

فصل اول:

محاسبات مربوط به

کمپرسورها

اهداف فصل:

- ۱- شناخت مفاهیم اساسی مربوط به کمپرسورها
- ۲- آشنایی با انواع فرایندهایی که داخل کمپرسورها رخ می دهد و بررسی آنها از دیدگاه ترمو دینامیکی
- ۳- درک مشخصات ابعادی کمپرسور از طریق فرمولهای مربوطه
- ۴- ارائه برخی روابط که برای طراحی کمپرسورها ضروری است و دانستن آنها برای مهندسين فرایند و تعمیرات باعث تغییر نگرش آنها نسبت به مسائل فرایندی و تعمیراتی خواهد شد

۱-۱: فشار Pressure

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

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

۲-۱: فشار جو

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

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

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

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

$$\text{فشار سنجشی} \pm \text{فشار جو} = \text{فشار مطلق} \quad (2-1)$$

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

۳-۱: کار WORK

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

$$W = F \times L \quad (3-1)$$

۴-۱: توان (انرژی) POWER

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

$$P = \frac{W}{t} \quad (4-1)$$

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

الف: انرژی جنبشی (KINETIC ENERGY)

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

ب: انرژی پتانسیل (POTENTIAL ENERGY)

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

۱-۵: دما (درجه حرارت) TEMPERATURE

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

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

$$^{\circ}C = \frac{5}{9} (^{\circ}F - 32) \quad (6-1)$$

۱-۵-۱: دمای مطلق

بنابر قرار داد دمای $273^{\circ}C$ - درجه سانتیگراد (یا $460^{\circ}F$ - درجه فارنهایت) را صفر مطلق می‌گویند و عبارتست از دمائی که در آن کلیه حرکت‌های ذرات اجسام صفر می‌گردد. دمای مطلق اجسام را می‌توان با کلوین (K) و یا رانکین ($^{\circ}R$) نشان داد. دمای مطلق اجسام و سیالات را با T نمایش می‌دهند.

$$K = 273 + ^{\circ}C$$

$$^{\circ}R = 460 + ^{\circ}F$$

۱-۶: قوانین گازها

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

الف: قانون چارلز

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

$$\left(\frac{T_1}{T_2}\right)_P = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)_P \quad (7-1)$$

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

ب: قانون بویل

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

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)_T = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)_T \quad (8-1)$$

ج: قانون آمونتون

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

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)_v = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)_v \quad (10-1)$$

۷-۱: قانون کلی گازهای ایده آل

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

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (11-1)$$

۸-۱: قانون گازهای کامل

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

$$PV = MRT \quad (12-1)$$

که در آن P فشار مطلق، V حجم، M جرم مولکولی گاز، R ضریب ثابت گاز و T دمای مطلق می‌باشد. مقدار R برای گازهای مختلف در جدول (۱-۲) نشان داده شده است.

۹-۱: گرمای ویژه: Specific Heat

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

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

$$C_p - C_v = R \quad \text{KJ/Kg.mol.K} \quad (13-1)$$

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

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (14-1)$$

مقدار K در جدول (۱-۱) ارائه شده است.

۱-۱: تحول آدیباتیک ADIABATIC PROCESS

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

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

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

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

Mass Gas Constant R for Some Common Gases

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

جدول (۲-۱): ثابت گازها برای گازهای مختلف

۱-۱: تحول تک دما ISOTHERMAL PROCESS

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

۱-۱۲: تحول پولی تروپیک Polytropic

قبلاً گفته شد که در تحول تک دما، درجه حرارت گاز ثابت مانده و در تحول آدیباتیک، گاز هیچگونه حرارتی باخارج تبادل نمی کند. در تراکم گاز در کمپرسور باوجود اینکه سیلندرها مجهز به سیستم خنک کن آبی یا هوایی هستند و سعی می شود تا حرارت ایجاد شده در مرحله تراکم گاز گرفته شود، بااین وجود عملاً گاز بهنگام خروج از کمپرسور گرمتر از گاز ورودی در قسمت مکش کمپرسور می باشد، بعبارت دیگر فرآیند تراکم گاز در کمپرسور نه از نوع تک دما و نه از نوع آدیباتیک می باشد. چراکه هم درجه حرارت تغییر نموده و هم مقداری حرارت از گاز توسط سیستم خنک کن گرفته می شود (سیستم باخارج تبادل حرارتی می نماید)، بنابراین می توان تراکم در کمپرسور را در عمل تحولی بین دو حالت فوق (تک دما - آدیباتیک) دانست که آنرا تحول پولی تروپیک می نامند. بادر نظر گرفتن کلیه تحولات ذکر شده در بالا و قانون گازها می توان رابطه بین فشار و حجم گازها را کلاً بصورت زیر خلاصه نمود:

$$PV^\gamma = C \quad (1-15)$$

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

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

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

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

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

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

نمای پولی تروپیک (γ) به شرایط تراکم بستگی داشته و مقدار آن برابر است با: $\langle \gamma \rangle K$ اساساً هر چه مقدار γ بیشتر باشد، با کاهش حجم گاز، افزایش فشار با شدت بیشتری صورت پذیرفته یا بعبارت دیگر سطح زیر منحنی P-V که بیانگر انرژی مصرف شده برای تراکم گاز می باشد افزایش بیشتری می یابد. تراکم واقعی (پولی تروپیک) در کمپرسورها به تحول آدیباتیک نزدیک تر است تا تحول تک دما.

۱-۱۳- محاسبه توان مصرفی در انواع تحولها:

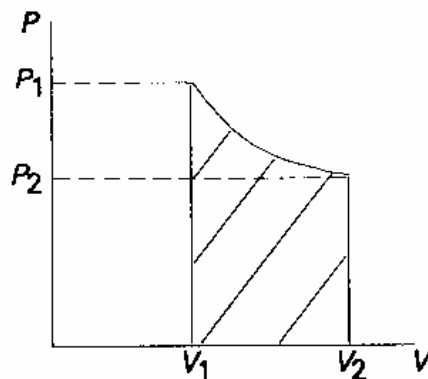
الف: تحول تک دما

در این تحول که عمدتاً جنبه فرضی داشته تا عملی در طی فرآیند تراکم عملیات خنک کاری گاز به نحوی صورت می گیرد که با خارج سازی حرارت از گاز مورد تراکم دمای آن ثابت بماند. شکل واقعی تر این فرآیند افزایش مراحل به تعداد بسیار زیاد (در حد بی نهایت) می باشد. هر چند

که این اقدام موجب بهبود راندمان و کاهش توان مصرفی می‌شود ولی بلحاظ مسائل اقتصادی و اجرائی عملاً هیچگاه جنبه واقعیت را بخود نمی‌گیرد. در شکل (۲-۱) نمودار تغییرات حجم و فشار در یک تحول تک دما نشان داده شده است.

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

$$W = mRT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (16-1)$$



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

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

مثال: ۱۲ کیلوگرم هوادر هر ثانیه در دمای ۴۰ درجه سانتیگراد بطور تک دما توسط کمپرسوری متراکم شده و فشار آن از یک به ۵ بار (مطلق) رسانیده می‌شود. مطلوبست میزان انرژی مصرف شده در کمپرسور.

حل:

طبق جدول (۲-۲)، مقدار R برای هوا در سیستم SI برابر $287 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$ می‌باشد. بنابراین:

$$W = 12 \times 287 \times (40 + 273) \ln \frac{5}{1} = 173493 \text{ J} \quad W = 173.5 \text{ kW}$$

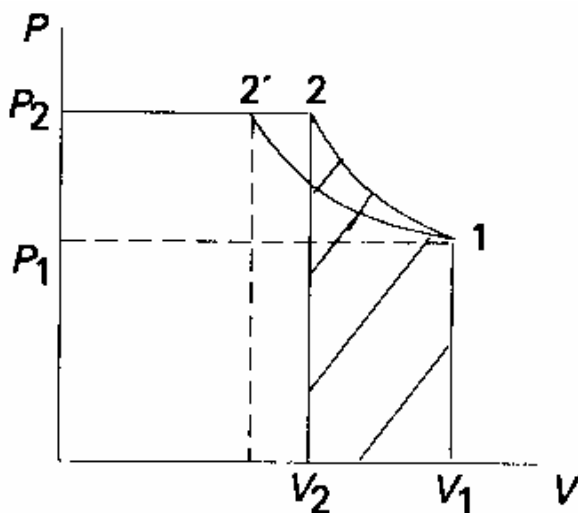
(ب) تحول آدیباتیک

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

$$W = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{K-1} = \frac{mR(T_2 - T_1)}{K-1} = mRT_1 \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (17-1)$$

لازم به ذکر است که رابطه (۱۷-۱) بیانگر کار انجام شده توسط کمپرسور نبوده، بلکه کار داده شده به گاز جهت تغییر شرایط از وضعیت (۱) به وضعیت (۲) می باشد. تغییرات درجه حرارت در تراکم آدیباتیک از رابطه زیر بدست می آید:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (18-1)$$



شکل (۲-۱) نمودار تراکم در تحول تک دما و آدیباتیک

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

$$W_{ad} = P_1 Q_1 \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (19-1)$$

$$W_{iso} = P_1 Q_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (20-1)$$

که در آن P_1 فشار مکش بر حسب پاسکال ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$) و Q_1 دبی حجمی گاز در شرایط مکش بر حسب متر مکعب در ثانیه و W توان مصرفی بر حسب کیلووات می باشد.
مثال: اگر عمل تراکم در مثال (۱-۱) به صورت آدیباتیک صورت پذیرد، با فرض $K = 1.4$ میزان توان مصرفی را محاسبه کنید.

حل: اگر دبی جرمی گاز در دست باشد مقدار توان مصرفی در تحول آدیباتیک بر اساس رابطه صفحه بعد:

$$W = 12 \times 0.287 \frac{1.4}{1.4-1} \left[\left(\frac{5}{1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] = 2202.7 \text{ kw} \quad (21-1)$$

اختلاف توان مصرفی برابر با $667.76 \text{ kw} = 1734.93 - 2202.69$ می باشد. به عبارت دیگر توان مصرفی در حالت تک دما حدود ۲۱،۲ درصد کمتر می باشد.

ج: تحول پولی تروپیک: Polytropic Compression

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

برای محاسبه توان مصرفی در کمپرسور در تحول پولی تروپیک کافی است که در رابطه (۲۰-۱) بجای K ، γ قرار گیرد.

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

دمای گاز در قسمت دهمش رابه کمک رابطه (۲۰-۱) محاسبه می نمایند.

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

راندمان پولی تروپیک (η_p) برابر است با:

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

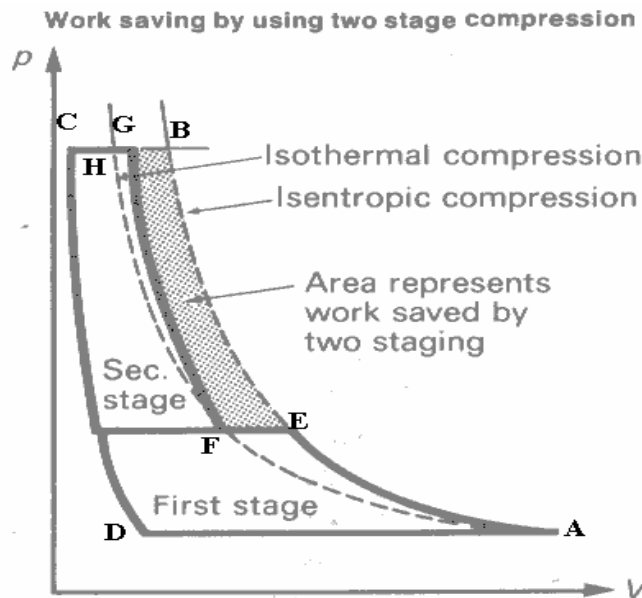
لازم به یادآوری است که دمای به دست آمده از رابطه (۲۱-۱) دمای واقعی گاز خروجی بوده، مشروط بر اینکه از خنک کن آبی در پشت سیلندرها (Jacket Cooling) استفاده شود.

۱-۴ تراکم چند مرحله‌ای

در بعضی از کمپرسورها بخاطر محدودیت‌های ذاتی (نظیر کمپرسورهای گریز از مرکز) و در بسیاری از موارد بلحاظ محدودیت‌های دمائی (افزایش غیر مجاز درجه حرارت در اثر تراکم و حساسیت قطعات مکانیکی به لحاظ رعایت لقی‌ها و آثار نامطلوب درجه حرارت بر روی ماده روان کننده) عملاً دستیابی به فشار مورد نظر در کمپرسورهای یک مرحله‌ای میسر نبوده و بعد از تراکم گاز در مرحله اول لازم است که قبل از استمرار تراکم گاز، آن را از کمپرسور خارج کرده و بعد از خنک کردن جهت دستیابی به فشار مورد نظر به مرحله (یا مراحل) بعدی فرستاده شود. کمپرسورهائی که در آن فرآیند تراکم در چند مرحله صورت می‌گیرد را اصطلاحاً کمپرسورهای چند مرحله‌ای (Multistage) می‌نامند.

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

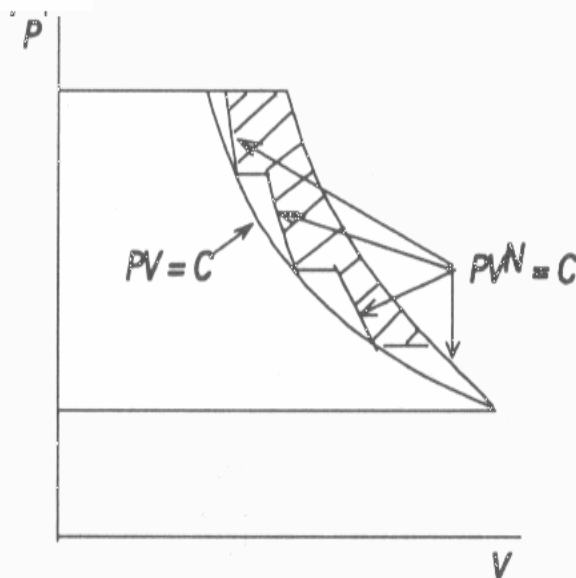
در طراحی خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای سعی بر این است که گاز مورد تراکم قبل از ورود به مرحله بعدی تا دمای ورودی به مرحله اول خنک شود. ولی این نظریه همواره صادق نبوده و عامل تعیین کننده در این زمینه هزینه‌های خنک‌کاری، تأثیر آن بر راندمان کمپرسور، صرفه‌جویی در هزینه‌های بهره‌برداری و محدودیت خنک کاری از نظر بروز میعان در مراحل بعدی کمپرسور می‌باشد. در شکل (۱-۳) فرآیند تراکم در یک کمپرسور دو مرحله‌ای نشان داده شده است.



شکل (۱-۳) تراکم در یک کمپرسور دو مرحله‌ای همراه با خنک‌کن بین مرحله‌ای

منحنی AEB به تراکم آدیاباتیک و منحنی AFH به تراکم تک دما مربوط می‌شود. در کمپرسور دو مرحله‌ای هنگامی که فشار گاز به نقطه E رسید، گاز از محفظه تراکم مرحله اول خارج شده و جهت خنک‌کاری به خنک‌کن بین مرحله‌ای فرستاده می‌شود تا دمای آن به دمای گاز ورودی به مرحله اول رسانیده شود. خنک شدن گاز خروجی از خنک‌کن بین مرحله‌ای موجب کاهش حجم آن گردیده (نقطه F) و سپس برای ادامه تراکم به مرحله دوم فرستاده می‌شود (منحنی FG). دو مرحله‌ای کردن تراکم موجب کاهش توان مصرفی در کمپرسور گردیده که مقدار آن سطح هاشور زده (سطح EFGB) می‌باشد. البته نمودار فوق جنبه ایده‌آل داشته و از افت فشار ناشی از عبور گاز از خنک‌کن بین مرحله‌ای صرف‌نظر شده است.

در شکل (۱-۴) نمودار P-V مربوط به تراکم در یک کمپرسور چند مرحله‌ای همراه با بکاگیری از خنک‌کن بین مرحله‌ای در بین دو مرحله متوالی نشان داده شده است.



شکل (۱-۴) دیاگرام P-V در یک کمپرسور چندمرحله‌ای همراه با خنک‌کن بین مرحله‌ای

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

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

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

برای یک کمپرسور دو مرحله‌ای فرض بر این می‌شود که P_1, P_2, P_3 به ترتیب فشار مکش، دهش و بین مرحله‌ای باشد. لذا توان مصرفی کل برابر است با جمع توان مصرفی در دو مرحله‌ای:

$$W = P_1 V_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] + P_i V_i \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_i} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (25-1)$$

در طراحی کمپرسور فرض براین بود که خنک کن بین مرحله ای دمای گاز ورودی به مرحله دوم را مساوی دمای گاز ورودی به مرحله اول نماید. دراین صورت:

$$P_1 V_1 = P_i V_i \quad (26-1)$$

به عبارت دیگر خواهیم داشت:

$$W = P_1 V_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} + \left(\frac{P_2}{P_i} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 2 \right] \quad (27-1)$$

توان مصرفی موقعی حداقل است که $\frac{dW}{dP_i} = 0$ باشد. بافرض $\frac{\gamma - 1}{\gamma} = a$ و مشتق گیری از رابطه (۲۶-۱) نتیجه می شود:

$$P_i^a = P_1 P_2 \quad (28-1)$$

$$\text{ویا: } P_i = \sqrt{P_1 P_2} \quad (29-1)$$

یعنی P_i باید واسطه هندسی بین فشار ابتدائی و انتهای کمپرسور باشد. برای کمپرسورهای N مرحله ای، نسبت تراکم هر مرحله برابر است با:

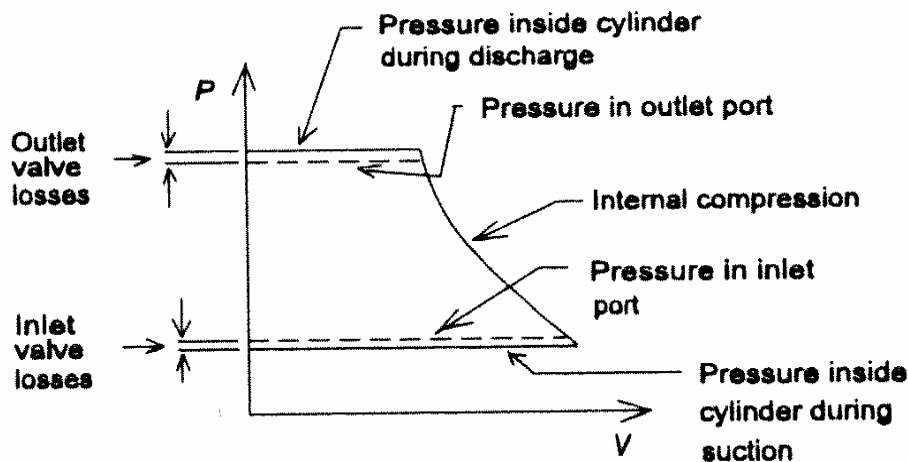
$$(r)_{\text{stg}} = \sqrt[N]{\frac{P_2}{P_1}} \quad (30-1)$$

تذکر: در محاسبات انجام شده گازها ایده آل فرض شده اند. حال آنکه در خیلی از موارد به لحاظ تغییر C_p , $Z \neq 1$ نتایج به دست آمده برای گازهای واقعی دارای مغایرت های غیر قابل چشم پوشی خواهد بود. برای چنین مواردی (نظیر سیستم های تبرید) بهتر است که از دیاگرام مولیر (Mollier) استفاده شود. ضمناً در بررسی فوق از افت فشار در خنک کن بین مرحله ای صرفه نظر شده است

۱-۱۴-۱ کمپرسورهای تناوبی

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

اگر کمپرسور فاقد فضای مرده باشد (فرض فوق عملاً منتفی است) سیکل تراکم در کمپرسور دارای دیاگرام P-V (فشار-حجم) مشابه شکل (۱-۵) می‌باشد. در این دیاگرام عوارض مربوط به از دست رفت انرژی در سوپاپهای مکش و دهش بدون رعایت مقادیر واقعی آن (Scale) نشان داده شده است.



شکل (۱-۵): دیاگرام P-V در کمپرسورهای پیستونی فاقد فضای مرده

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

بررسی پدیده‌های فوق نشان می‌دهد، که از دست رفت انرژی در سوپاپ مکش موجب کاهش فشار گاز ورودی به داخل سیلندر گردیده و همین امر باعث کاهش دبی جرمی جریان گاز بدرون سیلندر می‌گردد. چرا که با توجه به ثابت بودن حجم گاز پر شده در سیلندر، با کاهش فشار، دانسیته گاز ورودی به سیلندر کاهش یافته که نهایتاً منجر به کاهش جرم گاز وارد شده بدرون سیلندر در هر سیکل تراکم می‌گردد. علاوه بر آن با توجه به افزایش نسبت تراکم (بلحاظ ثابت بودن فشار دهش و کاهش فشار مکش) توان مصرفی مخصوص (Specific Power) که توان مصرفی برای تراکم واحد جرم (و یا واحد حجم در شرایط استاندارد) می‌باشد، افزایش می‌یابد.

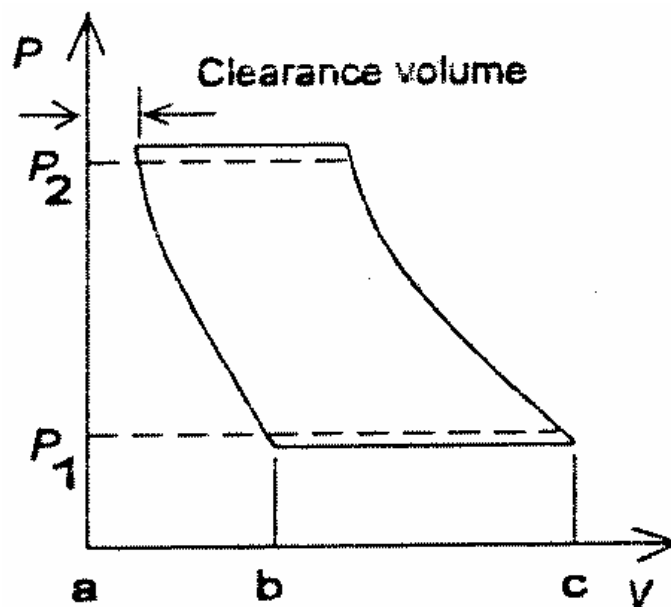
هر چند که شاید از دست رفت انرژی فوق درصد کمی از کل انرژی مصرفی در کمپرسور را بخود اختصاص دهد، ولی با این وجود در مقایسه با انواع دیگر کمپرسورها (نظیر کمپرسورهای دورانی و گریز از مرکز) که فاقد سوپاپ می‌باشند، از دست رفت انرژی در سوپاپها جزء معایب کمپرسورهای پیستونی می‌باشد. تأثیر از دست رفت انرژی در سوپاپها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

بیشتری از فشار مکش را کاهش می‌دهد، حال آنکه در کمپرسورهای با فشار مکش بالا، درصد آن کمتر می‌باشد.

۱-۵ فضای مرده

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

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



شکل (۱-۶): دیاگرام P-V برای کمپرسورهای پیستونی با احتساب تأثیر فضای مرده بر روی آن

اگر حجم گاز وارد شده بدرون سیلندر کمپرسوری که فاقد فضای مرده است $C-a$ باشد، مقدار آن در حالتی که کمپرسور دارای فضای مرده می باشد به $C-b$ کاهش می یابد. اختلاف دو مقدار فوق که $b-a$ خواهد بود، حجمی از فضای جارو شده توسط پیستون می باشد که صرف انبساط گاز متراکم شده باقیمانده در فضای مرده می گردد که در این محدوده گازی از قسمت مکش سیلندر وارد نمی شود. در طراحی کمپرسور همواره سعی بر این است که در صد فضای مرده را حتی الامکان کاهش دهند، ولی تجربیات عملی در کمپرسورها نشان می دهد آن دسته از کمپرسورهائی که با درصد فضای مرده کم طراحی شده اند در هنگام بهره برداری سر و صدای بیشتری دارند

۱-۱۶ طرحهای اصلی کمپرسورهای پیستونی

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

کمپرسورها را می توان بدو دسته تنه ای (مستقیم Trunk) و یا با شافت هادی (Cross head) تقسیم کرد. کمپرسورهای پیستونی می توانند بصورت یک طرفه (Single Acting) و یا دو طرفه (Doble Acting) ساخته شوند. بر حسب حضور یا عدم حضور روغن در محفظه تراکم، این کمپرسورها به دو دسته روغنکاری شونده (Lubricated) و یا فاقد روغن (Oil Free) تقسیم بندی می شوند. آرایش سیلندرها بصورت "L"، "V"، "W" شکل پیستون و یک یا چند مرحله ای بودن، روشهای دیگر تقسیم بندی طراحی این کمپرسورها می باشد.

- کمپرسورهای پیستونی از نوع تنه ای (مستقیم)

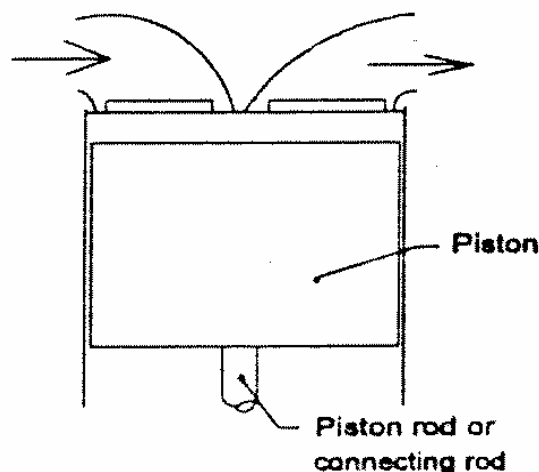
- کمپرسورهای پیستونی با شافت هادی

- کمپرسورهای با پیستون یک طرفه

- کمپرسورهای با پیستون دو طرفه

۱-۱۷ محاسبات مربوط به کمپرسور پیستونی یک طرفه

واژه یک طرفه (Single Acting) به این معنی است که در فرآیند تراکم، تنها از یک طرف پیستون برای تراکم گاز استفاده می شود. (شکل ۱-۷).



شکل (۷-۱): کمپرسورهای پیستونی از نوع یک طرفه

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

$$Q_i = \pi \frac{D^3}{4} \times S \times N \times n \quad (۳۱-۱)$$

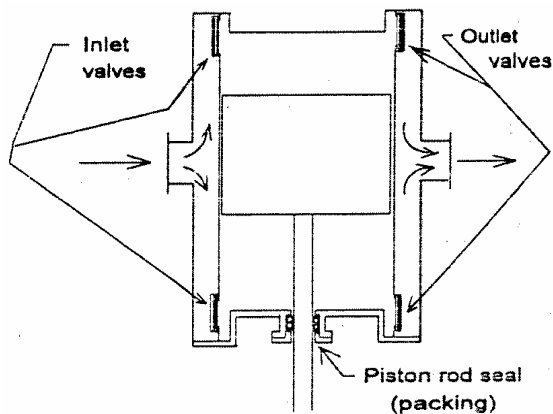
که در آن:

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

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

۱-۱۸ کمپرسورهای با پیستون دو طرفه

برخلاف کمپرسورهای یک طرفه، در این طرح از هر دو سمت پیستون برای تراکم گاز استفاده می‌شود. برای این منظور لازم است قسمتی که شافت پیستون از سیلندر خارج می‌شود آب بندی گردد. استفاده از شافت‌های در این طرح اجباری است تا شافت پیستون فقط دارای حرکت عمودی بوده و آب بند کردن آن در محل خروج از سیلندر امکان پذیر باشد. نمونه ای از کمپرسورهای پیستونی دو طرفه در شکل (۷-۱) نشان داده شده است. سوپاپها را می‌توان در قسمت‌های جانبی، بالا و یا پائین سیلندر نصب نمود. باید دقت شود که راهگاههای جریان گاز مکش و دهش طوری طراحی شوند که گاز بتواند به قسمت‌های فوقانی و تحتانی پیستون رسیده (در مرحله مکش) و یا از آن خارج شود (در مرحله دهش).



