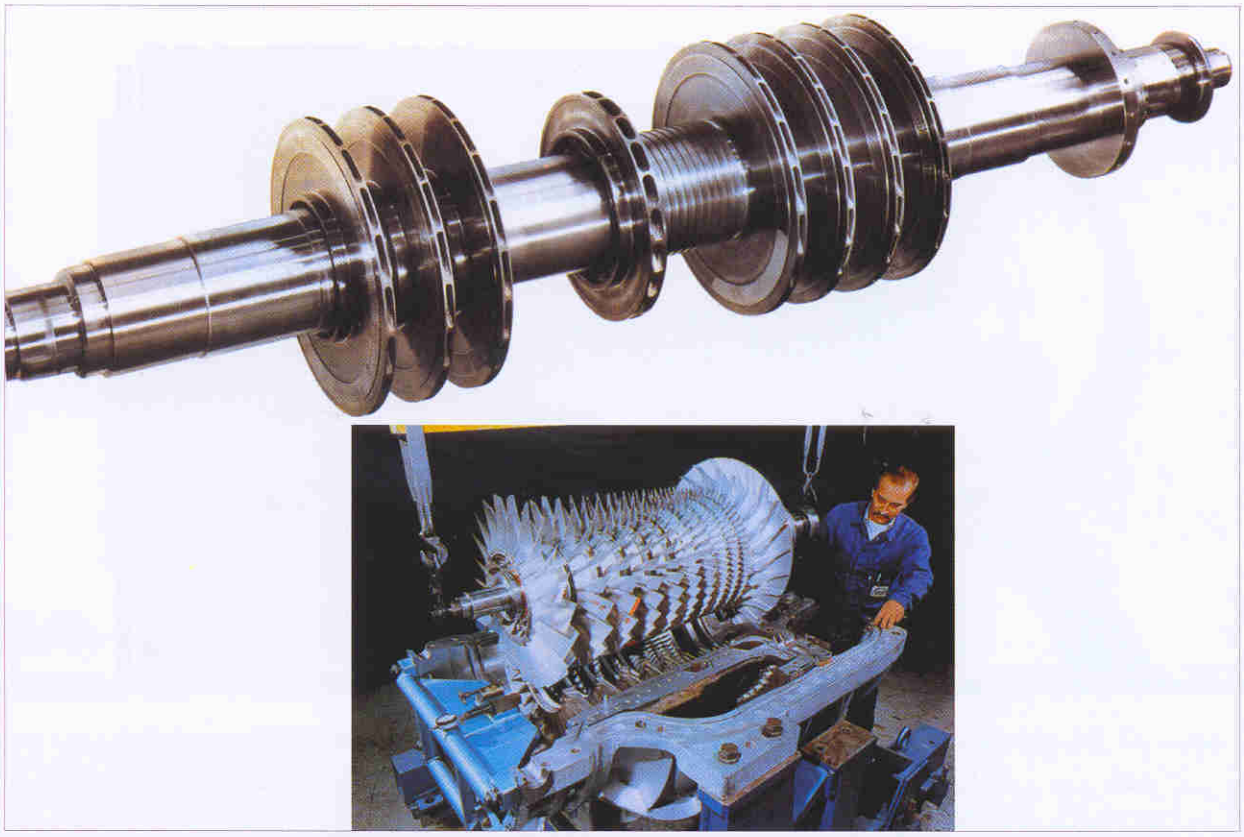
انواع پره‌هایی که برای بکار بردن در دسترس هستند بسیار زیاد است. همانگونه که در شکل ۱۹ نشان داده شده است پره‌های باز (یا نیمه باز) و بسته بر روی یک کمپرسور گازی(به منظور انجام کار بر روی اتیلن) قرار دارد.

پره‌های باز که دارای تیغه‌های شعاعی بوده و برای ارائه بیشترین هد و دبی در یک مرحله طراحی شده‌اند میزان سطوح استرس را به اندازه کافی پایین نگاه می‌دارند (حتی در پره‌های با قطر زیاد) تا از لحاظ مقوله نقطه yield مواد استفاده شده، در مواردی که سولفید هیدروژن وجود دارد مشکلی بوجود نیاید. توجه داشته باشید که طبق محدودیت‌های API ، هنگامی که حتی مقادیر ناچیزی از سولفید هیدروژن در گاز موجود باشد این شرایط باید برقرار باشد:



HEAD-CAPACITY CHARACTERISTIC OF CONSTANT SPEED CENTRIFUGAL COMPRESSOR WITH CAPACITY REGULATED BY VARIABLE INLET VANE ANGLE

شکل ۱۸



شکل ۱۹

90/000PSI به عنوان بیشترین میزان نقطه yield مواد استفاده شده و از لحاظ بیشترین میزان سختی Rockwell C 22.

شکل ۲۰ نمونه‌های دیگری از پره‌های باز و بسته را که در طراحی‌های یک مرحله‌ای بسیار بزرگ استفاده می‌شوند نشان می‌دهد. در این پره باز تیغه‌هایی وجود دارند که به سمت عقب متصل شده و باعث افزایش محدوه عملکرد و میزان بازدهی می‌شوند البته میزان هد (یا فشار) کمتری را ممکن می‌سازند. پره‌های باز به طور کلی بدون تیغه‌های هدایت‌گر ورودی هستند. از انواع دیگر پره‌ها می‌توان پره‌هایی دارای جریان مخلوط را نام برد که باعث بدست آمدن بازدهی بالا و مقدار سرعت ویژه بالایی می‌گردند. در این نوع پره‌ها مسیر جریان ترکیبی از حالت محوری و حالت شعاعی است.

پره‌هایی که به منظور مقاصد مختلف بکار می‌روند متفاوتند. روتور بزرگی که در شکل ۲۱ نشان داده شده قسمتی از یک کمپرسور بزرگ سیستمی سردکننده بوده و روتور کوچک داخل تصویر در کارهای با فشار گاز بالا همچون تزریق گاز کاربرد دارد.

شکل ۲۰

شکل ۲۱

یکی از نکاتی که باید در هنگام انتخاب و بکار بردن اجزا کمپرسورها در نظر داشت انتخاب اجزای تایید شده و اثبات شده است، آنهایی که اکثر مشتری‌های نیاز دارند، برای نیل به این هدف معمولا لیستی از پره‌هایی که قابل استفاده هستند تهیه می‌شود .پارامتری نیز وجود دارد که نشان‌دهنده شباهت طراحی‌های مختلف است.

یکی از جنبه‌های شباهت، شباهت از لحاظ انرژی جنبشی است بدین معنا که نسبت‌های سرعت بین دو نقطه مشخص در دو طراحی متفاوت یکسان باشد. به عنوان مثال اگر سرعت یک نقطه مشخص نسبت به سرعت ابتدایی مسیر مقدار ثابتی باشد این نوع شباهت وجود خواهد داشت. جنبه دوم شباهت، شباهت دینامیکی است. طراحی‌ها هنگامی از این لحاظ به هم شبیه هستند که میزان فشار و نیروها متناسب باشند. با ترکیب کردن این دو جنبه (شکل ۲۲)، سرعت ویژه بدست میآید. همانطور که دیده می‌شود تنها پارامترهای کاربردی همچون سرعت، حجم و هد (فشار) باقی می‌مانند.

SPECIFIC SPEED

$$N_s = f\left(\frac{Q}{ND^3}\,;\,\frac{H}{U^2}\right)$$

$$= f\left(\frac{Q}{ND^3}\,;\,\frac{H}{N^2D^2}\right)$$

$$= \frac{\left(\frac{Q}{ND^3}\right)^{1/2}}{\left(\frac{H}{N^2D^2}\right)^{3/4}}$$

$$= \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

N_S = Specific Speed

Q = Actual Flow, ACFS

N = Speed, RPM

H = Head, Ft-Lb/Lb

D = Impeller Diameter, Inches

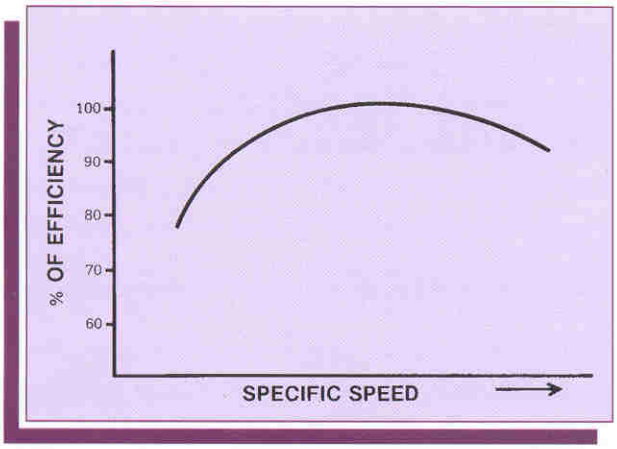
U = Tip Velocity, FPM

شکل ۲۲

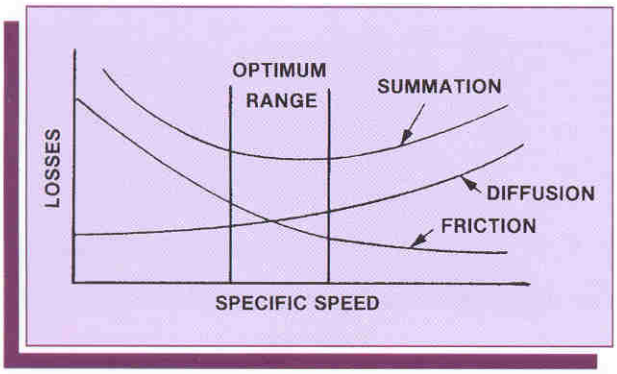
از طریق بررسی مکانیزم‌های افت می‌توان شکل نمودار بازده نسبت به سرعت ویژه را تفسیر کرد (شکل ۲۳). بیشترین میزان بازده هنگامی که سرعت ویژه از یک محدوده بهینه بیشتر یا کمتر می‌شود کاهش می‌یابد. این امر به علت ترکیب شدن افت‌های حاصل از اصطکاک و نفوذ نمودن است که در یک محدوده خاص به کمترین میزان خود می‌رسند(شکل ۲۴). به طور مشخصی اصطکاک در سرعت‌های ویژه پایین‌تر افزایش می‌یابد. این امر به علت بوجود آمدن سرعت‌های بالاتر، افزایش سطوح مرطوب و کانال‌های هیدرولیک دارای قطر کمتر است. از طرف دیگر افت مربوط به نفوذ نمودن در سرعت‌های ویژه بالا افزایش می‌یابد زیرا میزان حجم بیشتری باید در پیچ و خم‌ها بچرند. وقتی که نمودارهای دو نوع افت با یکدیگر جمع شوند، یک محدوده کمترین افت و در نتیجه بیشترین بازده بدست میآید.

بازده مرحله‌ای کمپرسور معمولا توسط نموداری که در آن ضریب فشار (Mu) و بازده بر حسبQ/N (نسبت دبی به سرعت) رسم می‌شوند نشان داده می‌شود (شکل ۲۵).

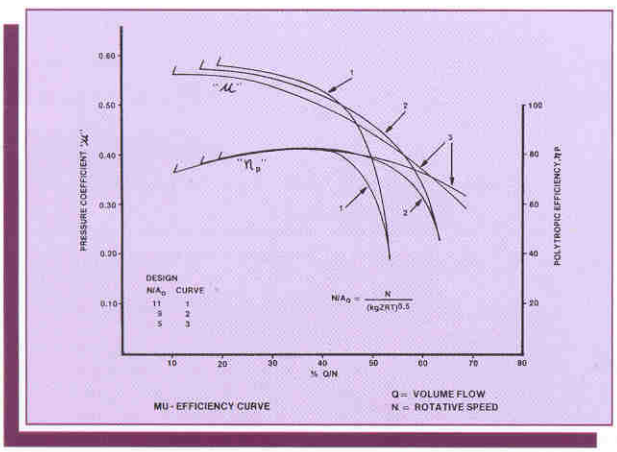
طراحی یک مرحله از کمپرسور بسته به نسبت سرعت کارکرد به سرعت سونیک گاز ورودی تغییر می‌کند. برای نسبت‌های بالاتری از سرعت به سرعت سونیک (N/AO) منحنی ضریب فشار یا هد، شیب بیشتری در دبی‌های بالاتر از حد طراحی خواهد داشت. انتخاب یک کمپرسور بستگی به گروه‌بندی صحیح مشخصه‌های پره‌ها / مرحله‌ها دارد.



شکل ۲۳



شکل ۲۴



شکل ۲۵

منحنی عملکرد با نام‌های دیگری نیز شناخته می‌شود: منحنی هد / حجم، منحنی فشار / حجم، منحنی سرج (لرزش)، نقشه کمپرسور، منحنی فشار / دبی و ... بدون توجه به متفاوت بودن نامگذاری‌های انجام شده، همه این نمودارها وضعیت فشار، هد یا توان را نسبت به حجم نشان می‌دهند. یک نمونه از نمودارهای عملکرد در شکل ۲۶ نشان داده شده است.

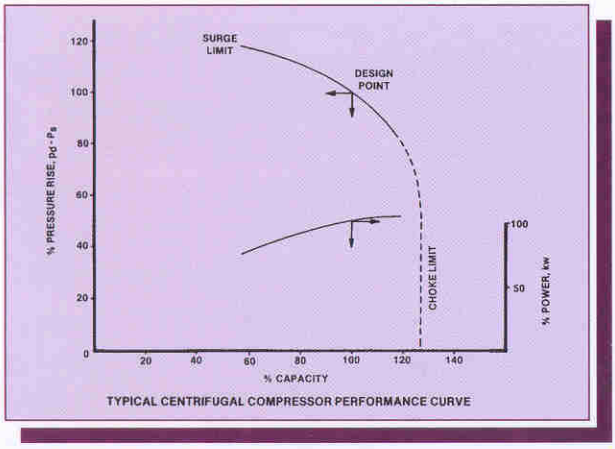
واحدهای حجم (حال یا دبی حجمی یا دبی جرمی) بر روی محور افقی قرار دارند. همچنین واحدهای متداولی که در راستای محور عمودی بکار می‌روند عبارتند از: هد، فشار یا نسبت فشار قسمت تخلیه به فشار مکش (Pd/Ps). نمودار کمپرسورهای دارای سرعت ثابت شامل یک خط و نمودار کمپرسورهای دارای سرعت متغیر شامل چند خط می‌باشد. علاوه بر مشخص کردن وضعیت فشار / حجم، این نمودارها محدودیت‌های عملیاتی را نیز نشان می‌دهند.

مهمترین مورد ((حد سرج)) یا پایین‌ترین حدی است که پس از آن کمپرسور ناپایدار می‌گردد، ناپایداری به صو رت پالس‌های فشار و حجم رخ داده و ممکن است آنقدر شدید باشد که به کمپرسور زیان وارد شود. به دلیل احتمال رخداد این حالات وجود یک سیستم ضد سرج لازم است تا میزان حجم را در یک حد مناسب دور از نواحی سرج نگاه دارد. حد سرج معمولا به طور واضح مشخص می‌شود، اما اگر این گونه نبود آخرین نقطه سمت چپ روی خط کمپرسور، حد سرج است.

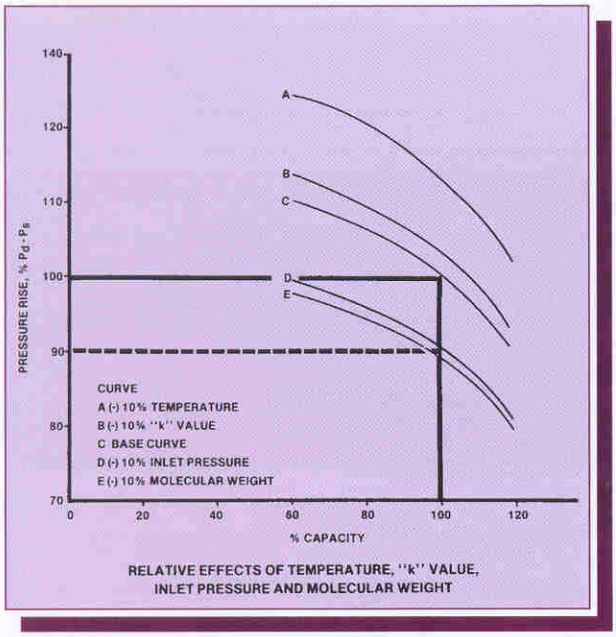
قسمت پایینی سمت راست نمودار به نقطه‌ای ختم می‌شود که ((حد چک شدن)) نامیده می‌شود. اگر خط نمودار را از این نقطه ادامه داده و روی قسمت خطچین حرکت کنیم به صورت عمودی به حد چک شدن می‌رسیم . معمولا کنترل کردن کمپرسور برای نرسیدن به حد چک شدن زیاد لازم نیست. البته حالت‌های استثنایی نیز وجود دارد که بنا بر آنها نباید در هنگام طراحی سیستم کنترلی مساله کنترل چک شدن را از قلم انداخت.

افزایش فشار در یک مرحله پره‌های کمپرسور به عواملی همچون فشار گاز ورودی، دمای ورودی، توان ایزنتروپیک (K)، فشار ورودی و وزن ملکولی بستگی دارد .تاثیر این موارد در شکل ۲۷ نشان داده شده است.

معادله هد پلیتروپیک (شکل ۲۸) نشان می‌دهد که هد و در نتیجه توان برای یک نسبت کمپرس شدن مشخص (RC) به طور مستقیم با دمای مطلق و به طور معکوس با وزن ملوکولی گاز رابطه دارد.



شکل ۲۶



شکل ۲۷

چون در میزان هدی که یک مرحله واحد می‌تواند تولید کند محدودیت وجود دارد، این نکته استدلال می‌شود که گازهای دارای وزن مولکولی بالا مراحل کمتری را نسبت به گازهای دارای وزن ملکولی پایین نیاز دارند، البته با این شرط که نسبت کمپرس شدن برای هر دو آنها یکسان باشد. این نکته در شکل ۲۹ برای برخی گازهای متداول نشان داده شده است. به عنوان

مثال اگر بر گاز پروپان کار انجام شود با استفاده از ۱ یا ۲ مرحله به نسبت کمپرس شدن ۲ می رسیم اما برای گازی همچون متان برای رسیدن به این نسبت حدود ۴ تا ۵ مرحله لازم می‌باشد.

میزان بار وارد آمده به کمپرسور بین دو حد مقاومت در برابر اصطکاک و حد فشار ثابت تغییر می‌کند.

همانگونه که در شکل ۳۰ آمده شده است، ۳ نوع بار در منحنی عملکرد یک کمپرسور نشان داده شده است.

خط "A-A" بیانگر یک بار اصطکاکی بوده و شامل مواردی همچون خطوط لوله گاز طبیعی، کمپرسورهای بازیافتی، تهویه هوای معدن‌ها و ...می‌شود. این خط میزان فشار لازم را برای غلبه بر مقاومت ناشی از نوع بار ایده‌آل را نشان می‌دهد زیرا همه نقاط آن در محدوده پایدار عملکرد کمپرسور واقع شده‌اند.

موردی که بیشتر کاربرد دارد حالتی است که ترکیبی از مقاومت ناشی از اصطکاک و یک فشار ثابت دیگر وجود داشته باشد. همان گونه که خط "B-B" نشان می‌دهد (شکل ۳۰). به عنوان مثال می‌توان کوره‌ای را مثال زد که بیشترین فشار در آن به منظور غلبه بر مقاومت ناشی از اصطکاک است اما به این علت که خروجی کوره (در قسمت بالای آن)کنترل شده و همیشه داخل کوره یک فشار ثابت وجود دارد، باید بر آن نیز غلبه کرد.

خط "C-C" کار کردن در حالت وجود یک فشار ثابت را نشان می‌دهد، این نوع بار هنگامی بوجود میآید که بخواهیم بر هد یک سیال غلبه کرده و یا فشار بازگشتی را کنترل نماییم و ...

این نوع بار معمولا هنگامی وجود دارد که یک کمپرسور با کمپرسورهای دیگر به طور موازی قرار داده شده و آنها فشار لازم سیستم را در حال کار کردن، برقرار ساخته‌اند. برای حالات مختلف، بجز حالت مقاومت ناشی از اصطکاک باید تدابیر لازم برای نگاه داشتن کمپرسور در شرایط عملکرد پایدار و مناسب اتخاذ شود، بدون در نظر داشتن نیاز سیستم از لحاظ بار.

معمولا در کمپرسورها، افزایش فشار لازم توسط یک مرحله واحد تامین نمی‌شود، به همین دلیل کمپرسورهای چند مرحله‌ای بیشتر استفاده می‌شوند .نسبت کمپرس شدن در کمپرسورهای چند مرحله‌ای معمولا از ۳/۱ تا ۱۵/۱ تغییر می‌کند، در حالی که این نسبت برای یک مرحله معمولا کمتر از ۲.۵/۱ می‌باشد.

شکل خط سرج برای یک مرحله واحد معمولا با استفاده از قوانین فن (Fan Laws) قابل پیش‌بینی‌است، اما در مورد یک ماشین چند مرحله‌ای این امر صادق نیست.

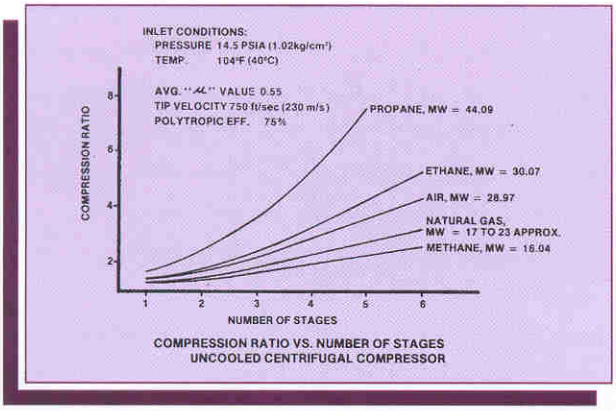
هنگامی که کمپرسور در سرعت‌های کمتر از میزان طراحی شده کار می‌کند میزان کاهش حجم به ازای هر مرحله کمتر خواهد بود بنابراین مراحل نزدیک خروجی کمپرسور مجبور

EQUATION FOR POLYTROPIC HEAD

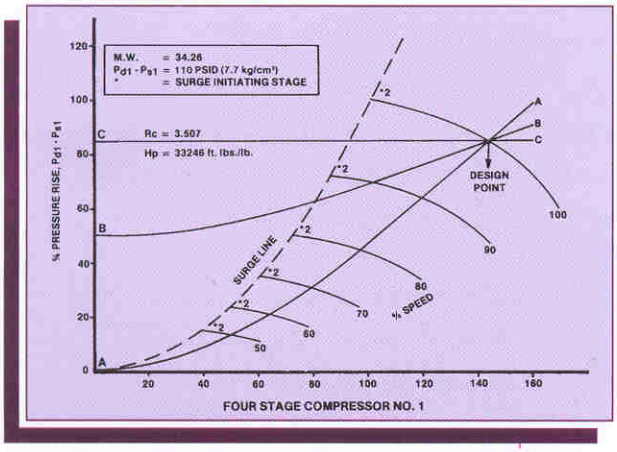
$$H_p = \frac{R\ T_1\ Z_{avg}}{m}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m - 1\right]$$

$$m = \frac{K-1}{K\eta_p} \quad \text{also} \quad \frac{n-1}{n}$$

شکل ۲۸



شکل ۲۹



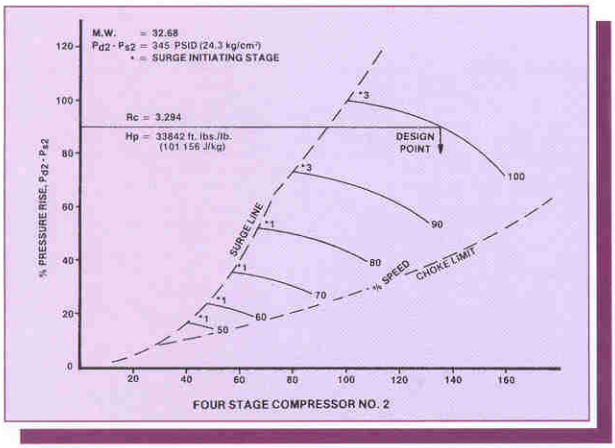
شکل ۳۰

به هدایت کردن حجم بیشتری نسبت به آنچه برایشان طراحی شده می‌باشند، در حالی که مراحل نزدیک به قسمت ورودی، میزان کمتری نسبت به حالت نرمال عبور خواهند داد. به طور کلی این حالات باعث می‌شوند با افزایش مراحل کمپرس کردن خط سرج تغییر شکل پیدا کرده و از پیش‌بینی‌هایی که طبق فرضیات قوانین فن بدست میآید فاصله بگیرد. به طور معمول پدیده سرج هنگامی که کمپرسور مطابق با سرعت طراحی شده‌اش کار میکند از مراحل انتهایی آغاز می‌شود، اما در سرعت‌هایی پایین‌تر این امر در مراحل ابتدایی رخ می‌دهد. همچنین در نقطه‌ای که این امر اتفاق میافتد تغییر واضحی در خط سرج مشاهده می‌شود. (قوانین فن :ـ حجم متناسب با سرعت، ـ هد، متناسب با مربع سرعت است، و...)