شکل (۷-۱): کمپرسور پیستونی دو طرفه

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

حجم جارو شده توسط قسمت بالای پیستون + حجم جارو شده توسط زیرین پیستون

$$V_s = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times S + \frac{\pi}{4} D^2 \times S = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) \times S \quad (32-1)$$

حجم جارو شده در هر کورس پیستون

d = قطر شافت پیستون

$$Q_i = V_s \times N \times n \quad (33-1)$$

۱-۱۹ محاسبات قطر سیلندر و کورس پیستون

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

$$Q_i = \frac{\pi D_1^2}{4} \times S_1 \times N \times n \quad (34-1)$$

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

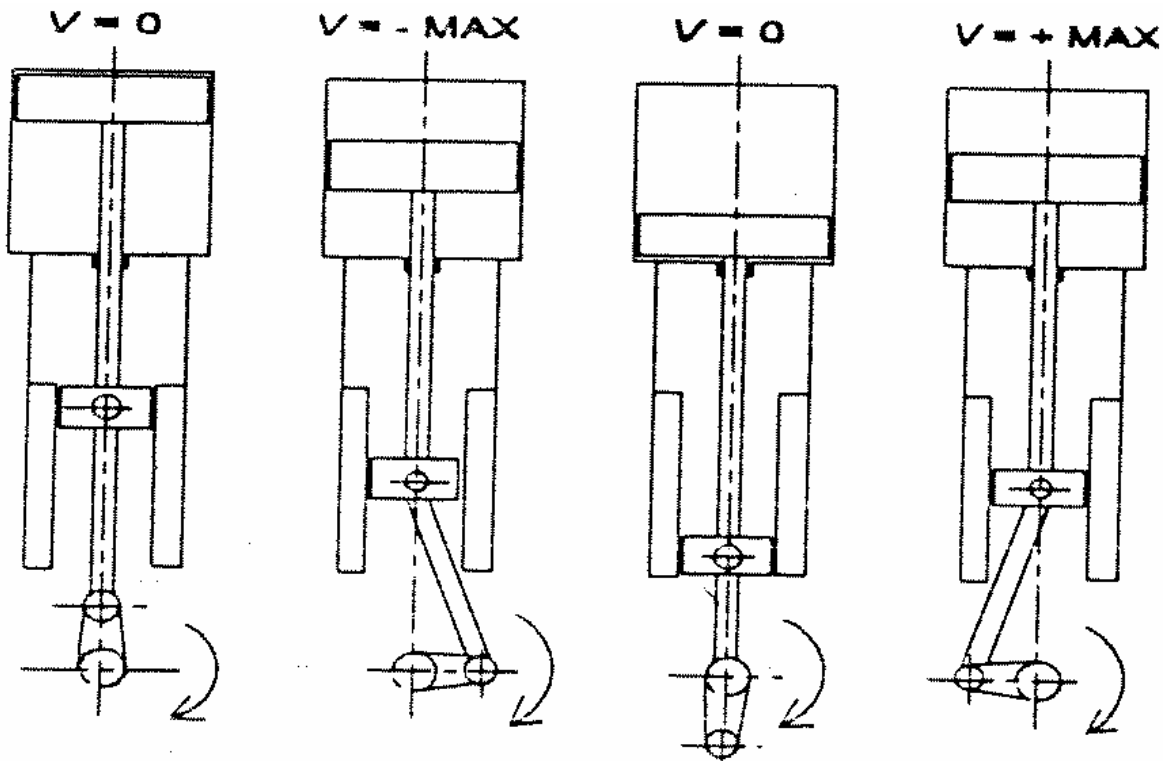
$$\pi \frac{D_2^2}{4} \times S_2 \times N \times n = \frac{\pi D_1^2}{4} \times S_1 \times N \times n$$

$$D_2 = 2D_1 \Rightarrow S_2 = S_1/4 \quad (35-1)$$

همانطوری که مشاهده می‌شود، چون ظرفیت کمپرسور با مربع قطر پیستون متناسب می‌باشد، لذا اگر قطر سیلندر دو برابر شود، جهت ثابت نگهداشتن ظرفیت کمپرسور باید کورس پیستون ϵ برابر کاهش یابد. همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، با افزایش قطر سیلندر فضای نصب سوپاپها بیشتر شده و این امر اجازه می‌دهد که سوپاپهای بزرگتر و یا تعداد بیشتری را در سیلندر و یا سر سیلندر جاسازی کرد که نهایتاً منجر به کاهش از دست رفت انرژی در هنگام عبور گاز از درون سوپاپها می‌گردد. بحث فوق برای کمپرسورهای دو طرفه نیز صادق می‌باشد.

در ادامه این بحث لازم است که سرعت پیستون که یکی از عوامل محدود کننده در طراحی کمپرسورها می‌باشد مورد بررسی قرار گیرد. سرعت پیستون در یک دوره کامل تراکم مقدار ثابتی نبوده و دائماً در حال تغییر می‌باشد. سرعت پیستون در نقاط مرگ فوقانی (TDC) و تحتانی (BDC) صفر بوده و در عوض در میانه کورس، پیستون دارای حداکثر سرعت می‌باشد. حداکثر سرعت پیستون درست در لحظه ای است که میل لنگ در سطح موازی با زمین قرار می‌گیرد شکل (۸-۱). با توجه به توضیحات فوق می‌توان نتیجه گرفت که سرعت پیستون بصورت یک موج سینوسی در حال تغییر می‌باشد. حداکثر سرعت پیستون برابر است با:

$$v_{max} = 2\pi r N \quad (36-1)$$

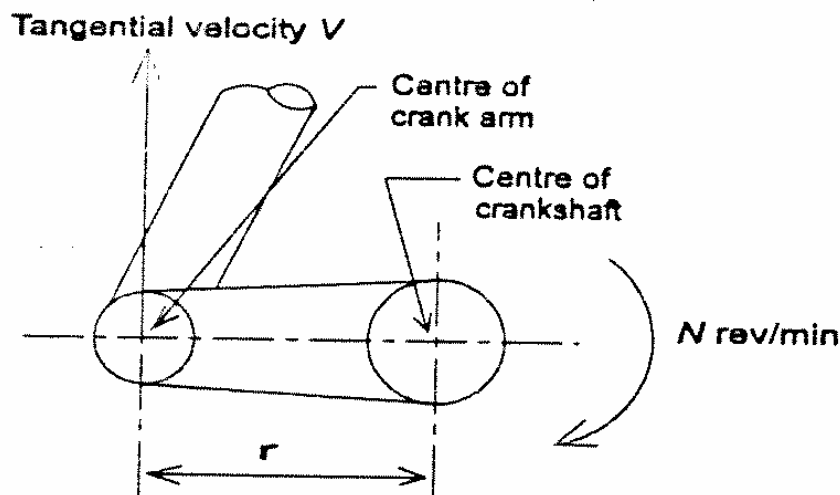


شکل (۸-۱): تغییرات سرعت پیستون در موقعیت‌های مختلف میل لنگ

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

$$V_M = 2 \times S \times \frac{N}{60} \quad (1-36)$$

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



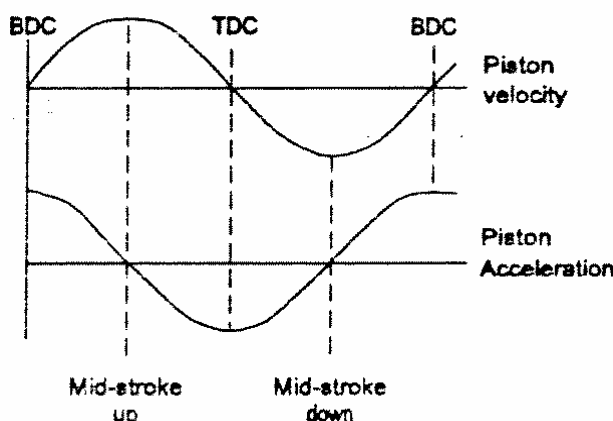
شکل (۱-۹): عوامل مؤثر در سرعت پیستون

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

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

در یک سرعت ثابت، کورس و سرعت دورانی با یکدیگر نسبت عکس دارند. ظرفیت کمپرسور طبق رابطه (۱-۳۱) با $S \times D^3$ متناسب می باشد. اگر سرعت خطی پیستون ثابت باشد، در این صورت $S \times D^3$ ثابت می ماند. بنابراین در ظرفیت ثابت کمپرسور برای کاهش کورس پیستون، باید سرعت دورانی آن را افزایش داد. بدیهی است که با کاهش کورس پیستون ابعاد کمپرسور و بدنبال آن قیمت کمپرسور کاهش می یابد. به همین خاطر اکثر سازندگان کمپرسور سعی بر

این دارند که برای حفظ ظرفیت کمپرسور، سرعت دورانی آن را افزایش دهند. در ادامه بحث لازم است که تغییرات نیرو و شتاب در کمپرسور نیز مورد بررسی قرار گیرد. شتاب پیستون که مشتق سرعت می باشد نیز شکل سینوسی داشته ولی با سرعت پیستون ۹۰ درجه اختلاف فاز دارد. بنابراین میزان شتاب در مواردی که سرعت به حداکثر خود می رسد (نقطه میانه کورس) صفر بوده و در عوض در نقاط مرگ فوقانی و تحتانی به حداکثر خود می رسد. تغییرات سرعت و شتاب پیستون در شکل (۱-۱۰) نشان داده شده است.



شکل (۱-۱۰): منحنی تغییرات شتاب و سرعت پیستون

بنابراین، در حالتی که سرعت متوسط پیستون ثابت فرض شود، سرعت دورانی و کورس پیستون با یکدیگر نسبت عکس دارند، لذا اگر کورس پیستون نصف شود، سرعت دورانی آن را باید دو برابر کرد. از طرفی با دو برابر کردن سرعت دورانی کمپرسور و بدون تغییر کورس پیستون، شتاب آن ۴ برابر افزایش می یابد.

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

بدیهی است که با افزایش سرعت کمپرسور، شتاب گازی که از طریق سوپاپ باید وارد سیلندر شود نیز افزایش می یابد که این امر به نوبه خود افزایش افت فشار گاز در اثر اصطکاک را در بر خواهد داشت.

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

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

۱-۲۰ محاسبات حجم جابجائی پیستون و راندمان حجمی کمپرسور

حجم جابجائی پیستون همان ظرفیت تئوریک یک سیلندر مرحله اول کمپرسور می‌باشد که به سطح مقطع مفید پیستون مرحله اول، کورس پیستون و سرعت دورانی کمپرسور بستگی دارد. محاسبه ظرفیت تئوریک کمپرسورها ی یک طرفه و دو طرفه بر اساس روابط (۱-۳۱ تا ۱-۳۳) بدست می‌آیند. برای کمپرسورهای دوطرفه بامیل شاتون:

$$Q_t = S \times N \times \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (1-37)$$

راندمان حجمی هر کمپرسور تناوبی را می‌توان از رابطه (۸-۸) بدست آورد.

$$\eta_v = 1 - \left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] C \quad (1-38)$$

که در آن:

$Z_1, Z_2 =$	ضریب تراکم پذیری گاز در قسمتهای مکش و دهش
$P_2 =$	فشار مطلق دهش
$P_1 =$	فشار مطلق مکش
$C =$	درصد فضای مرده
$\gamma =$	نمای پولی تروپیک

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

تذکر: اندیس (i) در رابطه (۱-۳۸) به این خاطر است که باید بزرگترین مقدار مربوط به نسبت تراکم را در یکی از مراحل کمپرسورهای چند مرحله ای در این رابطه منظور کرد. البته از نظر تئوریک نسبت فوق در تمامی مراحل تراکم باید یکسان بوده ولی در عمل ممکن است که مقدار آن در مراحل مختلف تا حدودی متفاوت باشد. تجربیات به دست آمده برای تمامی کمپرسورها نشان می‌دهد که ظرفیت واقعی کمپرسورها با احتساب راندمان حجمی براساس رابطه (۱-۳۸) کمتر بوده و این امر نشان می‌دهد که عوامل دیگری را باید در محاسبه راندمان حجمی منظور نمود یابه عبارت دیگر راندمان حجمی واقعی هر کمپرسور پیستونی از مقدار به دست آمده از رابطه (۱-۳۸) کمتر می‌باشد.

بامراجعه مجدد به رابطه فوق می‌توان نتیجه گرفت که اگر فضای مرده ($C=0$) باشد، راندمان حجمی بایستی برابر ۱ باشد ولی در عمل مقدار آن از ۱ کمتر بوده و عملاً حدود ۰,۹۷ می‌باشد. علت این امر بروز پدیده (Wire Drawing) بر روی گاز در حد فاصل قسمت مکش تا دهانه سوپاپ مکش کمپرسور می‌باشد.

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

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

$$L = 0,05 - 0,06 \quad \text{سیلندرهایی که روغن کاری می‌شوند}$$

$$L = 0,09 - 0,1 \quad \text{سیلندرهایی که روغن کاری نمی‌شوند}$$

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

$$\mu_v = 0,97 - \left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] C - L \quad (39-1)$$

که در آن Z_1 و Z_2 ضرایب تراکم پذیری گاز در قسمت‌های مکش و دهش می‌باشد. تذکر: برای گازهای ایده آل و یا گازهای حقیقی در فشارهای نسبتاً پائین Z_1 و Z_2 را می‌توان یک فرض نمود. در این صورت رابطه را می‌توان بصورت زیر مورد استفاده قرار داد.

$$\mu_v = 0,97 - \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] C - L \quad (40-1)$$

و نهایتاً ظرفیت واقعی کمپرسور برابر است با:

$$Q = \eta_v \cdot P_d \quad (41-1)$$

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

$$\text{قطر سیلندر} = 6 \text{ اینچ} = 0,1524 \text{ m}$$

$$\text{کورس پیستون} = 12 \text{ اینچ} = 0,3048 \text{ m}$$

$$\text{دور در دقیقه} = 300 = \text{سرعت دورانی}$$

$$\text{قطر شافت پیستون} = 2,5 \text{ اینچ} = 0,0635 \text{ m}$$

$$C = 12\%$$

$$\text{گاز} = \text{CO}_2$$

$$\text{فشار ورودی} = 1720 \text{ psia} = 117 \text{ بار}$$

بار ۲۳۴ = psia = ۳۴۴۰ = فشار دهش

درجه سانتیگراد ۶۶/۱ = درجه فارنهایت ۱۱۵ = دمای ورودی

$$\gamma_{Co^2} = 1/3$$

حل: با توجه به روابط بالا خواهیم داشت:

$$P_d = \frac{0.3048 \times 300 \times 3.14 \times [2 \times (0.1524)^2 - (0.0635)^2]}{4} \times 60 = 182.7$$

بر اساس محاسبات انجام شده مقادیر Z_1, Z_2 به ترتیب برابر با ۰.۵۷۵ و ۰.۳۱۲ می‌باشند. بنابراین راندمان حجمی کمپرسور برابر است با:

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

لذا ظرفیت واقعی کمپرسور برابر است با:

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

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

الف: نسبت تراکم

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

ج: در صد فضای مرده.

د: افت فشار ناشی از عبور گازها از درون سوپاپها

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

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

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

ه: میزان رطوبت موجود در گاز مورد تراکم

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

۱-۲۱ محاسبات مربوط به کمپرسورهای حلزونی

مقدمه

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

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

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

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

وجود فرآیند تراکم داخلی باعث افزایش راندمان حجمی کمپرسور گردیده و همین مزیت یکی از دلایل برتری این کمپرسورها در مقایسه با کمپرسورهای گوشواره ای می‌باشد. جهت دست یابی به راندمان مطلوب لازم است که لقی بین روتور تا حد ممکن کم باشد. در شکل (۱-۱۱) چهار دیاگرام مختلف برای شرایط مختلف تراکم نشان داده شده است.

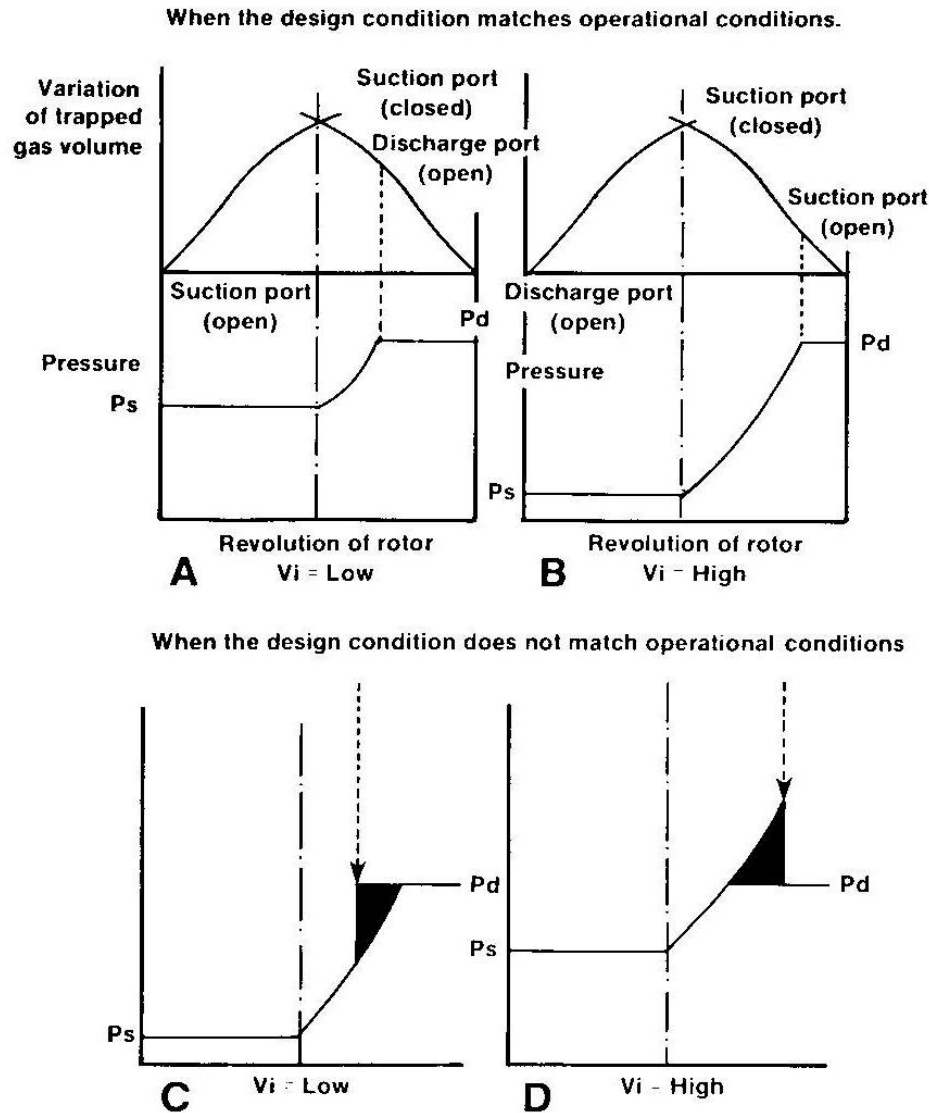


Figure 4-2. Effects of low and high volume ratios on the cycle of a screw compressor. (Courtesy of Mayekawa Manufacturing Company, Ltd.)

شکل (۱۱-۱): تأثیر نسبت حجمی کم و زیاد بر روی سیکل تراکم در کمپرسورهای حلزونی

حالت (A) نسبت تراکمی کم و حالت (B) نسبت تراکمی زیاد را نشان می‌دهد. حالت (C) نسبت حجمی کم درحالتی که شرایط طراحی با شرایط کارسازگاری ندارد را نمایش داده و حالت (D) نسبت حجمی زیاد درحالتی که شرایط طراحی با شرایط کارسازگاری ندارد را نشان می‌دهد.

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

دیگرام (D) کمپرسوری را با نسبت حجمی بالا دریک فرآیند نشان می‌دهد. اگر گاز مورد تراکم تافشاری بالاتر از فشار گاز دهش متراکم گردد، کار اضافی که برای تراکم اضافی صرف شده است بشکلی ازدست رفت انرژی محسوب می‌گردد.

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

نسبت حجمی (V_i) عبارت است از نسبت حجم گاز گیرانداخته شده در شروع تراکم به حجم گازی که در شرایط خروج از کمپرسور قرار دارد. نسبت فشار، همان نسبت تراکم بوده و عبارت است از نسبت فشار گازدهش به فشار گاز مکش. رابطه بین r_p و V_i طبق رابطه زیر نمایش داده می‌شود.

$$r_p = V_i^k \quad (42-1)$$

که در آن:

r_p = نسبت فشار

k = نمای آیزنتروپیک

V_i = نسبت حجم

۲۲-۱ محاسبات جابجائی Displacement

جابجائی کمپرسورهای حلزونی تابعی از حجم فضای خالی بین روتورها و سرعت کمپرسور می‌باشد. حجم فضای بین روتورها به شکل هندسی (Profile)، قطر و طول روتور بستگی دارد که از رابطه (۴۳-۱) بدست می‌آید.

$$Q_c = \frac{d^r(L/d)}{c} \quad (43-1)$$

که در آن:

Q_r = حجم جابجائی در هر دور کمپرسور

d = قطر روتور

L = طول روتور

c = ثابت هندسی روتور

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

$$Q_d = Q_r \times N \quad (44-1)$$

$$Q_i = Q_d \times E_v \quad (45-1)$$

که در آن:

Q_d = جابجائی روتور

N = سرعت دورانی کمپرسور

E_v = راندمان حجمی

$Q_i =$ حجم مکش واقعی

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

$Q_d =$ جابجائی روتور

$N =$ سرعت دورانی کمپرسور

$E_v =$ راندمان حجمی

$Q_i =$ حجم مکش واقعی

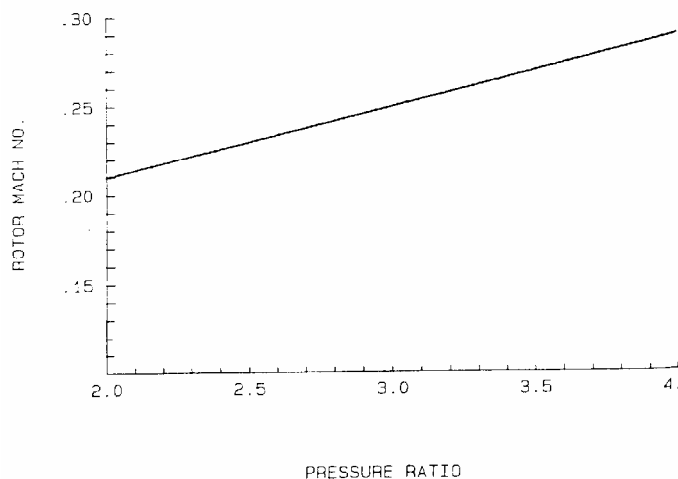
از آنجائی که در کمپرسورهای دورانی، فضای مرده برای انبساط مجدد گاز مورد تراکم وجود ندارد، راندمان حجمی تابعی از لغزش روتور می باشد که عبارت است از مقدار نشتی از قسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف، که نهایتاً موجب کاهش ظرفیت کمپرسور می گردد.

۱-۲۳ کمپرسورهای خشک

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

$$u = R\omega = R \cdot 2\pi N = \pi dN \quad (1-46)$$

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



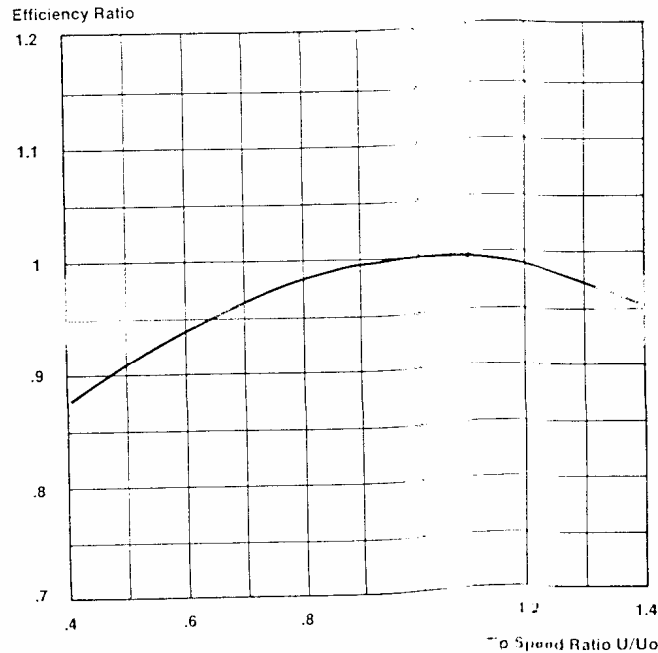
Optimum tip speed vs. pressure ratio.

شکل (۱-۱۲): سرعت لبه ای بهینه بر حسب نسبت تراکم

نشتی داخلی علاوه بر تأثیر بر روی راندمان حجمی، بر روی راندمان آدیاباتیک نیز تأثیر می گذارد. در شکل (۱-۱۳) تغییرات نسبت راندمان به راندمان بهینه در مقایسه با تغییرات نسبت سرعت لبه ای به سرعت بهینه نشان داده شده است.

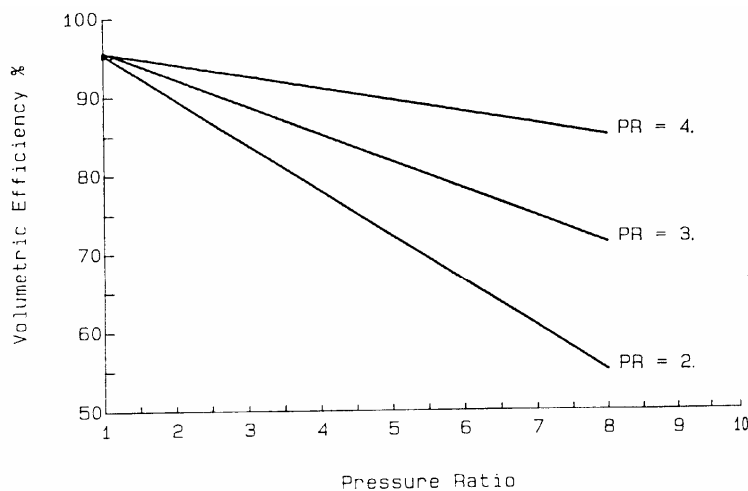
در شکل های (۱-۱۴) و (۱-۱۵) منحنی های راندمان حجمی و راندمان آدیباتیک برای سه نسبت تراکم ذاتی مختلف نشان داده شده است .

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



Tip speed ratio vs. efficiency ratio.

شکل (۱-۱۳): تغییرات راندمان نسبت به سرعت لبه ای



Pressure ratio vs. volumetric efficiency for an SRM compressor.

شکل (۱-۱۴): تغییرات راندمان حجمی به نسبت تراکم

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

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

$$W_A = P_1 Q_1 \frac{k}{\eta_a (K-1)} \left(r_p^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (47-1)$$

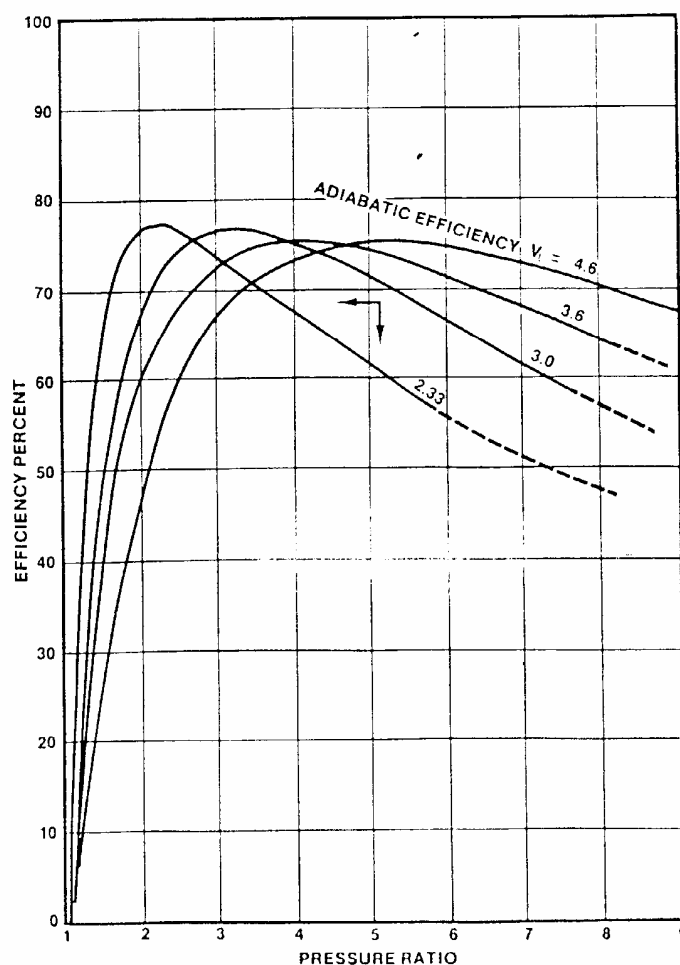
که در آن :

$W_a =$ توان آدیباتیک داده شده به کمپرسور

$P_1 =$ فشار ورودی

$Q_1 =$ حجم ورودی

$\eta_a =$ راندمان آدیباتیک



Pressure ratio vs. adiabatic efficiency for an SRM compressor

شکل (۱۵-۱): تغییرات راندمان آدیباتیک به نسبت تراکم

و دمای گاز خروجی برابر است با :

$$T_r = t_1 + \frac{T_1 \left(r_p^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right)}{\eta_a} \times \eta_t \quad (48-1)$$

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

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

$$W_S = W_{at} + W_{mach} \quad (1-49)$$

در اغلب کمپرسورها، از دست رفت مکانیکی حدود ۷ درصد توان آدیاباتیک می باشد.