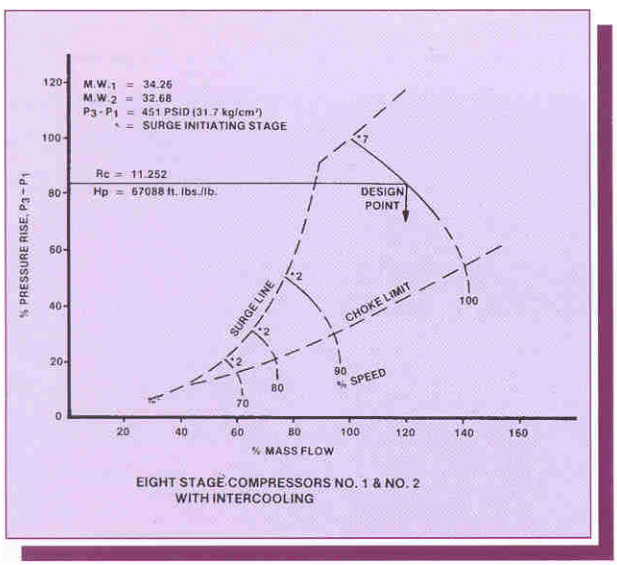
ابتدا به شکل ۳۰ (کمپرسور شماره ۱) نگاه کنید. خط سرجی خط سهمی شکل و یکنواخت است زیرا با هر سرعتی سرج در مرحله دوم آغاز می‌شود .حال به شکل ۳۱ مربوط به کمپرسور شماره ۲ توجه کنید، تقریبا در نقطه ۸۵ ،سرعت، خط سرج شکسته شده است .همچنین در سرعت‌های بالاتر از این نقطه سرج ابتدا از مرحله ۳ آغاز می‌شود و در سرعت‌های زیر ۸۵ ، مرحله اول است که در ابتدا به حد سرج خود می‌رسد.

نمودار کلی عملکرد دو کمپرسور ۱ و ۲ هنگامی که به طور سری با هم کار کنند در شکل ۳۲ نشان داده شده است. خط سرج این نمودار شبیه خط سرج کمپرسور شماره ۲ است با این تفاوت که نقطه شکسته شدن این خط در سرعت بالاتر و فشار بیشتر واقع شده است. خط سرج کمپرسوری که دارای مراحل زیادی است دارای شکستگی‌های بیشتر (در فواصل نزدیک به هم) است. می‌توان از نقاط میانی هر قطعه خط سرج قبلی یک خط یکنواخت سرج رسم کرد. این خط تقریبا انحنایی مقابل انحنای بدست آمده خط سرج توسط قوانین فن خواهد داشت.

با بررسی دقیق‌تر نمودار ۳۲ می‌توان به یک نکته مهم دیگر که باید در نظر گرفته شود پی برد. همانگونه که در شکل مشخص است خط‌های مربوط به سرعت‌های مختلف به صورت خطچین ادامه داده شده‌اند تا حدود چک شدن را نشان دهند. دقت داشته باشید هنگامی که سرعت کاهش می‌یابد خط سرج و خط چک شدن به یکدیگر نزدیک شده و در نقطه زیر سرعت ۷۰، یکدیگر را قطع می کنند. این دو خط به این دلیل برخورد می‌کنند که حد چک شدن جریان یک مرحله، مرحله دیگر را مجبور می‌کند تا با ظرفیتی کمتر از حد سرج خود عمل نماید. هنگامی که این حالت پیش میآید با بازگرداندن جریان خروجی گاز کمپرسور یا تخلیه مسیر خروجی، کمپرسور



شکل ۳۱



شکل ۳۲

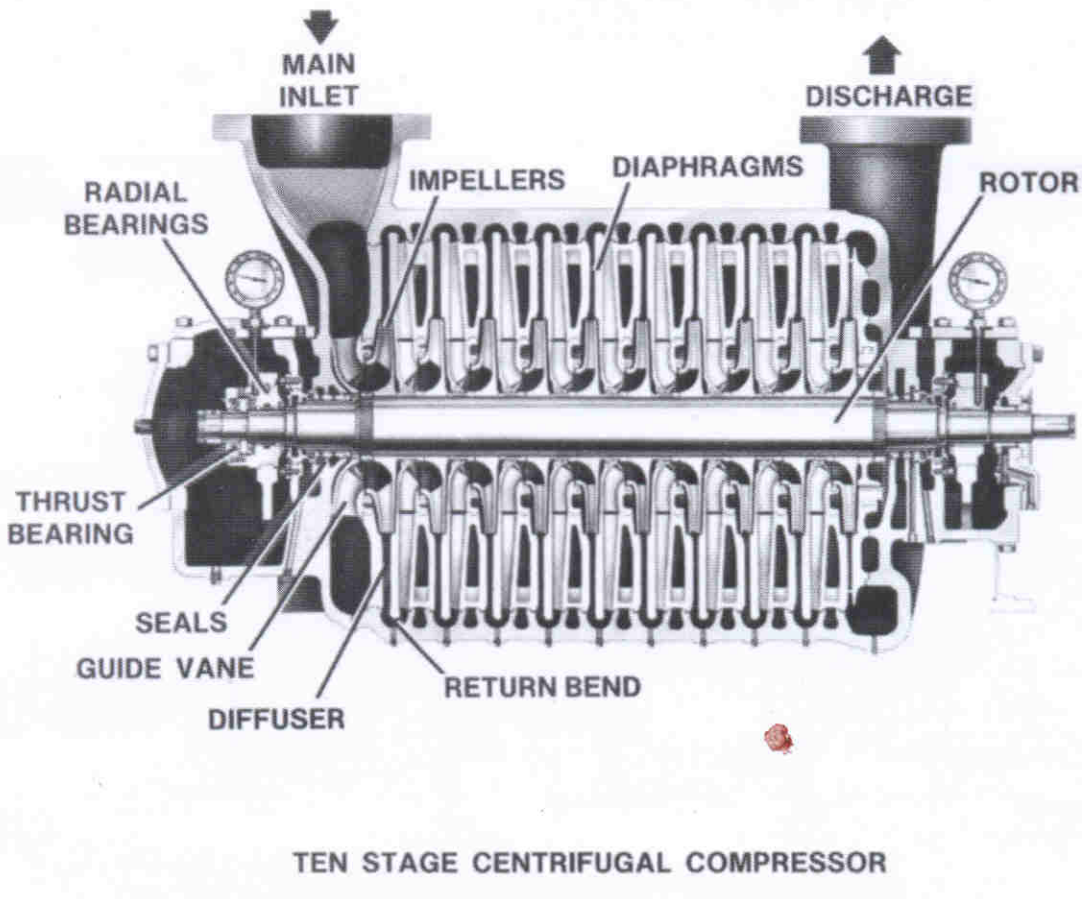
از حالت سرج خارج نمی‌شود .در این گونه مواقع برای رفع مشکل سرج باید گاز را از مرحله‌ای که بین مرحله چک شده و مرحله دارای پدیده سرج است تخلیه کرد. به شکل ۳۱ دقت کنید، تقریبا محل برخورد دو خط سرج و چک در نقطه‌ای زیر حد ۵۰ ، واقع شده است. این مثال نشان می‌دهد سرعتی که در این پدیده اتفاق میافتد با افزایش نسبت کمپرس شدن افزایش می‌یابد. البته فاکتورهای دیگری همچون مشخصات منحصر به فرد هر مرحله و سرعت عبور گاز وجود دارند که در مشخصات چک و سرج تاثیرگذار هستند، در نتیجه نمی‌توان به راحتی و با در نظر گرفتن نسبت کمپرس شدن، مکان برخورد آن دو را مشخص کرد. در برخی از کمپرسورها این حالت

می‌تواند در سرعت‌های نسبتا بالا، مثلا ۸۰ تا ۹۰، اتفاق بیفتد. اگر کمپرسوری توسط موتور الکتریکی کار کند و بتواند به سرعت و در حالت ((چک شدن جریان و بوجود آمدن سرج)) شتاب بگیرد، مشکلی وجود نخواهد داشت. به عنوان یک قاعده کلی هنگامی که برخورد دو خط تقریبا زیر ۵۰ ، سرعت اتفاق بیفتد (در کمپرسورهای سانتریفوژ) بدون توجه داشتن به نوع سیستم محرکه کمپرسور، می‌توان از آن صرف‌نظر کرد.

انواع مسیرهای جریان در کمپرسورهای سانتریفوژ

جریان به طور مستقیم و از میان کمپرسور

آنچه در شکل ۳۲ نشان داده شده است سطح مقطع یک کمپرسور سانتریفوژ می‌باشد. این کمپرسور دارای یک مسیر ((مستقیم و از میان کمپرسور)) است بدین معنا که گاز از طریق مسیر ورودی اصلی کمپرسور وارد شده پس از عبور از تیغه‌های هدایت‌کننده وارد پره مرحله یک شده، پس از خروج از این پره و دیفیوزر و زانوی بازگشتی مسیر، وارد پره‌های بعدی شده و به همین ترتیب پیش می‌رود تا اینکه همه جریان از نازل خروجی کمپرسور، خارج شود.



شکل ۳۳

جریان ترکیبی

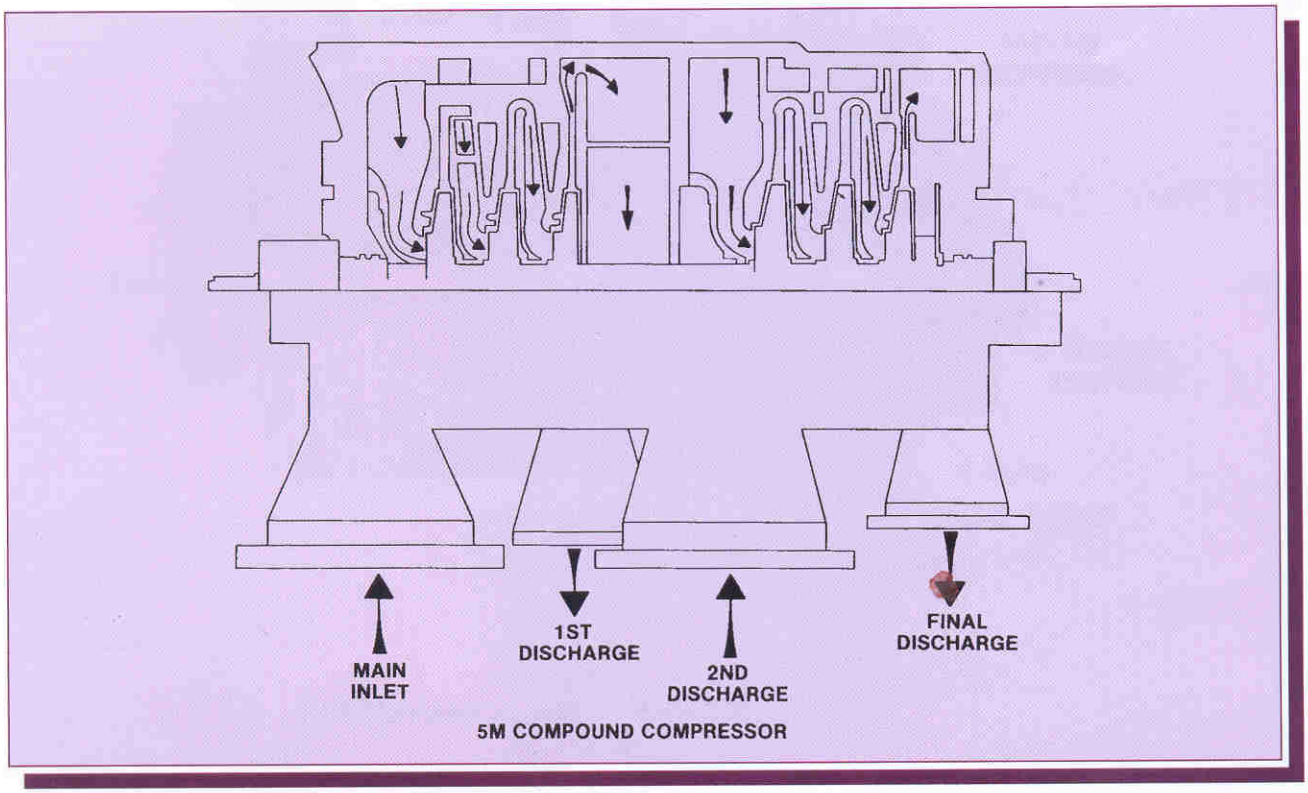
برای داشتن نسبت‌های کمپرس شدن بالا، در صورتی که بتوان از سیستم خنک‌کننده داخلی استفاده کرد دمای گاز کاهش یافته توان کمتری مصرف شده و تعداد کمپرسورهای مورد نیاز کاهش می‌یابد.

با بررسی (شکل ۳۴) که سطح مقطع یک کمپرسور دارای ((جریان ترکیبی)) است مشخص است که این مسیر شبیه بکار بردن دو کمپرسور دارای جریان مستقیم به صورت سری است. بدین صورت که جریان ورودی اصلی پس از عبور از قسمت اول وارد بخش خنک‌کننده داخلی شده و سپس وارد قسمت دوم شده و در انتها از نازل خروجی کمپرسور، خارج می‌شود.

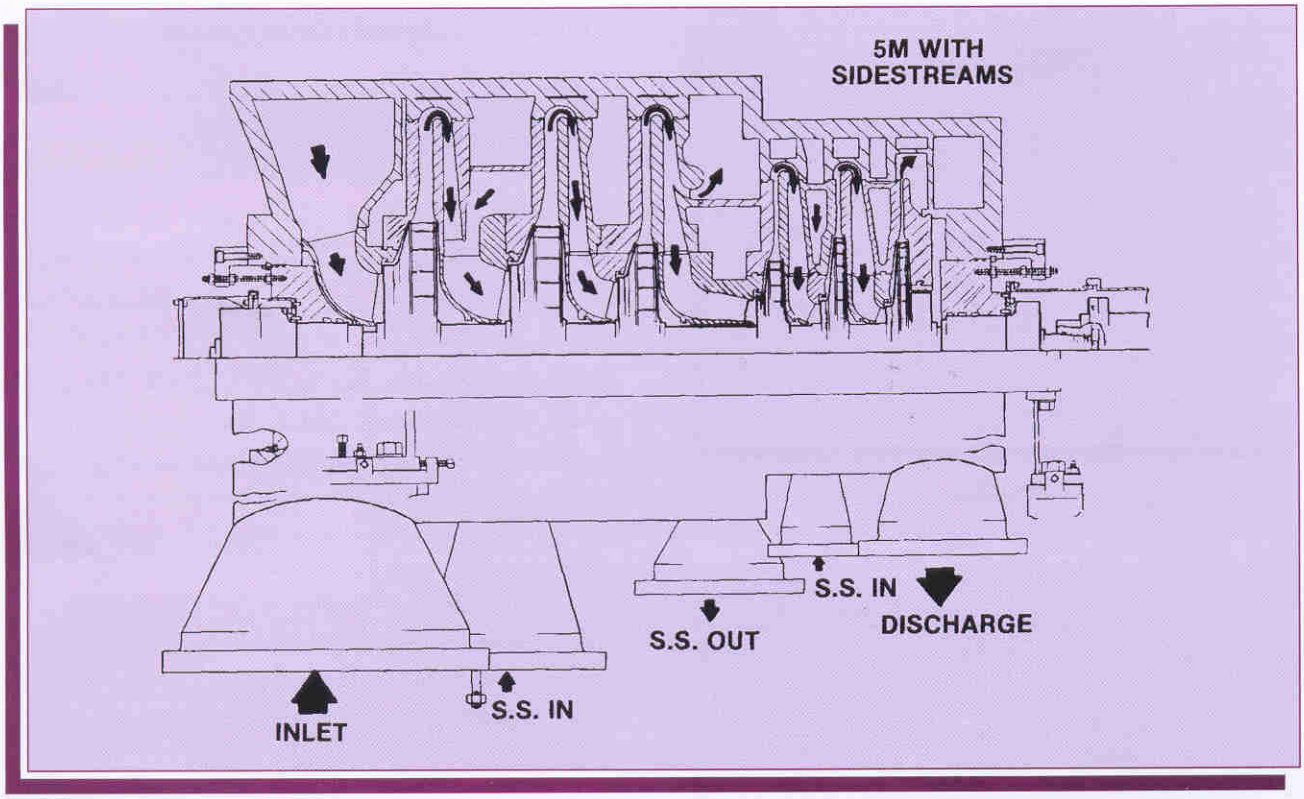
وجود جریان جانبی

برای برخی چرخه‌های سیستم‌های تبرید و پروسه‌های دیگر نیاز است که گاز با فشار متوسطی به کمپرسور وارد یا از آن خارج شود. بدین منظور کمپرسورهایی تهیه شده‌اند که در آنها جریان‌های جانبی بدون ایجاد اختلال در جریان اصلی وارد کمپرسور شده و با آن مخلوط می‌شوند.

در سطح مقطعی که در شکل ۳۵ نشان داده شده است نمونه‌هایی از جریان‌های جانبی ((ورودی)) و ((خروجی)) نشان داده شده است. جریان ورودی اصلی پس از عبور از یک پره و کمپرس شدن تا یک سطح فشار متوسط، با جریان جانبی ورودی، قبل از پره بعدی در یک دیافراگم مخلوط می‌شود. پس از افزایش فشار جریان مخلوط شده تا سطح فشاری بالاتر، از طریق یک خروجی جریان جانبی برای نیاز فرآیند مورد نظر خارج شده و آنچه از این جریان باقی می‌ماند، پس از مخلوط شدن با یک جریان جانبی در دو مرحله دیگر کمپرس شده از خروجی نهایی به بیرون می‌رود.



شکل ۳۴



شکل ۳۵

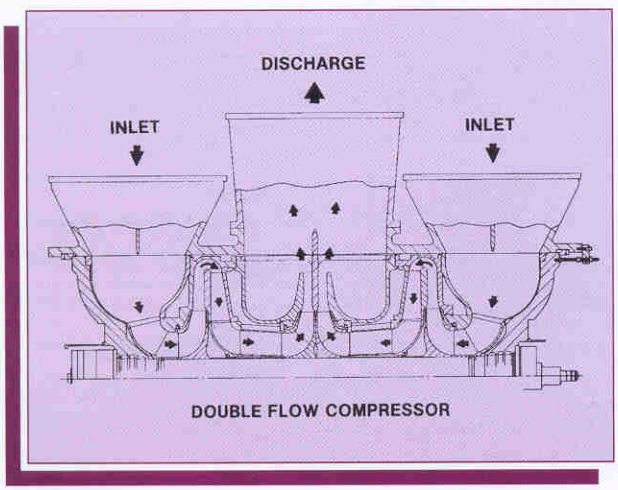
وجود جریان دوتایی

این ایده به طور موثر ظرفیت یک قالب دارای سایز مشخص را دو برابر می‌کند. برخی از مزایای این حالت عبارتند از:

۱ـ یک قالب کوچکتر، برای یک حجم مشخص قالب این نوع کمپرسور نسبت به قالب کمپرسور دارای جریان واحد کوچکتر است در نتیجه هزینه کمپرسور کاهش می‌یابد.

۲ـ همخوانی سرعت: در بسیار از موارد، جریان خروجی یک کمپرسور دو جریان به سمت یک کمپرس تک جریانی رفته که دارای سایز مشابه آن است. این امر باعث می‌شود آنها بتوانند با یک سرعت برابر حرکت کرده و از یک سیستم محرکه برای به حرکت درآوردن هر دو استفاده شود.

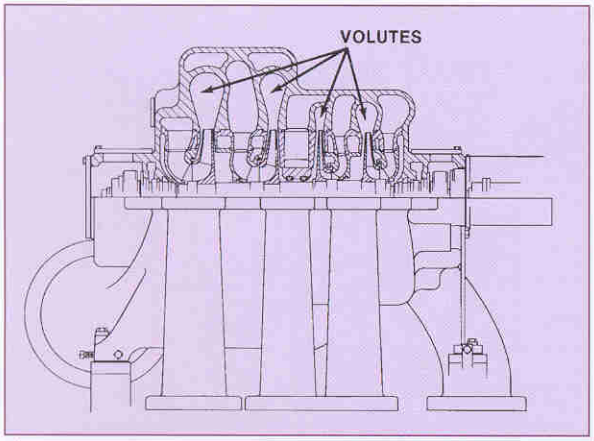
ساختار این نوع کمپرسورها (شکل ۳۶) دارای دو بخش بوده و آنها بخوبی شبیه دو کمپرسور موازی عمل می‌نمایند. در هر دو طرف کمپرسور نازل ورودی قرار دارد. جریان خروجی هر قسمت از طریق یک نازل تخلیه معمولی که در وسط بدنه کمپرسور قرار دادر خارج می‌شود. پره‌های هر بخش (دو طرف کمپرسور) در جهت مخالف یکدیگر می‌چرخند در نتیجه تعادل محوری در همه شرایط برقرار خواهد بود.



شکل ۳۶

حالت خنک شدن پس از هر مرحله

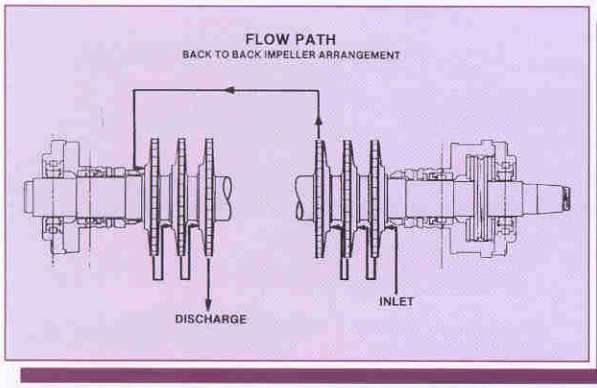
در بعضی موارد لازم است که پس از هر مرحله کمپرس کردن، خنک شدن انجام پذیرد. یکی از آن موارد کمپرس کردن اکسیژن در یک کارخانه تفکیک هواست.
شکل ۳۷ چنین حالتی را نشان می‌دهد. این بدنه دارای ۸ نازل بوده (۳ نازل دیگر در قسمت پشت این تصویر قرار دارند) و آنها خنک شدن داخلی را پس از هر پره امکان‌پذیر می‌سازند، توجه داشته باشید این نوع طراحی، استفاده از دیفیوزرهای نوع مارپیچی خروجی را امکان‌پذیر می‌سازد. فضائی که نازل‌ها در این نوع طراحی اشغال کرده‌اند باعث موجود بودن فضای کافی برای قسمت‌های مارپیچی می‌گردد.