مثال:

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

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

$$L/d = 1.5$$

$$M.W = 28.95$$

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

$$t_1 = 100.0^\circ \text{F } (37.8^\circ \text{C})$$

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

$$P_2 = 43.5 \text{ Psia } = 3 \text{ bar } (a) = 303 \text{ Pa}$$

$$r_p = 3$$

$$K = 1.395$$

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

مشخصه های کاری کمپرسور فوق را مشخص کنید.

حل:

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

با استفاده از شکل (1-14) برای نسبت تراکم ۳، $E_v = 89\%$

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

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

سرعت صوت در شرایط بهره برداری برابر است با:

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

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

با توجه به شکل (1-13)، برای نسبت تراکم ۳، نسبت سرعت لبه ای بهینه روتور (u) به

سرعت صوت $u/a = 0.25$ می باشد، بنابراین سرعت لبه ای بهینه برابر است با:

$$u_1 = 0.25 \times 351 = 87.75 \text{ m/s}$$

$$\frac{u}{u_1} = \frac{87.1}{87.75} = 0.9926$$

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

۱-۲۴ کمپرسورهای گریز از مرکز

۱-۲۴-۱ مشخصات ابعادی کمپرسورها Compressor Sizing

امروزه روشهای متعددی برای محاسبه و بررسی کمپرسورهای موجود در دست می باشد. در قدم اول ارتفاع پولی تروپیک باید محاسبه شود. برای این منظور رابطه (۱-۵۰) مورد استفاده قرار می گیرد.

$$H_p = ZMT_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} (r_p^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1) \quad (1-50)$$

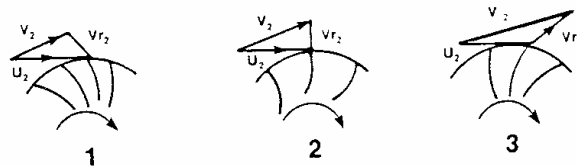
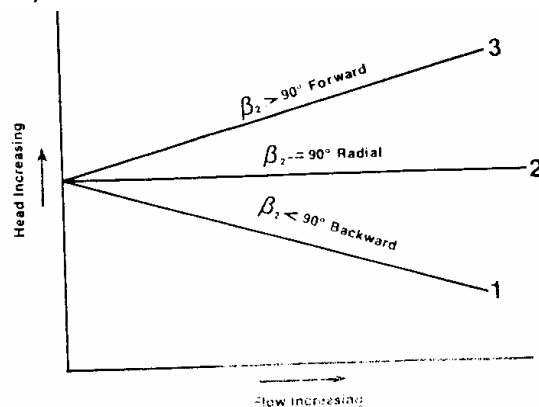
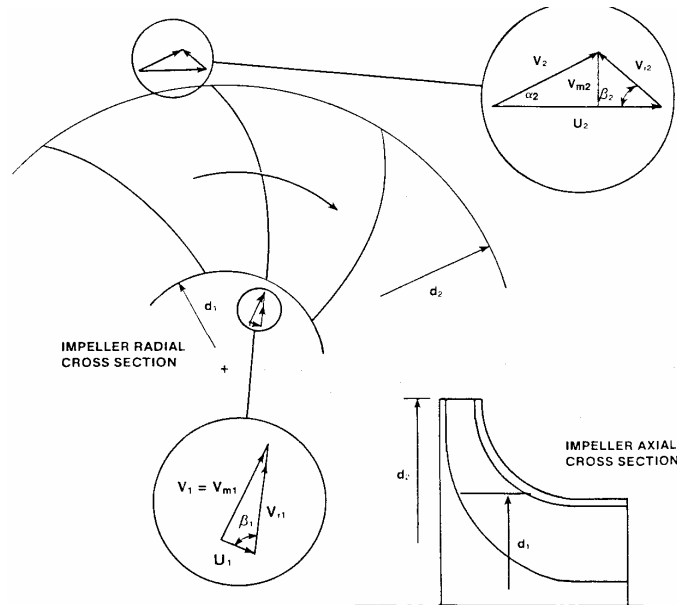


Diagram depicting backwards, radial and forward-curved blades.

شکل (۱-۱۶) منحنی مشخصه انواع پروانه ها بر حسب زاویه تیغه ها

برای این منظور در دست داشتن مقدار γ (نمای پولی تروپیک) ضروری می باشد. برای محاسبه γ می توان از رابطه زیر استفاده کرد.

$$\gamma = \frac{\ln \frac{P_2}{P_1}}{\ln \frac{P_2}{P_1} - \ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (51-1)$$



Impeller inlet and outlet flow vector triangles.

شکل (۱۷-۱): بردارهای سرعت در پروانه‌های رو به عقب

اگر مشخصات گاز (T,P) در قسمت‌های مکش ودهش در دست نباشد باید به روش سعی وخطا عمل نمود. برای این منظور اگر شرایط مکش در دست باشد می‌توان مقدار K رادر شرایط مکش مشخص نمود. سپس فرض کرد که راندمان پولی تروپیک حدود ۷۵٪ باشد، آنگاه به کمک رابطه (۵۱-۱) می‌توان \$\gamma\$ را محاسبه نموده و با مقدار به دست آمده از رابطه (۵۲-۱) مقایسه کرد، در صورت عدم یکسانی باید مقدار \$\eta_p\$ را تغییر داده و این کار را آنقدر تکرار کرده تا مقدار واقعی \$\gamma\$ به دست آید.

$$\eta_p = \frac{\gamma / \gamma - 1}{k / k - 1} \quad (52-1)$$

با در دست داشتن جرم مولکولی، دما و فشار مکش و ضریب تراکم پذیری و فشاردهش می‌توان مقدار ارتفاع پولی تروپیک را محاسبه کرد. لازم به یادآوری است که مقدار \$T_2\$ از رابطه (۵۳-۱) به دست می‌آید.

$$T_2 = T_1 r_p^{\frac{n-1}{n}} \quad (53-1)$$

جهت تعیین تعداد مراحل کمپرسور فرض می‌شود که هر پروانه و پیچک یک مرحله را تشکیل دهند و ارتفاع قابل دسترس در هر مرحله ۳۰۰۰ باشد. مقدار فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲۸ تا ۳۰ نظیر (ازت، هوا) مورد تأیید است. برای گازهای با جرم مولکولی خارج از مقادیر فوق

اصلاحات ابتدائی باید صورت پذیرد. به عنوان یک حساب سرانگشتی به ازاء هر واحد افزایش در جرم مولکولی، مقدار ارتفاع باید ۳۰ متر کاهش داده شود. برعکس، به ازاء هر واحد کاهش در جرم مولکولی مقدار ارتفاع باید ۶۰ مترافزایش یابد. روش اصلاحی فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲ تا ۷۰ دارای نتایج قابل قبولی می‌باشند. بعداز در دست داشتن ارتفاع کلی و ارتفاع هر مرحله می‌توان تعداد مراحل کمپرسور را تعیین نمود. در صورت غیر صحیح بودن عدد حاصل بایستی نتیجه به دست آمده بصورت افزایشی گرد شود. اگر جزء غیر صحیح کمتر از ۰,۲ باشد می‌توان تعداد مراحل به دست آمده را بصورت کاهشی گرد کرد. بعداز به دست آوردن تعداد مراحل لازم است که ارتفاع واقعی هر مرحله محاسبه شود.

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

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

$$H_p = \frac{\mu_p u_r^2}{g} \quad (54-1) \quad \text{از طرفی:}$$

که در آن:

$H_p =$ متر ارتفاع پولی تروپیک

$\mu_p = 0,48$ ضریب ارتفاع پولی تروپیک

$u_r =$ شتاب ثقل $g =$ متر بر ثانیه سرعت گاز در لبه پروانه

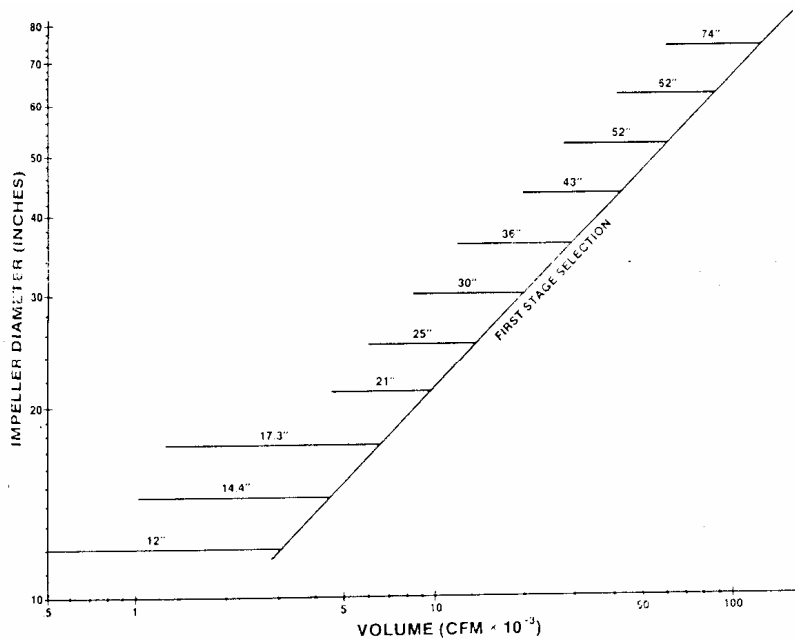
لذا به کمک رابطه فوق می‌توان مقدار u_r را محاسبه نمود. و سپس به کمک شکل (۱۵-۶) و با در دست داشتن دبی جریان می‌توان قطر پروانه را به دست آورد. خط مورب حد هائی قطر پروانه برای دبی تعیین شده می‌باشد. بعداز تعیین قطر پروانه سرعت دورانی کمپرسور را می‌توان از رابطه (۱-۵۵) به دست آورد

$$N = \frac{60 u_r}{\pi d_r} \quad (55-1)$$

که در آن:

$N =$ دور در دقیقه سرعت دورانی

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



Estimation of impeller diameter using inlet volume.

شکل (۱-۱۸): تعیین قطر پروانه بر اساس دبی جریان

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

$$Q_d = \frac{Q_{in}}{\left(\frac{z-1}{z}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(r_p^z\right)^{\frac{1}{\gamma}}} \quad (56-1)$$

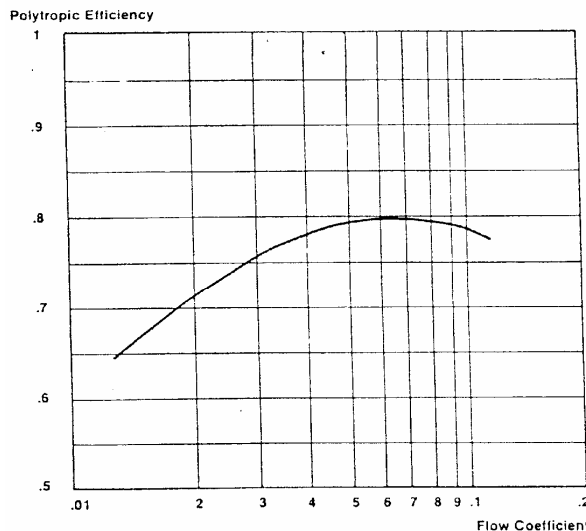
که در آن r_p نسبت تراکم در هر مرحله خنک نشده و Z تعداد مراحل در همان منطقه می‌باشد و ضریب دبی (δ) برابر است با:

$$\delta = 0.405 \frac{Q}{N d_r^3} \quad (57-1)$$

که در آن:

$Q =$ دبی حجمی متر مکعب بر دقیقه
 $N =$ سرعت دورانی دور در دقیقه
 $d_r =$ قطر پروانه متر

مقدار δ برای اولین مرحله نباید از ۰,۱ بیشتر بوده و برای آخرین مرحله نبایستی از ۰,۰۲ کمتر باشد. اگر مقدار δ از محدوده‌های ذکر شده تجاوز نمود، باید قطر پروانه را تغییر داد. برای این منظور می‌توان از منحنی ارائه شده در شکل (۱-۱۸) استفاده نمود. لازم به ذکر است که در انتخاب قطر پروانه بهتر است که از مقادیر نزدیک به خط راهنما (Guide Line) استفاده شود. بعد از محاسبه δ برای مراحل اول و آخر کمپرسور مقدار متوسط آن باید در شکل (۱-۱۹) مورد استفاده قرار گرفته تا راندمان پولی تروپیک محاسبه گردد.



Centrifugal stage efficiency vs. flow coefficient.

شکل (۱-۱۹): محاسبه راندمان مراحل کمپرسورهای گریز از مرکز بر حسب ضریب دی

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

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

در صورت مشاهده مغایرت زیاد بین مقدار η فرض شده و مقدار به دست آمده باید از مقدار به دست آمده در فرض اول بررسی، استفاده شود. توان مصرفی در کمپرسور رامی توان از رابطه (۱-۵۸) به دست آورد.

$$W_p = \frac{wH_p}{\eta_p} + \text{Mech. Losses} \quad (1-58)$$

مقدار از دست رفت مکانیکی رامی توان ۱٪ توان مصرفی فرض نمود. اگر زمان محاسبات چندان مهم نباشد، و یا کمپرسور دارای خنک کن بین مرحله ای بوده و یا دارای جریانهای جانبی باشد، لازم است که از مقادیر داده شده در جدول (۱-۴) برای محاسبه و اعمال از دست رفت‌های انرژی در دهانه‌های ورودی استفاده کرد. برای خنک کردن بین مرحله ای باید مقدار افت فشار محاسبه و در بقیه محاسبات مورد استفاده قرار گیرد. مقدار ΔP در خنک کن بین مرحله ای باید از

مقدار فشار دهش هر مرحله کسر شده و به عنوان فشار مکش مرحله بعد مورد استفاده قرار گیرد. مقدار افت فشار در خنک کن بین مرحله ای را می توان ۲٪ فشار ورودی خنک کن منظور نمود. برای کمپرسورهای که در فشار کم کار می کنند، افت فشار معادل ۲٪ قابل قبول نبوده و حداکثر مقدار آن باید ۲ psi (۰,۱۵ bar) باشد. اگر کمپرسوری بصورت جریان جانبی ورودی - خروجی طراحی شده برای اولین مرحله محاسبات افزایش دمایی حدود 6°C را باید برای آن منظور کرد.

مثال: کمپرسوری دارای شرایط زیر می باشد.

$$Q_1 = 175 \quad \text{متر مکعب}$$

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

$$M = 28,46$$

$$P_1 = 1 \quad \text{بار (مطلق)}$$

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

$$K = 1,395$$

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

مطلوبست محاسبه اندازه های کمپرسور

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

قدم اول: محاسبه نمای پولی تروپیک

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{k - 1}{k} \times \frac{1}{\eta_p} = \frac{1,395 - 1}{1,395} \times \frac{1}{0,75} \Rightarrow \gamma = 1,608$$

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{2,72}{1} = 2,72$$

Table 2-2
Velocity Head Multipliers

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

Source: Modified from [16].

جدول (۴-۱): از دست رفت انرژی در اتصالات و دهانه‌های کمپرسور

قدم دوم: محاسبه ارتفاع پولی تروپیک

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

$$H_p = 1 \times 28.46 \times 30.5 \left(\frac{1.608}{1.608 - 1} \right) \left[(2.72)^{\left(\frac{1.608 - 1}{1.608} \right)} - 1 \right] = 11.076 \text{ m}$$

قدم سوم: محاسبه تعداد مراحل

فرض می‌شود که ارتفاع هر مرحله ۳۰.۴۸ متر (معادل 10000 ft.lb/lb) باشد. در این صورت:

$$Z = \frac{11.076}{30.48} = 3.63 \approx 4$$

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

$$H_p = \frac{11.076}{4} = 2769 \text{ m}$$

قدم چهارم: محاسبه سرعت دورانی کمپرسور

فرض می‌شود که ضریب ارتفاع $\mu = ۰.۴۸$ باشد. در این صورت

$$u_r = \left(\frac{H_p \times g}{\mu} \right)^{۰.۵} = \left(\frac{۲۷۶۹ \times ۹.۸۱}{۰.۴۸} \right)^{۰.۵} = ۲۳۸ \text{ m/s}$$

بادردست داشتن Q ، قطر پروانه به کمک شکل (۱-۱۸) محاسبه می‌گردد که در حالت فوق مقدار آن ۱۷.۳ in (معادل ۰.۴۴ متر) می‌باشد.

$$N = \frac{۶۰ \times ۲۳۸}{\pi \times ۰.۴۴} = ۱۰۳۴۹ \text{ RPM} \quad \text{سرعت دورانی شافت}$$

قدم پنجم: محاسبه راندمان پولی تروپیک

$$Q_f = \frac{۱۷۵}{\left(\frac{۳-۱}{۲.۷۲} \right)^{۱.۶۰۸}} = ۱۰۹.۵ \text{ m}^3 / \text{min} \quad \text{در آخرین مرحله}$$

با استفاده از روابط

$$\delta_v = \frac{(۰.۴۰۵ \times ۱۷۵)}{(۱۰۳۴۹ \times ۰.۴۴^۳)} = ۰.۰۸ \Rightarrow \eta_p = ۰.۷۹$$

$$\delta_f = \frac{(۰.۴۰۵ \times ۱۰۹.۵)}{(۱۰۳۴۹ \times ۰.۴۴^۳)} = ۰.۰۵ \Rightarrow \eta_p = ۰.۷۹$$

لذا متوسط $\eta_p = ۰.۷۹$ درمی‌آید.

قدم ششم: اصلاح نمای پولی تروپیک

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{۱.۳۹۵ - ۱}{۱.۳۹۵} \times \frac{۱}{۰.۷۹} = ۰.۳۵۹ \Rightarrow \gamma = ۲.۷۸۷$$

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

$$T_r = ۳۰۵(۲.۷۲)^{۰.۳۵۹} = ۴۳۷ \text{ K} = ۱۶۴^\circ \text{ C}$$

با احتساب ۰.۰۱ برای ازدست رفت مکانیکی، توان مصرفی در کمپرسور برابر است با:

$$W_p = \frac{۱.۰۱ \times ۹.۸۱ \times ۳.۳ \times ۱۱۰.۷۶}{۱۰۰۰ \times ۰.۷۹} = ۴۵۸.۴ \text{ KW}$$

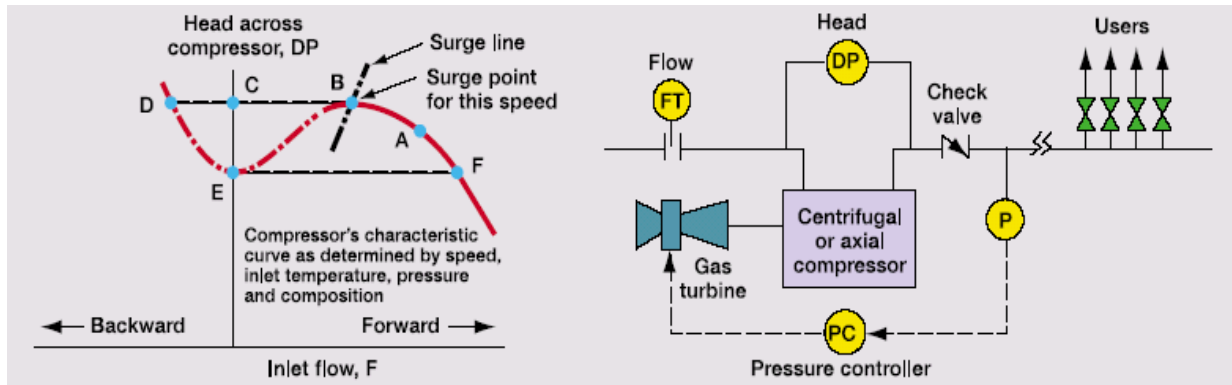
تذکر: در این محاسبات ارتفاع پولی تروپیک مجدداً محاسبه نگردیده است. چرا که تغییرات راندمان ناچیز بوده و حداکثر می‌تواند ۰.۰۱ خطا داشته باشد.

۱-۲۵ پدیده موجدار شدن Surging

موج Surge چیست؟

در شکل (۱-۲۰) منحنی مشخصه یک کمپرسور گریزازمرکز به همراه یک سیستم کنترلی نشان داده شده است. همانطوری که از شکل فوق پیداست منحنی در سمت چپ تا مقدار $Q = ۰$ رسم نشده و بلکه دارای بریدگی می‌باشد. حداقل دبی رسم شده در این شکل دارای عنوان Surge Limit می‌باشد یا به عبارت دیگر اگر مقدار دبی از حد فوق کمتر باشد، سیستم با پدیده ای مواجه خواهد شد که آن را اصطلاحاً موجدار شدن می‌نامند. اولین علامت مشخصه این پدیده

بروز یک حالت رفت و برگشت در جریان گاز در کمپرسور می باشد که با سرو صدای زیادی توأم می باشد.



شکل (۱-۲۰) منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز به همراه سیستم کنترل سرج

فشار دهش دارای نوسانات شدیدی بوده و دمای گاز افزایش می یابد. بدیهی است به لحاظ نوسان فشار، روتور دائماً تحت معرض فشار در جهت های روبه جلو و عقب بوده و همین امر موجب وارد شدن بار اضافی بر روی یاطاقان بار محوری (Thrust Bearing) می گردد. برحسب سرعت دورانی کمپرسور و کیفیت یاطاقان، پدیده موجدارشدن می تواند بعد از ۱۰۰ - ۲۰۰۰ مرتبه تکرار باعث خرابی یاطاقان بار محوری شود. کمپرسورهائی که در سرعت کم کار می کنند نسبت به پدیده موج کمتر حساس می باشند. به عنوان مثال کمپرسورهائی که در سرعت دورانی کمتر از ۳۰۰۰ دور در دقیقه کار می کنند در مقابل این پدیده کاملاً ایمن بوده و این در حالی است که کمپرسورهای با سرعت دورانی ۱۰۰۰۰ دور در دقیقه شدیداً نسبت به این پدیده حساس بوده و در صورت مساعد بودن شرایط در معرض پدیده موج قرار می گیرند. قبل از ورود به بحث بررسی پدیده موج (Surge) ذکر این نکته ضروری است که کمپرسورهای گریز از مرکز ماشینی هستند که قادرند ارتفاع پولی تروپیک ثابتی را که تابعی از مشخصه های مکانیکی کمپرسور، دبی گاز و سرعت آن باشند ایجاد نمایند و این مقدار مستقل از خواص فیزیکی گاز مورد تراکم است. از نظر مهندسیین فرآیند آنچه که مهم به نظر می رسد، دانستن این امر است که کمپرسور می تواند به ازاء فشار مکش معین، فشار دهش مشخصی رادر قسمت خروجی کمپرسور ایجاد کند در این صورت ارتفاع پولی تروپیک در یک کمپرسور برابر است با:

$$H_p = \frac{P_d - P_s}{\rho} \quad (۵۹-۱)$$

P_d = فشار دهش که در آن:

P_s = فشار مکش

ρ = دانسیته گاز مورد تراکم

ارتفاع پولی تروپیک $H_p =$

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

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

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

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

$$E_c = \frac{1}{\rho} V_c \rho v^2$$

افزایش می یابد. با توجه به افزایش انرژی جنبشی، قطعاً انرژی پتانسیل (فشار)

سیال افزایش یافته و بر فشار دهش غلبه می کند و مقداری گاز از کمپرسور به قسمت دهش رانده می شود. با خروج گاز با وزن مخصوص زیاد، جای آن را گاز با وزن مخصوص کم پر می کند و مشکل ذکر شده در قبل مجدداً خود را نمایان می سازد. نتیجه کلی این پدیده بروز یک سری جریانهای رفت و برگشتی در کمپرسور می باشد که اولین اثر آن بصورت لرزش، سرو صدا و تنش خودرانشان می دهد و جریان مفید گاز تقریباً صفر می باشد.

فصل دوم:

محاسبات در پمپ

و چگونگی انتخاب آن

اهداف فصل:

- ۱- آشنایی با محاسبات مربوط به انتخاب پمپ ها
- ۲- آشنایی با منحنی های مشخصه پمپ ها
- ۳- آشنایی با کاویتاسیون و محاسبات مربوط به آن

۲-۱ محاسبات در پمپها

۲-۱-۱ هدف از بکارگیری پمپها

پمپ به ماشینی اطلاق می‌شود که از آن برای جابجائی سیالات تراکم ناپذیر (Incompressible Fluids) نظیر مایعات استفاده می‌شود و پمپاژ (Pumping) عبارت‌است از افزایش انرژی پتانسیل (فشار) مایعات جهت انتقال آن از نقطه ای به نقطه دیگر. افزایش فشار مایعات در فرآیند پمپاژ، می‌تواند بدلائل زیر باشد:

الف: غلبه بر اصطکاک موجود در سیستم (شبکه‌های آب رسانی شهری).

ب: غلبه بر مقاومت (فشار) موجود در مقابل جریان مایع (پمپ تغذیه دیگ بخار).

ج: ذخیره سازی مایعات در سطح انرژی پتانسیل (ارتفاع یا فشار) بالاتر (منابع هوائی آب)

د: انجام کار مکانیکی (سیستم‌های هیدرولیک)

۲-۲ دسته بندی پمپها

پمپها برحسب مکانیسم عملکرد آن به دو دسته تقسیم می‌شوند:

الف: پمپ‌های جابجائی مثبت Positive Displacement Pumps

در پمپهای جابجائی مثبت، مقدار معینی از مایع در لای دو قطعه گیر انداخته شده و سپس با جابجائی قطعه (یا قطعات) متحرک پمپ، مایع مورد پمپاژ تحت فشار خروجی از پمپ به خارج رانده می‌شود. در این پمپها، لقی (Clearance) بین قطعات متحرک (Pumping Elements) و پوسته (Casing) بسیار ناچیز بوده و لذا جابجائی مایع در جهت رو بجلو صورت می‌پذیرد. پمپهای جابجائی مثبت خودبه خودبه دو دسته تقسیم می‌شوند:

الف: تناوبی Reciprocating

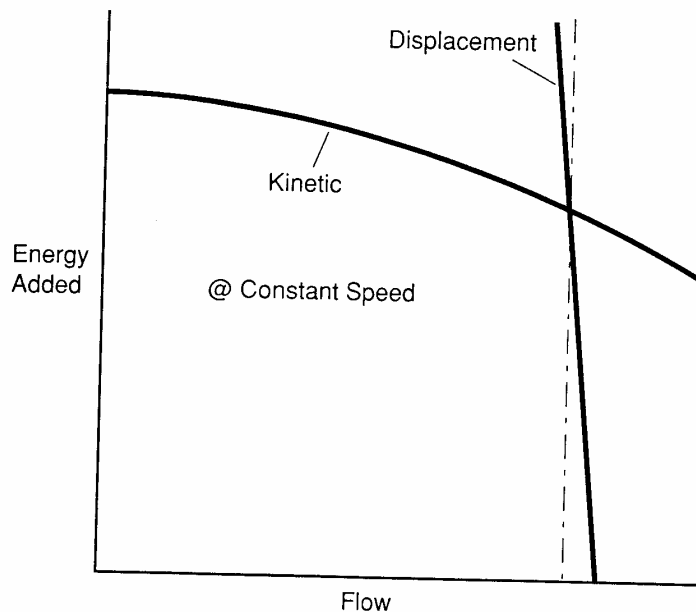
ب: دورانی Rotary

بکارگیری از پمپهای جابجائی مثبت جنبه عمومی نداشته و فقط در شرایط ویژه ای مورد استفاده قرار می‌گیرند. بعنوان مثال در مواقعی که فشار خروجی بالا مورد نظر بوده و یا اینکه مایع مورد جابجائی دارای ویسکوزیته زیاد باشد، ترجیح داده می‌شود که از پمپهای دورانی استفاده شود. از سوی دیگر بعلت حساسیت شدید دبی جریان در پمپهای گریزازمرکز به ارتفاع کلی موجود در سیستم، در مواردی که ثبات نسبی دبی در سیستم مورد نظر باشد، بعلت تغییرات اندک دبی

جریان در پمپهای جابجائی مثبت و عدم وابستگی نسبی آن به فشار سیستم، ترجیحاً باید از پمپهای جابجائی مثبت استفاده شود.

ب: پمپهای گریز از مرکز Centrifugal Pumps

بعلت ویژگی‌های مطلوب پمپهای گریز از مرکز، امروزه بیش از ۶۰٪ پمپهای مورد استفاده در دنیا از نوع گریز از مرکز می‌باشند. پمپهای گریز از مرکز جزء ماشین‌های جنبشی (Kinetic) بوده، چرا که در اثر حرکت دورانی پروانه (Impeller) انرژی جنبشی (سرعت) مایع بطور عمده و انرژی پتانسیل (فشار) آن بطور جزئی افزایش یافته، آنگاه بخش اعظمی از انرژی جنبشی اعمال شده در یک مجرای گشاد شونده بنام حلزونی (Volute) به انرژی پتانسیل تبدیل می‌شود. از آنجائی که انرژی داده شده به مایع به سرعت آن بستگی دارد، لذا افزایش انرژی پتانسیل مایع، با دبی آن تغییر می‌کند. بر همین اساس، عملکرد پمپها با منحنی مشخصه آن (Pump Characteristic Curve) که معرف تغییرات دبی در مقابل مقاومت موجود در سیستم فشار یا ارتفاع (Head) می‌باشد، نشان داده می‌شود (شکل ۱-۲).