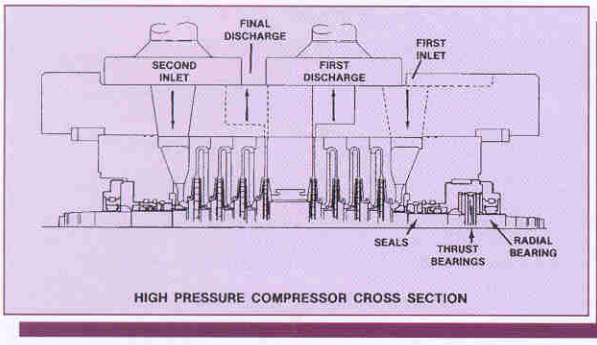
شکل ۳۷

جریان انتها به انتها

کمپرسور نشان داده شده در شکل ۳۸ و ۳۹ دارای ترتیب قرار گرفتن پره‌ها به صورت انتها به انتها است. علت چنین آرایشی داشتن تعادل محوری بدون استفاده از پیستون تعادلی می‌باشد. این نوع طراحی برای فشارهای بالا و حالاتی که میزان فشار در بدنه کمپرسور به مقدار زیادی بالا می‌رود سودمند است.
فواید این نوع طراحی عبارتند از:
ـ در صورت بوجود آمدن اشکال در پیستون تعادلی دارای قطر بزرگ، یاتاقان محوری آسیب نمی‌بیند.
(پیستون‌های تعادلی در طراحی‌های جریان مستقیم (درون کمپرسور) به این دلیل استفاده می‌شوند تا بتوانند اختلاف فشاری در حدود 5/000 PSI را تحمل کنند.)
ـ کاهش افت‌های ناشی از چرخش دوباره درون کمپرسور، زیرا:
ـ فشاری که بر روی مسدودکننده‌ها اعمال می‌شود با فشار قسمت مکش کمپرسور در یک حد میانه متعادل شده است در حالی که در طراحی های دارای جریان مستقیم به طور کامل از فشار خروجی برای این امر استفاده می‌شود.
ـ مسدودکننده‌هایی که در اینجا با فشار قسمت مکش متعادل شده‌اند بسیار کوچکتر (و بنابراین دارای فاصله خالی کمتر) نسبت به پیستون تعادلی در طراحی‌های جریان مستقیم هستند.
ترتیب جریان‌های یک کمپرسور چند مرحله‌ای انتها به انتها در شکل‌های ۳۸ و ۳۹ نشان داده شده است.
علاوه بر محدودیت‌هایی که قبلا در مورد فشارها، دماها، وزن‌های مولی و شکل و حالت اجزا، مطرح شد (در هنگام انتخاب اجزای مختلف)، موارد دیگری همچون سرعت بحرانی که بر یاتاقان‌ها تاثیر دارد، اثرات مسدود کردن و جنبه‌های



شکل ۳۸



شکل ۳۹

مکانیکی نیز باید بحساب آیند.
اگر چه نوع مسدودکننده‌ای که استفاده می‌شود ممکن است مسدودکننده‌های مکانیکی یا مارپیچی و یا فیلم روغن باشد، اما با توجه به نوع کاری که باید انجام شود می‌توان مجموعه‌ای از آنها را که مناسبت‌تر است استفاده نمود.

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields Power	South Fields Quantity	N.I.G.C. Power	N.I.G.C. Quantity	Offshore Power	Offshore Quantity	Petrochem Power	Petrochem Quantity	Refineries Power	Refineries Quantity	Total Quantity	Total MW
	1.A.C COMP. (U.S.A)												
1	2ooL3					0.960	3					3	2.880
2										1.350	1	1	1.350
	2.ALLIS CHALMERS. (U.S.A)												
1	128	0.298	4									4	1.192
	3. ATLAS COPCO (BELGIUM)												
1	ZR6-57/1-PN									0.602	8	8	4.816
2	Zr6									0.837	4	4	3.348
3	ZR6M												
4	ZR6-98												
5	BP3									0.015	1	1	0.015
6	ZR4.57							250	1			1	250
	4. ATLAS COPCO (GERMANY)												
1	NR.320 AIR								4			4	
2	GTO32TIDI							0.460	2			2	0.920
	5.ADDC (U.S.A)												
1	DH7JM							2.763	1			1	2.763
	6.AMINCO (U.S.A)												
1	A34CCV									0.014	1	1	0.014
	7.AIR PACK (HOLLAND)												
1	WP.8-L							0.004	1			1	0.004
	8.ALFA LAVAl (INDIA)												
1	B.26							250	3			3	750
	9.AWAMURA (JAPAN)												
1	100ANC									46	2	2	92
2	8ANC										2	2	
	10.BORSIG(GERMANY)												
1	GC0710/4									3.344	4	4	13.376
2		12	8									8	96
3		2.756	2									2	5.512
4		2.755	2									2	5.510
5		0.164	3									3	0.492
6		3.123	9									9	28.107
7	GA355-2	0.693	2									2	1.386
8	GA355-4	0.819	2									2	1.638
9	GA600-7	3.925	3									3	11.775
	11.BURTON CORBLIN(U.K)												
1	P101 M82CS									0.007	1	1	0.007
2	2XD166HG8.5/2..5									0.128	1	1	0.128

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields		N.I.G.C.		Offshore		Petrochem		Refineries		Total	Total
		Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Quantity	MW
3	D123Lc2.5							0.015	1			1	0.015
4	P.259hg							8.9	1			1	8.9
	12. BURTON CORBLIN (FRANCE)												
1	A34C85							0.97	1			1	0.97
2	205HEG							0.132	1			1	0.132
	13. BURTON CORBLIN (JAPAN)												
1	P27H360CH								1			1	
2	P207M190CSH								2			2	
	14. BROOMWADE (U.K)												
1	V.MAYOR 1500									0.272	8	1	0.272
	15. BRYANDONKIN (U.K)												
1	VO.RF							0.39	1			1	0.39
	16. BURCHARDT (SUISSE)												
1	V.532-313							20	2			2	40
	17. BRISSONIAU (FRANCE)												
1	C-1401							0.06	3			3	0.180
	18. CALIFORNIA (U.S.A)												
1	400	2.833	2									2	5.666
	19. COOPER-B (CANADA)												
1	RF2BB			9.5	6							6	57
	20. COOPER (GERMANY)												
1										0.980	1	1	0.980
	21. COOPER BESSEMER (U.K)												
1	RC7-65									1.348		1	0.348
2	RC6-55									0.255		1	0.255
3	TA-28M30							300	2			2	600
	22. COOPER PENJAX (U.S.A)												
1	H0E									0.260		3	0.780
2	3FCCP									0.074		3	0.222
	23. COOPER (U.S.A)												
1	REC/QE							1.15	7			7	8.050
2	7OH4C30							1.25	5			5	6.250
	24. CONSOLIDATED PENOMATIC (U.K)												
1	YCE									0.275	5	5	1.375
2	TEO-B2									0.044	3	3	0.132
3	TE									0.211	6	6	1.266
4	TE.22									0.130	2	2	0.260
5	TVE									0.074	2	2	0.148
6	FEO-22									0.372	1	1	0.372

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields Power	South Fields Quantity	N.I.G.C. Power	N.I.G.C. Quantity	Offshore Power	Offshore Quantity	Petrochem Power	Petrochem Quantity	Refineries Power	Refineries Quantity	Total Quantity	Total MW
	25. CORKEN (U.S.A)												
1	DC 290									2.787	1	1	2.787
	26. CORBLIN (FRANCE)												
1	A34C-250										1	1	
	27. CHICAGO (U.S.A)												
1	44RAT-V										1	1	
	28. CRESTAR (FRANCE)												
1	TR-120145								2			2	
	29. CLARK (U.S.A)												
1	TCVA-16			4.5	15							15	67.500
2	24-24			6.5	8							8	52
3	655PI			12.3	2							2	24.600
4	4MB			8.8	6							6	52.800
5	2BF5									2.277	1	1	2.277
6	2BF4										1	1	
7	2BF5-4									1.230	3	3	3.690
8	ISOAC-4									0.782	2	2	1.564
9										873	1	1	873
10	2BA4										1	1	
11	GENT/GT							7.2	3			3	21.600
12	4MDF3/3							3.26	1			1	3.26
13	3M8/6							4.665	1			1	4.665
14	3M10/10							3.919	1			1	3.919
15	4M9/7							9.31	1			1	9.31
16	2M10/9							1.70	1			1	1.70
	30. CLARK (FRANCE)												
1	2M9/7	4.026	3									3	12.078
2	2.10.1707							17.3	2			2	34.600
	31. CLARK (U.K)												
1	2M9-6	3.167	3									3	9.501
	32. DOTT.ING.R (ITALY)												
1	CL.100.CR.N							0.94	3			3	2.820
	33. DAVID SON (SCOTLAND)												
1	FD									0.278	2	2	0.556
	34. DECARDENAS (ITALY)												
1	R11/A1									0.113	2	2	0.226
2	123SA1									0.223	1	1	0.223

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields		N.I.G.C.		Offshore		Petrochem		Refineries		Total	Total
		Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Quantity	MW
	35. DE LAVAL (HOLLAND)												
1	8B22	1.783	1									1	1.783
2	9B22	1.826	3									3	5.478
3	5C22	0.384	2									2	0.768
4	5B22									1.047	1	1	1.047
5	7C1218	4.026	3									3	12.078
6	9B23	2.380	4									4	9.520
7	7CL231	3.262	3									3	9.786
	36. DE MAG (GERMANY)												
1	SEZ2-04	0.152	1									1	0.152
2	SEZO4.5		1									1	
3	CE204-5		1									1	
4	SEZ5-04		2									2	
5	06MV7A		1					19.1	1			1	19.1
6	06MV7B							42.3	1			1	42.3
7	BF.24							0.306	1			1	0.306
	37. DE NORA (ITALY)												
1	VM24								6			6	
	38.DRESSER RAND (U.S.A)												
1	553P3			3	7							7	21
2	4HHE13/VK									2.872	1	1	2.872
	39. DRESSER RAND (JAPAN)												
1	2BF5									2.550	1	1	2.550
2	BTD-CCI									0.760	2	2	1.520
	40. DRESSER RAND (FRANCE)												
1	553B9							7	1			1	7
2	2BF8							8	1			1	8
3	2BF8/6							9	1			1	9
4	C-101X	4.052	1									1	4.052
5	C-102X	1.864	1									1	1.864
6	C-201X	3.250	1									1	3.250
7	C-202X	1.864	1									1	1.864
8	C-301X	4.052	1									1	4.052
9	C-302X	1.856	1									1	1.856
	41. DRESSER RAND (ITALY)												
1	HBB10.8XX9B							0.141	2			2	0.282
2	BDCB							0.425	1.			1	0.425

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields Power	South Fields Quantity	N.I.G.C. Power	N.I.G.C. Quantity	Offshore Power	Offshore Quantity	Petrochem Power	Petrochem Quantity	Refineries Power	Refineries Quantity	Total Quantity	Total MW
	42. DRESSER (GERMANY)												
1	TNB280							0.250	2			2	0.500
	43. DRESSER CLARK (ITALY)												
1	2BC3-4									1.011	1	1	1.011
	44. DRESSER RAND (U.K)												
1	4.HHE.FB.3									0.449	6	6	2.694
2	6-PHE									0.018	1	1	0.018
3	8DC8 ½									0.260	1	1	0.260
4	2-BDC8 ½									0.386	1	1	0.326
5	8.5BD/CH-4									0.145	4	4	0.580
6	2.HHE.FA-1									0.215	1	1	0.215
7	BDC8 ½H									0.347	1	1	0.347
8	6HHE-VL-3									4.455	6	6	26.730
9	HME-4VL									3.364	2	2	6.728
10	2.85BDC-L-NL										1	1	
	45. EBARA (JAPAN)												
1	29M76									1.600	1	1	1.600
2	38M61 SBPG15										1	1	
3	20MB7							1.300	1			1	1.300
4	20MB4							0.600	1			1	0.600
	46. ELLIOT (JAPAN)												
1	29M9-7			1.9	3							3	5.700
	47. ELLIOT (U.S.A)												
1	38M6	1.070	7									7	7.490
2	38MB9	10.760	2									2	21.520
3	38MB	6.614	2									2	13.228
4	D315L1573300	0.160	2									2	0.320
5	38M6	0.700	1									1	0.700
6	75	0.160	1									1	0.160
7	1976	0.160	1									1	0.160
8	29-M8/51									0.596	1		0.596
	48. ESCHERWYSS (SUISSE)												
1	58/6GT							0.86	1			1	0.86
	49. E.SEHMER (GERMANY)												
1	C-365/1							4.84	2			2	9.680
	50.FINCAN. DRESSER (ITALY)												
1	553B7									1.303	1	1	1.303

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields		N.I.G.C.		Offshore		Petrochem		Refineries		Total	Total
		Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Quantity	MW
	51. G.H.H (GERMANY)												
1	GRT5/3									1.834	3	3	5.502
2	C-365/5,6							0.974	2			2	1.948
3	1602							0.38	1			1	0.38
4	1601							6.33	1			1	6.33
5	TKDZ7/6,2							6	1			1	6
6	GS5-517							4.89	1			1	4.89
7	AK8/15L151							7	1			1	7
8	GKN5,5/2							6	1			1	6
9	TKDZ8/6							8.325	2			2	16.650
10	TKD6/5							10.31	2			2	20.620
11	GRT,3.5/7							1.552	1			1	1.552
	52. GRASSO (HOLLAND)												
1	KRC7211								2			2	
	53. G.E.C												
1	GTGFROME56							27	2			2	54
	54. HOFF MAN (U.S.A)												
1	38407A									0.111	1	1	0.111
2	77105									0.335	1	1	0.335
	55. HITACHI (JAPAN)												
1	ETG FRONES							23	2			2	46
2	GTGFROME5							27	2			2	54
	56. HOWDEN (SCOTLAND)												
1		0.114	2									2	0.228
2		0.471	2									2	0.942
3		0.090	2									2	0.180
4		0.319	2									2	0.638
5		0.120	2									2	0.240
6		0.571	2									2	1.142
	57. HAM WORTHY (U.K)												
1	651.AIR								1			1	
	58. INGERSOLL-RAND (U.S.A)												
1	675L145	2.237	1									1	2.237
2	787L165	2.237	1									1	2.237
3	787L135	2.237	1									1	2.237
4	787L200	2.237	1									1	2.237
5	675LH5	2.237	1									1	2.237

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields		N.I.G.C.		Offshore		Petrochem		Refineries		Total	Total
		Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Quantity	MW
6	40H5									0.055	2	2	0.110
7	ESH.N1.2.407IN								1			1	
8	15-6HHE-5-2							1.538	2			2	3.076
	59. INGERSOLL-RAND (FRANCE)												
1	V.336							0.97	1			1	0.97
	60. INGERSOL-RAND (HOLLAND)												
1	C700							3.8	5			5	19
2	IHE3							0.076	1			1	0.076
3		0.037	2									2	0.074
	61. JOY (U.S.A)												
1	WG98									0.029	1	1	0.029
2	TA30M30H2							0.487	3			3	1.461
3	TA-26-M4/30							0.470	3			3	1.410
	62. JOY (U.K)												
1	REC							0.112	6			6	0.672
	63. KOBE (JAPAN)												
1	BHTGH								1			1	
2	DH7							1700	1			1	1700
3	KS20MZ-16							320	1			1	320
	64. LEYBOLD (GERMANY)												
1	TRIVALS408							1	1			1	1
	65. MAN G.H.H (GERMANY)												
1	RH040/06							8.16	1			1	8.16
2	RH080/04							8.16	1			1	8.16
	66. MANGUTEHOF (GERMANY)												
1	SKUEL321								1			1	
	67. MITSUBISHI (JAPAN)												
1	RHO35108							1.8	1			1	1.8
2	362-B9-1							10.945	1			1	10.945
3	463B413							10.945	1			1	10.945
4	3MX9-7							4.617	1			1	4.617
5	3MX9-8							4.617	1			1	4.617
6	2608B5/4							6.197	1			1	6.197
7	3M8.7							6.197	1			1	6.197
	68. MYOOM (JAPAN)												
1	TF/775/320							950	1			1	950

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields		N.I.G.C.		Offshore		Petrochem		Refineries		Total	Total
		Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Quantity	MW
	69. MAYE KAWA (JAPAN)												
1	TE80125							53.6	2			2	107.200
	70. NEVMACH (RUSSIA)												
1	260-13-1			10	25							25	250
2	370-16-1			10	9							9	90
	71.NASH-HYTOR (U.S.A)												
1	H4									0.007	1	1	0.007
	72. NELMANESSER (GERMANY)												
1	20C-1025							0.575	2			2	1.150
2	20-C-1023							0.320	2			2	0.640
	73. NUOVO PIGNONE (ITALT)												
1	PCL802-3			28	4							4	11.200
2	BCL605			28	5							5	14
3	BCL404/B									2.660	4	4	10.640
4	2.BCL409									0.019	2	2	0.038
5	4HE/2									2.500	3	3	7.500
6	3HE3									1.230	3	3	3.690
7	DCL302									0.680	1	1	0.680
8	4HP3									2.249	3	3	6.747
9	BOL303/A									1.859	1	1	1.859
10	2MCL607							4	1			1	4
11	2BCL306/A							4	1			1	4
12	2HC/2							0.315	1			1	0.315
13	2HE/2							1.092	4			4	4.368
14	DMCL-524							1.568	1			1	1.568
15	2MCL-525							2.865	1			1	2.865
16	2BCL408							2.815	1			1	2.815
17	3MCL805							5.304	1			1	5.304
18	3MCL458							1.718	1			1	1.718
19	2HA-2							0.8	2			2	1.6
20	4HA-3							1.6	1			1	1.6
21	2HA12							0.11	2			2	0.220
22	2HB-2							1.2	2			2	2.400
23	DA-1							0.435	2			2	0.870
24	4HA/3							123	1			1	123
25	OA/1							100	2			2	200

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields Power	South Fields Quantity	N.I.G.C. Power	N.I.G.C. Quantity	Offshore Power	Offshore Quantity	Petrochem Power	Petrochem Quantity	Refineries Power	Refineries Quantity	Total Quantity	Total MW
26	SRL601							235	1			1	235
27	2HA/2							470	1			1	470
28	2HB/2							0.127	2			2	0.254
29	OZ/1							0.155	2			2	0.310
30	2BVIN/3							0.090	1			1	0.090
	74. NEUMAN (GERMANY)												
1								0.052	2			2	0.104
2	V85-370/220							0.052	1			1	0.052
	75. OA (U.S.A)												
1										1.119	1	1	1.119
	76. P.BROTHER.H (U.K)												
1	40825							1.4	2			2	2.8
2	1B1							0.299	1			1	0.299
	77. SPENCER (U.S.A)												
1	20.10SH									0.003	1	1	0.003
2	D.51										1	1	
	78. SUNDYNE (U.S.A)												
1	LMC314	0.042	1									1	0.042
2	LMC315	0.042	1									1	0.042
3	LMC316	0.042	1									1	0.042
4	LMC313	0.042	1									1	0.042
	79. SUTROBILT (U.S.A)												
1	1024V3200									0.074	1	1	0.074
	80. SFAC (FRANCE)												
1	V-32-M12							0.16	2			2	0.32
2	FM4							0.66	1			1	0.66
3	FN5							0.54	1			1	0.54
	81. SULZER (SUISSE)												
1	K-140-2A							0.254	2			2	0.508
2	1D100-1B							0.044	3			3	0.132
3	4D250-2G							0.844	3			3	2.532
4	10-130-1A							0.073	3			3	0.219
	82. SIEMENS (GERMANY)												
1	2BK3280-32							0.100	2			2	0.200
2	2BG4180-97							0.125	2			2	0.250
	83. SIHI (ITALY)												
1	KPHY80540							88	1			1	88
2	KPHY65212							39	1			1	39

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields		N.I.G.C.		Offshore		Petrochem		Refineries		Total	Total
		Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Power	Quantity	Quantity	MW
	84. SIAD (ITALY)												
1	WS1/100-A1							40.5	2			2	81
2	WS1/065-A1							25.7	2			2	51.400
3	WS1/003-A1							1.2	2			2	2.400
4	WS1/030-A1							23.5	1			1	23.05
5	WS1/100-A1							34	1			1	34
6	TS1/015-A1							5	1			1	5
7	WS1/045-B2							0.022	1			1	0.022
8	WS2/250-A2							0.061	1			1	0.061
	85. SABROE (JAPAN)												
1	VMY436-H.A1							655	1			1	655
	86. SOLAR (U.S.A)												
1	4002	1.186	6									6	7.116
2	C3165	0.521	2									2	1.042
3	C3166	1.789	2									2	3.578
4	C-1683	0.089	1									1	0.089
5	C-1685	0.366	2									2	0.732
6	C-1686	1.348	1									1	1.348
7	C-1688	1.462	2									2	2.924
8	C1688-516-AT	0.104	1									1	0.104
9	1688-2562-AT	0.420	1									1	0.420
10	1686-2549-AT	0.597	3									3	1.791
11	C1685-533-AT	0.104	2									2	0.208
12	1698-2562-AT	0.420	1									1	0.420
13	1686-2594-AT	0.597	1									1	0.597
14	C1683-505-AT	0.109	3									3	0.327
15	1686-2546-AT	0.238	3									3	0.714
16	1687-2554-AT	1.090	3									3	3.270
17	C334-HAB					8.300	5					5	41.500
18	C.1607GKA					6.300	5					5	31.500
19	C.3065	1.439	3									3	4.317
20	C.1683	0.173	4									4	0.692
21	C.1685	0.606	4									4	2.424
22	1688	1.068	4									4	4.272
23	C.3065	2.676	4									4	10.704
	87. SOLAR (U.K)												
1	C3043	2.874	3									3	8.622
	88. SUMY (UKRAINE)												
1	GPU.16			16	6							6	96

List of the compressors available in Oil Industry

لیست کمپرسورهای موجود در صنعت نفت

No	Manufacturer / Model	South Fields Power	South Fields Quantity	N.I.G.C. Power	N.I.G.C. Quantity	Offshore Power	Offshore Quantity	Petrochem Power	Petrochem Quantity	Refineries Power	Refineries Quantity	Total Quantity	Total MW
2	GPU.16			11.3	4							4	45.200
3	GC2-6-3147			6.3	4							4	25.200
	89. THERMADYNE (FRANCE)												
1	RB.5-8B	1.090	3									3	3.270
	90. THOME CREPELE (U.K)												
1	3HX27									35	3	3	105
	91. TECHNOFRIGO (ITALY)												
1	PM1-125X9018							0.093	2			2	0.186
2	125X90-6NH3							0.093	3			3	0.279
	92. THOMASSEN												
1	46M8	1.845	1									1	1.845
	93. WORTHINGTON (U.S.A)												
1	CLB22 ½					0.605	1					1	0.605
2	CLB12					0.605	1					1	0.605
3	CLB6H2					0.605	1					1	0.605
4	ML-17-20			6	4							4	24
	94. WORTHINGTON (FRANCE)												
1	BDCD							0.067	8			8	0.536
	95. WILLIAMS JAMES (U.K)												
1	GS2843-1									0.044	1	1	0.044
	96. WESTINGHOUSE (U.S.A)												
1	4049-CHO									0.378	3	3	1.134
2	5054-CH									0.602	8	8	4.816
	97. YORK (FRANCE)												
1	16XA880							0.11	2			2	0.22
	98. YORK (U.S.A)												
1	M626A	1.744	1									1	1.744
2	M-526A	1.818	3									3	5.454
	99. ROOTS (U.S.A)												
1	44-V-65										2	2	
	100. BARON COMPRESSOR (I.R.I)												
	BH5010									0.38	1	1	0.38
	BH6516	0.05	4									4	0.2
											TOTAL	680	9776.387