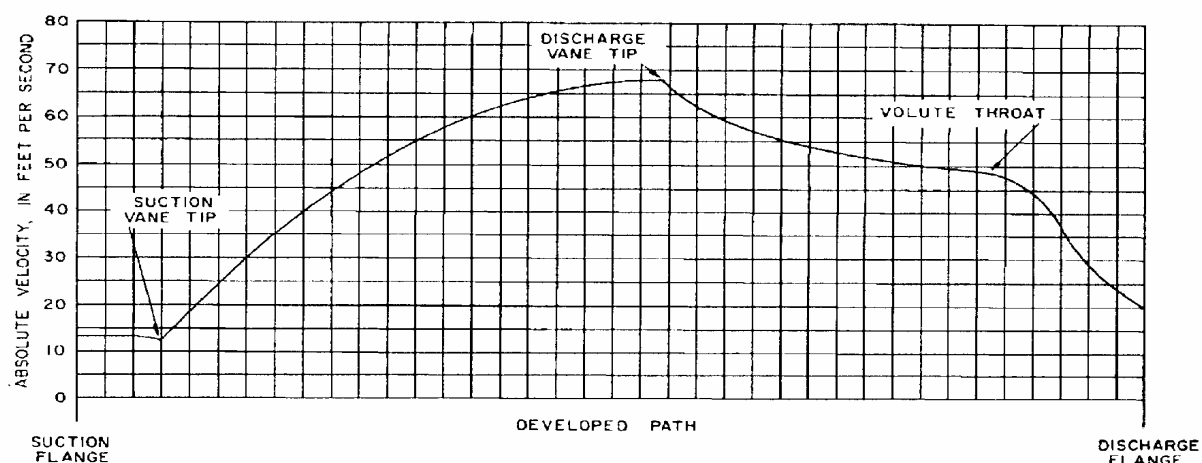
شکل (۱-۲): منحنی مشخصه انواع پمپها

همانطوری که از شکل فوق پیداست، دبی پمپهای گریز از مرکز در مقابل تغییرات مقاومت موجود در سیستم شدت تغییر نموده و بر همین اساس می‌توان ظرفیت آن را با تغییر مقاومت در سیستم کنترل کرد. حال آنکه دبی (ظرفیت) پمپهای جابجائی مثبت تقریباً ثابت بوده و هر چند که ظرفیت آن را نمی‌توان با تغییر مقاومت در سیستم تغییر داد، ولی در عوض ویژگی فوق اجازه می‌دهد تا در مواردی که لازم باشد، سیستم پمپاژ با ظرفیت تقریباً ثابت کار کرده و با تغییر شرایط موجود در سیستم، دبی پمپ تغییر چندانی نکند، پمپهای جابجائی مثبت (بویژه پمپهای دیافراگمی) انتخاب مناسبی می‌باشند.

پمپهای گریز از مرکز را می‌توان از نظر مکانیکی ماشینی ساده و از نظر هیدرولیکی ماشینی پیچیده ای دانست که از قسمتهائی نظیر پروانه (Impeller) که در داخل پوسته یا پیچک (Casing یا Volute) می‌چرخد، سیستم آب بند کننده (Sealing System)، یاطاقها (Bearings) و شافت (Shaft) تشکیل شده‌است.

گشتاور داده شده به شافت از طریق تیغه‌های (Vaness) پروانه به مایع مورد پمپاژ منتقل شده و باعث افزایش سرعت مایع می‌گردد. ولی از آنجائی که هدف از بکارگیری پمپها، افزایش فشار مایعات است و نه سرعت آن، بنابراین لازم است که حتی الامکان، انرژی جنبشی (سرعت) به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل شود. این امر در یک مجرای گشاد شونده بنام حلزونی (Volute) صورت می‌پذیرد. در شکل (۲-۲) تغییرات سرعت مطلق مایع در مسیر جریان از درون پوسته پمپ (از دهانه مکش تا دهانه خروجی) نشان داده شده‌است.

مایع مورد پمپاژ با سرعت کم و تحت تأثیر فشار مکش (عموماً فشار جو) وارد پروانه شده و با چرخش پروانه، شتاب، سرعت و تا حدودی فشار آن افزایش می‌یابد، بنحوی که در قسمت لبه تیغه‌ها (Vaness Tip) سرعت آن به حد اکثر خود رسیده و بعد از خروج از پروانه، وارد پوسته شده و بتدریج سرعت آن کاهش و فشار آن افزایش می‌یابد. هرچند که راندمان پمپهای گریز از مرکز از پمپهای جابجائی مثبت کمتر می‌باشد ولی پائین بودن قیمت اولیه آن عیب فوق را می‌پوشاند. در بعضی از پمپهای جابجائی مثبت (بویژه پمپهای تناوبی) مایع خروجی از پمپ دارای ضربان (Pulse) است، ولی مایع خروجی از پمپهای گریز از مرکز دارای جریان پیوسته و یکنواخت بوده و فاقد ضربان می‌باشد.



شکل (۲-۲): تغییرات سرعت مطلق مایع در پوسته پمپ

در طی ۸۰ سال گذشته دامنه بهره برداری از پمپهای گریز از مرکز چه از نظر فشار و چه از لحاظ دبی قابل دسترس، گسترش وسیعی پیدا نموده‌است. بزرگترین پمپ گریز از مرکز با دبی ۴۱۷۶۰۰ متر مکعب در ساعت با ارتفاع ۳۸۷ متر و توان مصرفی ۴۱۰ مگاوات در Bath County

آمریکا در حال بهره برداری می باشد. در یک ایستگاه فضایی واقع در سیاتل آمریکا از یک پمپ گریز از مرکز با دبی ۳۴۰۰ متر مکعب در ساعت با ارتفاع ۵۶۷۰۰ متر جهت تأمین سوخت مورد استفاده قرار می گیرد. این پمپ با سرعت دورانی ۳۷۰۰۰ دور در دقیقه و توان مصرفی ۵۲ مگاوات در حال بهره برداری است. هرچند که دامنه بکارگیری از پمپهای گریز از مرکز در زمینه ظرفیت بسیار وسیع می باشد ولی نامحدود نیست. در یک جمع بندی کلی پمپهای گریز از مرکز برای دبی زیاد و ارتفاع کم تا زیاد و پمپهای جابجائی مثبت برای دبی کم و ارتفاع (فشار) زیاد مناسب می باشند.

۲-۳ دبی (ظرفیت) Capacity or Flow Rate

بنا بر تعریف مقدار حجمی از مایع که در واحد زمان توسط پمپها جابجا می شود را دبی یا ظرفیت پمپ می نامند. دبی پمپ که عموماً با Q نشان داده می شود، دارای واحدهای مختلفی بوده که عمده ترین آنها عبارت است از متر مکعب در ساعت (m^3/hr)، متر مکعب در ثانیه (m^3/s)، لیتر در ثانیه (l/s) و گالن در دقیقه (GPM). در جدول (۱-۲) تبدیل واحدهای ظرفیت به یکدیگر ارائه شده است.

در جدول (۱-۲) دسته بندی انواع پمپها و در شکل (۳-۲) محدوده بکارگیری آنها نشان داده شده است.

گالن در دقیقه	لیتر در ثانیه	متر مکعب در ساعت	
۴/۴۰۳۳	۰/۲۷۷۸	۱	متر مکعب در ساعت
۰/۰۶۳۱	۱	۳۱۶	لیتر در ثانیه
۱	۱۵/۸۲	۰/۲۲۷۱	گالن در دقیقه

جدول (۱-۲): تبدیل واحدهای مختلف ظرفیت پمپها

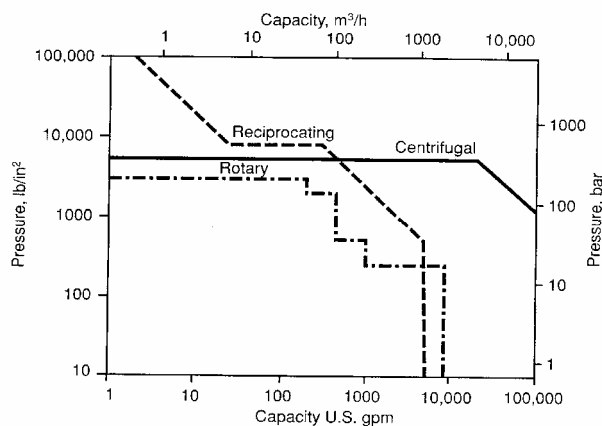
۲-۴: ارتفاع (Head)

سازندگان پمپهای گریز از مرکز همواره علاقمندند که منحنی مشخصه پمپها را طوری تهیه و در اختیار خریداران قرار دهند که به خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ (بویژه وزن مخصوص) بستگی نداشته باشد. برای این منظور بجای استفاده از فشار، از اصطلاحی به نام ارتفاع (Head) استفاده می شود.

در پمپهای گریز از مرکز، در صورت ثابت بودن قطر و سرعت دورانی پروانه، مقدار انرژی که به واحد وزن مایع داده می شود، مقداری ثابت بوده و مستقل از وزن مخصوص آن می باشد. به همین خاطر، در بیان عملکرد پمپهای گریز از مرکز، منحنی مشخصه آن بصورت منحنی $H-Q$ (دبی - ارتفاع) ارائه می گردد. فرض می شود که ستونی از آب سرد (با وزن مخصوص واحد) ساخته شود. برای اعمال یک بار فشار، ستون فوق باید حدود ۱۰/۲ متر ارتفاع داشته باشد.

بدیهی است که اگر وزن مخصوص مایع از آب بیشتر باشد، ارتفاع فوق کاهش می‌یابد (و برعکس) برای تبدیل فشار به ارتفاع برای مایعی با وزن مخصوص SG توان از رابطه (۱-۲) استفاده کرد.

$$H \text{ (متر)} = \frac{10.2 P \text{ (بار)}}{SG} \quad (1-2)$$



شکل (۲-۳): محدوده بکارگیری انواع پمپها.

لازم به ذکر است که منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز (منحنی H-Q) عموماً برای آب تهیه می‌شود. هرچند که منحنی فوق به وزن مخصوص مایع مربوط نمی‌باشد ولی با توجه به تأثیر ویسکوزیته بر روی عملکرد دینامیکی پمپهای گریز از مرکز منحنی مشخصه ارائه شده برای مایعاتی با ویسکوزیته بیشتر از ویسکوزیته آب صادق نبوده و فقط در نقطه $Q=0$ (Shut Off Point) که سیستم حالت استاتیکی دارد ارتفاع قابل دسترس برای مایعات مختلف یکسان می‌باشد، ولی در سایر مقادیر دبی، بلحاظ عملکرد دینامیکی پمپ، منحنی مشخصه آن با منحنی مشخصه پمپ در حالت انتقال آب مغایرت داشته و در این صورت کارآئی پمپ کاهش یافته که بطور مفصل در بخش‌های بعدی مورد اشاره قرار خواهد گرفت.

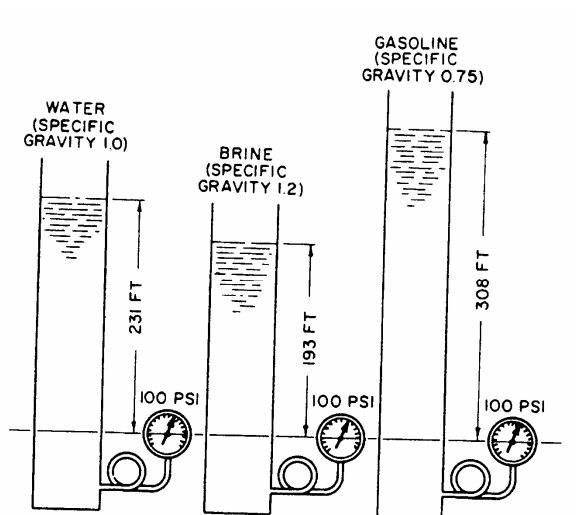
با توجه به موارد فوق می‌توان نتیجه گرفت:

۱- منحنی مشخصه H-Q هر پمپ گریز از مرکز با قطر و سرعت دورانی ثابت، برای تمامی مایعات مستقل از وزن مخصوص آن می‌باشد.

۲- در صورت مغایرت ویسکوزیته مایع مورد پمپاژ با ویسکوزیته آب، منحنی مشخصه پمپ دارای شکل نزولی خواهد بود (در $Q \neq 0$ ، به ازاء دبی ثابت، پمپ برای مایعات با ویسکوزیته بیشتر، ارتفاع کمتری را اعمال می‌کند).

فرض می‌شود که پمپی باید فشاری برابر با $6/9$ بار (۱۰۰ psi) را در قسمت دهش اعمال نماید، اگر سیال مورد پمپاژ آب باشد، ارتفاع خروجی پمپ معادل $70/4$ متر (۲۶۱ فوت) بوده، در

صورتی که برای ایجاد فشار فوق توسط آب نمک با وزن مخصوص $1/2$ ، ارتفاع ستون به $58/8$ متر (193 فوت) کاهش می‌یابد. در عوض همین فشار با ستونی به ارتفاع 96 متر (308 فوت) توسط نفت سفید (با وزن مخصوص $0/75$) ایجاد می‌شود. در شکل (۲-۴) تأثیر وزن مخصوص مایع بر روی ارتفاع جهت دستیابی به فشار معین برای آب، آب نمک و نفت سفید نشان داده شده‌است.



شکل (۲-۴): تأثیر وزن مخصوص بر روی ارتفاع استاتیکی جهت دستیابی به فشار معین.

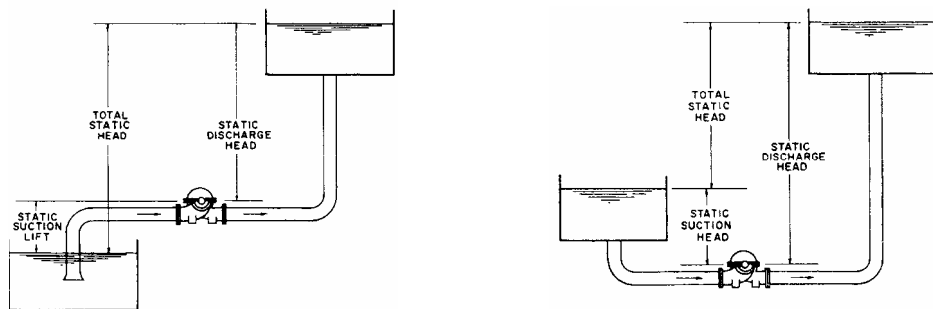
۲-۵: ارتفاع سیستم System Head

ارتفاع کلی هر سیستم شامل اجزای زیر می‌باشد:

- ۱- ارتفاع استاتیکی
- ۲- ارتفاع ناشی از اختلاف فشار بین منبع مکش و دهش
- ۳- ارتفاع اصطکاکی
- ۴- از دست رفت ارتفاع ناشی از ورود و خروج مایع به درون لوله
- ۵- ارتفاع سرعتی

۲-۵-۱: ارتفاع استاتیکی Static Head

ارتفاع استاتیکی، همان اختلاف ارتفاع سطح مایع در دو منبع مکش و دهش سیستم پمپاژ می‌باشد (شکل ۲-۵).



شکل (۲-۵): ارتفاع استاتیکی

ارتفاع استاتیکی خود از دو بخش تشکیل می‌گردد، ارتفاع استاتیکی دهش و ارتفاع استاتیکی مکش. در چنین حالتی، دهانه مکش پمپ بعنوان خط مرجع (Reference Line) در نظر گرفته می‌شود.

اگر سطح مایع در منبع مکش پائین تر از پمپ قرار داشته باشد، اصطلاحاً Lift نامیده و اگر بالاتر از پمپ قرار گرفته باشد، اصطلاحاً آن را Head می‌نامند. ارتفاع استاتیکی برابر است با:

$$H_{st} = H_{sd} \pm H_{ss} \quad (۲-۲)$$

که در آن:

H_{st} = ارتفاع استاتیکی کل

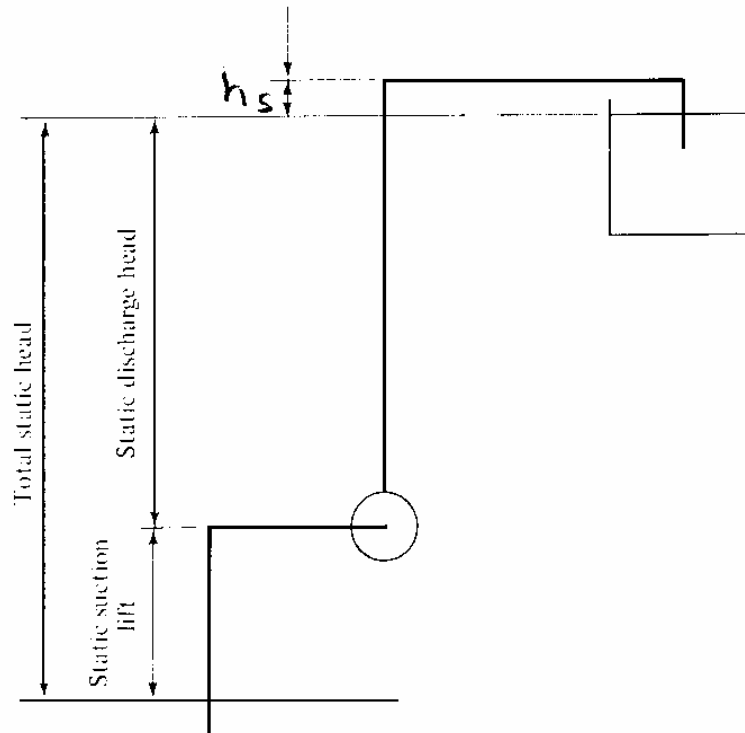
H_{sd} = ارتفاع استاتیکی دهش

H_{ss} = ارتفاع استاتیکی مکش

در حالت Lift علامت بین دو بخش مثبت و در حالت Head منفی در نظر گرفته می‌شود. گاهی اوقات سیستم انتقال مایع بصورت شکل (۲-۶) می‌باشد. در مورد نحوه تأثیر گذاری h_s بر روی ارتفاع استاتیکی سیستم دو نظریه مختلف وجود دارد. برخی اعتقاد دارند که برای انتقال مایع به منبع، ارتفاع h_s نیز باید منظور گردد ولی از آنجائی که ارتفاع فوق در اثر پدیده سیفون (Siphon) قابل بازیابی می‌باشد ارتفاع فوق نباید در برخی بر این با ورنند که ارتفاع فوق نباید در محاسبه استاتیکی کل منظور گردد.

اما به نظر می‌رسد که تصمیم گیری نهائی در این زمینه به شرایط سیستم انتقال مایع بستگی خواهد داشت. اگر ارتفاع استاتیکی سیستم و تأثیر آن بر روی عملکرد پمپ حالت تعیین کننده ای داشته باشد، با توجه به اینکه به هر حال در زمان راه اندازی، پمپ باید قادر باشد که مایع را به منبع برساند، h_s باید در محاسبه ارتفاع استاتیکی منظور شود. هر چند که این امر باعث می‌شود تا بعد از راه اندازی پمپ، ارتفاع استاتیکی واقعی سیستم در اثر بازیابی انرژی در اثر پدیده سیفون کاهش یافته و همین امر موجب افزایش دبی در سیستم انتقال مایع می‌گردد.

در سایر موارد که پمپ قابلیت لازم را در زمان راه اندازی جهت تأمین ارتفاع h_s دارا می‌باشد، بهتر است که مقدار آن را در محاسبه ارتفاع استاتیکی منظور نکرده و بدیهی است که دبی پمپ در هنگام شروع بهره برداری از پمپ از مقدار مورد انتظار کمتر بوده ولی در مدت کوتاهی بلحاظ بازیابی انرژی داده شده به مایع، به حالت عادی بر می‌گردد.



شکل (۲-۶): پدیده سیفون در انتقال مایعات

۲-۵-۲: ارتفاع ناشی از اختلاف فشار بین منبع مکش و دهش

اگر فشار در منبع مکش پمپ P_s و در منبع دهش پمپ P_d باشد، ارتفاع ناشی از اختلاف فشار در دو منبع مکش و دهش (H_p) بر اساس رابطه (۲-۳) برابر است با:

$$H_p = \frac{10.2(P_d \pm P_s)}{SG} \quad (۳-۲)$$

از آنجائی که ارتفاع استاتیکی و ارتفاع ناشی از اختلاف فشار بین دو منبع مکش و دهش هر دو مستقل از دبی جریان می‌باشند، لذا می‌توان جمع آن دو را ارتفاع استاتیکی کل منظور کرد. در این صورت ارتفاع استاتیکی کل برابر است با:

$$H_{st} = (H_{sd} \pm H_{ss}) + \frac{10.2(P_d \pm P_s)}{SG} \quad (۴-۲)$$

۲-۵-۳: ارتفاع اصطکاکی Friction Head

ارتفاع اصطکاکی، مقدار انرژی لازم برای غلبه بر اصطکاک موجود در لوله و اتصالات (شیر، زانوئی، سه راهی و...) می‌باشد که با علامت H_d نشان داده می‌شود. مقدار H_d به عوامل متعددی نظیر دبی، قطر لوله، جنس لوله، طول لوله، تعداد اتصالات، نوع اتصالات، ویسکوزیته مایع، وزن مخصوص مایع و... بستگی دارد. رابطه H_d با دبی سیستم بصورت زیر می‌باشد:

$$H_d = KQ^n \quad (۵-۲)$$

که در آن K مقداری ثابت بوده و به عوامل ذکر شده در بالا (بجز دبی) بستگی دارد. n تابعی از رژیم جریان مایع در سیستم بوده که بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$n = 1 \quad \text{جریان آرام} \quad n = 1/85 - 2 \quad \text{جریان آشفته}$$

۲-۵-۴: از دست رفت ناشی از ورود و خروج مایع

بجز در موارد خاص، اغلب پمپها، مایع مورد پمپاژ را از یک منبع ذخیره دریافت می‌کنند. در محل ورود مایع بدرون لوله مکش، همواره مقداری از دست رفت انرژی وجود داشته که آن را از دست رفت ناشی از ورود مایع به لوله (Entrance Loss) می‌نامند و مقدار آن به طراحی دهانه ورود مایع بدرون لوله بستگی داشته و با اصلاح آن (نظیر شکل زنگوله ای) می‌توان آن را کاهش داد.

به همین ترتیب در قسمت خروجی مایع از لوله دهش، مقداری از انرژی مایع به هدر رفته که آن را از دست رفت خروجی (Exit Loss) می‌نامند. در قسمت خروجی، مایع دارای سرعتی مانند V بوده و ارتفاع معادل با آن $(\frac{V^2}{2g})$ به هدر خواهد رفت. در بعضی از مراجع ترجیح می‌دهند که از دست رفت‌های ورودی و خروجی را جزء از دست رفت ناشی از اصطکاک منظور نمایند. البته بهتر است که جهت تعیین نقش آنها در از دست رفت انرژی در سیستم هر یک را بطور جداگانه محاسبه و در ارتفاع کل سیستم منظور نمود. در بعضی از طرحها سعی می‌شود که با استفاده از تبدیل مخروطی طولانی، سرعت را بمقدار زیادی کاهش داده و از این طریق بخش اعظمی از انرژی را قبل از به هدر رفتن بازیابی کرد.

۲-۵-۵: ارتفاع سرعتی Velocity Head

ارتفاع سرعتی، بیانگر انرژی جنبشی مایع مورد پمپاژ بوده که بر حسب ژول بر کیلوگرم (یا متر) بیان می‌شود. اگر مایعی با سرعت V به سمت بالا پرتاب شود، تا ارتفاعی مانند H_v بالا خواهد رفت، رابطه H_v با V بصورت زیر می‌باشد:

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (2-6)$$

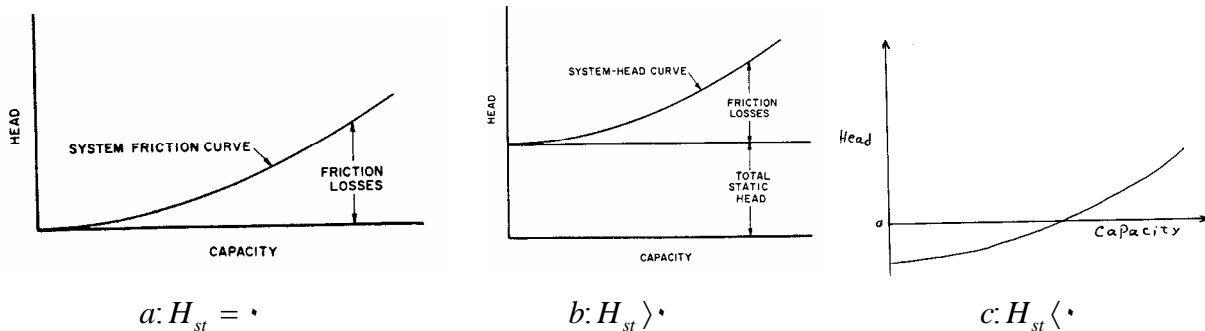
ارتفاع مایع در هر نقطه از لوله برابر است با ارتفاع سرعتی به علاوه ارتفاع فشاری. لازم به ذکر است که فشارسنجها فقط فشار اضافی مایع را نشان داده، در صورتی که انرژی واقعی مایع جمع انرژی‌های پتانسیل (فشار) و جنبشی (سرعت) آن می‌باشد. در پمپهای با ارتفاع زیاد، ارتفاع سرعتی ناچیز بوده ولی در پمپهای با ارتفاع کم نمی‌توان از ارتفاع سرعتی صرف نظر کرد.

۲-۶: منحنی مشخصه سیستم System Characteristic Curve

منحنی مشخصه سیستم، تغییرات ارتفاع کلی سیستم را بر حسب دبی جریان مایع نشان می‌دهد. ارتفاع کلی در سیستم برابر است با جمع جبری ارتفاع استاتیکی کل و ارتفاع دینامیکی (رابطه ۲-۷)

$$H_t = H_d \pm H_{st} \quad (۷-۲)$$

اگر ارتفاع استاتیکی در طی بهره برداری در اثر تغییرات سطح مایع یا فشار در قسمت‌های مکش و دهش پمپ تغییر کند، مقدار H_{st} را باید در دو دامنه حداقل و حداکثر آن در نظر گرفته و منحنی مشخصه سیستم را برای دو مقدار فوق رسم نمود تا دامنه دبی سیستم در دو حالت فوق مشخص گردد. منحنی مشخصه سیستم بر حسب H_{st} می‌تواند به شکل‌های زیر باشد (شکل ۲-۸).



شکل (۷-۲): منحنی مشخصه سیستم در انواع سیستم‌های انتقال مایعات.

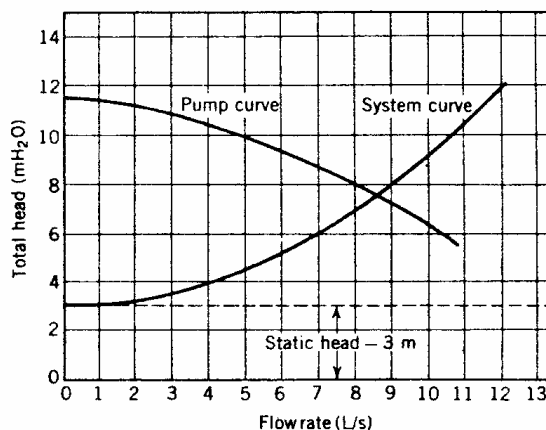
محل تلاقی منحنی مشخصه سیستم با منحنی مشخصه پمپ را نقطه کار (Operating or Duty Point) می‌نامند (شکل ۲-۸). اکثر مشکلات سیستم‌های پمپاژ به قسمت مکش پمپ مربوط می‌باشد، به همین خاطر در انتخاب و نصب پمپ باید دقت شود تا شرایط قسمت مکش پمپ بنحوی باشد که هیچگاه فشارمایع در این قسمت از فشار بخار آن در دمای انتقال کمتر نشود، چرا که در غیر این صورت پمپ دچار پدیده کاویتاسیون خواهد شد که بطور کامل دربخش هشتم مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت.