100 : TOTAL No. OF Manufacturers

309 : TOTAL No. OF Models

AN INTRODUCTION TO TURBO MACHINERY

A brief history of compressors	3
An introduction to turbo machinery	5
Compressor coverage chart	10
Positive displacement compressor types	12
Piston compressor types	12
Centrifugal compressors	12
Design application considerations	20

A BRIEF HISTORY OF COMPRESSORS

According to the latest researches and surveys made by this company, man has enjoyed the energy of compressed fluids in various forms for thousands of years. Man employed this energy for creating fire. Among we can mention the most primary pneumatic tool which was made as an arrow with the reactionary blowing of compressed air. This arrow was used for throwing at a hunt with the energy of the compressed air. In the passage of time, man was required to change the state of metals by melting it at a temperature of 1000 degrees centigrade.
This could not be realized unless air blowing was applied to it. Use of the blowing . air dates back to the time of the Sumerians . This was an inception of the emergence of the technology in the world. After that new demands for this energy resulted in the invention of the first compressor with the design and form of a moving machine appended with traditional blowers. This primary compressor was changed by John Smitane compressor with water moving engine and wooden valves in 1762 A.D. A few years later in 1776 A. D the first compressor with cast- iron cylinder and a steam moving engine was manufactured by John Wilkinson, which led to great developments in the tunnel construction and metals melting industries. After the discovery of oil, man was required to refine, analyze and synthesize the oil for the production of various oil products. This discovery brought about another development and new design of the compressor for air and gas compression. With new styles of consumption in life, compressors became more important and sophisticated in the oil industries. For this reason, more designers and manufacturer in the world became interested in the compressor manufacturing industry. Iran showed interest in this industry as well .
There is a long history of the manufacturing of industrial compressors in Iran. For this reason a short history of compressor in Iran is presented As follows:

History of Compressor Manufacturing in Iran:

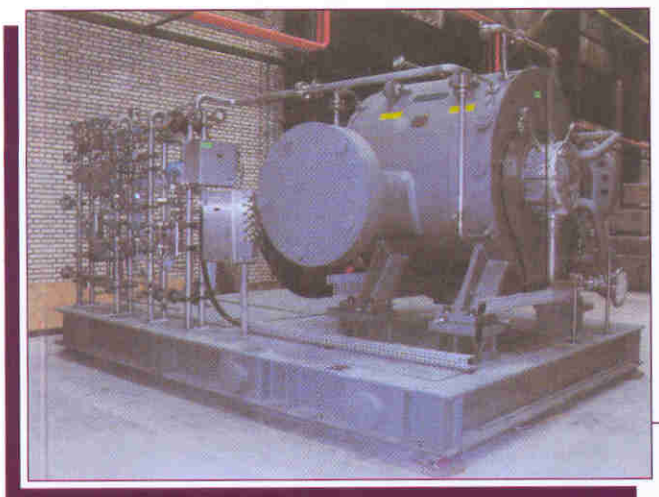
After the introduction of compressors in the various oil and textile industries in Iran which are considered the first industries, repair shop in Isfahan under the title of Barani, managed to design and manufacture a compressor (Figure 1) with a low capacity in 1956 (1335) after five years of consistent efforts in Isfahan where various industries were in process of formation and establishment. This manufacture was officially recorded in the history of national industry of Iran under Reg 1343-6430-48-1-500 (baron co).
Despite all crises in the years of 1964 - 2003 (1343 -1382) this industry was followed with persistent efforts as a national goal. This industry was developed and promoted to the manufacturing of gas and air compressors with the capacity of 100 cubic meters per minute and the pressure of 1 - 600 Bars of oil-free type according to API Standard and full fundamental design (Figure 2) This manufacture has met a part of the industrial demands and requirements in Iran.

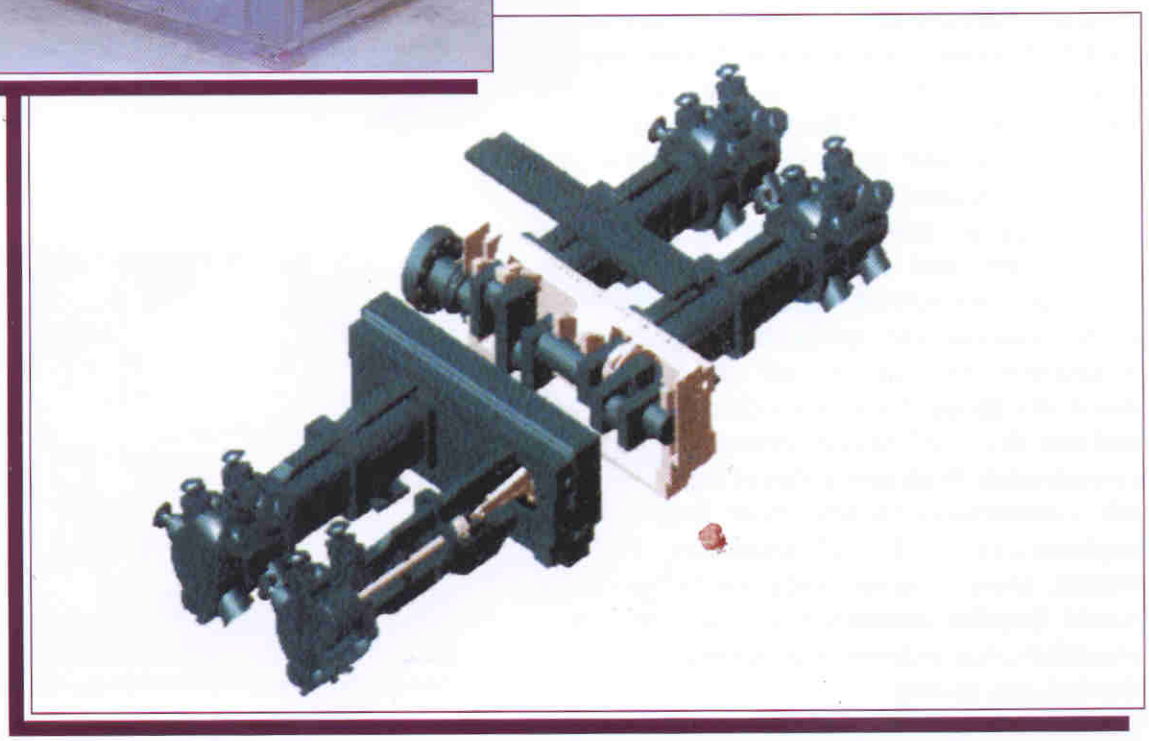
Figure1- Typical of first Compressor Design in Iran

ln the years of 2090-2003 (1379-82), with effective support, consistent follow-up actions and persistent efforts of Kalay-e-Naft-e-Tehran Company and National Iranian Gas Company and hardworking and experienced experts of the Ministry of Oil, new developments were introduced for the compressor technology transfer by establishing Oil Turbo Compressor Company (OTC) with the aim of turbo-compressors technology transfer with the capacity of 25 Megawatts for meeting some demands of the National Iranian Gas Company Which has been another stride taken towards the promotion of technical know-how and manufacturing potential in Iran.

Backed by Kalay-e-Naft-e-Tehran Company and Jahan-Haffar-Energy Company, Baron Company has managed to take an effective end fundamental stride to realize the following aims in cooperation with the foreign partners:

- Transfer of reverse engineering technology in the manufacturing of parts for the process compressors and utility compressors for instrumentation;
- Modernizing the old compressors;
- Transfer of the manufacturing and engineering design technology of process compressors (centrifugal, screw compressors and reciprocating compressors).





Reciprocating process H type gas compressor - Design in Iran 2000-2003

1-INTRODUCTION TO TURBO MACHINERY

1.1. Definition

The term of turbo machine has two separate words: turbo and machine. Turbo is a word with a Greek root, which means a generating wheel. The term of turbo machine is used in the English, French and German languages in theory and practice.

A turbomachine is made up of a main component which has one wheel or more. The word of wheel may be substituted for a vane or a rotor. The wheel or wheels are fixed on an axle with which it rotates The wheel has several vanes which are symmetrically placed on the rotating axle. There occurs an exchange of energy between fluid and the wheel when fluid passes through the vanes. By this definition, we shall have two types of turbo machines:

1 When mechanical energy is transferred from the wheel to the fluid, the energy of the fluid is increased.

2 When the energy latent in the fluid is transferred to the wheel, the wheel starts To rotate.

The turbomachines of type I are called the power-receiving turbo machines and those of type II are called power-giving turbo machines This power is a mechanical power. Therefore, turbopumps, turbo ventilators, turbo compressors, ship vanes, aircraft propellers or helicopter propellers are of type I and all other types of the turbines are of type II.

Although these machines differ widely in application and internal structure, all are the same in their main part which is made up of one rotating wheel or more on it. For this common main part of these machines, we can base our general overview of all various turbo machines on the same principle. Then, we can extend the equations and relationships resulted from the study of one turbo machine to other types of turbo machines.

In this pamphlet, turbo pumps are studied as the basic type of turbo machines in view of the extensive application and manufacturing in Iran. In this way, we can explain other turbo machines in the future.

1.2. Application of turbo machinery and their advantages:

Turbo machines were actually developed in manufacturing, production and application after World War II when progress in aerodynamics was applied to the turbo machines Turbo machines with high power and efficiency were entered into the arena of industry, replacing other machines in most cases. In contrast with the reciprocating machines in which the reciprocating movement should be converted into rotary movement on one hand, and for the progress made in casting technology, machining and metallurgical sciences, on the other hand, turbo machines have been made with high RPM and huge powers in small sizes. Since no cylinders and no pistons are used in the turbo machines turbo machines are extensively used in industry. In the aircraft manufacturing ultrasonic and infrasonic turbo machines have replaced the reciprocating (cylinder-piston) machines. With using these turbo machines gigantic airplanes and war planes were manufactured which are operated at a rate of speed very much higher than the sound velocity. In the field of electricity production, the electricity supplying networks were rapidly expanded with manufacturing the water, steam and gas turbines and with establishing power plant with a capacity of hundreds of Megawatts,. Today, the diesel generators are used only for the electrical power production within the range of Kilowatts.

In the networks for supplying water for cities, irrigation systems and agricultural purposes, turbo pumps are used only for water transfer or drawing water from water wells. In the petroleum industries, petrochemical industries,

food industries, thermal and cooling installations, the compressed air systems in factories, and ventilation of mines, turbo compressors ventilators and turbo pumps are extensively used. In transport industry, turbo machines have played an important role in ships, motorized boats and turbo trains.

The Advantages of Turbo machines

1. High power transmission in small size space and low weight in comparison With other machines;
2. High efficiency;
3. No need for the conversion of the reciprocating motion to rotary motion;
4. Low price of the machine in comparison with useful production power;
5. Continuous exchange of energy between machine and fluid.

1.3. Classification of Turbo machines

Turbo machines may be classified in various types in view of various aspects.
Turbo machines can be classified with considering four aspects:

A. The route of fluid motion;
B. Compressibility of fluid;
C. Method of feeding wheel;
D. Direction of exchange of energy.

A. The route of the motion of fluid:

This is the most conventional classification of turbo machines In this respect,
turbo machines are classified into three types:

Centrifugal turbo machines with radial Flow;
Axial turbo machines;
Semi-centrifugal turbo machines (Mixer turbo machines).

In the turbo machines of the first type, the inlet and outlet routes of fluid are perpendicular. These turbo machines are used for high pressures in low flow.
In the turbo machines of the second type, fluid enters the wheel in parallel with the axle and exits the wheel in parallel with the axle. These turbo machines are used for low pressures and high flow.
In the turbo machines of the third type, the inlet route and outlet route of fluid are in motion as inclined with each other. These turbo machines are used for medium pressures and medium flow.
Figure 1-1 shows three samples of the said wheels. This classification is of very high importance in view of the fundamental difference between the methods applied in the designing of axial and centrifugal wheels. This type of classification is not applied to the impulse turbo machines.

B. Compressibility of Fluid:

Turbo machines may be classified into two types in view of the property of the compressibility of the working fluid:

Turbo machines with compressible fluid;
Turbo machines with incompressible fluid.

This type classification is very important in view of the analysis of the motion of the fluid in these machines. The various phenomena in the turbo machines with the compressible fluid may be studied on the basis of the principal laws of the fluid mechanics. The turbo machines with compressible fluid may not be studied without applying the fundamentals of thermodynamics and heat transfer. The turbo machines with incompressible fluid are also called water turbo machines though the working fluid is not water. The turbo machines with compressible fluid are called gas turbo machines and, in some cases, they are called thermal turbo machines It should be noted that the ventilators with low pressure are categorized as the turbo machines with incompressible fluid although they transfer the compressible fluid. The reason is that the changes in the specific mass are actually slight in them. In this classification we would better substitute fluid flow for the fluid.

C. Method of feeding the wheel:

There is another classification among turbines. If fluid enters the wheel through all the surface

of the wheel, the turbine will be called as the complete feeding type. If the fluid enters one part or more of the surface of the wheel, they will be called turbo machines with partial feeding.

The turbo machines with partial feeding are called impulse turbines, because the static pressure of the fluid is stable while passing through the wheel and the atmosphere pressure is applied to the wheel.

In the turbo machines with complete feeding, the static pressure of the fluid varies from entry point to exit point. For this reason, these types of machines are called reaction machines. Today, most of the turbo machines are of the reaction type and of the complete feeding. One of the impulse turbo machines which has high efficiency as an alternative is the Pelton turbine.

The oldest type of impulse turbo machines is water wheel which used to be installed on the route of rivers for energy supplying. The water wheel was rotated with the stream of water. Today, the water wheel is not used any longer.

D. Direction of the Energy Conversion

As already said, if the kinetic energy and potential energy of the fluid are transferred to the wheel for producing mechanical power, we shall have power giving turbo machines If the mechanical energy on the axle is transferred to the fluid through the wheel, causing an increase in pressure and velocity of the fluid, we shall have power receiving turbo machines. All turbines are of the first type of turbo machines and others are of the second type. There are other types of classification on the basis of the internal structure of turbo machines and the type of applications. These types of classification are not of general purpose. Each classification is usually applied to any special machine. For example, ventilators are called suction ventilators or blowing ventilators or suction-blowing ventilators, depending on the point of its installation in the circuit.

Similarly, pumps are classified on the basis of the operation and/or installation of them.

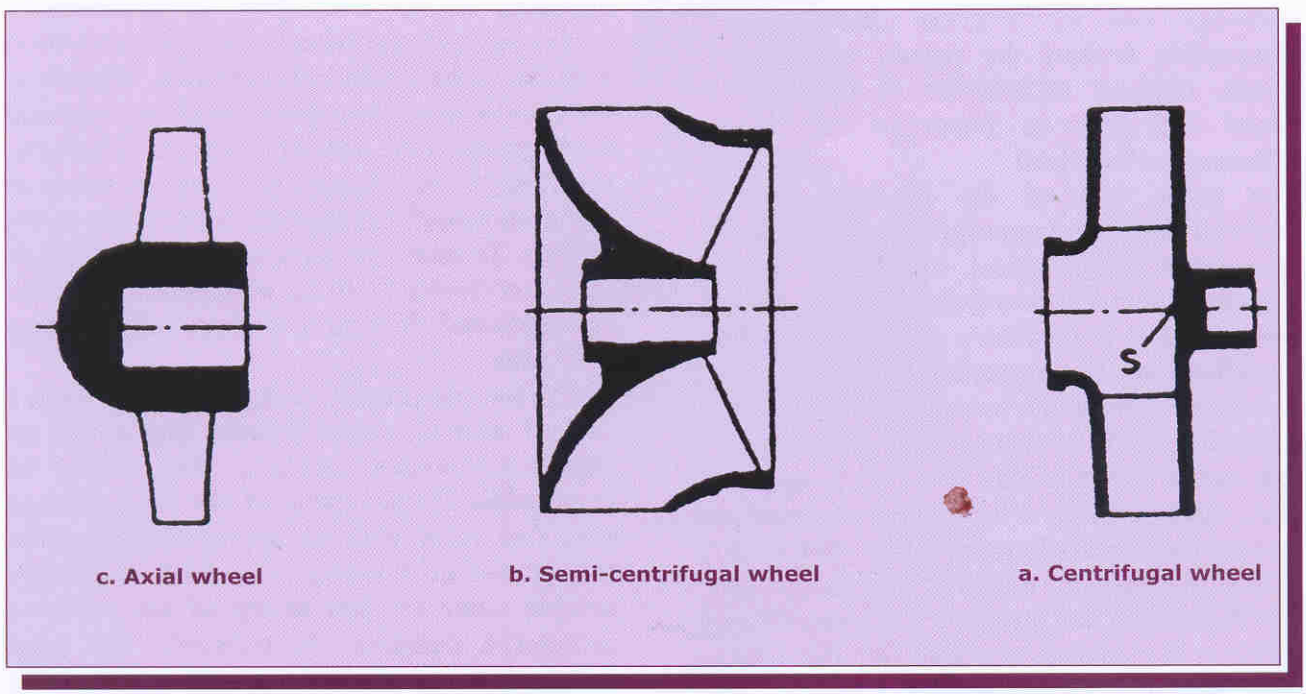


Figure 1-1. Three samples of the wheels of turbo machines

In summary, we can say each of these classifications can be useful in any specific application. The classifications type A and type B are of general purpose and are emphasized more.

1-4. Structure of Turbo machines

Turbo machines are called one-storey or multiple-storey, depending on having one or several wheels.

One-storey turbo machine is at most made up of four parts:

1. Guide part;
2. Wheel;
3. Diffuser and/or nozzle;
4. Collector.

In view of the internal structure, the principal part of one turbo machine is its revolving part. This revolving part is called wheel or runner in water turbines, and impeller in turbo pumps and rotor in the compressors, steam turbines and gas turbines.

Turbo machines need to have other components for completing the process of the energy exchange and for a good efficiency. The appropriate feeding the wheel, and in other words, uniform distribution of fluid on the wheel will play an important role in the efficiency of the wheel.

The guide part of the machine will be responsible for the appropriate velocity at the entry point of the wheel. The fluid expelling from the wheel will be collected by the collector. Sometimes it is necessary to change the flow specifications. For example, the kinetic energy may be converted into pressure energy in which a nozzle or a diffuser may be used. In general, one turbo machine has four main hydraulic parts. Except for the wheel which is a main and indispensable part of a turbo machine other parts of the turbo machine are different in importance. For this reason, the structure of one machine is different for another machine. We can explain this matter with some examples.

In a conventional centrifugal pump, the guide part is a simple pipe which directs water from the pump to the wheel (Figure 1-2). The energy of the fluid is of both kinetic and potential forms when it exits the wheel. Since the fluid transfer with low velocity and high pressure has higher efficiency than that of the fluid transfer with high velocity and low pressure, the main part of the kinetic energy of the water expelled from the wheel should be transferred to the pressure energy (the drop in pressure is in proportion to the square velocity). A diffuser which is a spiral cavity constituting two parallel walls placed at the outlet of the wheel is responsible for this energy conversion. The collector of the pump is a casing with a spiral cross-section called a spiral cup in which the fluid is collected symmetrically from the periphery of the diffuser to be directed to the outlet of the Pump.

Contrary to the centrifugal pump, in the Francis turbine, water first enters the spiral cup which is responsible for the uniform distribution of debby around the periphery of the guide vane. For this reason, it can be called as the distributor. Two guide vanes comprising the fixed and adjustable vanes provide the appropriate direction of the inlet flow to be correctly contacted with the wheel vanes in proportion with the various debby (Figure 1-6). Therefore, the spiral cup and two guide vanes are regarded as the guide of the turbine. At the same turbine, fluid may be accelerated between the vanes of the guide wheel, functioning as the guide of the turbine. To make the most use of the energy of the water ejected f rom the wheel, the outlet flow is transferred through a diffuser called a pipe discharge.

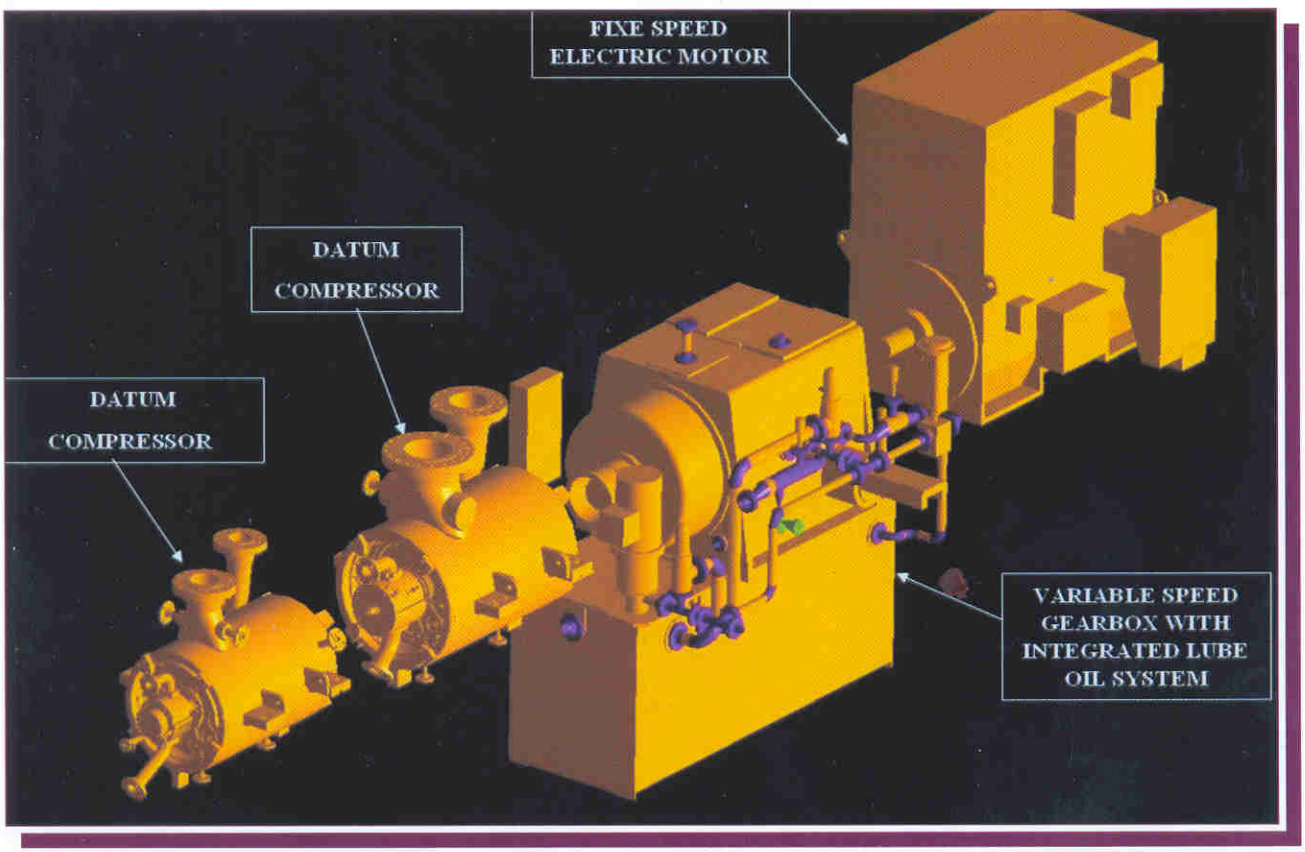
In an axial compressor, each storey constitutes a row of moving vanes (rotors) and a row of stationary vanes (stator). The stator is responsible for the speed of the flow ejecting from the rotor with an appropriate direction toward the next storey. The fluid is directly ejected from the last storey of the machine without a collector. In principle, the axial machines do not need to have a collector.