۷-۲: منحنی مشخصه پمپها Pumps Characteristic Curve

منحنی مشخصه پمپها معرف ویژگیهای پمپ از نظر تغییرات فشار (ارتفاع)، توان مصرفی، راندمان و NPSHR بر حسب دبی جریان می‌باشد. مجموعه اطلاعات فوق باید از سوی شرکت‌های سازنده پمپ در اختیار خریداران قرار داده شود. برای پمپهای دورانی و گریز از مرکز، منحنی دبی - ارتفاع (فشار) و برای پمپهای تناوبی منحنی دبی - زمان از اهمیت خاصی برخوردار بوده که در این بخش مورد بررسی قرار می‌گیرند و اطلاعات مربوط به توان، راندمان و NPSHR در قسمتهای بعدی ارائه خواهد شد.

۸-۲: منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز

برخلاف پمپهای جابجائی مثبت، پمپهای گریز از مرکز اگر با سرعت ثابتی کار کنند، نمی‌توانند دبی ثابتی را در سیستم بر قرار کنند و مقدار آن می‌تواند از صفر تا مقدار معینی که به اندازه، طراحی و شرایط پمپ بستگی دارد تغییر کند



شکل (۲-۸): نقطه کار در سیستم‌های پمپاژ.

ارتفاع کلی قابل دسترس، توان مصرفی و راندمان نیز بادی پمپ تغییر می‌کند. البته غالباً منحنی‌های فوق برای پروانه‌های با قطر مختلف و در مواردی برای سرعت‌های مختلف پمپ از سوی شرکت سازنده پمپ تهیه می‌شود. در شکل (۲-۹) نمونه ای از منحنی مشخصه یک پمپ گریزازمرکز نشان داده شده‌است. بعضی از شرکتها جهت سهولت در انتخاب یک پمپ، منحنی مشخصه دسته ای از پمپهای هم خانواده را در یک مجموعه گردآوری و در اختیار مشتریان قرار می‌دهند. مجموعه فوق می‌تواند در انتخاب پمپ مناسب در کمترین مدت ممکن مورد استفاده قرار گیرد. بعد از انتخاب پمپ مورد نظر، اطلاعات تکمیلی را می‌توان از منحنی مشخصه پمپ استخراج کرد.

در شکل‌های (۲-۱۰) و (۲-۱۱) نمونه‌هایی از دامنه کاربرد پمپهای Etanorm ساخت شرکت KSB آلمان که محصولات مشابه آن توسط شرکت پمپیران ساخته می‌شود برای سرعت‌های ۱۴۵۰ و ۲۹۰۰ دور در دقیقه ارائه گردیده‌است. لازم به ذکر است که اغلب این منحنی‌ها برای دبی صفر تا دبی مجاز تهیه می‌شوند.

این امر به خریداران پمپ کمک می‌کند تا از بکارگیری پمپ در دبی زیاد که می‌تواند باعث وارد شدن بار اضافی بر الکتروموتور گردد، خودداری کنند.

۲-۹: دسته بندی منحنی مشخصه پمپهای گریزازمرکز:

منحنی مشخصه پمپهای گریزازمرکز (منحنی دبی - ارتفاع) را می‌توان بصورت زیر دسته بندی کرد:

الف: منحنی‌های صعودی (Rising).

در پمپهای با منحنی صعودی با افزایش ارتفاع سیستم، دبی پمپ بطور پیوسته کاهش می‌یابد (شکل ۲-۱۲).

ب: منحنی‌های نزولی (Drooping)

در پمپهای با منحنی مشخصه نزولی، ارتفاع قابل دسترس در نقطه $Q=0$ حداکثر ارتفاع نبوده و گاهی اوقات آن را منحنی Looping می نامند (شکل ۱۲-۲ b).
ج: منحنی های تیز (Steep).

منحنی های تیز نوعی منحنی صعودی بوده که تغییرات ارتفاع بین نقطه کار و شرایطی که شیر خروجی کاملاً بسته باشد ($Q=0$) بسیار زیاد است. البته این امر می تواند فقط در یک دامنه خاصی از منحنی مشخصه پمپ مثلاً بین دبی برابر ۱۰۰ درصد تا ۵۰ درصد دبی طراحی وجود داشته باشد (شکل ۱۲-۲c).

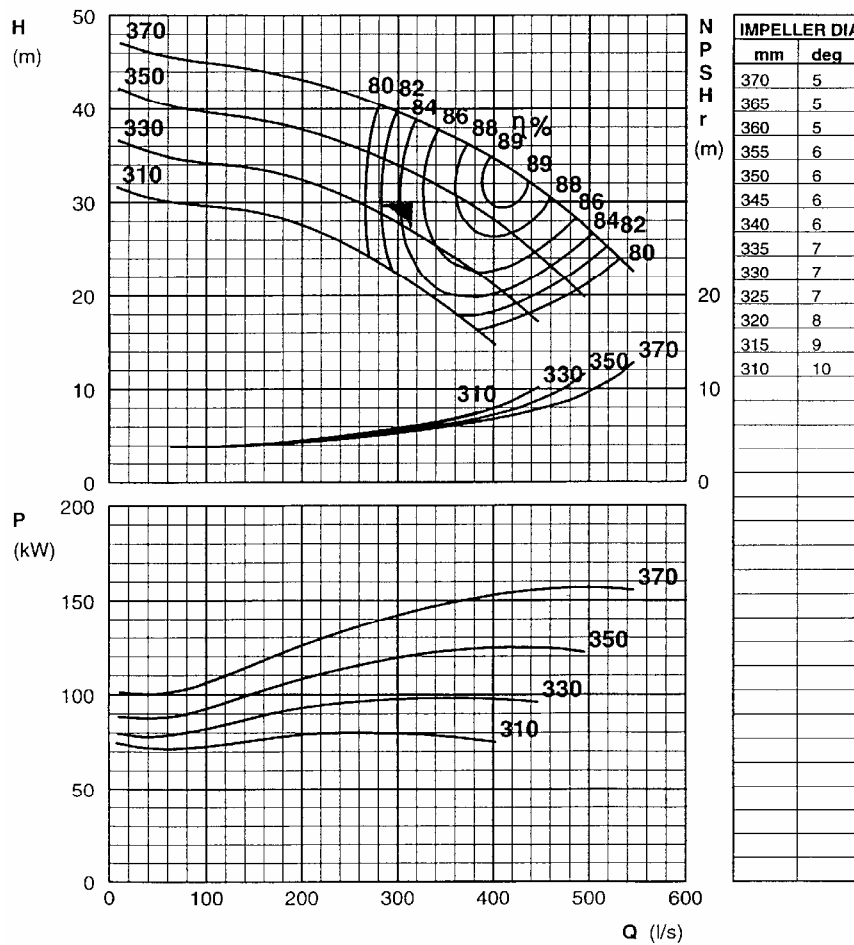
د: منحنی های تخت (Flat).

در این پمپها تغییرات ارتفاع در یک دامنه وسیعی از دبی بسیار ناچیز می باشد. این نوع منحنی ها می توانند نزولی و یا صعودی باشند. در تمامی منحنی های نزولی همواره در قسمتی از آن، ارتفاع قابل دسترس تقریباً ثابت بوده و به همین خاطر آن را تخت می نامند. (شکل ۱۲-۲d)

ه: منحنی های پایدار (Stable)

در پمپهای با منحنی مشخصه پایدار همواره به ازاء ارتفاع معین، می توان یک ظرفیت برای پمپ قائل شد.

1490 rpm

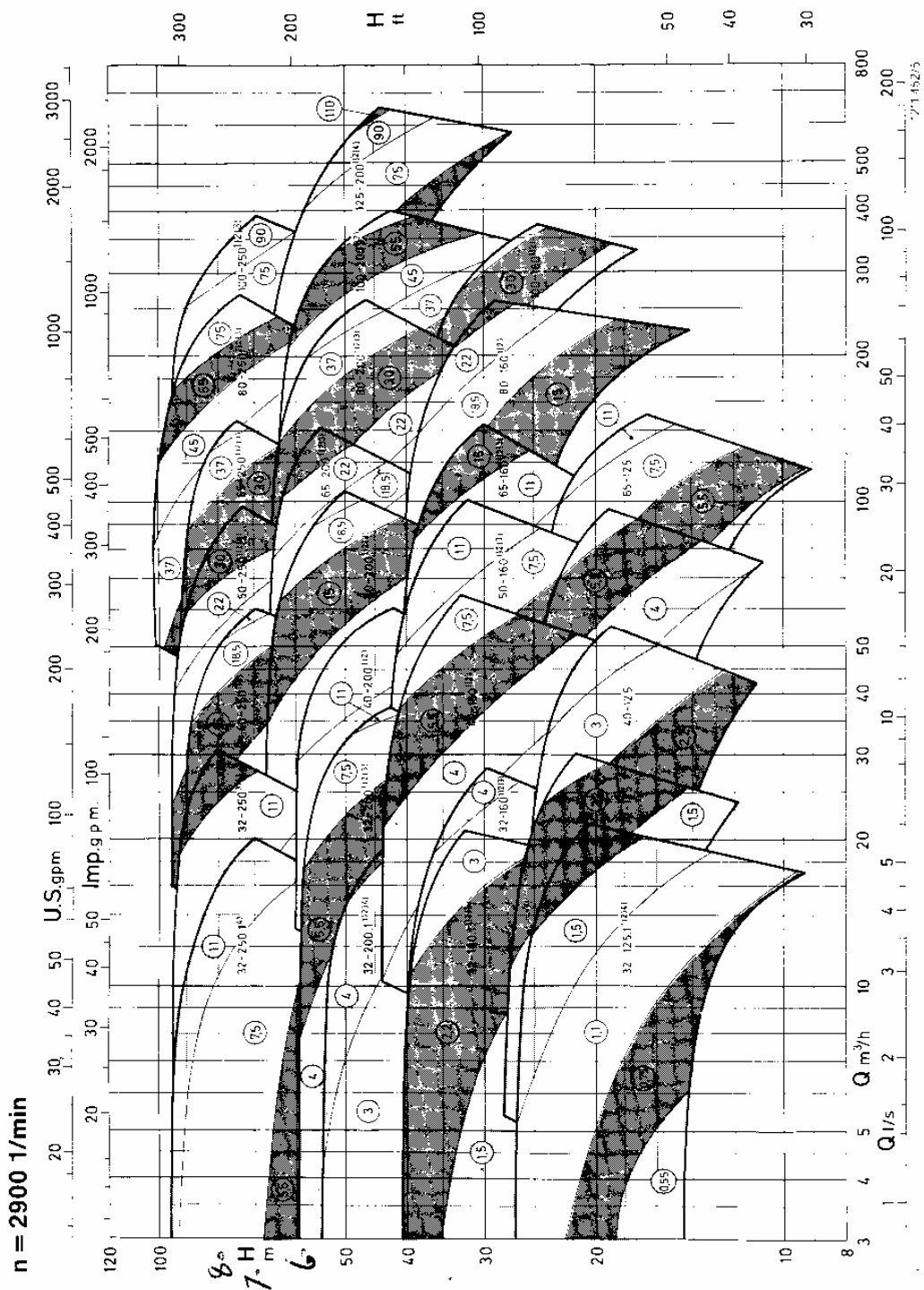


شکل (۹-۲): منحنی مشخصه یک پمپ گریز از مرکز با پروانه دو مکش (Double Suction)

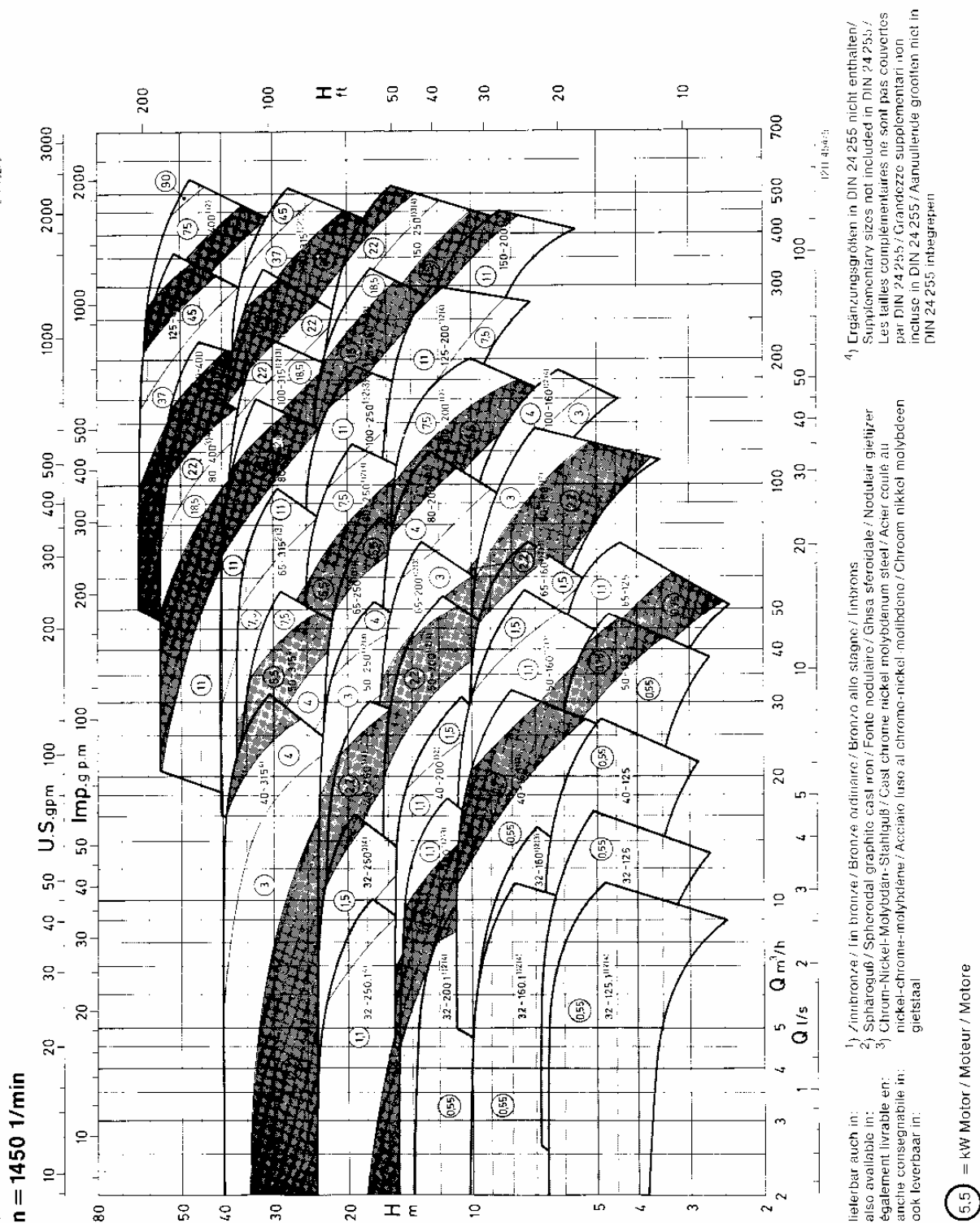
بعبارت دیگر اگر خطی با ارتفاع ثابت (موازی محور طولها) رسم شود، منحنی مشخصه پمپ را فقط در یک نقطه قطع می کند. اساساً این منحنی ها از نوع صعودی می باشند (شکل های ۲a-۲c و ۱۲-۱۲).

و: منحنی های ناپایدار (Unstable)

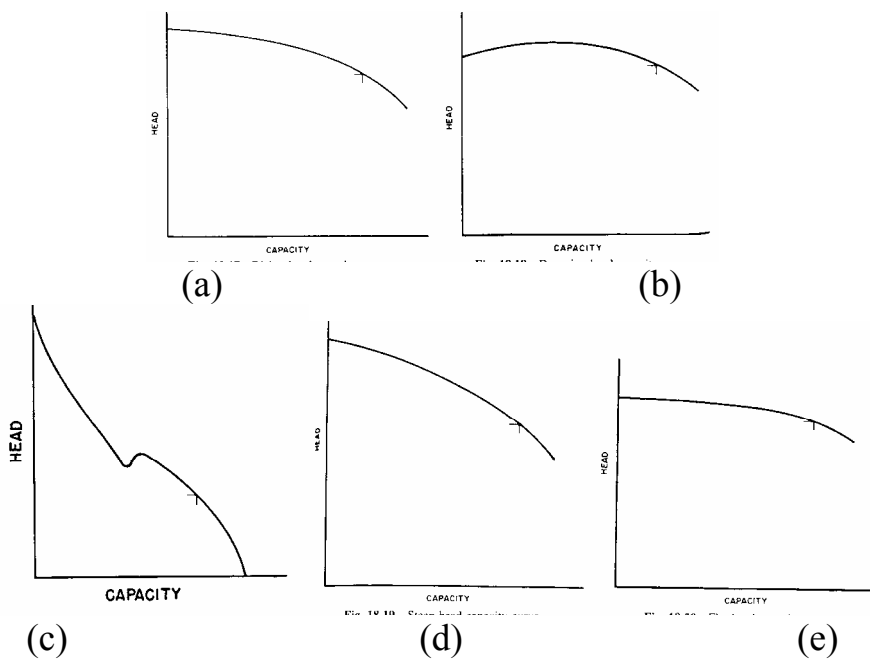
در بعضی از پمپها ممکن است به ازاء ارتفاع معین، پمپ در بیش از یک دبی کار کند، یا بعبارت دیگر اگر خطی به موازات محور طولها رسم شود، منحنی مشخصه پمپ رادر بیش از یک نقطه قطع می نماید (شکل های ۱۲-۲b و ۱۲-۲e). البته ناپایدار بودن منحنی فقط در یک دامنه معینی از ارتفاع صادق بوده، لذا باید دقت شود که از این پمپها فقط در منطقه پایدار استفاده شود.



شکل (۲-۱۰): نمودار کلی پمپهای مدل Etanorm در سرعت ۲۹۰۰ دور در دقیقه



شکل (۲-۱۱): نمودار کلی پمپهای مدل Etanorm در سرعت ۱۴۵۰ دور در دقیقه



شکل (۲-۱۲): انواع منحنی‌های مشخصه پمپهای گریزمرکز

۲-۱۰: دسته بندی منحنی‌های توان مصرفی

اگر منحنی توان مصرفی بصورتی باشد که در دبی‌های کم شکل صعودی داشته و بعد از رسیدن به نقطه با حد اکثر راندمان (BEP) مجدداً شکل نزولی را بخود بگیرد اصطلاحاً آن را غیر بار اضافی (No overloading) می‌نامند. در حالی که اگر منحنی توان مصرفی با افزایش دبی بطور پیوسته شکل صعودی داشته باشد، منحنی با وضعیت بار اضافی (overloading) نامیده می‌شود (شکل ۲-۱۳).

تغییرات توان مصرفی با دبی به سرعت مخصوص پمپ بستگی دارد. در انتخاب پمپ، نوع غیر بار اضافی بعلت آنکه در هر شرایطی، توان آن مصرفی از یک حداکثر معینی تجاوز نمی‌کند ارجحیت داشته و لذا مشکلی در زمینه توان مصرفی و بار وارده برای الکتروموتور انتخاب شده وجود ندارد.

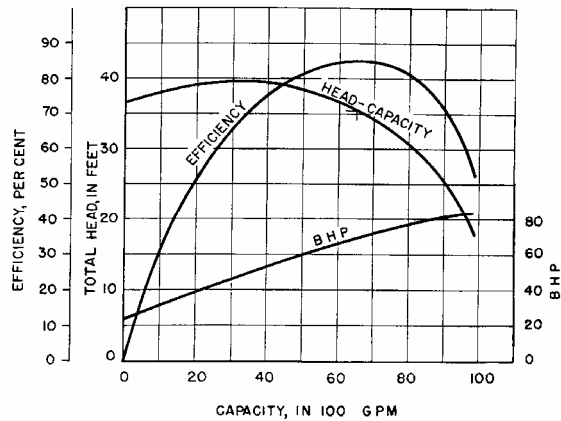
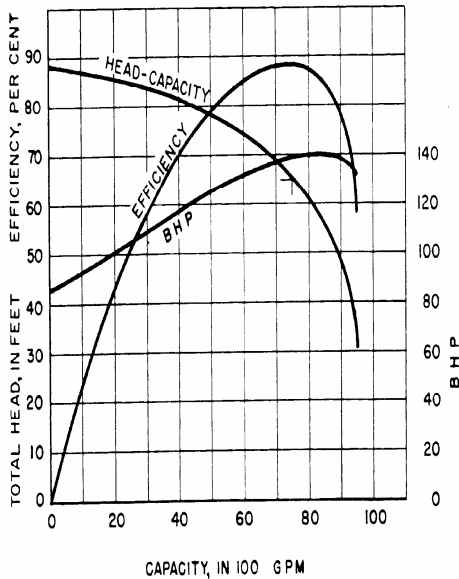
۲-۱۱: توان مصرفی:

برای محاسبه توان مصرفی در پمپ می‌توان جدا از منحنی P-Q ارائه شده از سوی شرکت سازنده پمپ، از رابطه (۲-۸) استفاده کرد.

$$P = \frac{SG \cdot Q \cdot H_t}{368\eta} \quad (۲-۸)$$

P =	توان مصرفی	کیلو وات	که در آن:
Q =	دبی	متر مکعب در ساعت	
H _t =	ارتفاع کل	متر	
η =	راندمان	اعشاری	

وزن مخصوص $SG=$



شکل (۲-۱۴): منحنی مشخصه پمپ گریز از مرکز

با توان کم در $Q=0$

شکل (۲-۱۳): منحنی مشخصه پمپ گریز از مرکز

با توان زیاد در $Q=0$

لازم به ذکر است که توان بدست آمده از رابطه فوق، توان ترمزی (Brake Power) بوده و برای انتخاب الکتروموتور لازم است که اولاً قدرت الکتروموتور بر مبنای حداکثر توان مصرفی در دامنه دبی مجاز تعیین گردیده، ضمناً ضرایب اطمینان زیر برای انتخاب نهائی آن منظور شود.

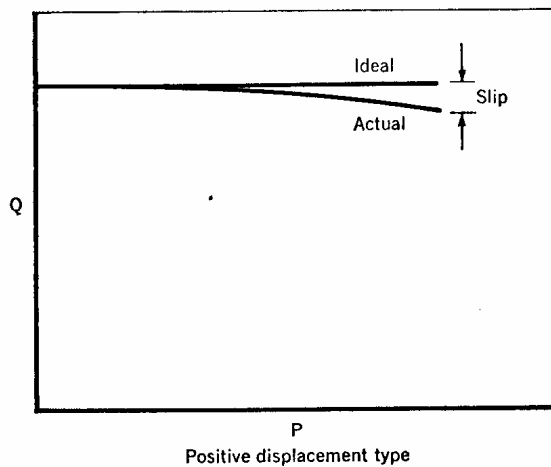
۲۰٪	کیلو وات	۰-۷,۵
۱۵٪	کیلو وات	۷,۵-۴۰
۱۰٪	کیلو وات	> ۴۰

۲-۱۲: منحنی مشخصه پمپ‌های جابجائی مثبت

به لحاظ ویژگیهای ساختاری، این پمپها آب بند دینامیکی بوده بنحوی که قسمت دهش آن از قسمت مکش تقریباً جدا شده است، به همین خاطر از نظر تئوریک دبی آنها با حجم جارو شده (Swept Volume) قطعات پمپاژ کننده تقریباً یکسان می باشد. دبی این پمپها به سرعت دورانی و حجم هر واحد پمپاژ کننده (مثلاً حجم هر سیلندر در هر کورس) بستگی دارد و به همین خاطر آنها را می توان پمپهای با ظرفیت تقریباً ثابت (Fixed Volume) دانست که دبی آن به ابعاد و سرعت پمپ بستگی داشته و مستقل از فشار دهش می باشد. ولی در عمل بعلت وجود نشتی داخلی، ظرفیت واقعی آن از ظرفیت تئوریک کمتر خواهد بود. در شکل (۲-۱۵)، منحنی مشخصه پمپهای جابجائی مثبت از نظر تئوریک و واقعی و نشتی داخلی در آن نشان داده شده است.

اختلاف ظرفیت تئوریک و واقعی پمپهای جابجائی مثبت را نشتی (Leakage) و یا لغزش (Slip) می نامند.

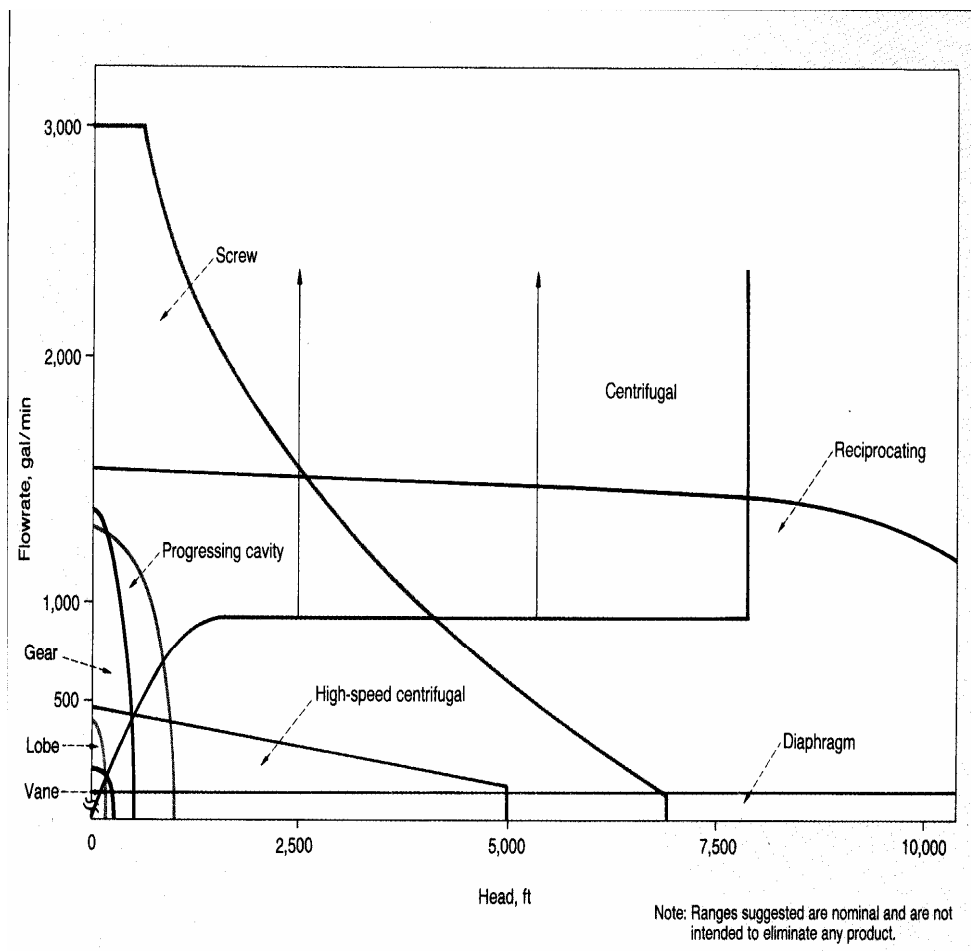
راندمان حجمی این پمپها (نسبت ظرفیت واقعی به تئوریک) می‌تواند بین ۵۰ تا ۹۸ درصد باشد. پمپهایی که خوب طراحی شده باشند غالباً با راندمان حجمی ۸۵ تا ۹۵ درصد کار می‌کنند. علاوه بر کیفیت طراحی پمپ (لقی بین قطعات پمپاژ کننده)، عوامل دیگری نظیر اختلاف فشار قسمت‌های دهش و مکش پمپ، ویسکوزیته مایع، سرعت دورانی پمپ نیز می‌تواند بر روی راندمان حجمی آن اثر بگذارد، بنحوی که با افزایش فشار، راندمان حجمی پمپ کاهش یافته، در عوض با افزایش ویسکوزیته مایع و سرعت دورانی پمپ میزان نشتی کاهش (راندمان حجمی افزایش) می‌یابد.



شکل (۲-۱۵): منحنی مشخصه پمپهای جابجائی مثبت

پمپهای فوق از نظر هیدرولیکی نیز مشکل چندانی در مقابل بالا بردن فشار نداشته و اگر از نظر مقاومت مکانیکی خوب طراحی شده باشند، دارای سقف محدود کننده اعمال فشار نخواهند بود. در صورتی که پمپهای گریزازمرکز اگر با سرعت دورانی و پروانه معینی مورد بهره برداری قرار گیرند، حداکثر فشار (ارتفاع) قابل دسترس آن محدود می‌باشد. علت این تفاوت اساسی بین پمپهای جابجائی مثبت و گریزازمرکز را می‌توان بصورت زیر بیان کرد. ^{۳۳} اعمال انرژی جهت افزایش فشار (ارتفاع) در پمپهای گریزازمرکز نخست از طریق افزایش انرژی جنبشی مایع مورد پمپاژ صورت پذیرفته و آنگاه در پوسته پمپ بخش اعظمی از انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل تبدیل می‌شود. از آنجائی که انرژی جنبشی داده شده به مایع تابعی از سرعت و قطر پروانه پمپ می‌باشد، لذا در یک پمپ گریزازمرکز با مشخصه‌های ثابت، حداکثر ارتفاع (فشار) قابل دسترس محدود می‌باشد. حال آنکه در پمپهای جابجائی مثبت، افزایش فشار از طریق کاهش حجمی از مایع به تله افتاده در بین فضای تراکم صورت می‌گیرد و تا زمانی که پمپ بتواند بر مقاومت موجود در مقابل خود غلبه نماید، افزایش فشار ادامه می‌یابد. ^{۳۴}

پمپهای جابجائی مثبت خود به دو دسته تقسیم می‌شوند. پمپهای دورانی و پمپهای تناوبی (رفت و برگشتی). دامنه مجاز استفاده از انواع پمپها بطور کامل در شکل (۲-۱۶) نشان داده شده است.



شکل (۲-۱۶): دامنه کاربرد انواع پمپها

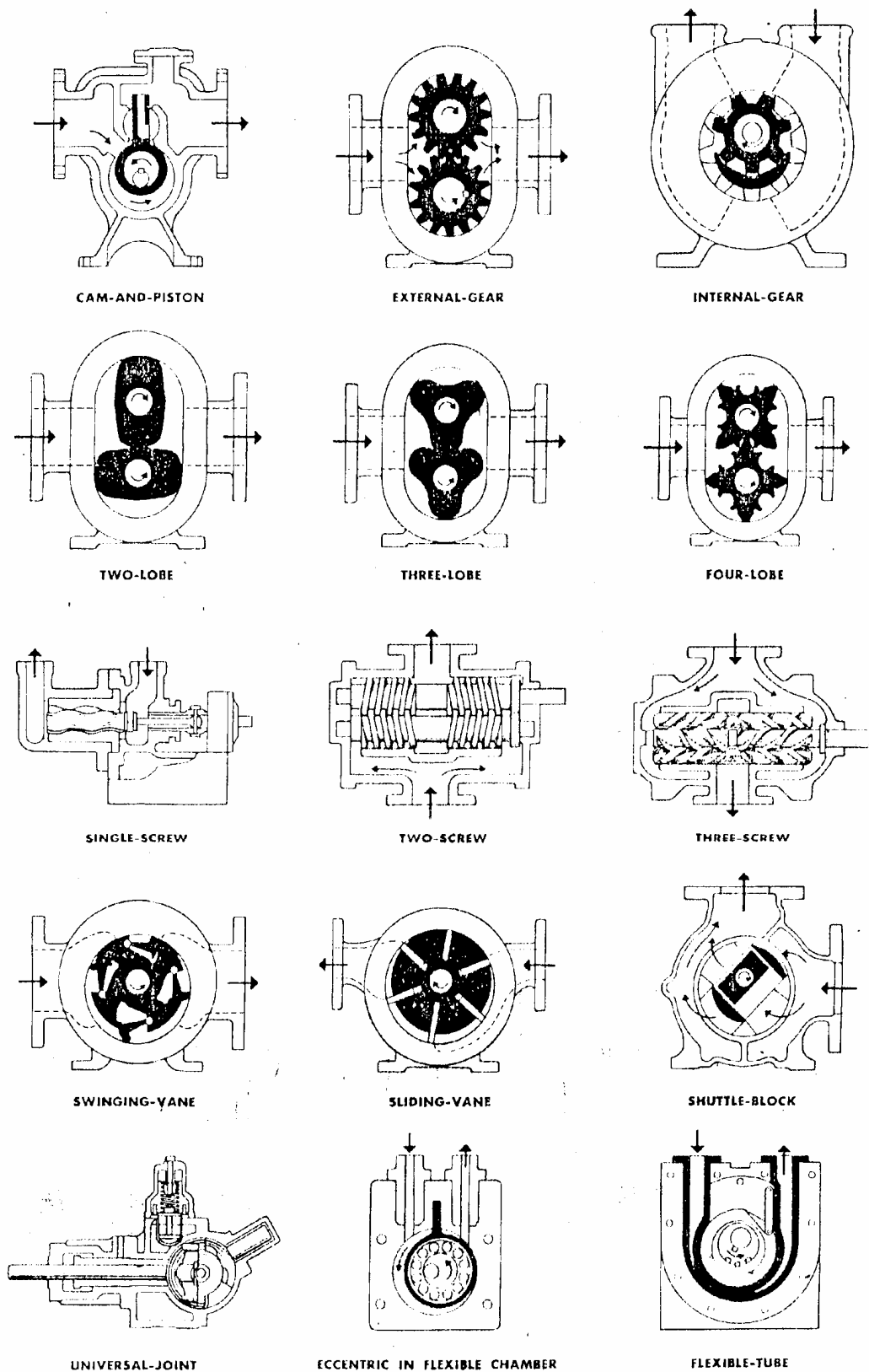
منحنی مشخصه پمپهای دورانی و تناوبی دارای مغایرت‌هایی بوده و به همین خاطر در این بخش بطور جداگانه مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۲-۱۲-۱: منحنی مشخصه پمپهای دورانی

پمپهای دورانی را می‌توان به ۵ دسته اصلی تقسیم کرد:

دنده ای (Gear Pump)، مارپیچ (Screw Pump)، گوشواره ای (Lobe Type)، تیغه ای (Vane Pump) و روتورهای مارپیچی خروج از مرکز (Eccentric Helical Rotor) تقسیم کرد. در شکل (۲-۱۷) انواع پمپهای فوق نشان داده شده اند.

با وجود تفاوت‌های چشمگیری که در ساختار مکانیکی پمپهای فوق وجود دارد، منحنی مشخصه آنها تفاوت چندانی با یکدیگر ندارد. از نظر تئوریک منحنی فوق باید خطی مستقیم و موازی محور طولها باشد، ولی با توجه به افزایش ناشی داخلی با افزایش فشار، منحنی فوق در عمل خطی مستقیم با شیب منفی (نزولی) می‌باشد.



شکل (۲-۱۷): انواع پمپهای دورانی.

در شکل (۲-۱۸)، منحنی مشخصه یک پمپ دنده ای در سرعتهای مختلف نشان داده شده است. همانطوری که قبلاً گفته شد، عملکرد این پمپها به ویسکوزیته مایع مورد پمپاژ نیز وابسته

می‌باشد. با افزایش ویسکوزیته مایع، نشتی داخلی پمپ کاهش یافته و به همین خاطر دبی آن افزایش می‌یابد، در عوض با وجود افزایش راندمان هیدرولیکی در اثر کاهش نشتی، بلحاظ افزایش اصطکاک داخلی، راندمان کلی و توان مصرفی آن افزایش می‌یابد (شکل ۲-۲۰).

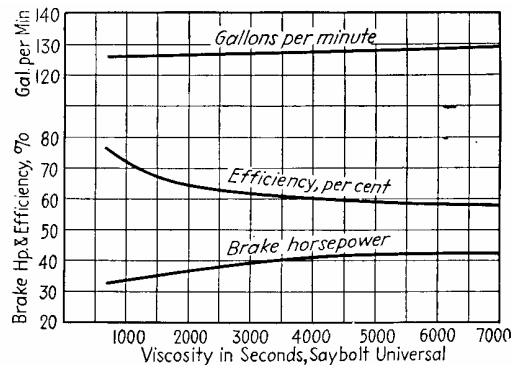
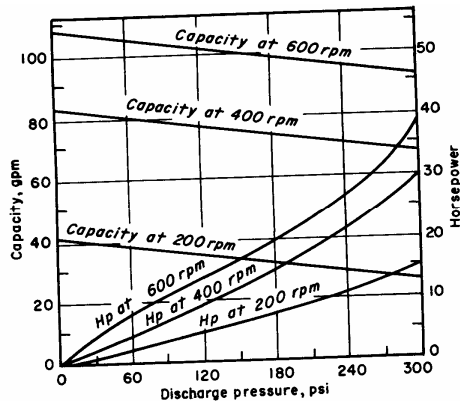


Fig. 217.—Characteristic curves for a screw pump handling fuel oil.

شکل (۲-۱۸): منحنی مشخصه یک پمپ دنده ای.

شکل (۲-۱۹): تأثیر ویسکوزیته مایع بر

منحنی مشخصه پمپهای دورانی

۲-۱۲-۲: منحنی مشخصه پمپهای تناوبی

پمپهای تناوبی شامل پمپهای پیستونی، انگشتی (Plunger) و دیا فراگرامی می‌باشد. بعلاوه شرایط خاص طراحی و عملکرد آنها، مایع خروجی از این پمپها دارای ضربان (Pulsation) خواهد بود. به همین خاطر منحنی مشخصه آنها دارای شکلی تناوبی (سینوسی) می‌باشد. اگر از یک سمت قطعه متحرک (مثلاً پیستون) برای جابجائی مایع استفاده شود پمپ را یک طرفه (Single Acting) می‌نامند، در صورتی که اگر از دو طرف قطعه متحرک برای پمپاژ مایع استفاده شود، پمپ دو طرفه (Double Acting) نامیده می‌شود.

در شکل (۲-۲۰a) منحنی مشخصه یک پمپ یک پیستونی یک مرحله ای، در شکل (۲-۲۰b) منحنی مشخصه دو پمپ تناوبی یک طرفه و دو طرفه و در شکل (۲-۲۰c) منحنی مشخصه سه دسته از پمپهای تناوبی یک طرفه با تعداد پیستونهای مختلف نشان داده شده است.

بررسی اطلاعات موجود در عملکرد پمپهای تناوبی نشان می‌دهد که اگر دبی متوسط یک پمپ تناوبی ۱۰۰ واحد (مثلاً ۱۰۰ لیتر در دقیقه) در نظر گرفته شود هر یک از پمپها برحسب نوع طراحی دارای یک حداقل و یک حداکثر دبی لحظه ای می‌باشند که مقادیر مربوطه در جدول (۲-۲) نشان داده شده است.

در شکل (۲-۲۰c)، شیب منحنی، همان شتاب جریان مایع از پمپ می‌باشد. اگر شتاب مایع در پمپ (a) و جرم آن m و سطح مقطع لوله دهش A باشد، در این صورت ضربان فشار (P_p) برابر است با:

$$P_p = \frac{m \cdot a}{A} \quad (۲-۹)$$

رابطه (۲-۹) نشان می‌دهد که با کاهش شتاب مایع می‌توان ضربه فشار را کاهش داد. این امر از طریق کاهش شیب منحنی مشخصه پمپ یا عبارت ساده تر با افزایش تعداد سیلندرها امکان پذیر است. تأثیر نظریه فوق را می‌توان در جدول (۲-۲) مشاهده کرد.

از سوی دیگر مقایسه میزان ضربه پمپهای ۳، ۴، ۵ و ۶ پیستونی، مغایر نظریه فوق می‌باشد. در حالی که پمپ سه پیستونی ۲۳ درصد نوسان دبی را از خود نشان می‌دهد، پمپ با ۴ پیستون دارای ۳۲/۵ درصد نوسان می‌باشد. عبارت ساده تر هرچند که در یک جمع بندی کلی، افزایش تعداد سیلندرها موجب کاهش ضربه می‌گردد، ولی فرد بودن تعداد سیلندرها در مقایسه با زوج بودن آنها دارای مزیتی در جهت کاهش ضربه خواهد بود.

نوع پمپ	حداقل دبی لحظه ای	حداکثر دبی لحظه ای	اختلاف حداقل و حداکثر دبی لحظه ای
دو پیستونی - یک طرفه	۰	۱۶۰	۱۶۰
دو پیستونی - دو طرفه	۷۸/۵	۱۲۴/۱	۴۵/۶
۴ پیستونی - یک طرفه	۷۸/۵	۱۱۱	۳۲/۵
۳ پیستونی - یک طرفه	۸۳/۱	۱۰۶/۱	۲۳
۶ پیستونی - یک طرفه	۹۰/۲	۱۰۴/۸	۱۴
۵ پیستونی - یک طرفه	۹۴/۸	۱۰۱/۸	۷

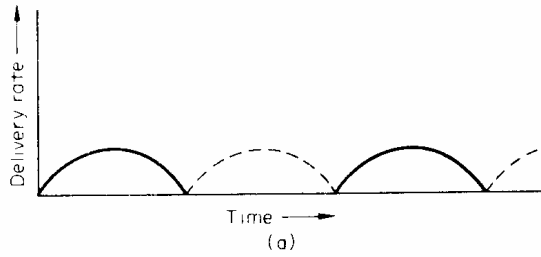
جدول (۲-۲): تأثیر طراحی پمپهای تناوبی بر نوسان دبی (ضربه)

روشهای دیگری نظیر استفاده از منبع ذخیره (Accumulator)، فیلتر آکوستیک (Acoustic Filter) نیز می‌تواند در کاهش میزان ضربه مؤثر باشند.

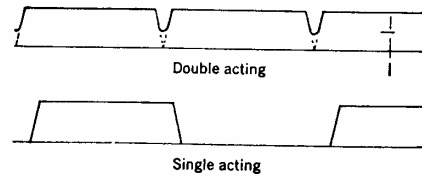
مخزن ذخیره حاوی مایع مورد پمپاژ و مقداری گاز (در تماس مستقیم و یا غیر مستقیم با مایع) است. انتخاب ابعاد صحیح و موقعیت نصب مناسب آن بسیار مهم بوده و بی توجهی به آن نه تنها مشکل ضربه را حل نخواهد کرد، بلکه می‌تواند مشکلات موجود در سیستم را افزایش دهد. در شکل (۲-۲۱) انواع روشهای کاهش ضربه بکمک مخزن ذخیره نشان داده شده است.

انتخاب صحیح منبع ذخیره همراه با نصب مناسب آن، ضمن کاهش ضربه می‌تواند در جلوگیری از پدیده کاویتاسیون (Capitation)، ضربه قوچ (Water hammer) و کاهش موج فشار (Pressure Surge) مؤثر واقع شود. مثلاً هرچه منبع به پمپ نزدیکتر باشد، تأثیر آن بر کاهش ضربه بیشتر خواهد بود.

فیلتر آکوستیک از دو مخزن که توسط لوله‌های کوچکی به یکدیگر متصل شده اند ساخته می‌شود (شکل ۲-۲۲).



(a)



RECIPROCATING pumps have pulsating flow—Fig. 2

(b)

شکل (۲-۲۰)

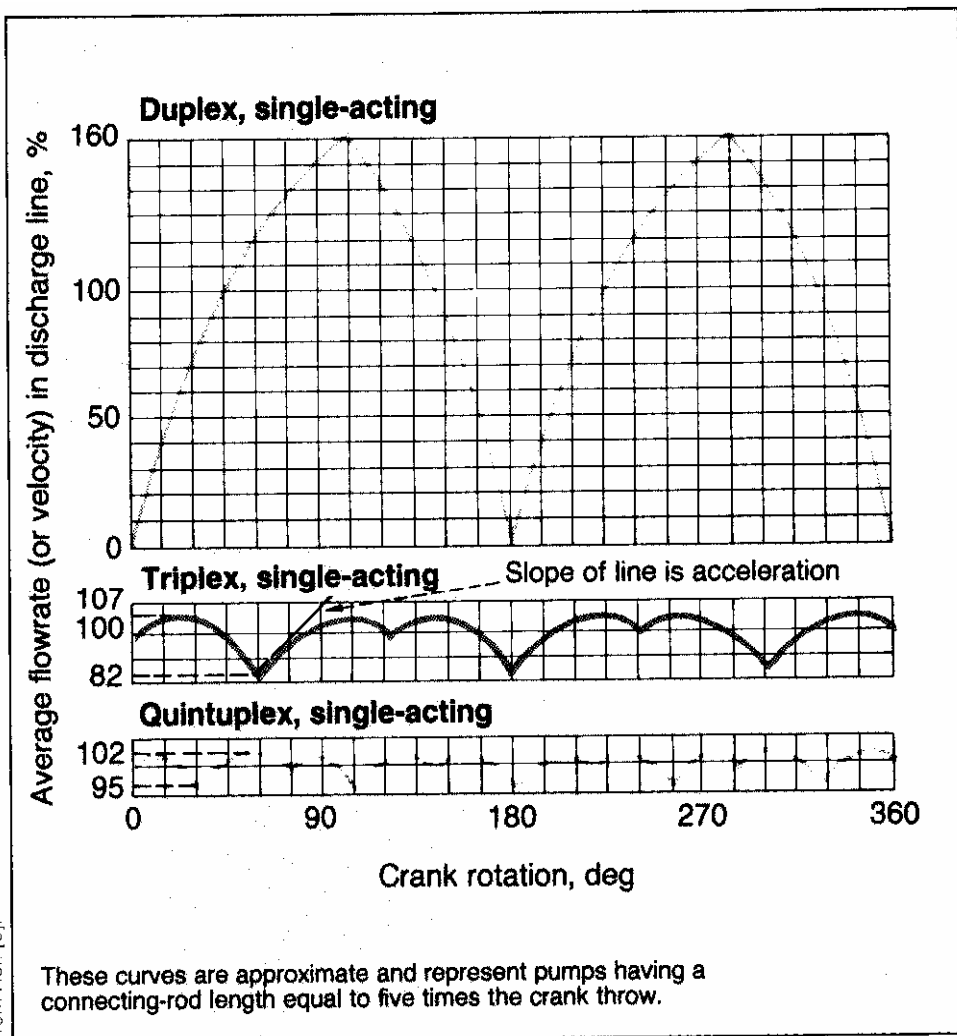


Figure 9 — For reciprocating pumps, a greater number of cylinders minimizes pressure pulse transmitted to the system

(c)

شکل (۲-۲۰): منحنی مشخصه انواع پمپهای تناوبی

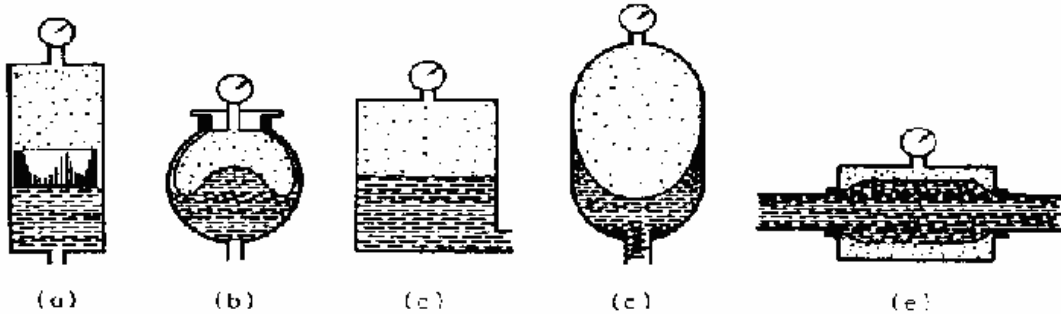
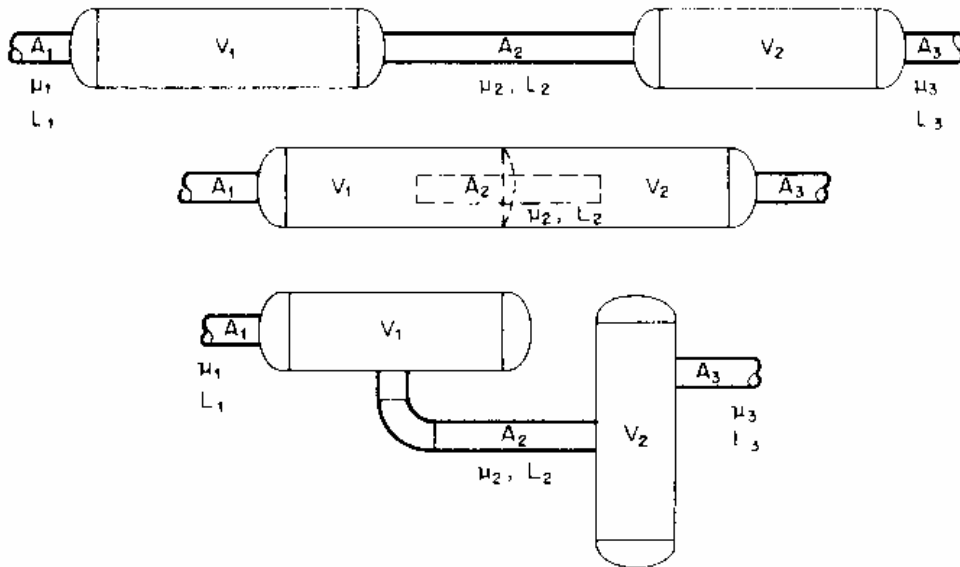


FIG. 6 Types of accumulators: (a) piston, (b) diaphragm, (c) gas-charged, (d) bladder, (e) in line.

شکل (۲-۲۱) مخزن ذخیره جهت کاهش ضربان پمپهای تناوبی



$$\mu_j = \frac{A_j}{L_j + 1/2 \sqrt{\pi A_j}} \text{ for } j = 1, 2, 3$$

$$f = \frac{a}{2} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} + \frac{\mu_2 + \mu_3}{V_2} \right] \pm \sqrt{\left(\frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} - \frac{\mu_2 + \mu_3}{V_2} \right)^2 + \frac{4\mu_2^2}{V_1 V_2}}}$$

FOR EQUAL VOLUMES, THE RESONANT FREQUENCY IS APPROXIMATELY:

$$f = \frac{a}{\sqrt{2} \pi} \sqrt{\frac{L_2}{V_1}}$$

FIG. 5 Two-chamber resonator system with both ends open. V = volume, ft³ (m³); f = resonant frequency, Hz; L = choke tube length, ft (m); A = choke tube area, ft² (m²); a = acoustic velocity, ft/s (m/s); μ = acoustic parameter.

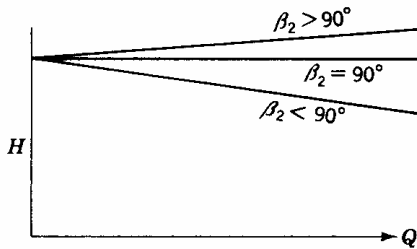
شکل (۲-۲۲): نمونه ای از فیلتر آکوستیک جهت کاهش ضربان پمپهای تناوبی

۲-۱۳ عملکرد پمپهای گریز از مرکز

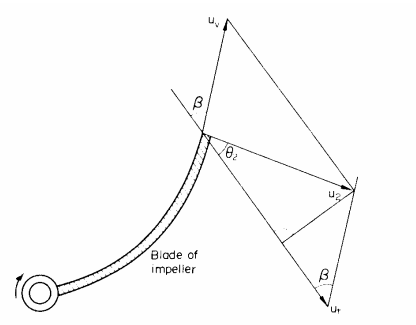
منحنی مشخصه (H-Q) پمپهای گریز از مرکز در شرایط ایده ال

بررسی تئوری عملکرد پمپهای گریز از مرکز مبحث پیچیده ای از علم مکانیک سیالات بوده که بطور مفصل در کتابها و مقالات مربوطه بدان اشاره شده است. لئونارد اولر (Leonard Euler) دانشمند ریاضیدان نامی سوئیسی (۱۷۸۳-۱۷۰۷) در تحلیل های خود در این زمینه و با فرض اینکه پروانه قطعه ای است که از تعداد زیادی تیغه شعاعی با عرض ناچیز و فاصله نزدیک به صفر ساخته شده، ثابت کرد که اگر پروانه ای به شعاع r و عرض b ، با سرعت زاویه ای ω (رادیان بر ثانیه) در پوسته پمپی بچرخد، بطوری که زاویه بین لبه تیغه پروانه و خط مماس بر دایره ای که لبه پروانه روی آن دوران می کند β_1 باشد (شکل ۲-۲۳)، در این صورت ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ برابر است با:

$$H = \frac{r^2 \omega^2}{g} - \frac{Q \omega}{2 \pi b g \tan \beta_1} = A - \frac{BQ}{\tan \beta_1} \quad (2-10)$$



شکل (۲-۲۴): منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز براساس نظریه اولر



شکل (۲-۲۳): مثلث سرعت در لبه یک تیغه پروانه

که در آن g شتاب ثقل زمین، A و B مقادیر ثابت می باشند. برای $\beta_2 < 90^\circ$ ، پروانه را اصطلاحاً روبرعقب (Backward) و برای $\beta_2 > 90^\circ$ ، پروانه را رو به جلو (Forward) می نامند. همانطوری که از رابطه (۲-۱۰) پیداست، H و Q با هم رابطه خطی داشته و برحسب مقادیر مختلف β_1 می تواند نزولی، صعودی و یا موازی محور طولها باشد.

در شکل (۲-۲۴) منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز براساس نظریه اولر نشان داده شده است. مقدار β_1 برای پمپهای واقعی می تواند بین ۱۵ تا ۳۵ درجه تغییر کند ولی غالباً آن را بین ۲۰ تا ۲۵ درجه در نظر می گیرند. در طراحی پروانه، زاویه ورودی مایع بدرون پروانه (β_1) نیز غالباً بین ۱۵ تا ۵۰ درجه منظور می گردد. انرژی داده شده به مایع با رابطه زیر نمایش داده می شود.

$$WHP = K_1 Q - \frac{K_2 Q^2}{\tan \beta_1} \quad (2-11)$$

که در آن:

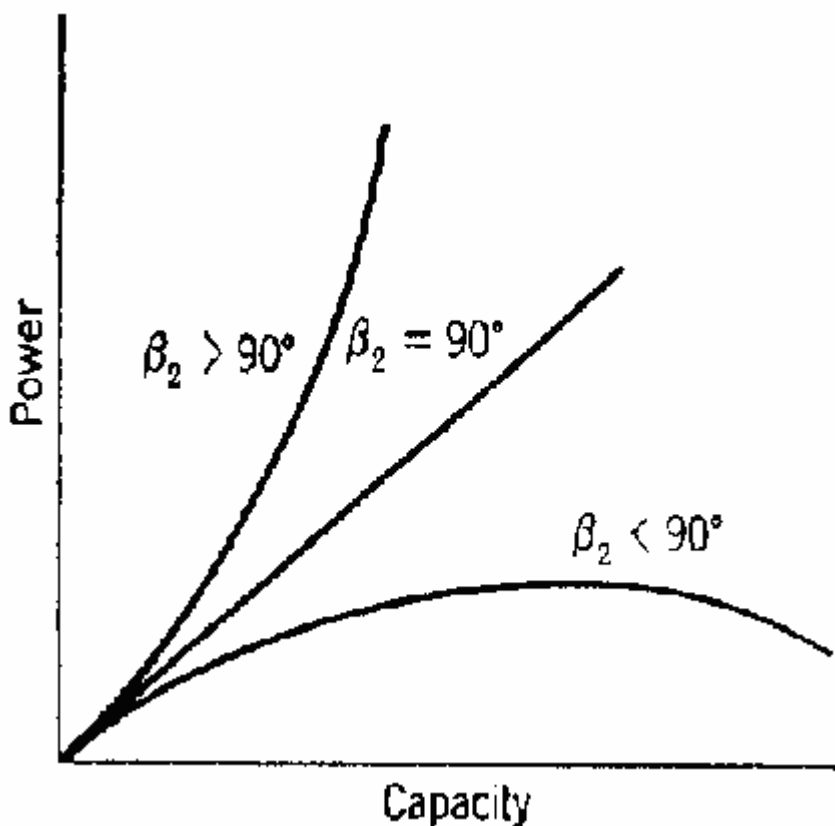
اسب بخار $WHP =$ توان داده شده به مایع

مقادیر ثابت که به طراحی پمپ بستگی دارند $K_1, K_2 =$

متر مکعب در ساعت بی پمپ $Q =$

اگر $\beta_2 = 90^\circ$ باشد تغییرات توان داده شده به مایع نسبت به دبی پمپ یک خط مستقیم بوده که از مرکز مختصات می‌گذرد. برای $\beta_2 > 90^\circ$ ، منحنی توان مصرفی، سهمی شکل و مماس بر خط فوق که در قسمت فوقانی آن قرار داشته و برای $\beta_2 < 90^\circ$ منحنی توان مصرفی سهمی شکل و مماس بر خط فوق که در قسمت زیر آن قرار می‌گیرد شکل (۲-۲۵).

همانطوری که از رابطه (۲-۱۰) پیداست، ارتفاع ایجاد شده توسط پمپ گریز از مرکز مستقل از وزن مخصوص مایع مورد پمپاژ بوده، در صورتی که فشار مایع به وزن مخصوص بستگی دارد. به همین دلیل برای راه اندازی پمپ‌های گریز از مرکز نخست باید آن را هواگیری (Priming) کرد. اگر در هنگام راه اندازی پمپ، پوسته آن پر از هوا باشد، فشار دهش پمپ به نسبت وزن مخصوص هوا به آب کاهش یافته و به همین خاطر قادر به غلبه بر مقاومت موجود در قسمت دهش پمپ نبوده و پمپ نمی‌تواند مایعی را جابجا نماید.