In the ordinary fans or overhead fans as well as ventilators which are installed on the windows

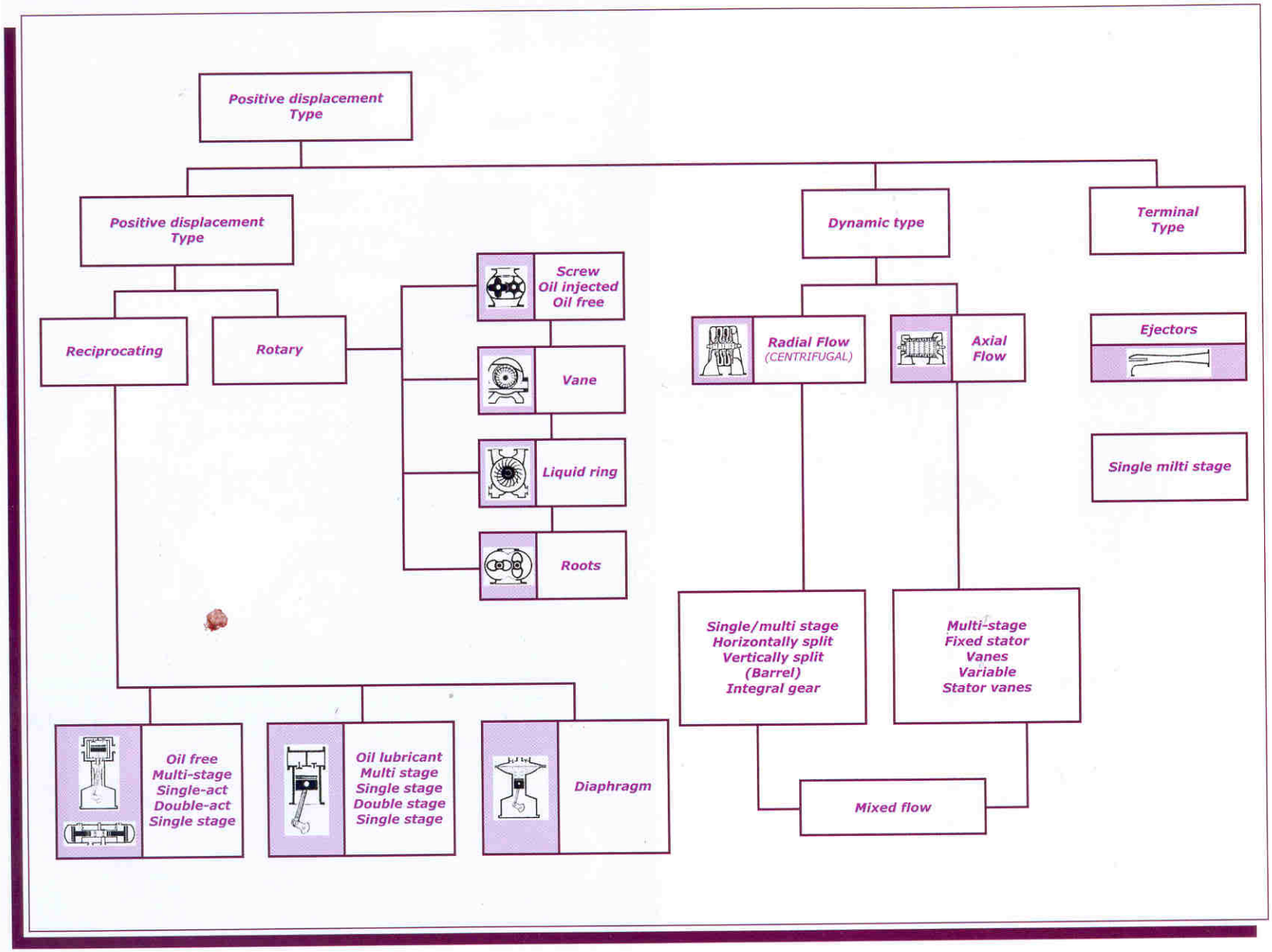
for changing air in an space, all parts are ignored except for the rotating part. In this case, the fluid, the air, directly enters the vanes and exits from them. In these cases, the price of a machine and easy operation of the machine are very much more important than the efficiency of the machine. Concerning the Francis turbine, a huge investment is made for the establishment and construction of water power plant for a higher efficiency. For this reason, all turbo machine parts and components are installed and considered for this purpose with a careful study of each of them.

Except for the wheel which is an indispensable part for each one-storey turbo machine other parts and components can be very complicated for their installation on the turbo machine or they may totally be ignored, depending on the operating specifications, machine power and efficiency we expect to enjoy and the cost price of the components.

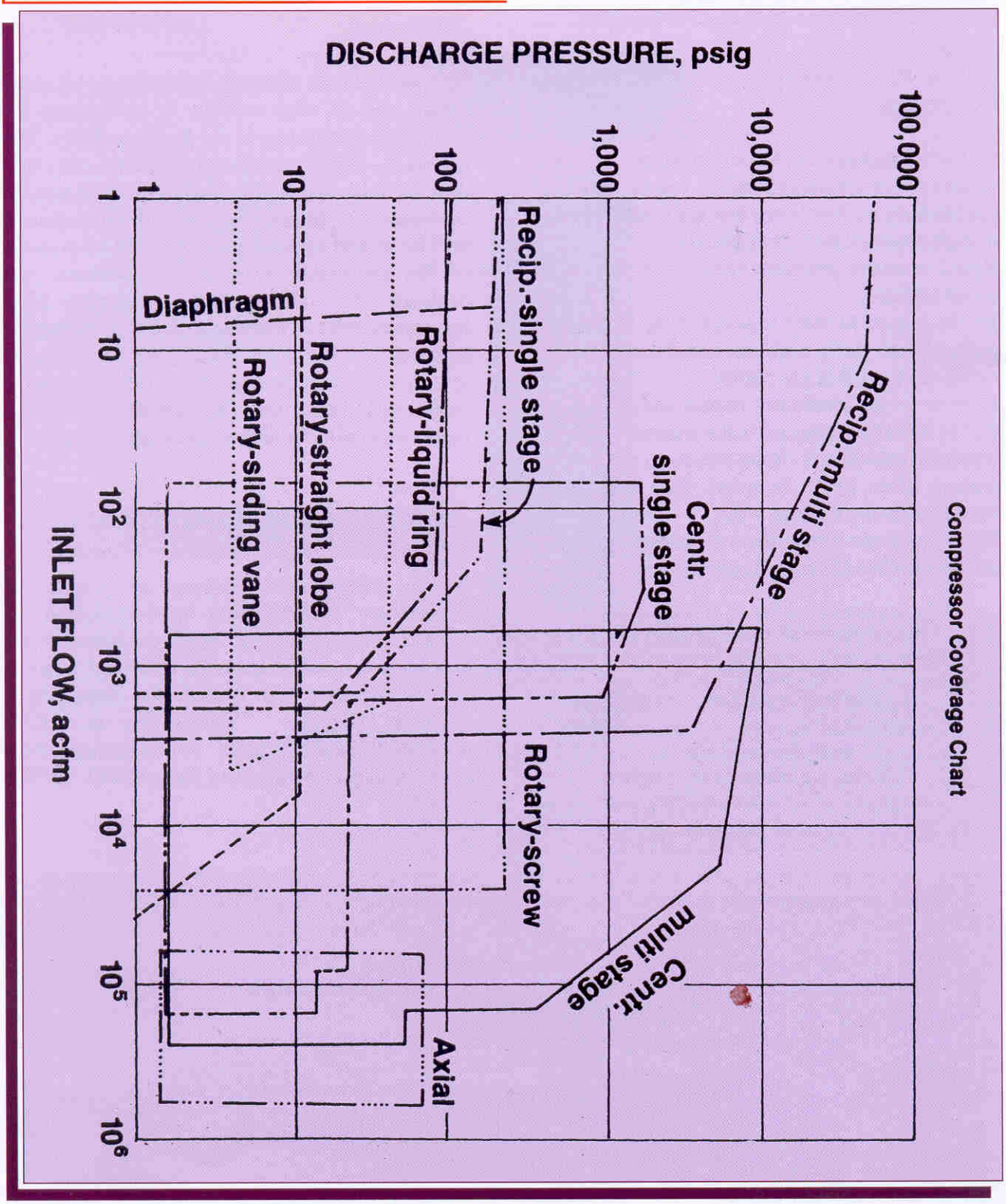
A multi-storey turbo machine is, in reality, made up of several one-storey turbo machine for higher pressures. In centrifugal machines, the return channels between the two wheels play the role of both a diffuser and a guide, while in the axial turbo machine the two moving wheels are responsible for doing this job.



COMPRESSOR COVERAGE CHART



COMPRESSOR COVERAGE CHART



POSITIVE DISPLACEMENT COMPRESSOR TYPES

- Screw
- Piston (Reciprocating)
- Diaphragm

Screw compressors in comparison to other positive compressors, have lesser demand, particularly oil free types that are more sensitive in high pressure service application.
Rated working pressure ranges are limited to about 15 Bar.
So, In regard to their susceptibility to work in arduous and dusty ambient conditions they are rarely used in oil & gas plants.
In spite to the weakness mentioned above and due to fewer moving parts for maintenance and repair ,in case of providing means to prevent the mating lobes to be Jammed, they will have lesser operation costs as well.
However some types of screw compressors are utilized for boosting and injection gas purposes.

The advantages of centrifugal compressor over a Reciprocating machine are:

- Lower maintenance Expenses.
- Greater continuity of service and dependability.
- Less operating attention.
- Greater volume capacity per unit of plot area.

PISTON COMPRESSOR TYPES

-oil injected
-oil free
Oil injected type compressor has higher friction losses and is used seldom in instrument air compression systems in oil & gas industry. The reason is, intake air always contains some fine dust particles that is impossible to arrest them by conventional filters. So entered contaminant will be mixed up with moisture and oil content of the air under discharge temperature and pressure into the cylinder, creating slug formation which increases friction resistance between moving pants (rings) against cylinder. In case of formation deposit on valve passages, valve efficiency will be lowered too and increasing cylinder temperature accordingly.

CENTRIFUGAL COMPRESSORS

Baron compressor company in respect to technology transfer and modernization of mature, compressors has performed an extensive investigation with technical support of one of the best global gas compressor suppliers (Dresser - rand), that is briefly presented here in after accompanied with some standpoints extracted from API 617 - 1988 as well.

The advantages of a reciprocating compressor over a centrifugal machine:

- Less sensitive to surge
- Greater flexibility in Capacity and pressure Range
- Higher compressor efficiency and lower power cost
- Capability of delivering higher pressures
- Capability of handling smaller volumes
- Less sensitive to changes in gas composition and density

General Description

Multistage centrifugal compressors applicable to process gas services are generally supplied in two basic configurations traditionally defined as horizontally split and vertically split (Fig. 1)
Current API Standard Specifications refer to horizontally split models as "Axial Split" and vertically split units as "Radial Split". Throughout this bulletin the traditional terms, horizontal and vertical, will be applied.
API Standard 617 (1) generally requires the use of vertically split compressor cases when the partial pressure of hydrogen (at maximum case working pressure) exceeds 200 PSI.
Other parameters which influence the horizontal/vertical split decision include the absolute operating pressure of the service and ease of maintenance for a particular plant layout.
General industry definition of materials used for these compressor cases is again influenced by the intended service.
Steel cases are required when the service includes:(2)

1. Air or non-flammable gas pressure greater than 400 PSI.
2. Air or non-flammable gas at discharge greater than 500 Deg. F.
3. Flammable or toxic gas

Cast iron cases are generally allowed for services other than those described above.(3)
The horizontally split centrifugal compressor (Fig. 2) features a top half and bottom half joined by case studs or bolts through a flange at the horizontal split.
Access to the compressor internals for maintenance is achieved by removing the top half of the case (Fig. 3). Access to bearings and seals, however, is achieved without top half removal.

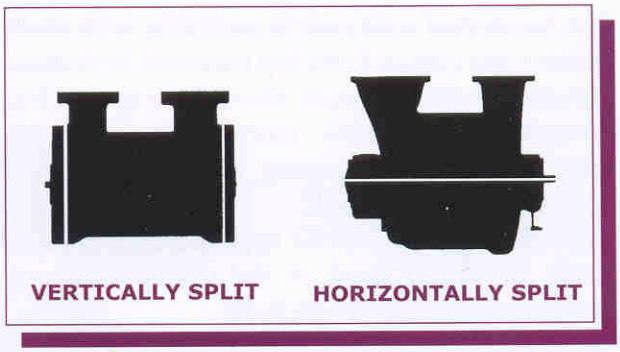


Fig.1

Fig.2

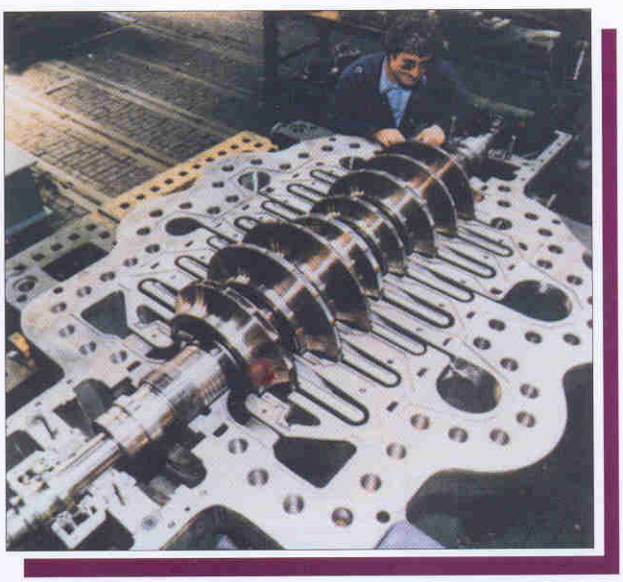


Fig.3

(1) API 617, Fifth Edition, April 1988, Para. 2.2.8.
(2) API 617, Fifth Edition, April 1988, Para. 2.2.6.
(3) API 617, Fifth Edition, April 1988, Para. 2.2.7.

The horizontal split case is available with main process gas connections top mounted or bottom mounted (bottom mount shown in Fig. 2). Top mounted connections increase maintenance time since process piping must be removed before lifting the top half.

Typical materials[4] (with appropriately applied grade or class) used in the construction of horizontally split cases include:

MATERIAL	RANGE	APPLICATION
Cast Iron	ASTM A278	(-50°F - 450°F)
Ductile Iron	ASTM A395	(-20°F - 500°F)
Cast Steel	ASTM A216	(-20°F - 750°F)
	ASTM A352	(-150°F - 650°F)
Fab. Steel	ASTM A516	(-50°F - 650°F)
	ASTM A203	(-160°F - 650°F)

Lower temperature services with high nickel content materials.

(4) API 617, Fifth Edition, April 1988, Appendix B

A generalized pressure-capacity chart is shown (Fig. 4) for horizontally split compressors. Specific ranges and pressure breaks vary from manufacturer to manufacturer, however, this shows a fairly complete range covering most multistage, horizontally split, centrifugal applications.

Generally, the pressure-capacity ranges are covered in standard case sizes or frame sizes. A typical frame chart is shown in Figure 5 covering both cast and welded (fabricated) case construction.

As shown in Figure 4, the flow range extends through 360,000 CFM. This flow is generally achieved in centrifugal compressors using a double flow configuration (will be discussed later). Single flow configuration would extend to 180,000 CFM.

In smaller flow compressors, horizontal spti1-designs can be applicable at pressures in the 800 PSI to 1000 PSI range.

It should be noted here that any flow/pressure frame ranges discussed in this presentation vary from manufacturer to manufacturer and have been established on the basis of served market needs, therefore, any of the data shown is subject to change with market requirements.

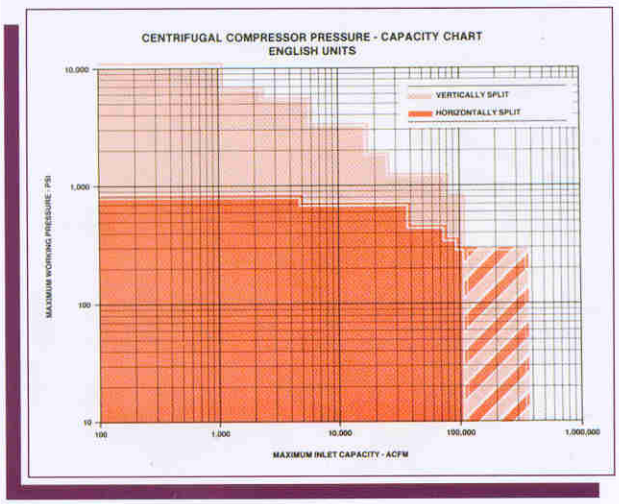


Fig.4

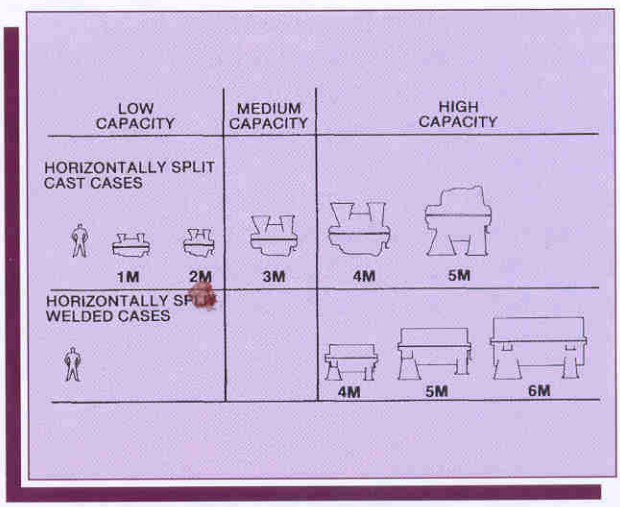


Fig.5

Vertically split compressors (Fig. 6) feature a complete cylindrical case with access to the rotor and internals achieved by removing the end closures or heads at the end of the compressor. Note that the compressor shown in Figure 6 has end closures or heads held in the case cylinder with shear rings as opposed to being bolted to the compressor case thereby greatly simplifying maintenance procedures. Again, as with horizontal cases, bearings and main seals can be maintained without removal of the large heads.

As indicated previously, selection of the vertically split case depends on the partial pressure of hydrogen in the gas, the pressure of the process and the plant layout or arrangement as related to maintenance.

For maintenance of the rotor and other internal parts (other than bearings and seals), after the heads have been removed the internal case (bundle) is extracted from the outer, pressure containing case (Fig. 7).

Fig.6

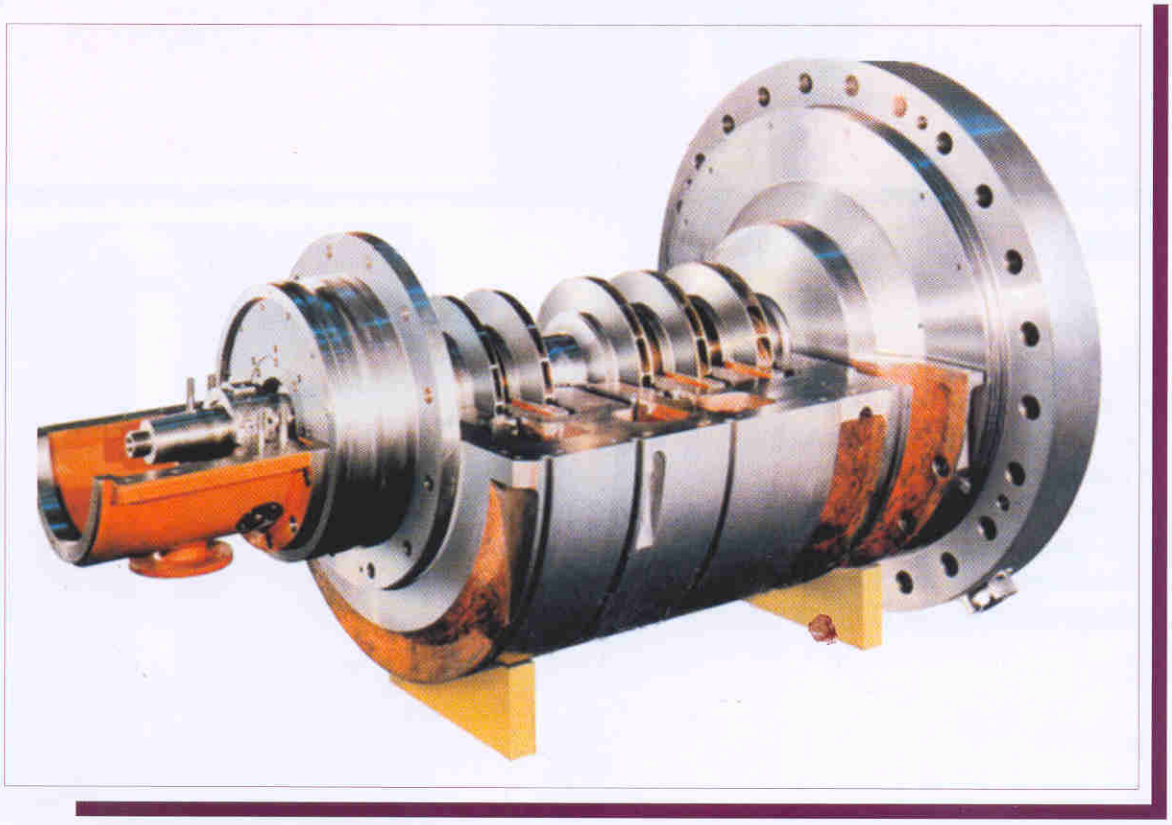


Fig.7

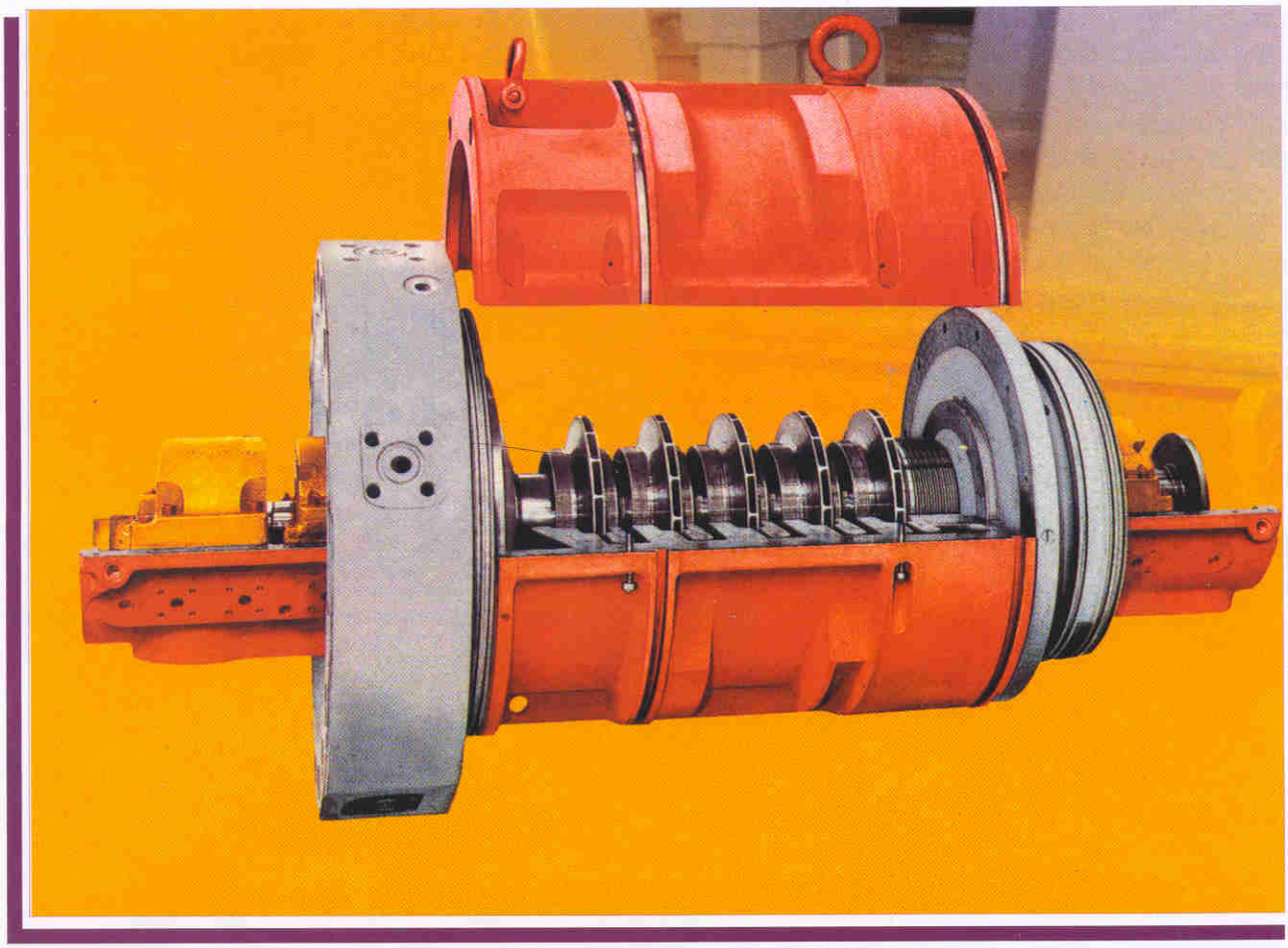


Fig.8

-The inner case is then dismantled as one part or piece by piece to expose the rotor (Fig. 8).
Such a maintenance feature has a distinct advantage in ground level mounted, top connected applications which are typified by large gas turbine drive applications where maintenance can be achieved without removing the large process pipe (Fig. 9).