شکل (۲-۲۵): منحنی تغییرات توان داده شده به مایع بر حسب زاویه β_2

۲-۱۱۴ دست رفت ارتفاع در پمپ‌های گریز از مرکز

در تحلیل‌هایی که در قسمت قبل بر روی عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز انجام شد، پمپ گریز از مرکز یک ماشین ایده‌آل فرض گردیده و از دست رفت انرژی (ارتفاع) در آن ناچیز در نظر گرفته شد.

ولی در پمپ‌های واقعی همواره مقداری از انرژی (ارتفاع) در داخل آن بشکل‌های مختلف به‌در رفته و موجب می‌شود تا منحنی مشخصه H-Q واقعی پمپ در زیر منحنی مشخصه تئوریک پمپ گریز از مرکز در شرایط ایده‌آل قرار گیرد.

شناخت عوامل مؤثر در از دست رفت ارتفاع در پمپ، ضمن اینکه می‌تواند در شناخت منحنی مشخصه واقعی آن کمک کند، بلکه در زمینه اعمال اصلاحات لازم در طراحی و ساخت پمپ و کاهش از دست رفت ارتفاع و افزایش راندمان آن نیز مفید واقع شود. بطوری که امروزه راندمان پمپ‌های گریز از مرکز به پیش از ۹۰ درصد نیز رسانیده شده‌است. عمده‌ترین عوامل از دست رفت ارتفاع در پمپ‌های گریز از مرکز عبارتند از:

• Friction Loss

همانطوری می‌دانیم، از دست رفت ناشی از اصطکاک در اثر عبور مایع از درون مجاری (پوسته پمپ) تابعی از دبی بوده که با رابطه (۲-۱۲) نشان داده شده‌است.

$$H_f = KQ^n \quad (2-12)$$

که در آن n به نوع جریان بستگی داشته (غالباً $n=2$ در نظر گرفته می‌شود) و K تابعی از طول مسیر مایع در پمپ، شعاع هیدرولیکی (نسبت سطح مقطع جریان مایع به محیط‌تر شده توسط آن)، سطح مقطع‌های جریان مایع در پمپ و نسبت آنها و ضریب اصطکاک (و عوامل مؤثر بر روی آن نظیر زبری سطح، ویسکوزیته مایع و...) بستگی دارد.

• (Turbulence)

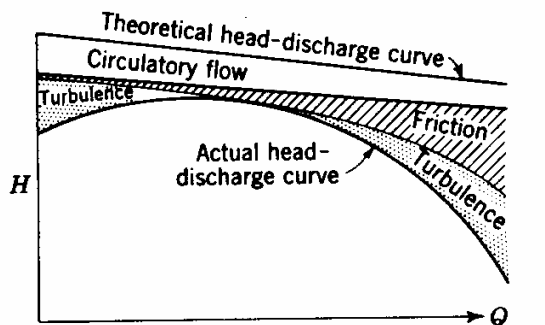
پروانه عبارت‌است از تعدادی تیغه که بصورت منحنی در آمده تا جریان مایع در پمپ آرام و بدون اغتشاش صورت پذیرد. با افزایش تعداد تیغه‌ها، هدایت جریان مایع در پمپ بنحو مطلوبتری صورت پذیرفته، در صورتی که با کاهش آن، از دست رفت انرژی در اثر جریان گردابی و گردش (Circulation) در پروانه افزایش می‌یابد. همانطوری که بعداً به آن اشاره خواهد شد، زاویه لبه تیغه پروانه تأثیر بسزائی بر روی عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز می‌گذارد.

در هنگام طراحی پروانه و تعیین زاویه‌های ورودی و خروجی تیغه‌های آن، دبی معینی بنام دبی طراحی در نظر گرفته شده و بدنبال آن مشخصه‌های ابعادی پروانه محاسبه و در ساخت آن مورد استفاده قرار می‌گیرد. بدیهی‌است که اگر دبی واقعی پمپ با دبی طراحی مغایرت داشته

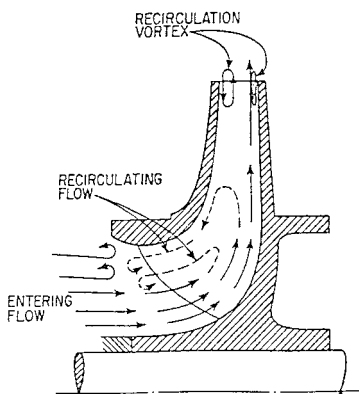
باشد، پمپ نمی‌تواند رفتاری مشابه با شرایط طراحی داشته باشد، که عوارض آن بصورت مختلف و از جمله بهم خوردن زاویه بردار سرعت نسبی در قسمت‌های ورودی و خروجی پروانه یا بعبارت دیگر بروز پدیده جریان گردابی خود را نشان می‌دهد. همانطوری که در شکل (۲-۲۶) مشاهده می‌شود میزان جریان گردش در دو سمت BEP غیر قابل چشم پوشی بوده ولی در BEP به صفر می‌رسد. اساساً هر گونه انحراف در زوایای ورودی و خروجی مایع در پروانه در مقایسه با زوایای β_1, β_2 یا بعبارت دیگر تغییر بردار سرعت نسبی مایع به پروانه می‌تواند موجب بروز جریان گردابی شده که اصطلاحاً از دست رفت شوکی (Shock Loss) نیز نامیده می‌شود.

۲-۱۵: جریان گردشی (Circulatory Flow)

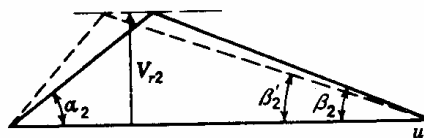
اولر در تحلیل عملکرد پمپهای گریزازمرکز، فرض نمود که تعداد تیغه‌های پروانه بینهایت باشد. اجرای فرضیه فوق در عمل غیر ممکن بوده و تعداد تیغه‌های پروانه بین ۳ تا ۱۰ (عموماً ۵ تا ۷) می‌باشد. کاهش تعداد تیغه‌های پروانه باعث می‌شود تا زاویه واقعی بردار سرعت مایع خروجی از پروانه β'_2 نتواند با مقدار فرض شده β_2 یکسان گردد. مغایرت فوق باعث می‌شود تا مثلث سرعت در لبه خروجی پروانه تغییر کرده (شکل ۲-۲۷) و مقداری مایع قبل از خروج از پروانه مجدداً به قسمت مکش آن برگشت می‌یابد (شکل ۲-۲۸).



شکل (۲-۲۶): از دست رفت ارتفاع در پمپهای گریزازمرکز



شکل (۲-۲۸): جریان گردشی در مکش پمپ



شکل (۲-۲۷): تغییر زاویه بردار سرعت مایع

پدیده فوق می‌تواند باعث کاهش بردار سرعت خروجی از پروانه و نهایتاً کاهش ارتفاع قابل دسترس در پمپهای واقعی در مقایسه با پمپهای ایده ال گردد. بدیهی‌است در دبی‌های کم بعلاوه بالا رفتن اختلاف فشار بین قسمت‌های مکش و دهش و وجود لقی بین پروانه و پوسته پمپ، میزان جریان گردشی در مقایسه با مواردی که دبی پمپ بیشتر است، زیادتر می‌باشد.

۲-۱۶: نقطه بهترین راندمان Best Efficiency Point

همانطوری که مشاهده شد، در یک نقطه معینی از دبی بهره برداری از پمپ، اختلاف فاصله بین دو منحنی واقعی و ایده ال که همان از دست رفت ارتفاع در پمپ می‌باشد به حداقل خود رسیده یا بعبارت دیگر راندمان پمپ در این نقطه به حداکثر مقدار خود می‌رسد. این نقطه را نقطه بهترین راندمان^{۱۱} یا باختصار BEP می‌نامند. بنابر یکی از اصول اساسی علوم مهندسی^{۱۲} هر ماشین هنگامی دارای حداکثر راندمان است که در شرایط طراحی خود بکار گرفته شود^{۱۳}. بنابراین BEP را می‌توان همان نقطه طراحی (Design Point) پمپ دانست. هرچند که بلحاظ ویژگیهای خاص جریان گردشی و اصطکاک، مقادیر از دست رفت‌های ارتفاع مربوط به هر یک از عوامل فوق در BEP حداقل نمی‌باشد، ولی بلحاظ کاهش شدید از دست رفت ارتفاع ناشی از پدیده جریان گردابی، کل از دست رفت ارتفاع در پمپ در BEP به حداقل رسیده و به همین خاطر مغایرت ارتفاع تئوریک و واقعی کمترین مقدار خود را نشان می‌دهد.

۲-۱۷: راندمان پمپ

فرض میشود که از کل دبی پمپ (Q_t)، مقداری از آن (Q_l) بلحاظ وجود لقی بین لبه نافی چشمه پروانه (Impeller Eye Hub) و پوسته پمپ از قسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف (چشمه پروانه) برگشت نماید. در این صورت دبی واقعی پمپ (Q_p) برابر است با:

$$Q_p = Q_t - Q_l \quad (۱۳-۲)$$

بنا بر تعریف راندمان حجمی پمپ برابر است با نسبت دبی واقعی به دبی کل:

$$E_v = \frac{Q_p}{Q_t} = \frac{Q_p}{Q_p + Q_l} \quad (۱۴-۲)$$

همانطوری که قبلاً گفته شد به لحاظ وجود مغایرت‌هایی بین شرایط بهره برداری و شرایط طراحی و حتی بصورت دقیقتر مغایرت با پیش فرضهای اولر، ارتفاع واقعی پمپ (h_p) از ارتفاع تئوریک (h_t) آن کمتر بوده که نسبت آنها را راندمان هیدرولیکی پمپ می‌نامند.

$$E_h = \frac{h_p}{h_t} \quad (۱۵-۲)$$

راندمان مکانیکی پمپ برابر است با:

$$E_m = \frac{BHP - FHP}{BHP} \quad (۱۶-۲)$$

که در آن FHP از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک در یاطاقانها، سیستم آب‌بندکننده و اصطکاک دیسکی می‌باشد.

راندمان کلی پمپ عبارت است از نسبت توان داده شده به مایع مورد پمپاژ (WHP) به توان داده شده به شافت پمپ (BHP) که برابر است با حاصلضرب راندمانهای حجمی، هیدرولیکی و مکانیکی.

$$E_p = \frac{WHP}{BHP} = E_v \cdot E_h \cdot E_m \quad (۱۷-۲)$$

۲-۱۸ کاویتاسیون

۲-۱۸-۱ فشار بخار Vapor Pressure

بنا بر تعریف دمائی که مایع به گاز (و بالعکس) تبدیل می‌شود را دمای اشباع (Saturation Temperature) می‌نامند. دمای اشباع هر مایع به فشار آن بستگی دارد. مثلاً آب در فشار یک اتمسفر (۱۰۱۳۳/۱ بار) در دمای ۱۰۰ درجه سانتیگراد بجوش می‌آید. تعریف فوق را می‌توان به صورت دو گزاره زیر بیان کرد:

الف: دمای اشباع آب در فشار ۱۰۱۳۳/۱ بار، ۱۰۰ درجه سانتیگراد است.

ب: فشار بخار آب در دمای ۱۰۰ درجه سانتیگراد ۱۰۱۳۳/۱ بار می‌باشد.

همانطوری که از جدول (۲-۳) پیداست دمای اشباع آب با کاهش فشار کاهش می‌یابد (و بالعکس) و یا فشار بخار آب با کاهش درجه حرارت کاهش می‌یابد (و بالعکس). فشار بخار جزء خواص فیزیکی هر سیال می‌باشد. پدیده کاویتاسیون در پمپها هنگامی بوقوع می‌پیوندد که فشار مایع در قبل از چشمه پروانه، (و حتی در مواردی در داخل پروانه) از فشار بخار آن در دمای پمپاژ کمتر گردد (شکل ۲-۲۹).

در شکل (۲۹-۲a)، حداقل فشار در چشمه پروانه و بخش ابتدائی تیغه‌ها در حدی است که از فشار بخار مایع در دمای انتقال بالاتر بوده و لذا پمپ فارغ از بروز پدیده کاویتاسیون بکار خود ادامه می‌دهد. ولی در شکل (۲۹-۲b) در مناطقی از قسمت مکش و یا چشمه پروانه و حتی در قسمت‌های ابتدائی تیغه‌های پروانه، فشار مایع می‌تواند آنقدر کاهش یابد که از فشار بخار آن در دمای پمپاژ کمتر گردیده و همین امر می‌تواند موجب بروز پدیده کاویتاسیون شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که بروز پدیده کاویتاسیون در انتقال هر مایع در درجه نخست به دمای مایع مورد پمپاژ و میزان فشار در مسیر جریان مایع از قسمت مکش تا داخل پروانه بستگی

دارد. ولی در کنار آن عوامل دیگری نظیر مشخصه‌های رفتاری پمپ (پروانه) نیز در بروز این پدیده مؤثر بوده که بطور جامع در قسمت‌های بعد بدان اشاره خواهد شد.

۲-۱۸-۲: خالص ارتفاع مثبت در قسمت مکش NPSH

پدیده کاویتاسیون در پمپ‌های گریزازمرکز هنگامی بوقوع می‌پیوندد که خالص ارتفاع مثبت در قسمت مکش پمپ از آنچه که شرکت سازنده پمپ توصیه نموده‌است کمتر شده باشد. بنا براین برای تحلیل شرایط بروز این پدیده در پمپ‌های گریزازمرکز لازم‌است که هم شرایط قسمت مکش پمپ از نظر فشار (ارتفاع) و هم مشخصه‌های پمپ مورد استفاده از نظر وجود حداقل شرایط مورد نیاز جهت ممانعت از بروز این پدیده مورد بررسی قرار گیرد. جهت سهولت در تحلیل فوق NPSH به دو دسته تقسیم می‌شود:

الف: خالص ارتفاع مثبت قابل دسترس در قسمت مکش پمپ (NPSHA)

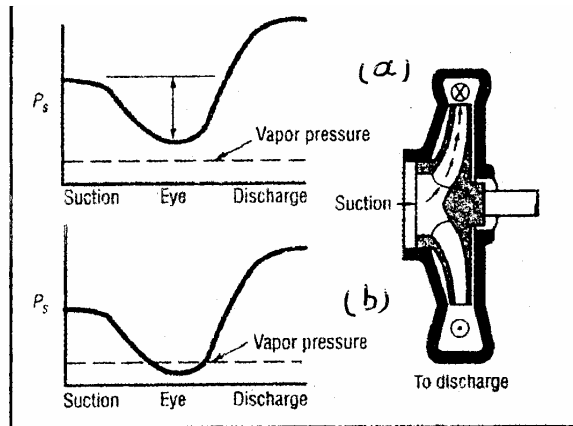
ب: خالص ارتفاع مثبت مورد نیاز در قسمت مکش پمپ (NPSHR)

NPSHA جزء مشخصه‌های سیستم پمپاژ بوده و به عوامل متعددی نظیر فشار جو، خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ (درجه حرارت، وزن مخصوص، فشار بخار در دمای انتقال، ویسکوزیته و...)، اختلاف سطح انرژی پتانسیل (فشار یا ارتفاع) در منبع مکش تا دهانه چشمه پروانه، تعداد و نوع اتصالات مورد استفاده در قسمت مکش، طول و قطر لوله مکش، دبی جریان و... بستگی دارد. بنابراین تعیین آن بعهده طراحان سیستم پمپاژ می‌باشد.

NPSHR به مشخصه‌های رفتاری و طراحی، دبی جریان، سرعت دورانی و... پمپ بستگی داشته که از سوی شرکت سازنده پمپ و بصورت یک دسته منحنی سهمی‌گونه صعودی برای قطرهای مختلف پروانه‌های مورد استفاده در پمپ بر حسب تغییرات دبی پمپ تهیه شده و در اختیار مشتریان قرار داده می‌شود (شکل ۲-۳۰). وجه مشترک NPSHR با NPSHA وابستگی هر دو آنها به دبی جریان مایع می‌باشد. با این تفاوت، در حالی که NPSHR با افزایش دبی افزایش می‌یابد، NPSHA با افزایش دبی کاهش یافته و همین مغایرت رفتاری باعث می‌شود که بتوان اذهان داشت که یکی از عوامل اصلی بروز کاویتاسیون در پمپ‌های گریزازمرکز بالا بودن دبی جریان می‌باشد.

t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm ³	t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm ³	t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm ³
0	273.15	0.00611	0.9998					138	411.15	3.414	0.9276
1	274.15	0.00657	0.9999	61	334.15	0.2086	0.9826	140	413.15	3.614	0.9258
2	275.15	0.00706	0.9999	62	335.15	0.2184	0.9821	145	418.15	4.155	0.9214
3	276.15	0.00758	0.9999	63	336.15	0.2286	0.9816	150	423.15	4.760	0.9168
4	277.15	0.00813	1.0000	64	337.15	0.2391	0.9811	155	428.15	5.433	0.9121
5	278.15	0.00872	1.0000	65	338.15	0.2501	0.9805	160	433.15	6.181	0.9073
6	279.15	0.00935	1.0000	66	339.15	0.2615	0.9799	165	438.15	7.008	0.9024
7	280.15	0.01001	0.9999	67	340.15	0.2733	0.9793	170	443.15	7.920	0.8973
8	281.15	0.01072	0.9999	68	341.15	0.2856	0.9788	175	448.15	8.924	0.8921
9	282.15	0.01147	0.9998	69	342.15	0.2984	0.9782	180	453.15	10.027	0.8869
10	283.15	0.01227	0.9997	70	343.15	0.3116	0.9777	185	458.15	11.233	0.8815
11	284.15	0.01312	0.9997	71	344.15	0.3253	0.9770	190	463.15	12.551	0.8760
12	285.15	0.01401	0.9996	72	345.15	0.3396	0.9765	195	468.15	13.987	0.8704
13	286.15	0.01497	0.9994	73	346.15	0.3543	0.9760	200	473.15	15.55	0.8647
14	287.15	0.01597	0.9993	74	347.15	0.3696	0.9753	205	478.15	17.243	0.8588
15	288.15	0.01704	0.9992	75	348.15	0.3855	0.9748	210	483.15	19.077	0.8528
16	289.15	0.01817	0.9990	76	349.15	0.4019	0.9741	215	488.15	21.060	0.8467
17	290.15	0.01936	0.9988	77	350.15	0.4189	0.9735	220	493.15	23.198	0.8403
18	291.15	0.02062	0.9987	78	351.15	0.4365	0.9729	225	498.15	25.501	0.8339
19	292.15	0.02196	0.9985	79	352.15	0.4547	0.9723	230	503.15	27.976	0.8273
20	293.15	0.02337	0.9983	80	353.15	0.4736	0.9716	235	508.15	30.632	0.8205
21	294.15	0.02485	0.9981	81	354.15	0.4931	0.9710	240	513.15	33.478	0.8136
22	295.15	0.02642	0.9978	82	355.15	0.5133	0.9704	245	518.15	36.523	0.8065
23	296.15	0.02808	0.9976	83	356.15	0.5342	0.9697	250	523.15	39.776	0.7992
24	297.15	0.02982	0.9974	84	357.15	0.5557	0.9691	255	528.15	43.246	0.7916
25	298.15	0.03166	0.9971	85	358.15	0.5780	0.9684	260	533.15	46.943	0.7839
26	299.15	0.03360	0.9968	86	359.15	0.6011	0.9678	265	538.15	50.877	0.7759
27	300.15	0.03564	0.9966	87	360.15	0.6249	0.9671	270	543.15	55.058	0.7678
28	301.15	0.03778	0.9963	88	361.15	0.6495	0.9665	275	548.15	59.496	0.7593
29	302.15	0.04004	0.9960	89	362.15	0.6749	0.9658	280	553.15	64.202	0.7505
30	303.15	0.04241	0.9957	90	363.15	0.7011	0.9652	285	558.15	69.186	0.7415
31	304.15	0.04491	0.9954	91	364.15	0.7281	0.9644	290	563.15	74.461	0.7321
32	305.15	0.04753	0.9951	92	365.15	0.7561	0.9638	295	568.15	80.037	0.7223
33	306.15	0.05029	0.9947	93	366.15	0.7849	0.9630	300	573.15	85.927	0.7122
34	307.15	0.05318	0.9944	94	367.15	0.8146	0.9624	305	578.15	92.144	0.7017
35	308.15	0.05622	0.9940	95	368.15	0.8453	0.9616	310	583.15	98.700	0.6906
36	309.15	0.05940	0.9937	96	369.15	0.8769	0.9610	315	588.15	105.61	0.6791
37	310.15	0.06274	0.9933	97	370.15	0.9094	0.9602	320	593.15	112.89	0.6669
38	311.15	0.06624	0.9930	98	371.15	0.9430	0.9596	325	598.15	120.56	0.6541
39	312.15	0.06991	0.9927	99	372.15	0.9776	0.9586	330	603.15	128.63	0.6404
40	313.15	0.07375	0.9923	100	373.15	1.0133	0.9581	340	613.15	146.05	0.6102
41	314.15	0.07777	0.9919	102	375.15	1.0878	0.9567	350	623.15	165.35	0.5743
42	315.15	0.08198	0.9915	104	377.15	1.1668	0.9552	360	633.15	186.75	0.5275
43	316.15	0.08639	0.9911	106	379.15	1.2504	0.9537	370	643.15	210.54	0.4518
44	317.15	0.09100	0.9907	108	381.15	1.3390	0.9522	374.15	647.30	221.2	0.3154
45	318.15	0.09582	0.9902	110	383.15	1.4327	0.9507				
46	319.15	0.10086	0.9898	112	385.15	1.5316	0.9491				
47	320.15	0.10612	0.9894	114	387.15	1.6362	0.9476				
48	321.15	0.11162	0.9889	116	389.15	1.7465	0.9460				
49	322.15	0.11736	0.9884	118	391.15	1.8628	0.9445				
50	323.15	0.12335	0.9880	120	393.15	1.9854	0.9429				
51	324.15	0.12961	0.9876								
52	325.15	0.13613	0.9871	122	395.15	2.1145	0.9412				
53	326.15	0.14293	0.9866	124	397.15	2.2504	0.9396				
54	327.15	0.15002	0.9862	126	399.15	2.3933	0.9379				
55	328.15	0.15741	0.9857	128	401.15	2.5435	0.9362				
56	329.15	0.16511	0.9852	130	403.15	2.7013	0.9346				
57	330.15	0.17313	0.9846								
58	331.15	0.18147	0.9842	132	405.15	2.8670	0.9328				
59	332.15	0.19016	0.9837	134	407.15	3.041	0.9311				
60	333.15	0.19920	0.9832	136	409.15	3.223	0.9294				

جدول (۲-۳): خواص ترمودینامیکی آب



منحنی بالایی نشان می‌دهد مادامی که فشار سیستم (P_s) در تمامی مراحل مکش، ورود به پروانه و تخلیه، بالاتر از فشار بخار مایع پمپ شونده باشد کاویتاسیون رخ نخواهد داد. منحنی پایینی حالتی را نشان می‌دهد که فشار سیستم به هنگام ورود مایع به چشم پروانه از فشار بخار مایع پایین‌تر رفته و این مسئله باعث بروز پدیده کاویتاسیون خواهد شد. مقطع مجرای حلزونی یک پمپ در سمت راست مسیر جریان را از میان پروانه نشان می‌دهد.

شکل (۲-۲۹): منحنی تغییرات فشار در قبل، داخل و بعد از پروانه پمپ گریز از مرکز

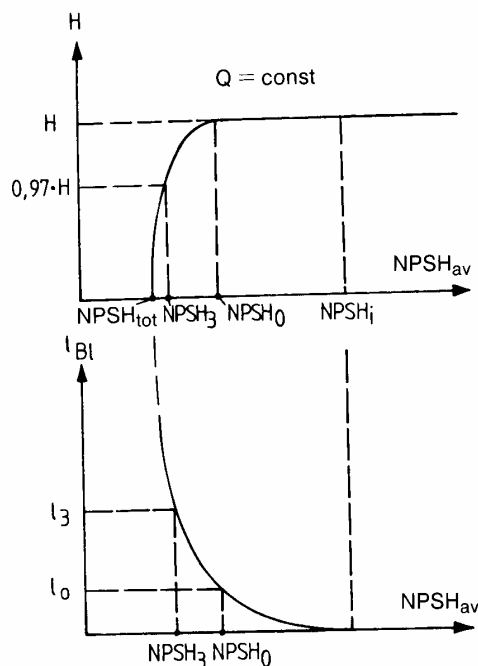
۲-۱۹: خالص ارتفاع مثبت مورد نیاز در قسمت مکش پمپ (NPSHR)

NPSHR را می‌توان انرژی پتانسیل مورد نیاز (ارتفاع برحسب متر) در قسمت مکش پمپ مازاد بر فشار بخار مایع در دمای انتقال (برحسب متر) تعریف کرد که امکان بهره برداری از پمپ بدون بروز پدیده کاویتاسیون در آن را میسر می‌سازد. NPSHR جزء مشخصه‌های رفتاری پمپ (یا پروانه) بوده و تابعی از سرعت جریان مایع بدرون پروانه می‌باشد و مقدار آن تقریباً با مربع دبی پمپ افزایش می‌یابد.

عوامل دیگری نظیر قطر چشمه پروانه، سطح مقطع مکش پروانه، تعداد تیغه‌های پروانه، فضای بین تیغه‌ها، قطر شافت، قطر نافی پروانه، سرعت مخصوص پمپ، طراحی مجاری مایع در قسمت مکش پروانه و... نیز بر روی NPSHR مؤثر می‌باشند. در یک تعریف تجربی NPSHR در عمل عبارت است از افت فشار بین دهانه ورودی پمپ تا لبه خروجی پروانه که اگر مقدار آن از NPSHA تجاوز نماید، مایع بصورت ناگهانی تبخیر (Flashing) شده و در منطقه فشار قوی خواهد ترکید.

۲-۲۰: بررسی وضعیت شروع پدیده کاویتاسیون در پمپها

تا زمانی که NPSHA در حدی باشد که پمپ را از بروز پدیده کاویتاسیون مصون نگهدارد، مقدار آن نمی‌تواند بر عملکرد هیدرولیکی پمپ تأثیر بگذارد، یا عبارت دیگر ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ مقداری ثابت و مستقل از NPSHA خواهد بود (شکل ۲-۳۰).



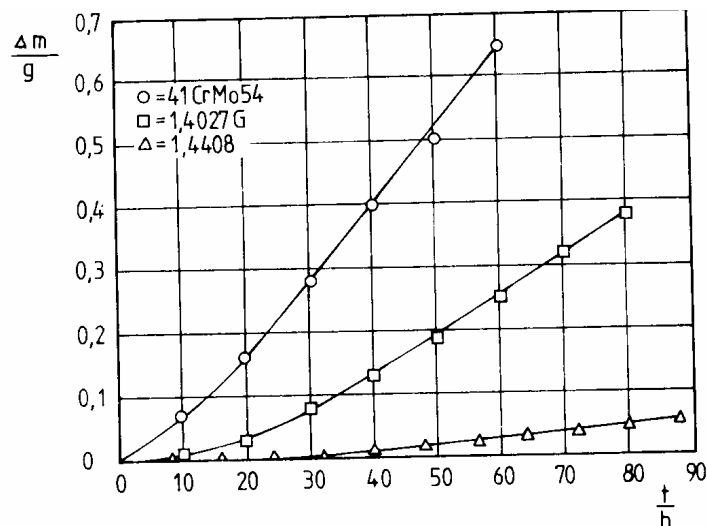
شکل (۲-۳۰): تغییرات ارتفاع و طول دنباله حبابها بر حسب NPSHA

با کاهش NPSHA ارتفاع کل پمپ در دبی ثابت تغییری نخواهد کرد ولی در نقطه ای مانند $NPSH_i$ اولین حبابهای بخار در پروانه پمپ تشکیل می‌شود که اصطلاحاً آن را کاویتاسیون مقدماتی یا ابتدائی^۱ (Incipient Cavitation) می‌نامند. با وجود تشکیل حباب، منحنی مشخصه پمپ و ارتفاع اعمال شده توسط آن تغییر نمی‌کند. با استمرار کاهش NPSHA، در وضعیت خاصی ($NPSH_0$) بلحاظ افزایش میزان حبابهای تشکیل شده، شرایطی بوجود می‌آید که ارتفاع کل پمپ شروع به کاهش می‌نماید.

بنابراین داد شروع پدیده کاویتاسیون هنگامی است که مقدار NPSHA در حدی نزول یابد که باعث شود تا ارتفاع کل پمپ به میزان ۳ درصد کاهش یابد. مقدار NPSH در این وضعیت را NPSHR (بر اساس کاهش ارتفاع به میزان ۳ درصد) و یا باختصار $NPSH_r$ می‌نامند.

۲-۲۱: علائم بروز کاویتاسیون در پمپهای گریزازمرکز

پدیده کاویتاسیون همانند هر عارضه دیگری دارای نشانه‌ها و علائمی بوده که بکمک آن می‌توان بروز پدیده کاویتاسیون در پمپ را شناسائی کرده و سپس بر اساس دستورالعمل‌هایی که در ادامه این بخش ارائه خواهد شد، تصمیم مناسب جهت غلبه بر آن اتخاذ نمود.