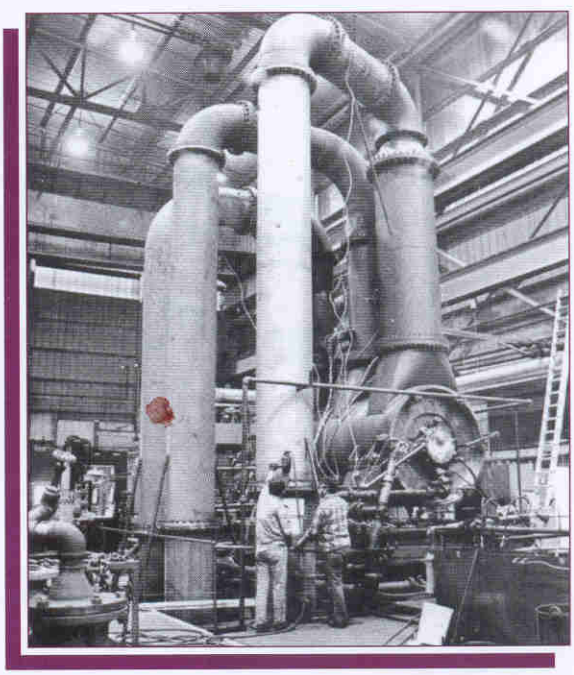


Fig.9

An overlay of the vertically split compressors pressure/flow capability on the previously shown horizontally-split compressor chart is shown in Figure 10.
Again, range will vary from manufacturer to manufacturer; however, Figure 10 shows pressure range required and available for application.
-Pressures to 10,500 PSI as required for services such as gas injection.
-Pressures in the 2,000 to 5,000 PSI range for processes such as ammonia syn gas and methanol syn gas.
-Lower pressures in high flow equivalent to horizontally split lines.
Note that while current standards require cases be designed to ASME codes, case thicknesses are usually quite conservative compared to code requirements (in thickness) since a primary criteria is mechanical rigidity of the case.

Typical flow range of frames shown in Figure 11 include:

Low Capacity to 9,000 CFM
Medium Capacity 9,000 to 35,000 CFM
High Capacity 35,000 to 180,000 CFM (Single Flow)
360,000 CFM (Double Flow)
Typical Materials[5] for Vertica1ly Split Compressors:
Forged - ASTM A266 (-2O to 650°F)
welded - ASTM A516 (-50 to 650°F)
ASTM A203 (-16O to 650°F)

Again, lower temperatures are possible with high nickel materials.

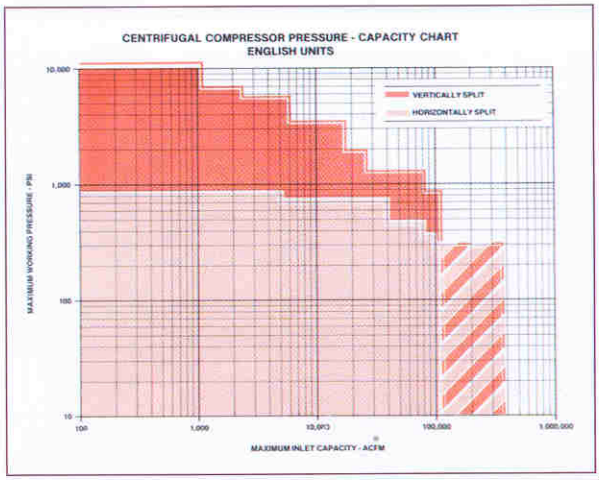


Fig.10

(5) API 617, Fifth Edition, April 1988, Appendix B.

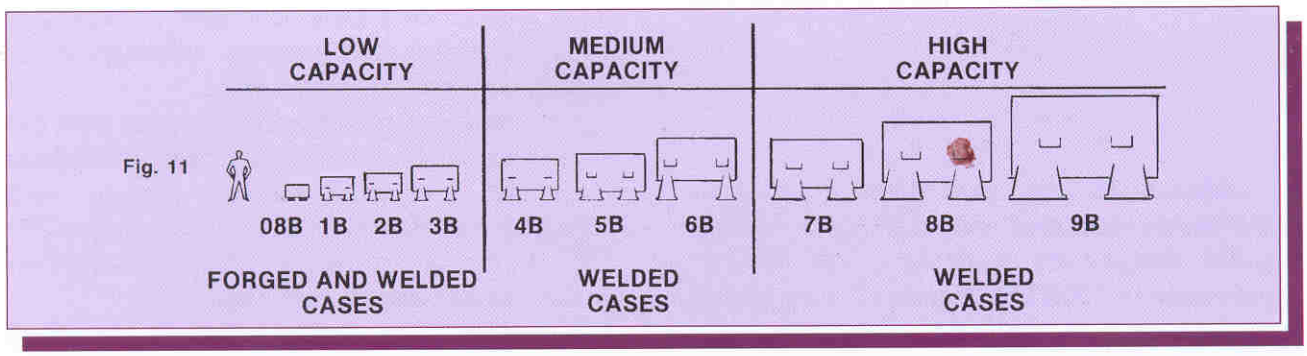
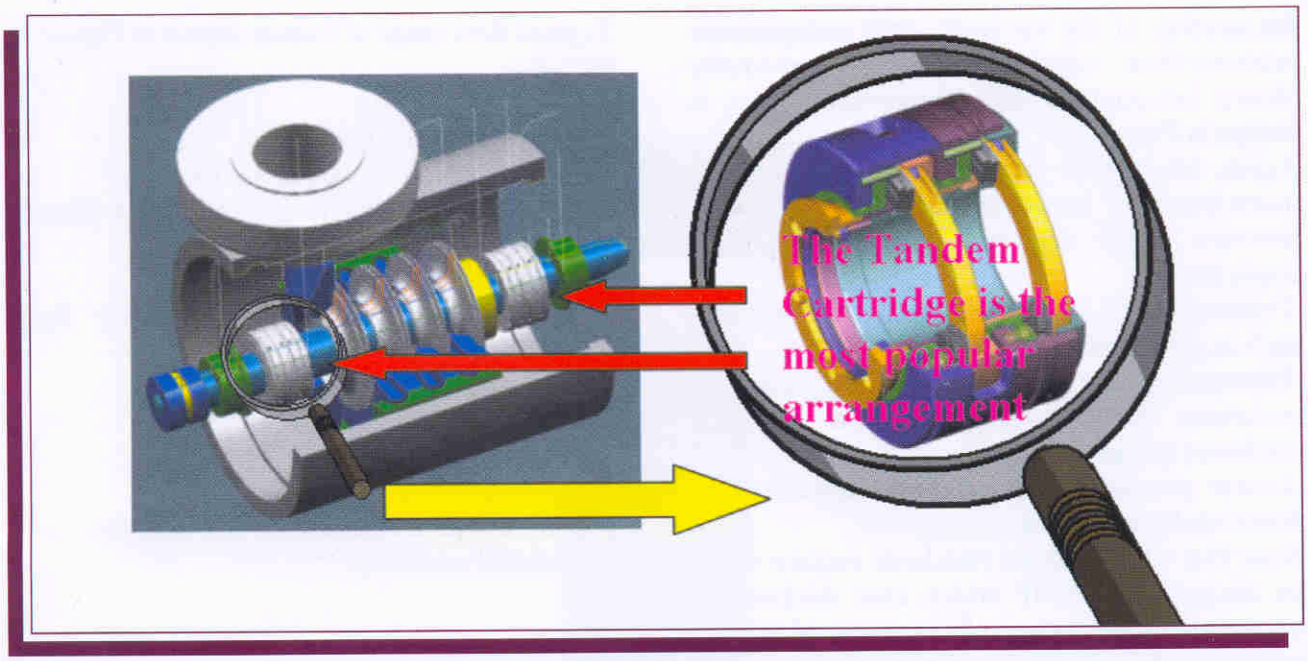


Fig.11



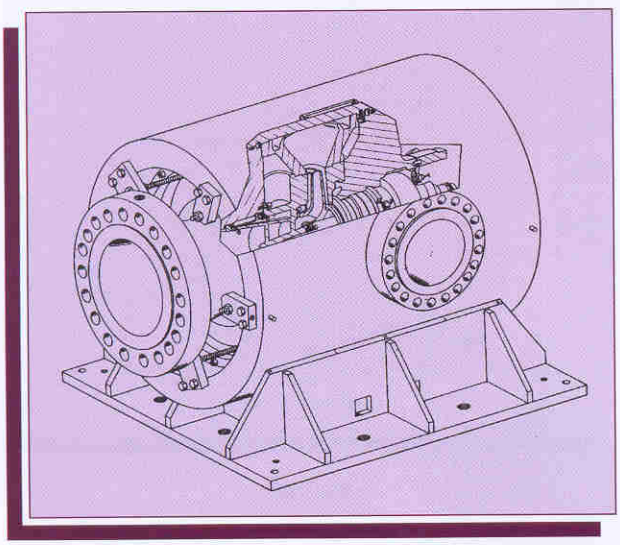


Fig.12

In addition to the multistage centrifugal compressors discussed, single stage, overhung, impeller designs are available in pressures to approximately 2000 PSI. Figure 12 shows such a configuration as applicable to high pressure pipeline service for natural gas.
Note the vertically split construction.

The internal view of the compressor shows:
-Overhung Impeller Design
-Direct Inlet Flow into the Impeller "
-Discharge Volute
On low pressure units the volute can be of the "free" type, however, here the volute is contained in an outer casing due to the high pressure application.
Lower pressure compressors find use in recycle service such as catalyst regeneration as well as other services.
Another type centrifugal compressor is the integral gear compressor (Figure 13). Typically, these compressors have been used as packaged air or nitrogen compressors although other applications could be considered.
Again, range of pressure/flow varies with the manufacturer. Typical flow and pressure include 2, 3 and 4 stage (impeller) designs with capacities to 150,000 CFM and pressures to 250 PSI. Higher pressures are achieved using two gear cases on a double extended driver.
A typical cross-section of a 3 stage (impeller) compressor/gear case (Figure 14) shows the design features.

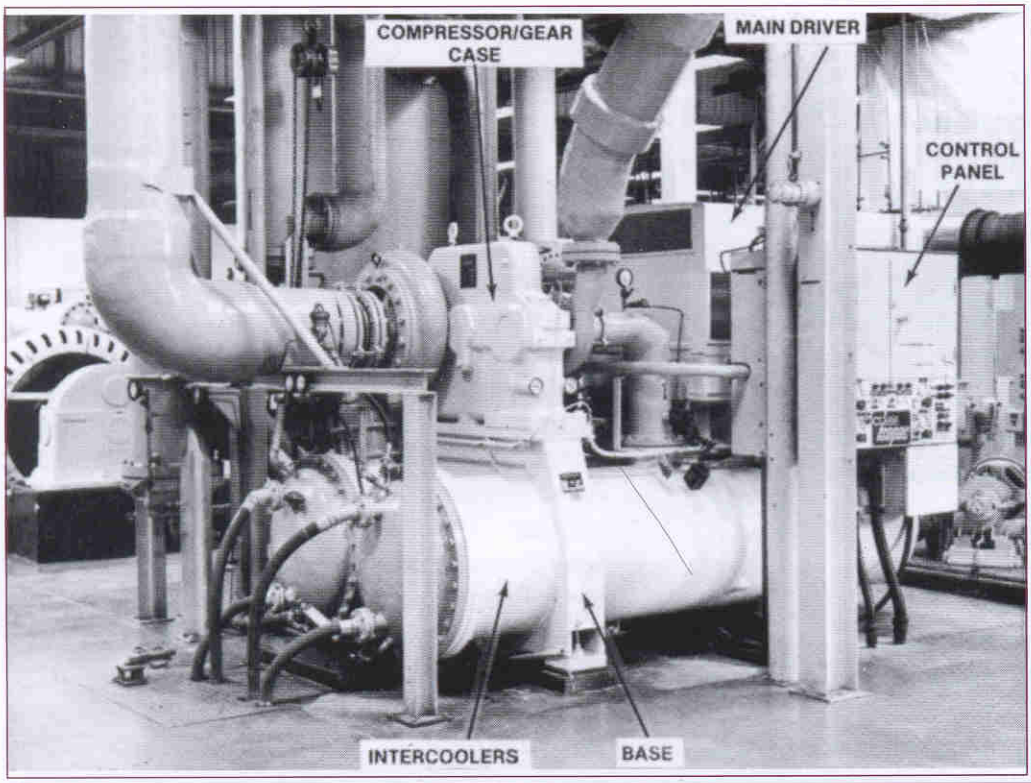

COMPRESSOR/GEAR CASE
MAIN DRIVER
CONTROL PANEL
INTERCOOLERS
BASE

Fig.13

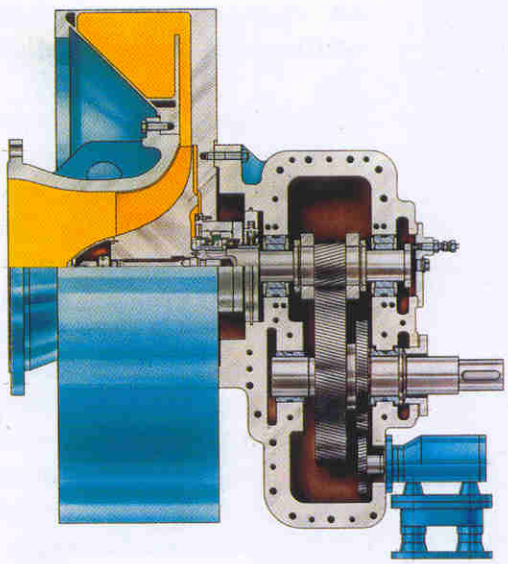


Fig.14

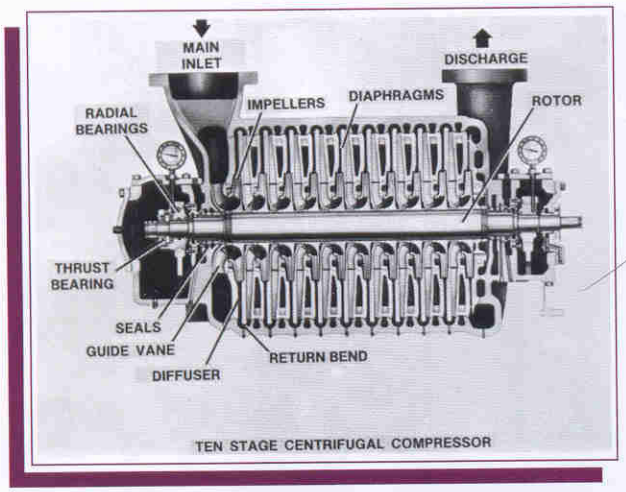


Fig.15

The features of this design include:
-Open impellers with radial blades. for max. head development.
-Volute diffusers for optimum efficiency
-(2) pinion speeds to optimize impeller specific speed and, therefore, efficiency.

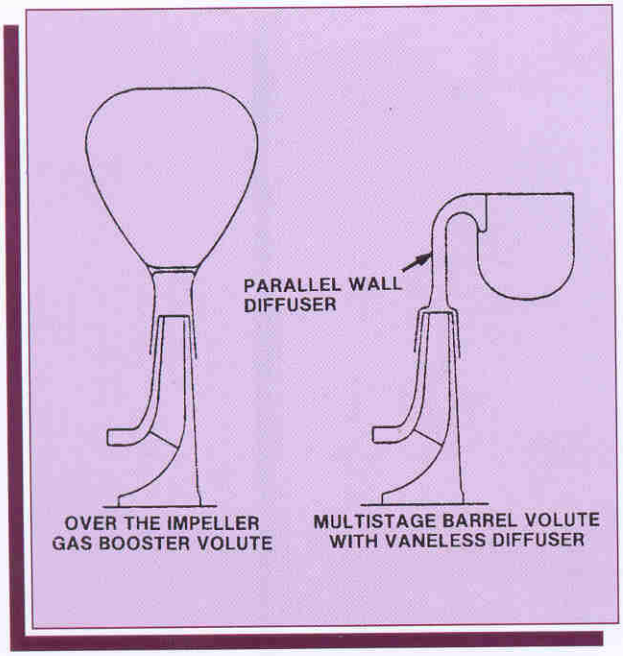


Fig.16

DESIGN APPLICATION CONSIDERATIONS

The heart of the centrifugal compressor is the impeller "stage". A stage basically consists of: (Refer -to Fig 15)
.A Guide Vane
.An Impeller
.A Diffuser
.A Return Channel or Return Bend (Diaphragm)
The efficiency of a given unit is a function of the friction and diffusion losses through these components. Other losses are associated with the compressor inlet and discharge volutes and nozzles.
Selection characteristics are influenced by the type of components available to the application engineer. Diffusers that can be applied include:

-Parallel Wall Diffusers -
Vaned Diffusers -
Volute Type Diffusers

The type of diffuser most typically used in multistage compressors is the parallel wall diffuser; single stage compressors can use an over the impeller volute type diffuser.
A comparison of these two types of diffuser/volute combinations is shown in Figure 16.
From Figure 16 it can be seen that the over the impeller, volute type diffuser requires, although more efficient, a larger case diameter and stage width than does the parallel wall diffuser. Since one usual application/selection criteria of the multistage compressor is to achieve as much head or pressure rise as possible in a given case, the parallel wall diffuser lends itself to this application since it minimizes stage spacing and, therefore, bearing span (for critical speed purposes) of the compressor. Additionally, compressor cost is reduced due to the overall reduction in case diameter.

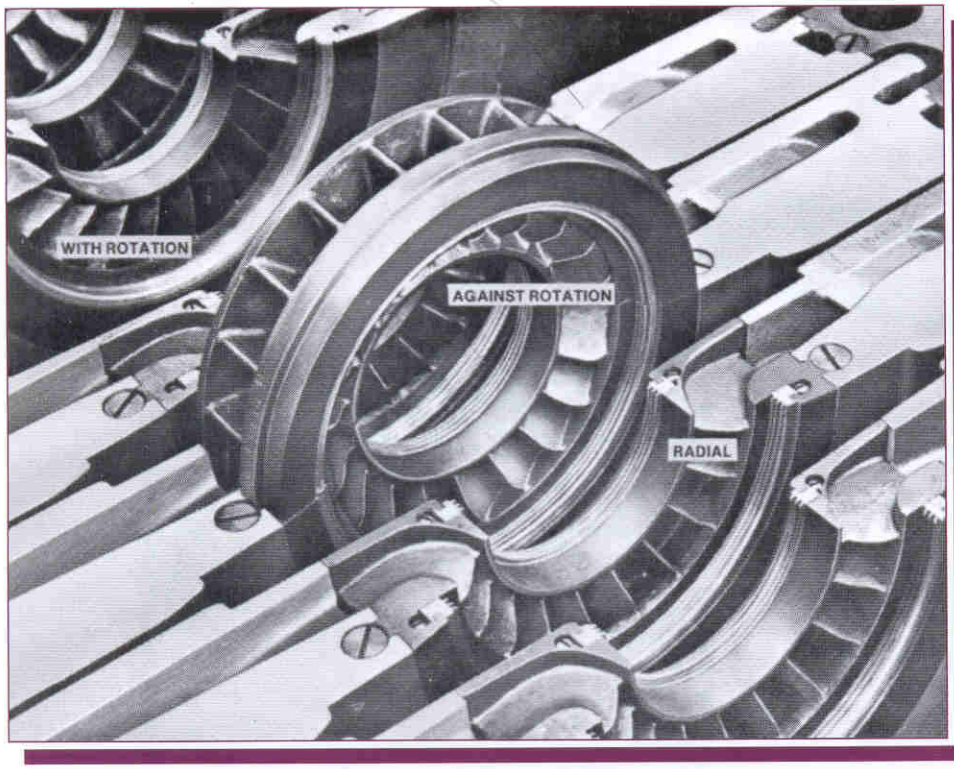


Fig.17

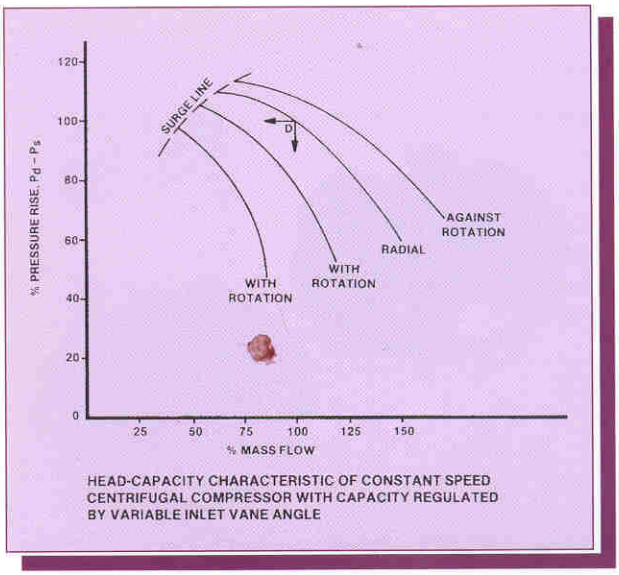
One method of controlling the stage performance characteristic is through the use of different inlet guide vane angles. Guide vanes direct flow into the impeller against impeller rotation, radially, or with impeller rotation (Fig. 17).

When viewing Figure 17, the flow of gas is basically from the upper left hand corner of the picture to the lower right hand corner. When looking from the lower right corner to upper left, impeller rotation would be counterclockwise.

The influence of various guide vane angles on a given impeller head characteristic is shown on Figure 18.

Impeller types available for use are widely varied. Shown in Fig. 19 are "open" or semi-open and closed impellers on a rotor for a charge gas compressor for ethylene service.

The radial blade, open impeller provides for a maximum amount of flow and head in one stage yet keeps stress levels sufficiently low (even in large diameter impellers) to allow acceptance of maximum material yield point criteria as specified for hydrogen sulphide service.



HEAD-CAPACITY CHARACTERISTIC OF CONSTANT SPEED CENTRIFUGAL COMPRESSOR WITH CAPACITY REGULATED BY VARIABLE INLET VANE ANGLE

Fig.18

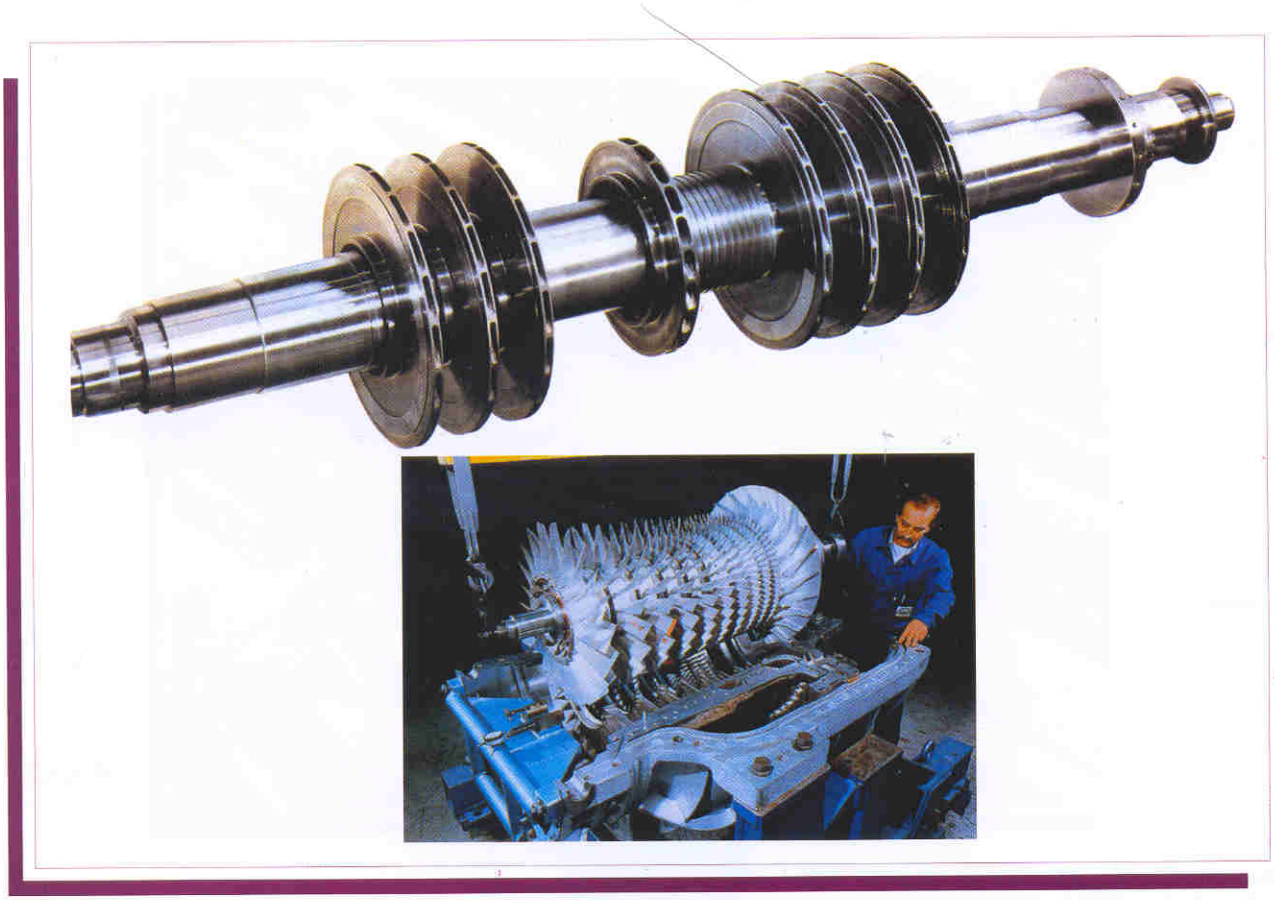


Fig.19

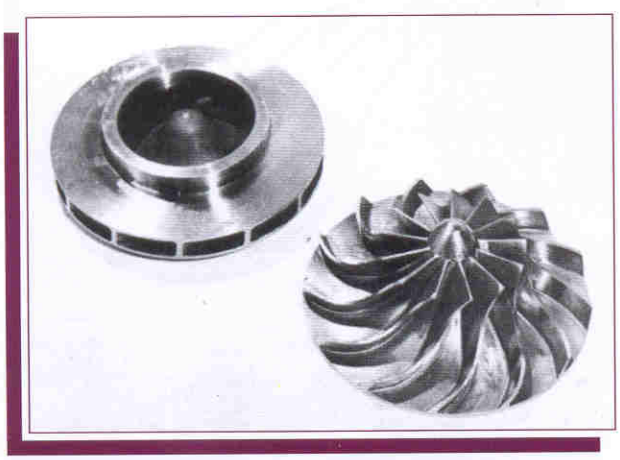


Fig.20

Note, API requirements[7] limit materials to 90,000 PSI max. yield, Rockwell C22 max. hardness when even trace amounts of hydrogen sulphide are present in the gas.

Figure 20 shows other open and closed impellers for single stage overhung designs. This time the open impeller has backward leaning blades providing a broader range of operation and higher efficiency but lower head capability. The open type impeller is generally provided without guide vanes.

Other types of impellers include the mixed flow impeller which provides high efficiency performance in high specific speed applications. The flow path through the impeller is a combination of axial and radial flow.

(7) API 617, Fifth Edition, April 1988, Para. 2.11.1.7.

Fig.21

The range of impeller sizes available for various applications is appreciable. The large rotor shown in Figure 21 is typical of large refrigeration compressors and the small rotor typical of high pressure service such as gas injection.

An important aspect of application and selection of equipment is associated with selection of "proven" components as required by most customers.

This usually entails a listing of impellers as directly relatable to a given service. However, a parameter exists which demonstrates experience based on similarity of design.

One aspect of similarity is cinematic similarity where velocity ratios between two respective points within two separate designs are the same. For example, if a particular location velocity as compared to the tip velocity is constant throughout the flow field, cinematic similarity is satisfied.

The second aspect of similarity is dynamic similarity. Designs are considered to be similar if the forces and the pressure field are proportional to each other.

These two aspects of similarity are combined (Fig. 22) forming the specific speea. As can be seen, only operating parameters remain including speed, volume and head.

SPECIFIC SPEED

$$N_s = f\left(\frac{Q}{ND^3}; \frac{H}{U^2}\right)$$

$$= f\left(\frac{Q}{ND^3}; \frac{H}{N^2D^2}\right)$$

$$= \frac{\left(\frac{Q}{ND^3}\right)^{1/2}}{\left(\frac{H}{N^2D^2}\right)^{3/4}}$$

$$= \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

N_S = Specific Speed
Q = Actual Flow, ACFS
N = Speed, RPM
H = Head, Ft-Lb/Lb
D = Impeller Diameter, Inches
U = Tip Velocity, FPM

Fig.22

As stated previously, the efficiency of a given stage is a function of the friction and diffusion losses through the stage component.

These loss mechanisms can be used to explain the shape of the efficiency versus specific speed curve (Fig, 23), Peak efficiency decreases as the specific speed is reduced or increased from an optimum range. This comes about as a result of the combined friction and diffusion losses reaching a minimum value (Fig. 24).

Characteristically, friction increases at the lower specific speeds. This is due to the higher velocities, increased wetted surface, and smaller hydraulic channel diameters. Diffusion, on the other hand, increases at the higher specific speeds reflecting the effects of larger capacities being turned in tight bends. When the two losses are added, an area of minimum loss and maximum efficiency results.

Stage performance of a compressor is usually represented in a pressure coefficient (Mu) and efficiency I (Eta) vs. Q /N (Capacity vs. Speed). (Fig.25)

A given impeller stage design will have a different characteristic depending on the relationship of its operating speed to the inlet sonic velocity of the gas. For higher ratios of speed to sonic velocity (N/Ao)' the head or pressure coefficient curve will be steeper at flows higher than design.

The selection of a given compressor will depend on the proper grouping of such impeller/stage characteristics.

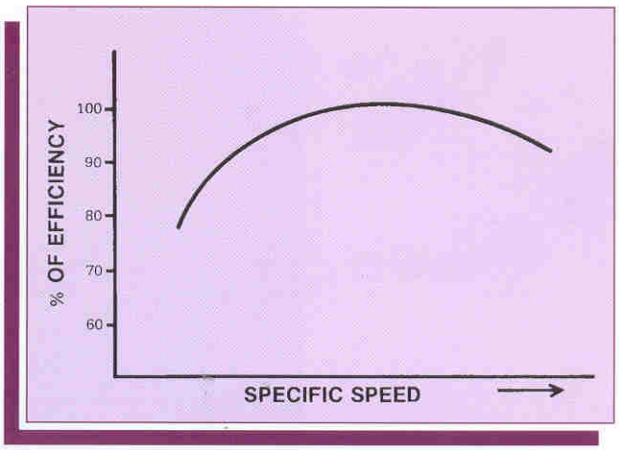


Fig.23

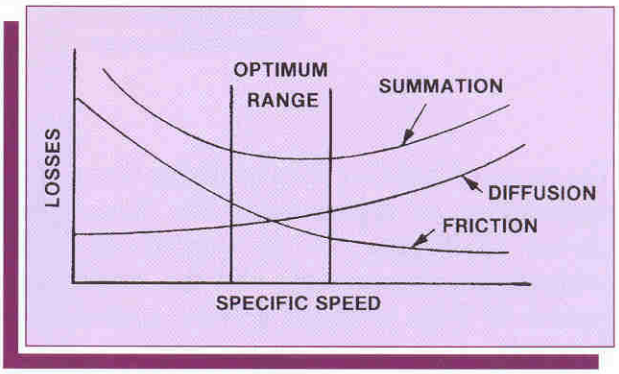


Fig.24

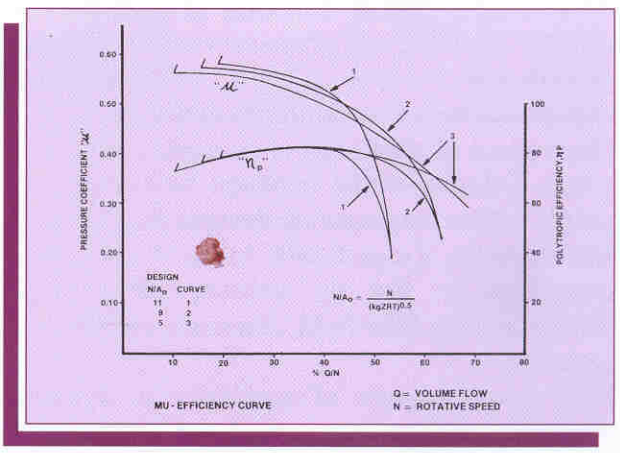


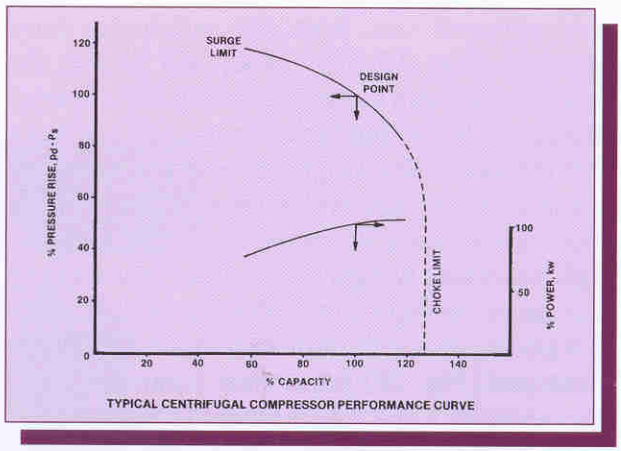
Fig.25

The performance curve is1requently referred to by other names such as; head/capacity curve, pressure/ capacity curve, surge curve, compressor map, pressure/flow curve, etc. Regardless of what is called, its purpose if the same; namely, to graphically illustrate how head or pressure and power vary with capacity. A typical performance curve is illustrated by Figure 26. Capacity using units of volume or mass flow are plotted along the horizontal axis. The customary units used along the vertical axis are; head pressure or pressure ratio (Pd/Ps). A single line usually is used to illustrate the performance of a constant speed compressor, while multi curves are used for variable speed compressors.

In addition to showing the pressure/capacity characteristic, the curve also shows important operating limits. The most important one is the "surge limit" or minimum flow point below which the compressor operation becomes unstable, The instability manifests itself in pressure and flow pulsation's which may become severe enough to damage the compressor. Therefore, an anti-surge control system is required to limit capacity at a minimum point safely away from the surge limit, The surge limit usually is clearly marked, but if not, it should be understood that the left end of the line terminates at the surge limit.

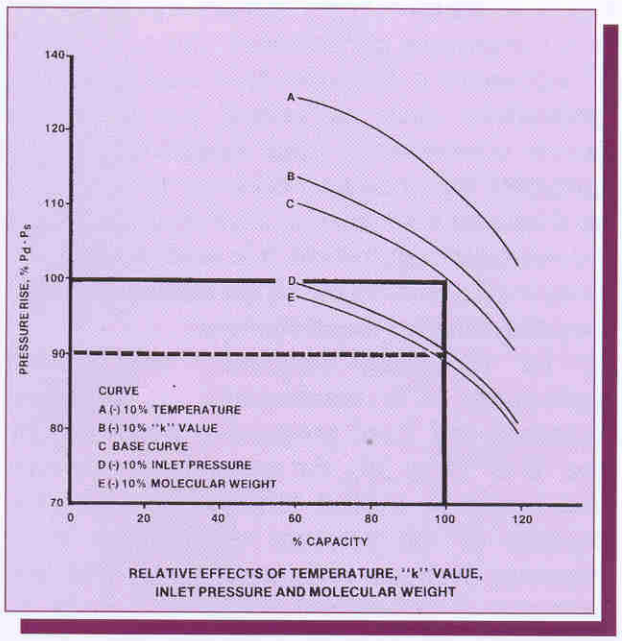
The lower right end of the line usually terminate8 before reaching a limiting condition referred to as the "choke limit". If the line was extended as shown by the dashed line, it would become vertical at the choke limit. Controls to prevent operation too near the choke limit usually are not required. However, as with most rules, there are exceptions so the possible need for choke limiting controls must not be overlooked when designing the control system.

Pressure rise in the impeller stage is affected by inlet gas pressure, inlet temperature, isentropic exponent (K), inlet pressure and mol weight, The effect of varying these conditions is shown on Figure 27.



TYPICAL CENTRIFUGAL COMPRESSOR PERFORMANCE CURVE

Fig.26



RELATIVE EFFECTS OF TEMPERATURE, "k" VALUE, INLET PRESSURE AND MOLECULAR WEIGHT

Fig.27

It is apparent that from the polytropic head equation (Fig, 28) that head, and hence, the power for a given compression ratio (Rc) varies directly with absolute temperature and inversely with the molecular weight of the gas. Since there is a limit to the amount of head which a single stage can produce, it follows that gases having a high molecular weight will require fewer stages than gases having a low molecular weight when being compressed through the same ratio. This is illustrated (Fig. 29) for several common gases. For example, 1 or 2 stages would produce a ratio of 2 if propane was being compressed, but 4 or 5 stages would be needed if the gas was methane.

The type of load on a compressor may vary anywhere between one of frictional resistance only to one of constant pressure. Illustrated in Figure 30 are three types of loads superimposed on a compressor performance curve. Line "A-A" represents a frictional type load typical of applications such as natural gas pipelines, recycle compressors, mine ventilation, etc. It represents the pressure necessary to overcome the frictional resistance of flow through piping and associated equipment. It is an ideal type load because all operating points are within the stable operating range of the compressor.

By far the most frequently encountered application is a combination of frictional resistance and fixed pressure as illustrated by line "B-B" (Fig. 30). An example of this type load would be a blast furnace for which the majority of the pressure requirement is to overcome frictional resistance; but, in addition, a pressure is maintained inside the furnace by controlling the exhaust from the top of the furnace.

Line "C-C" (Fig. 30) shows the fixed pressure

EQUATION FOR POLYTROPIC HEAD

$$H_p = \frac{R\ T_1\ Z_{avg}}{m}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m - 1\right]$$

$$m = \frac{K-1}{K\eta_p} \quad \text{also} \quad \frac{n-1}{n}$$

Fig.28

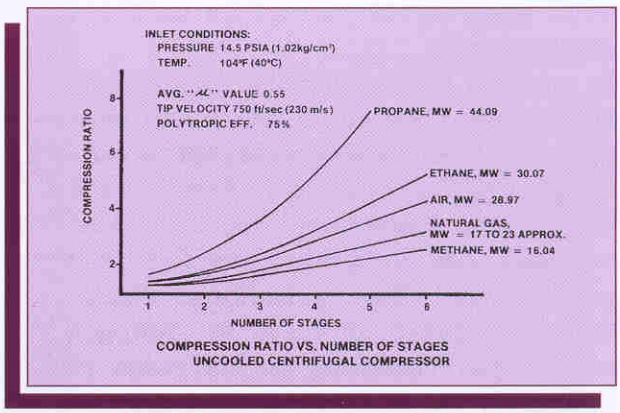


Fig.30

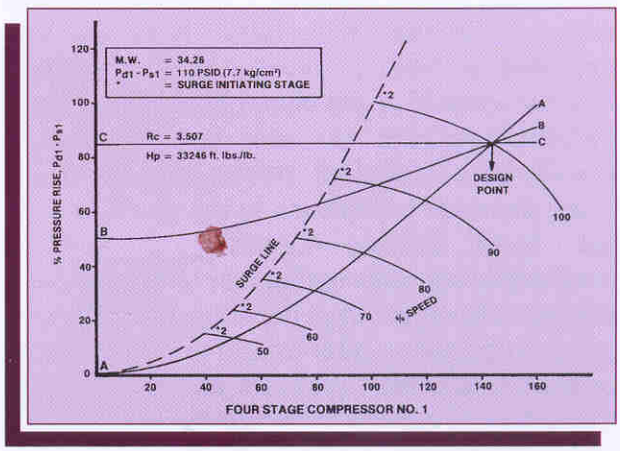


Fig.30

The pressure rise required by most applications exceeds the capability of a single stage; therefore, multi-stage compressors are used far more frequently. Multi-stage compression ratios within the range of 3:1 to 15:1 are typical, while the ratio of a single stage usually is less than 2.5:1. The surge line shape of a single stage can be adequately predicted using the fan laws,[8] but this is usually not true for a multi-stage machine. The volume reduction per stage is less when operating at speeds lower than design; therefore, stages near the discharge are forced to handle more than their rated volume, while those nearer the inlet handle less than normal. The accumulated effect is that the surge line shape tends to depart from the fan law predictions as more stages are added. It is common for surge to be initiated by one of the latter stages when the compressor is operating at design speed, but by an earlier stage at lower speeds. A distinct change in the surge line is evident at the point where this occurs.

First, looking at Figure 30 (Compressor No.1), this surge line has a smooth parabolic shape because Stage 2 initiates surge at all speeds indicated. Now look at the curve (Fig. 31) for Compressor No.2. Note the breakpoint at approximately 85% speed. At speeds above that point, surge was initiated by Stage 3 and below 85% speed, Stage 1 reached its surge limit first.

The overall performance of compressors No.1 and No.2 operating in series is illustrated in Figure 32. It has a shape similar to the surge line of compressor No.2, but the breakpoint is at a higher speed and pressure rise: The shape of the surge line for a compressor with many stages can have several breakpoints at closer intervals. A smooth curve drawn through the mean points of each segment would have a curvature approximately opposite that of a surge line based on the fan law.

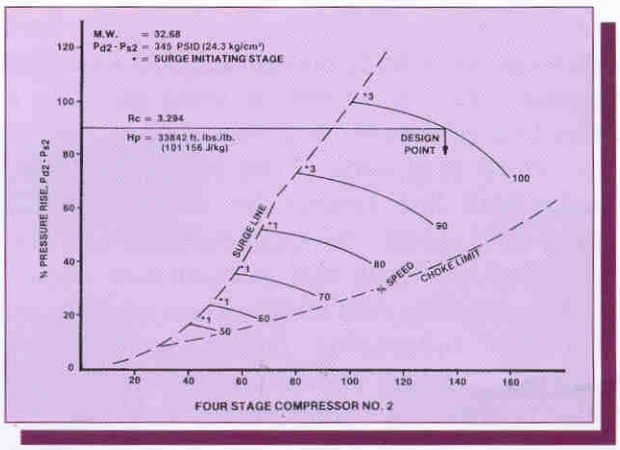


Fig.31

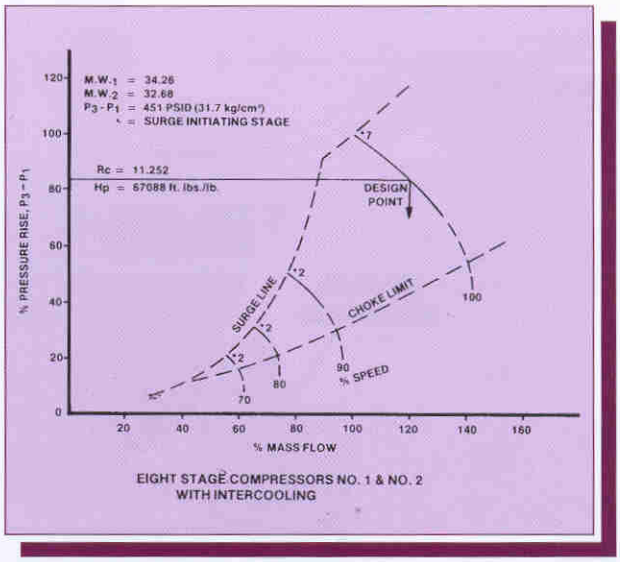
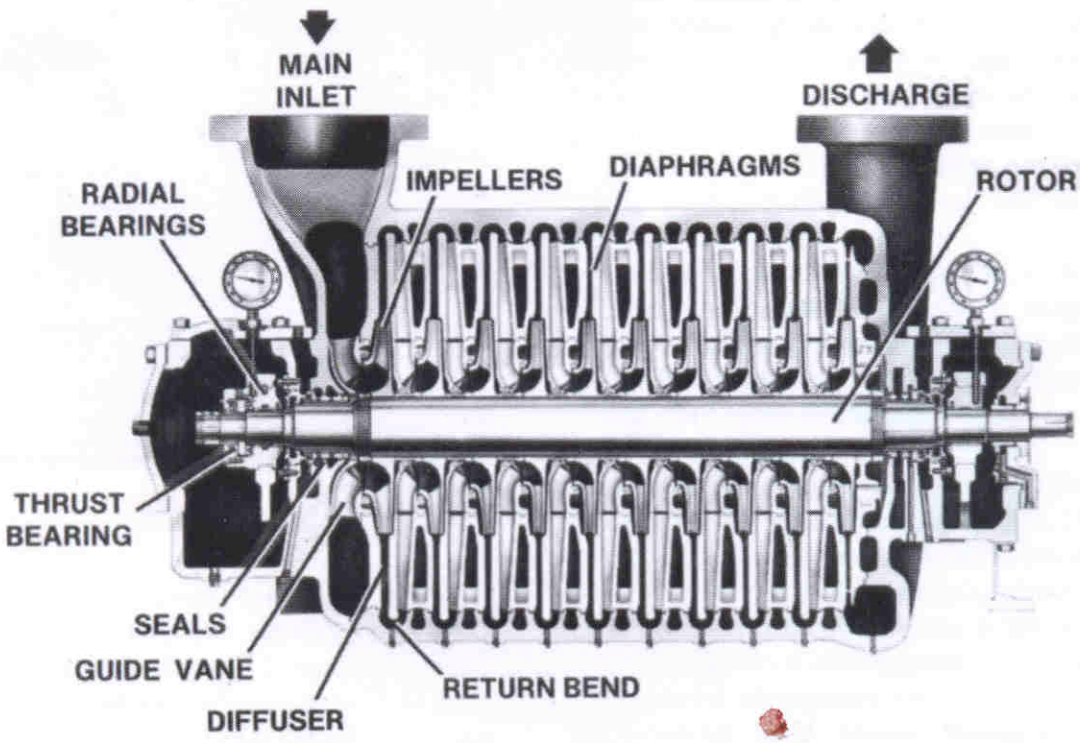


Fig.32

Another potential control requirement is apparent by closer examination of Figure 32. The various speed lines are extended by dashed lines to illustrate the "choke limit". Note that as speed is reduced, the choke and surge limit lines come closer to each other until they finally intersect at a point slightly below 70% speed. The reason the two lines cross is that the choke flow limit of one stage forces another stage to operate at a capacity lower than its surge limit. When this condition occurs, it is no longer possible to keep the compressor out of surge by

(8) Fan Laws -Capacity is proportional to speed.
-Head is proportional to speed squared.

venting or by recycling gas from the final discharge. In order to prevent surge, it would be necessary to vent or recycle some gas from a stage located between the choked stage and the one which is in surge. Note in Figure 31 the choke limit line crosses the surge line well below 50% speed. This example illustrates that the speed at which this phenomenon occurs tends to increase with compression ratio. There are other influencing factors such as the individual stage characteristics and sonic velocity of the gas. Therefore, the choke and surge line intersect point cannot be approximated by a rule-of-thumb method based only on compression ratio. In some compressors it could occur at a relatively high speed, say 80 to 90%. If the compressor is driven by an electric motor which accelerates quickly through the simultaneous "choked flow-surge condition", it normally is not a problem. As a general rule, the condition can be ignored if it occurs below approximately 50% speed (centrifugal compressors), regardless of the type of driver.



TEN STAGE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Fig.33

STRAIGHT- THROUGH FLOW

Shown in Figure 33 is a typical cross-section of a centrifugal compressor. This compressor has a "straight-through" flow path, meaning that the gas enters through the main inlet of the compressor; passes through the guide vanes into the impeller; is discharged from the impeller into 1he diffuser through the return bend and into the next impeller and so on until the total flow is discharged through the nozzle at the other end of the compressor.

COMPOUND FLOW

For many high ratio applications, the capability to extract the total gas flow for intercooling is desirable to minimizse gas temperature and power requirements. in many applications, compounding can reduce the number of compressor casings required.

Reviewing the cross-section (Fig. 34) of a "compound compressor", it can be seen that the flow path is the same as two "straight-through" compressors in series. That is, the total flow enters at the main inlet of the compressor and is totally discharged at the first discharge connection, is cooled or otherwise reconditioned and re-enters the compressor at the second inlet connection and is totally discharged at the final discharge nozzle.

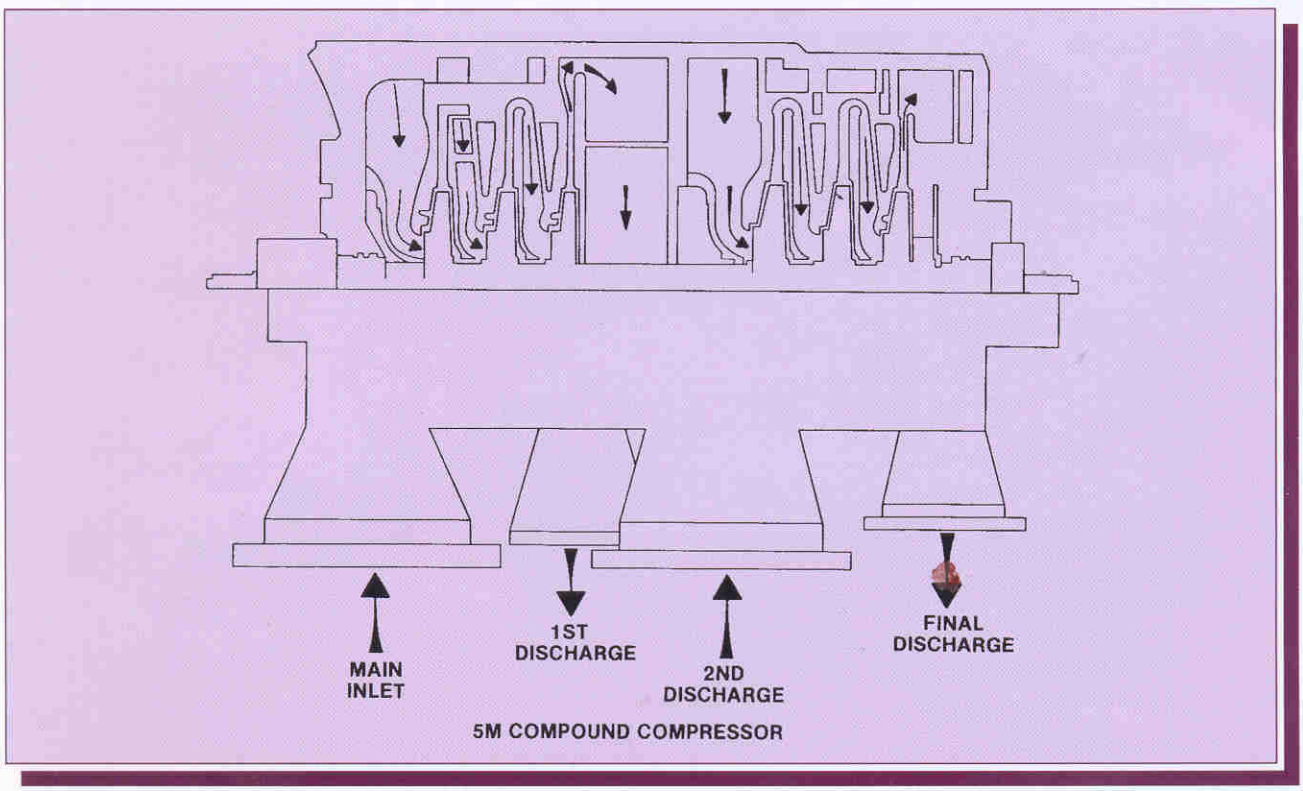


Fig.34

SIDESTREAM FLOW

For refrigeration cycles and other process requirements, the capability to admit or discharge gas at intermediate pressure levels is required. Compressors can be provided with sidestreams with minimum flow disturbance and provide effective mixing of the main sidestream gas flows.

In the cross-section shown in Figure 35, examples of both "incoming" and "outgoing" sidestreams are shown. Flow enters the main Inlet, is compressed through one impeller to an intermediate pressure level at-which point an incoming sidestream flow is mixed with the main inlet flow in the diaphragm area ahead of the next impeller. The total mixed flow is compressed to a higher pressure level through an outgoing sidestream to satisfy a process requirement. The remainder of the flow is compressed through one impeller, is mixed with an incoming sidestream, compressed through two stages and exits through the final discharge.

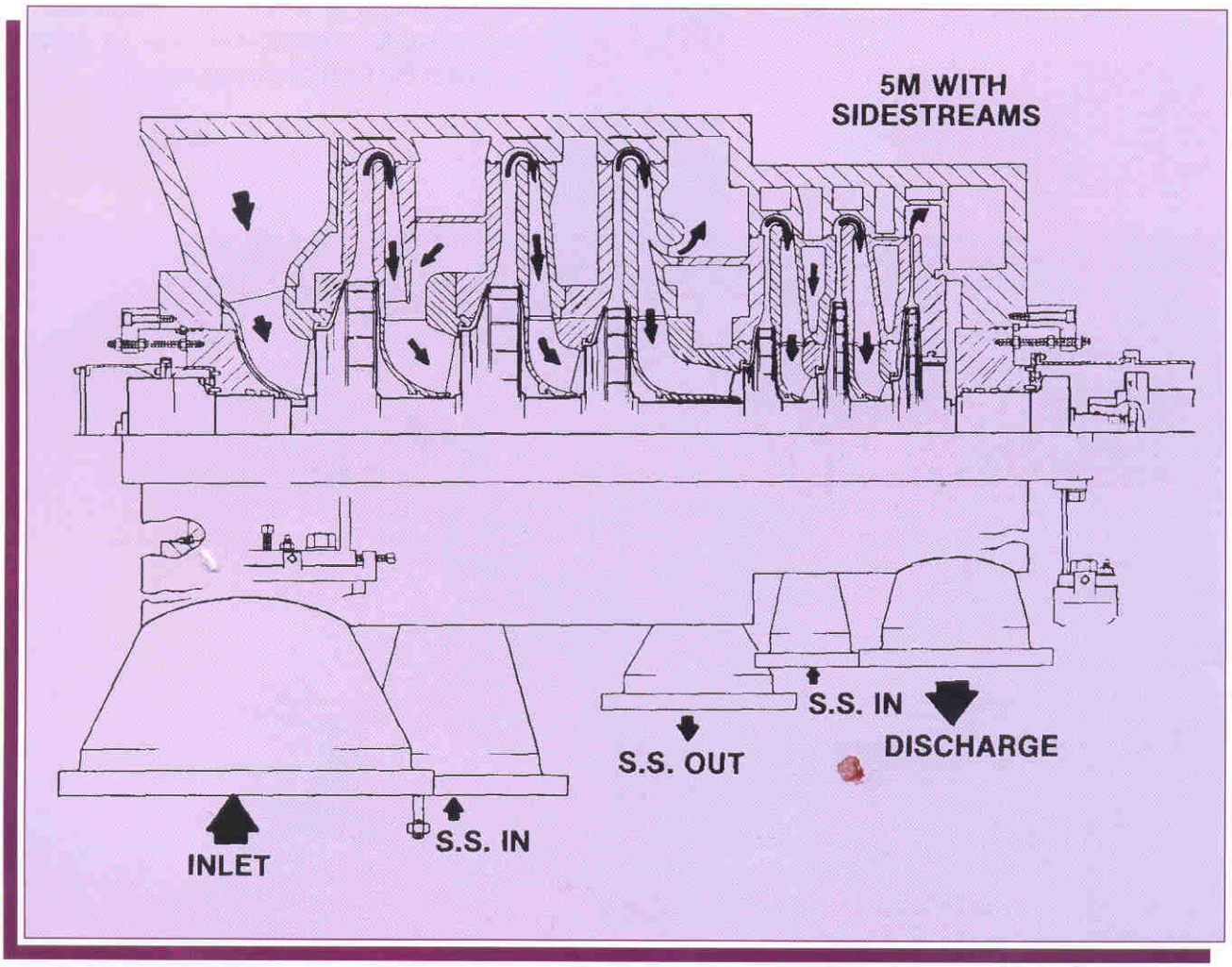


Fig.35

DOUBLE FLOW

This concept effectively doubles the capacity of a given frame size. This has several advantages:

1. A Smaller Frame -For a given capacity, a compressor one frame smaller than the single flow configuration can be used, thus reducing compressor costs.
2. Speed Match -In many applications, the flow from the double flow compressor is discharged to a single flow compressor of the same frame size. This permits operation at the same speed and allows the use of a single 1.1river or duplication of drivers.

In the double flow configuration (Fig. 36), the compressor is divided into two sections. It is effectively operating as two parallel compressors. An inlet nozzle is located at either end of the compressor case. The discharge flow from each section extracted through a common discharge nozzle at the center of the case. The impellers of one section face in the opposite direction from the impellers in the other section achieving thrust balance over all operating conditions.

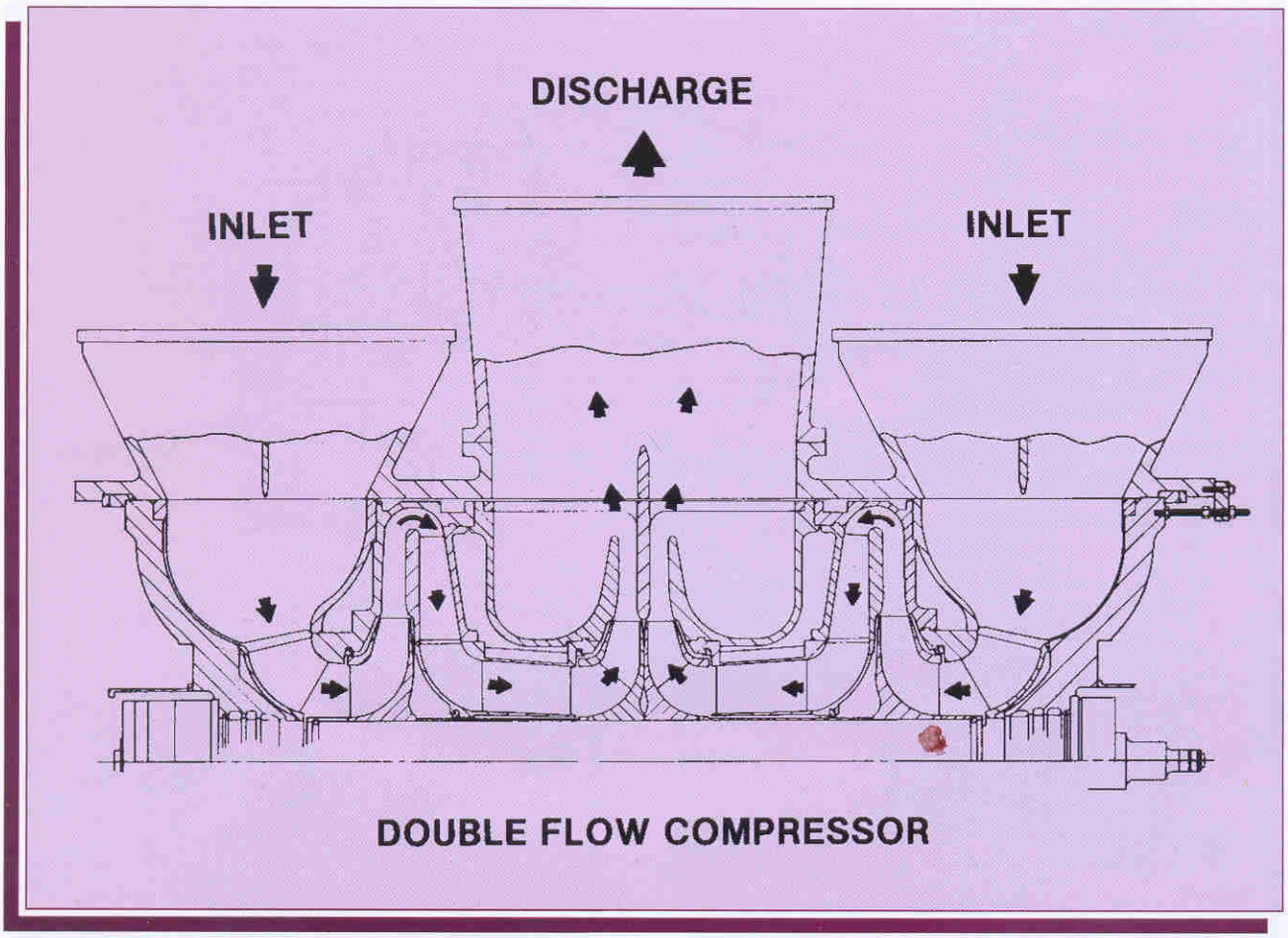


Fig.36

COOLING AFTER EACH IMPELLER

In certain applications it is desirable to cool after each stage of compression. One such application would be the compression of oxygen in an air separation plant.

Figure 37 shows such an arrangement. The case provides eight nozzle connections (3 connections are hidden on the opposite side) allowing intercooling after each impeller. Note that this particular design allows the use of volute type diffusers. The stage spacing required for the nozzles allows sufficient room for the required volute areas.

BACK - TO - BACK FLOW

The compressors in Figures 36 and 37 utilised back-to-back impeller arrangements providing for thrust balance without use of a balance piston. This type of configuration has added--advantages in high pressure, high case lift (pressure rise across the case) applications.

These advantages include:

-Elimination of potential thrust bearing failure due to failure of the large diameter balance piston labyrinth. (Balance piston labyrinths in straight through designs are required to withstand differential pressures as high as 5000 PSI.)

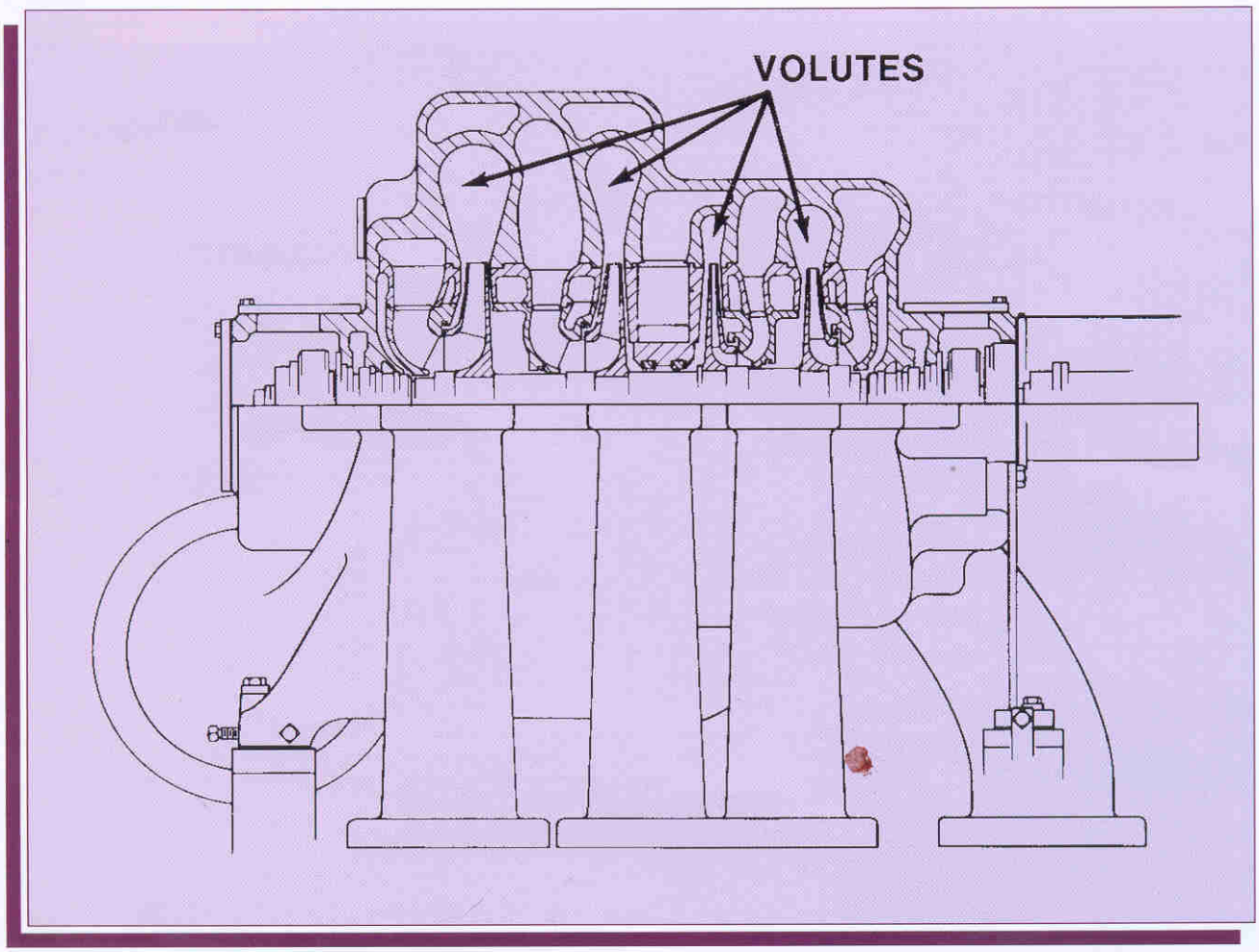


Fig.37

-Reduction of recalculation 10SSE'S in the compressor since
-The pressure exposed to the seals balanced to the compressor suction is an intermediate pressure as opposed to full discharge pressure on straight through flow designs.
-The seals which are balanc'3d to suction are much smaller diameter (and, therefore, have much smaller flow clearance area) than balance piston labyrinths on straight through flow designs.
Back-to-back flow arrangements for multistage compressors are shown in Figures 38 and 39.
In addition to selection limitations discussed relative to pressures, temperatures, mol weights, equipment geometry, other factors such as critical speed must be considered which take into account bearing spans, seal effects and mechanical design aspects.
Also the type of seals required for the duty whether they be labyrinth seals, mechanical or contact seals or oil film seals, as dictated by the service intended, are an integral part of proper application.

TYPICAL SERVICES

The following discussion will review some typical Services and considerations associated with the application of centrifugal compressors to those services.
It must be noted that while the service applications discussed represent real situations, the problems and solutions discussed do not apply universally to all similar service applications.
The service applications to be discussed include:
-Hydrogen Recycle
-Wet Gas
-Charge or Cracked Gas
-Refrigeration
-High Pressure Applications
-Carbon Dioxide
-Methanol

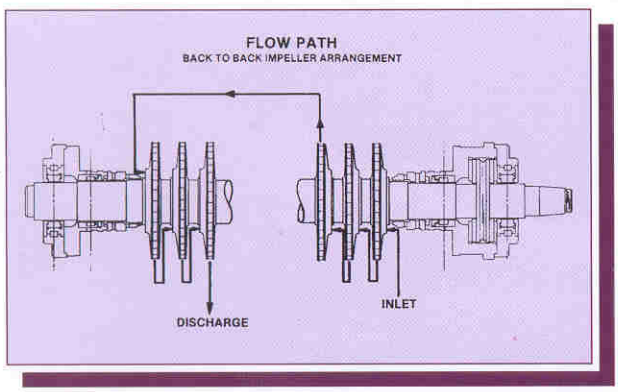


Fig.38

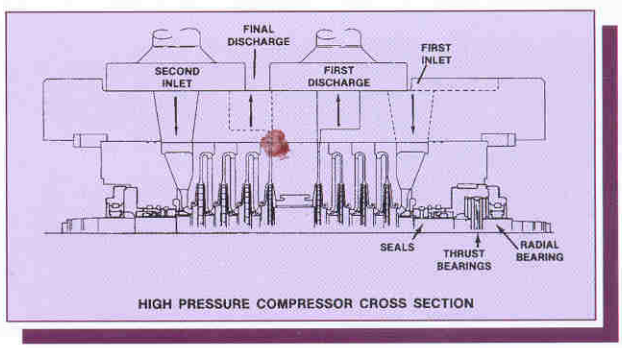


Fig.39