شکل (۲-۳۱): مقاومت مکانیکی آلیاژها در مقابل پدیده کاویتاسیون

همانطوری که قبلاً گفته شد، شروع کاویتاسیون در پمپ هنگامی است که در اثر کاهش NPSHA، ارتفاع پمپ به میزان ۳ درصد کاهش یابد. اما واقعیت امر در این است که استناد به تعریف فوق برای شناخت بروز پدیده کاویتاسیون در پمپها کافی نبوده و گاهی اوقات غیر قابل تشخیص می باشد، به نحوی که غالباً، هنگامی اپراتورها و یا تعمیرکاران به وقوع این پدیده نامطلوب در پمپها پی می برند که پمپ دچار خسارات جبران ناپذیری گردیده است. بنابراین لازم است کلیه افرادی که بنحوی با پمپها سروکار دارند، به علائم مشخصه بروز کاویتاسیون در پمپها آشنا شده تا به محض مشاهده آنها با انجام یک سری عملیات اصلاحی، مانع از پیشرفت کاویتاسیون در پمپها و بروز صدمات شدید در ساختار مکانیکی آن گردند. مهمترین علائم مشخصه بروز کاویتاسیون در پمپهای گریز از مرکز عبارتند از تشکیل حباب در پروانه و پوسته، ایجاد سرو صدا، افزایش لرزش، کاهش ارتفاع و دبی و راندمان پمپ، کاهش فشار دهش، لرزش در فشار سنج های مکش و دهش، خرابی زودرس یا طاقانها، آسیب دیدگی قطعات داخلی پمپ و ...

:

همانطوری که قبلاً اشاره شده، بروز پدیده کاویتاسیون با تشکیل حباب های بخار شروع می شود. برای این منظور می توان از تجهیزاتی که قادر به نشان دادن شرایط داخلی پمپ نظیر Endoscope می باشد، استفاده کرد.

:

تشکیل حباب و ترکش آنها در اثر پدیده کاویتاسیون همواره با بروز سرو صدای غیر عادی (صدائی نظیر عبور ماسه از درون پوسته پمپ) توأم خواهد بود.

در شناخت کاویتاسیون اندازه گیری مقدار سرو صدا (میزان مطلق آن) لازم نبوده و بلکه تغییر سطح (Level) آن باید معیار تشخیص قرار گیرد. این روش اجازه می دهد تا براساس آن بتوان

سیستم‌های هشداردهنده را براساس سطح فشار صوتی ناشی از کاویتاسیون برای تشخیص وضعیت هشدار، توقف و یا کنترل پیش بینی کرده و از آن جهت کنترل شرایط بهره برداری استفاده نمود.

:

لرزشی که در زمان بروز کاویتاسیون در پمپ پدید می‌آید ناشی از سه پدیده زیر می‌باشد:

۱: بعلت وجود تفاوت‌های اجتناب ناپذیر در تیغه‌ها، دنباله کاویتاسیون در تمامی تیغه‌ها یکسان نمی‌باشد، در نتیجه جریان مایع در اطراف تیغه‌ها در حال تغییر بوده و همین امر باعث نابالانسی در پروانه گردیده که لرزش پمپ را بدنبال خواهد داشت.

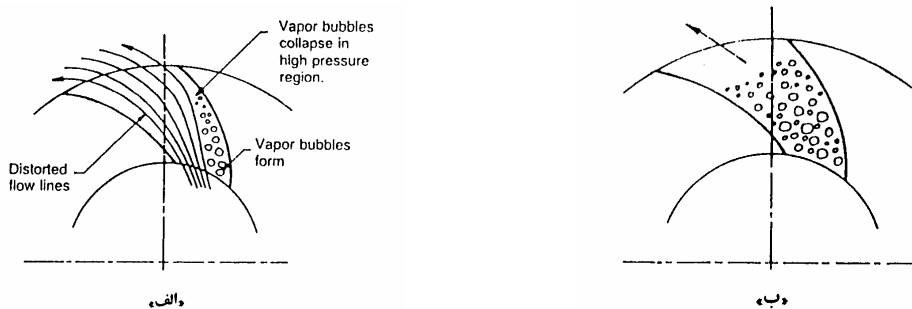
۲: دنباله کاویتاسیون دائماً در حال تغییر بوده و همین امر باعث بروز کاویتاسیون با فرکانس زیاد و در حال تغییر خواهد شد.

۳: اگر گسترش دنباله کاویتاسیون در حدی باشد که جریان مایع بطور چشم گیری پخش شود (کاهش ارتفاع)، جریان مایع خروجی از پروانه یکنواخت نبوده و می‌تواند باعث بروز پدیده جدا شدن در قسمت پائین دستی مجرای هر تیغه گردد. هرچه جریان مایع در اثر کاویتاسیون در پروانه بیشتر پخش شود، مایعی که به گلوئی پوسته پمپ می‌رسد دارای نوسان بیشتری خواهد بود. فرکانس لرزش در این حالت برابر است با فرکانس دوران ضربدر تعداد تیغه‌های پروانه. در اینجا ذکر این نکته ضروری است که بروز کاویتاسیون ابتداءً با تشکیل مقادیر جزئی حباب شروع گردیده و در این مرحله فقط قسمتی از پروانه توسط حباب پر خواهد شد که اصطلاحاً آن را "کاویتاسیون جزئی" می‌نامند. بعد از گسترش کاویتاسیون، پروانه از حبابهای گاز پر شده و کاویتاسیون حالت کلی را بخود می‌گیرد. در حالت کاویتاسیون جزئی هر چند که لرزش ناشی از ترکش حبابها در مقایسه با کاویتاسیون کلی کمتر می‌باشد ولی بخاطر غیر یکنواختی توزیع سیالات (مایع و بخار) در آن، لرزش ناشی از نابالانسی در پروانه زیاده‌تر از کاویتاسیون کلی خواهد بود. به همین خاطر در تحلیل فرآیند کاویتاسیون کاهش لرزش را نباید یک عامل بهبود شرایط عملکرد سیستم (رفع کاویتاسیون) تلقی کرد، بلکه خود می‌تواند تأییدی بر پیشرفت و گسترش کاویتاسیون در پمپ باشد.

:

در مواردی که NPSHA در حدی باشد که پمپ دچار کاویتاسیون نگردد، نقطه کار پمپ، محل تلاقی منحنی مشخصه سیستم با منحنی مشخصه پمپ خواهد بود. عدم بروز کاویتاسیون باعث ثبات منحنی مشخصه پمپ گردیده و لذا ارتفاع قابل دسترس، دبی و راندمان پمپ مقادیر قابل قبول را خواهند داشت. ولی در شرایط بروز کاویتاسیون، منحنی مشخصه پمپ دچار تغییرات

نامطلوبی گشته و قادر به اعمال ارتفاع همانند شرایط عادی نخواهد بود و همین امر باعث کاهش ارتفاع قابل دسترس، دبی و راندمان پمپ خواهد شد (شکل ۲-۳۲).



شکل (۲-۳۲): کاویتاسیون جزئی (الف) و کلی (ب)

همانطوری که در شکل (۲-۳۲) مشاهده می شود بروز کاویتاسیون در پمپ باعث انتقال محل تلاقی منحنی مشخصه پمپ با منحنی مشخصه سیستم بسمت چپ (دبی کمتر) شده و نقطه کار دارای ارتفاع، دبی و راندمان کمتری در مقایسه با حالتی که NPSHA در حد کافی می باشد، می گردد.

هر چند که در منابع علمی اشاره چندانی به تأثیر کاویتاسیون بر روی توان مصرفی در پمپ تحت شرایط بروز کاویتاسیون نگردیده ولی با بررسی روابط قبل شاید بتوان نتیجه گرفت که با توجه به کاهش همزمان دو پارامتر H و Q در صورت و کاهش راندمان در مخرج کسر نباید انتظار افزایش توان مصرفی را داشته و احتمال کاهش توان مصرفی بیشتری می باشد. ولی در هر حال اظهار نظر قطعی در این زمینه نیازمند تعیین مقادیر H ، Q و η بوده تا براساس آن بتوان نظر قطعی را در زمینه تأثیر کاویتاسیون بر روی توان مصرفی در پمپ اعلام کرد.

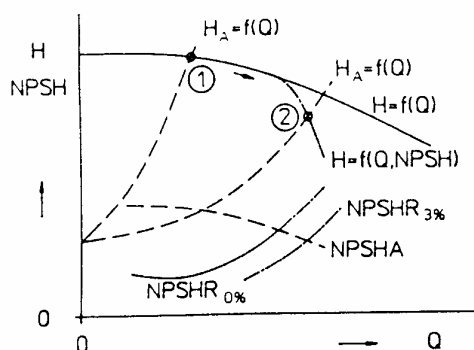
با توجه به رابطه (۲-۱) می توان نتیجه گرفت:

$$H = \frac{10.2P}{SG} \Rightarrow P = \frac{H.SG}{10.2} \quad (2-18)$$

بروز پدیده کاویتاسیون ضمن کاهش ارتفاع قابل دسترس، باعث تشکیل حبابهای بخار گردیده که دارای وزن مخصوص کمتری نسبت به فازمایع می باشند.

در مواردی که پمپ دچار پدیده کاویتاسیون می گردد، فاقد رفتار یکنواخت و پایدار خواهد شد. یکی از مهمترین ناهماهنگی رفتاری آن نوسان شدید در فشار مکش و دهش بوده که بصورت نوسان شدید در عقبه های فشارسنج های مکش و دهش می توان آن را مشاهده کرد.

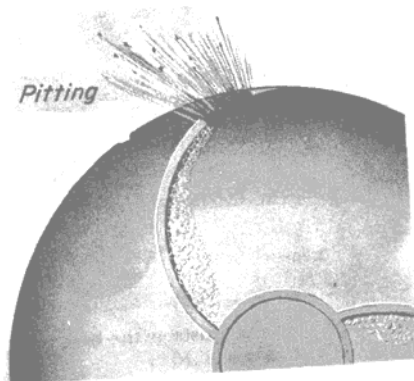
Characteristics of Operation with Cavitation



شکل (۲-۳۳): تأثیر کاویتاسیون بر عملکرد پمپ گریز از مرکز

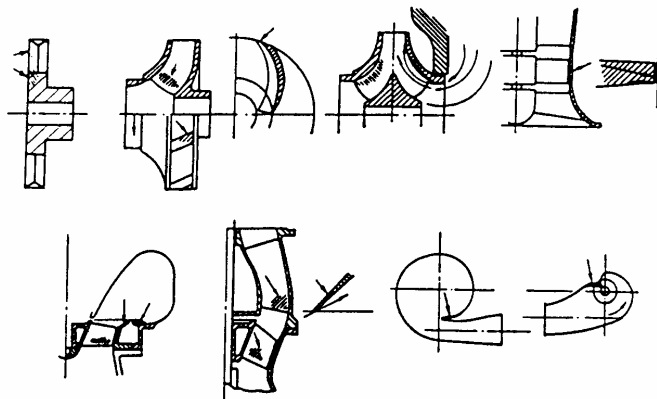
پمپهای گریز از مرکز غالباً دارای دو نوع یاطاقان (Bearing) می باشند که یکی از آنها برای بار شعاعی (Radial Load) بوده و دیگری برای تحمل بار محوری (Axial Load) می باشد. بروز پدیده کاویتاسیون در پمپها موجب تغییرات شدید بارهای وارده بر یاطاقانها گردیده و همین تغییرات شدید بار وارده، موجب تغییرات شدید در بردار نیروهای وارده بر یاطاقانها خواهد شد که نهایتاً باعث کاهش عمر مفید و خرابی زودرس یاطاقانها می شود.

تشکیل حباب در هنگام بروز پدیده کاویتاسیون در داخل پروانه پمپ غالباً در قسمت فشار ضعیف تیغه پروانه صورت پذیرفته و بدیهی است هنگامی که این حبابها به مناطقی با فشار زیاد می رسند، وارد شدن فشار بر این حبابها موجب ترکیدن آنها خواهد شد. ترکیدن حبابها همواره با آزاد شدن مقدار زیادی انرژی توأم بوده که همان انرژی نهان تبخیر مایع می باشد که در زمان تبخیر، به مایع داده شده است. انرژی آزاد شده، بر روی سطوحی که حبابها بر روی آن می ترکند نیرو وارد کرده و می تواند باعث کنده شدن ذرات فلز از بدنه پروانه و پوسته گردد. کنده شدن فلز از بدنه پروانه را اصطلاحاً آبله گون شدن (Pitting) می نامند (شکل ۲-۳۴).



شکل (۲-۳۴): آبله گون شدن پروانه در اثر پدیده کاویتاسیون

آثار تخریبی کاویتاسیون نه در محل تشکیل حبابها و بلکه در نواحی با فشار بالا که در اثر افزایش فشار، حبابها می‌ترکند بوقوع می‌پیوندد. اگرترکش حبابها در حین جریان مایع بوقوع پیوندد آسیبی به پمپ وارد نمی‌شود ولی در نزدیکی دیواره قطعات و در اثر پدیده ضربه جت (Jet Impact)، در ابتدای امر فقط سطح قطعه آسیب دیده ولی بمرور زمان در عمق آن نفوذ خواهد کرد. در شکل (۲-۳۵) نقاطی که می‌توانند در معرض آسیب دیدگی ناشی از کاویتاسیون قرار گیرند با پیکان نشان داده شده‌است که شامل تیغه‌های پروانه اندکی دورتر از لبه هدایت کننده و در قسمت پشتی آن، نقاطی که لقی متحرک (Running Clearance) وجود دارد، قسمت ورودی پروانه جایی که تغییر ناگهانی مسیر جریان بروز می‌کند و در تیغه‌های هدایت کننده بعدی بوقوع می‌پیوندد.



شکل (۲-۳۵): مکانهای بروز کاویتاسیون در پمپ‌های گریزازمرکز

لازم به ذکر است که در زمان تعمیرات پمپها غالباً مسئولین تعمیرات با خرابی‌هایی بر روی پروانه و پوسته پمپ مواجه می‌شوند که در ابتدای امر به نظر می‌رسد ناشی از بروز پدیده کاویتاسیون می‌باشد. حال آنکه خرابی‌های موجود ممکن است ناشی از پدیده خوردگی (Corrosion) و یاسایش (Erosion) و یا مجموعه ازدو یا سه پدیده فوق باشد. شناخت علت خرابی پروانه و پوسته پمپ و یافتن راه حل مناسب برای برطرف کردن و جلوگیری از آن اهمیت بسزائی دارد که در قسمتهای بعدی همین بخش مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۲-۲۲: روشهای غلبه بر کاویتاسیون

پدیده کاویتاسیون هنگامی در پمپ‌های گریزازمرکز بوقوع می‌پیوندد که شرایط قسمت مکش (فشار مایع) در حد مطلوب نبوده، بنحوی که مایع قبل از ورود بداخل پروانه (و در مواردی حتی در قسمت‌های ابتدائی پروانه) به بخار تبدیل نشود. لذا جهت جلوگیری از بروز این پدیده لازم است که شرایط مایع در دهانه ورودی پمپ در حدی باشد که مایع مورد انتقال در طول عبور از مسیر مکش تا قسمت خروجی پروانه بصورت بخار تبدیل نشود. برای این منظور از نظر تئوریک کافی است که NPSHA از NPSHR پمپ در دبی بهره برداری بیشتر باشد. اکثر

سازندگان پمپهای گریزازمرکز توصیه می کنند که جهت اطمینان از بروز پدیده کاویتاسیون بهتر است که NPSHA حداقل ۰.۵ متر از NPSHR بیشتر باشد در بعضی از مراجع توصیه شده است که NPSHA برای آب حدود ۲۰ درصد و برای هیدروکربورها حداقل ۱۰ درصد از NPSHR بیشتر بوده ولی مقدار اختلاف نباید از ۰.۵ متر کمتر باشد.

$$NPSHA \geq NPSHR + 0.5(m) \quad (19-2)$$

بهر حال ممکن است شرایطی در سیستم انتقال مایع بوجود آید که عملاً شرایط فوق برقرار نبوده و پمپ در معرض کاویتاسیون قرار گیرد. همانطوری که قبلاً گفته شد NPSH (مورد نیاز و قابل دسترس) مقادیر ثابتی نبوده و خود تابعی از دبی جریان در سیستم می باشد.

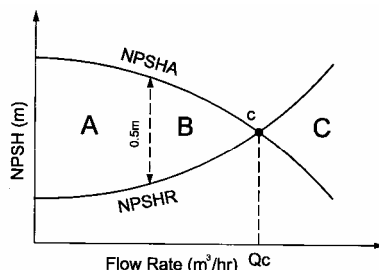
منحنی تغییرات NPSHA و NPSHR بر حسب دبی، شکلی سهمی گونه دارند. NPSHA با افزایش دبی کاهش یافته (جهت افزایش از دست رفت ناشی از اصطکاک در سیستم)، در عوض NPSHR با افزایش دبی پمپ کاهش می یابد. در شکل (۲-۳۶) تغییرات NPSHA و NPSHR بر حسب دبی نشان داده شده است.

برای غلبه بر کاویتاسیون می توان از روش های زیر استفاده کرد:

الف: افزایش NPSHA

ب: کاهش NPSHR

ج: افزایش مقاومت مکانیکی قطعات پمپ در مقابل کاویتاسیون



شکل (۲-۳۶): منحنی تغییرات NPSHA و NPSHR بر حسب دبی

۲-۲۳: روشهای افزایش NPSHA

NPSHA جزء مشخصه های سیستم و مایع مورد پمپاژ می باشد. بنابر این جهت افزایش آن باید در شرایط طراحی و بهره برداری از سیستم و مشخصه های فیزیکی مایع مورد انتقال تجدید نظر بعمل آورد. بنا بر تعریف NPSHA از رابطه زیر و در دهانه مکش پمپ محاسبه می شود:

ارتفاع سرعتی + ارتفاع معادل فشار بخار مایع - ارتفاع استاتیکی مکش = NPSHA

ارتفاع معادل از دست رفت انرژی در قسمت مکش - اختلاف ارتفاع مایع تا منبع مکش ±

رابطه فوق را می توان بصورت زیر خلاصه نمود:

$$NPSHA = \frac{(P_s - P_v) \times 10.2}{SG} + \frac{V_1^2}{2g} \pm Z - \sum h_L \quad (20-2)$$

که در آن:

$P_s =$	فشار مطلق در منبع مکش	بار
$P_v =$	فشار بخار مایع در دمای پمپاژ	بار
$V_1 =$	سرعت مایع در دهانه مکش پمپ	متر بر ثانیه
$Z =$	اختلاف ارتفاع سطح مایع تا دهانه مکش پمپ	متر
$\sum h_L$	جمع از دست رفت انرژی در لوله مکش	متر
$SG =$	وزن مخصوص مایع	

تذکر: اگر سطح مایع از دهانه مکش پمپ بالاتر باشد (Head)، علامت Z مثبت بوده و اگر از دهانه مکش پمپ پائین تر باشد (Lift)، علامت Z منفی خواهد بود. در حالتی که مایع و دهانه مکش پمپ در یک سطح قرار دارند $Z=0$ می باشد. جهت افزایش NPSHA لازم است که در روابط مقادیر مثبت افزایش داده شده و یا مقادیر با علامت منفی کاهش داده شود. افزایش NPSHA موجب افزایش هزینه های ثابت (هزینه های لوله کشی) در سیستم می گردد. مثال: مطلوب است محاسبه NPSHA در سیستمی که پمپ مایع را از منبع مکش بسته (شکل ۲-۳۷) دریافت می کند.

آب = مایع مورد پمپاژ

$$t = 55^{\circ}C$$

$$SG = 0.9857$$

$$P_v(at55^{\circ}C) = 0.1574 \text{ bar}(a)$$

$$P_a = 1.025 \text{ bar}(a)$$

$$P'(Tank) = 0.38 \text{ bar}(g)$$

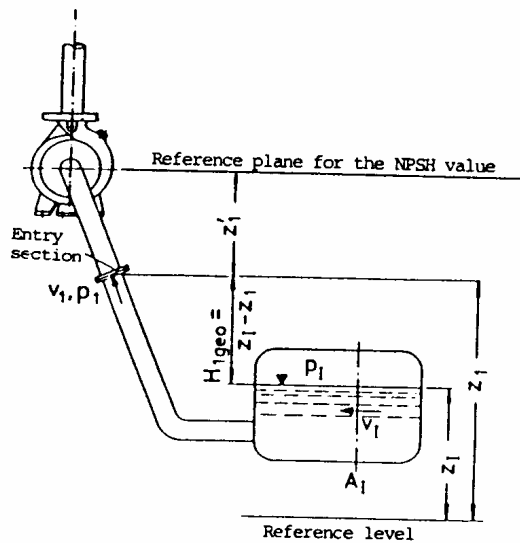
$$Z = -3.5m$$

$$\sum h_L = 4.5m$$

$$P_s = P_a + P' = 1.025 + 0.38 = 1.405 \text{ bar}(a) \quad \text{حل:}$$

در اکثر موارد از ارتفاع معادل انرژی جنبشی $(\frac{V_1^2}{2g})$ صرف نظر می شود.

$$NPSHA = \frac{(1.405 - 0.1574) \times 10.2}{0.9857} - 3.5 - 4.5 = 4.91m$$



شکل (۲-۳۷): محاسبه NPSHA با مکش از منبع بسته

یاد آوری: اگر منبع مکش روباز باشد (نظیر استخر و چاه آب)، $P' = 0$ در نظر گرفته می‌شود. حال اگر NPSHR پمپی که در این سیستم بکار گرفته می‌شود در دبی بهره برداری ۵ متر باشد، با توجه به رعایت ۰.۵ متر تفاوت مورد نیاز جهت اطمینان از عدم بروز کاویتاسیون، NPSHA باید حداقل ۵.۵ متر باشد.

۲-۲۴: روشهای غلبه بر کاویتاسیون از طریق افزایش NPSHA

همانطوری که قبلاً اشاره شد، جهت افزایش NPSHA لازم است که در رابطه (۴-۷) مقادیر منفی را کاهش و یا مقادیر مثبت را افزایش داد. برای این منظور می‌توان از روشهای زیر استفاده کرد:

الف: افزایش فشار در منبع مکش (P_s)

این روش برای مواردی که پمپ مایع مورد انتقال را از مخزنی بسته دریافت می‌کند قابل اجراء می‌باشد. افزایش فشار منبع مکش می‌تواند با تزریق گاز به بالای سطح مایع و افزایش فشار مایع موجود در منبع بطور مستقیم صورت پذیرد. گاز مورد استفاده باید سازگاری لازم را با مایع مورد انتقال داشته باشد. در شرایط عادی غالباً از هوا و در شرایط خاص (ضرورت خنثی بودن گاز مورد استفاده) عموماً از ازت استفاده می‌شود.

ب: کاهش فشار بخار مایع از طریق سرد کردن آن

همانطوری که در بالا اشاره شد، فشار بخار مایعات تابعی از دمای آن بوده و با افزایش درجه حرارت افزایش می‌یابد (و بالعکس). در مواقعی که امکان کاهش درجه حرارت مایع موردانتقال مجاز باشد، با استفاده از مبدل حرارتی و یا تزریق مایع سرد به قسمت مکش پمپ می‌توان درجه حرارت مایع و در نتیجه فشار بخار آن را کاهش داد.

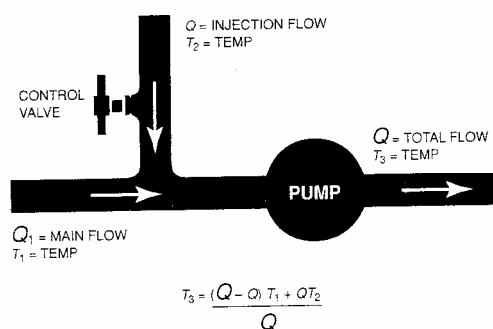
در صورت استفاده از مبدل حرارتی از آنجائی که عبور مایع مورد انتقال از درون مبدل حرارتی خود باعث کاهش فشار مایع در قسمت مکش پمپ می‌شود که چندان مطلوب نمی‌باشد. بنابراین

مبدل حرارتی باید طوری طراحی شود که افت فشار مایع بهنگام عبور از آن حتی الامکان کم بوده و در حدی باشد که نتایج حاصل از کاهش دمای مایع را که منجر به کاهش فشار بخار آن می‌شود خنثی نسازد.

تزریق مایع سرد به مایع مورد انتقال حتی در مقادیر کم می‌تواند نتایج بسیار مطلوبی را در پی داشته و به همین خاطر در اکثر موارد برای کاهش فشار بخار مایع از این روش استفاده می‌شود. در سیستمی که برای انتقال آب گرم (با دمای 163°C معادل 325°F) طراحی شده است، تزریق آب با دمای 79°C (معادل 175°F) به میزان ۴ درصد باعث افزایش NPSHA به میزان ۲۰ فوت (۱.۶ متر) می‌شود. در شکل (۲-۳۸) نحوه تزریق مایع سرد به قسمت مکش پمپ نشان داده شده است.

:

شاید در نظر اول بالا بردن سطح مایع در منبع مکش جهت افزایش NPSHA راه حل ساده ای بنظر برسد ولی در خیلی از موارد این امر تقریباً غیر ممکن می‌باشد. مثلاً اگر پمپ برای انتقال آب از رودخانه و یا دریاچه بکار گرفته شود و یا هزینه بالا بردن منبع مکش زیاد باشد، امکان اجراء این دستورالعمل تقریباً غیر ممکن خواهد بود. با این وجود در مواردی که این اقدام عملی باشد، افزایش جزئی ارتفاع سطح مایع ضمن حل مشکل کاویتاسیون این امکان را مهیا می‌سازد تا بتوان از پمپ ارزانتر و باراندامان بیشتر استفاده کرد که در نهایت منجر به کاهش هزینه خرید، هزینه‌های بهره برداری (مصرف انرژی) و تعمیرات خواهد شد.



شکل (۲-۳۸): تزریق مایع به قسمت مکش جهت سرد کردن مایع مورد انتقال

:

در اکثر موارد پائین بردن پمپ و کاهش میزان مکش (Lift) و یا افزایش ارتفاع (Head) آسان‌تر از بالا بردن سطح مایع (بندج) می‌باشد. نتایج حاصل از این اقدام همانند حالت قبل خواهد بود. یک روش جایگزین و مشابه آن استفاده از پمپهای عمودی که پروانه آن در قسمت زیرین پمپ و پائین‌تر از سطح زمین قرار دارد می‌باشد. مشکل این روش در روانکاری یاطاقانهای پمپ خواهد بود. باید بررسی شود که آیا مایع مورد انتقال قابلیت روانکاری مطلوب یاطاقانها را دارا می‌باشد

یا خیر؟ امروزه با پیشرفت‌هایی که در طراحی و انتخاب مواد اولیه یاطاقانها حاصل شده‌است مشکل روانکاری یاطاقانها تقریباً حل شده‌است. با این وجود نباید انتظار داشت که عمر مفید یاطاقانها حتی هنگامی که باروغن و یا گریس روانکاری می‌شوند در حد عمر پمپ باشد. در هر حال این روش موجب افزایش میزان تعمیرات مورد نیاز برای پمپ می‌گردد.

:

جریان مایع از منبع مکش تا دهانه چشمه پروانه همواره با از دست رفت انرژی (افت فشار) توام می‌باشد. بنابراین هر اقدامی در زمینه کاهش افت فشار ناشی از عبور مایع از درون لوله و اتصالات موجود در مسیر مکش پمپ می‌تواند در افزایش NPSHA مؤثر واقع گردد که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

- ۱- کاهش دبی پمپ
- ۲- کاهش طول مسیر مکش
- ۳- کاهش تعداد اتصالات
- ۴- افزایش قطر لوله مکش
- ۵- استفاده از اتصالات با از دست رفت انرژی کمتر

هریک از اقدامات فوق تأثیری جداگانه در کاهش از دست رفت انرژی در لوله مکش (افزایش NPSHA) باقی می‌گذارد. از دست ارتفاع در سیستم‌های لوله کشی با مربع دبی جریان (و یا عبارت صحیح‌تر با $Q^{1.85}$) رابطه مستقیم دارد. از سوی دیگر کاهش دبی موجب کاهش NPSHR نیز خواهد شد.

همانطوری که در شکل (۲-۳۶) مشاهده می‌شود، با کاهش دبی، فاصله NPSHA از NPSHR زیادتر شده و عملکرد پمپ در جهت بهره برداری با شرایط امن‌تر هدایت می‌شود. برای کاهش دبی پمپ می‌توان از روش‌های مختلفی نظیر تغییر سرعت دورانی، ایجاد مقاومت در قسمت مکش و یا ایجاد مقاومت در مسیر دهش (استفاده از شیر کنترل دبی) و... استفاده کرد.

ایجاد مقاومت در قسمت مکش (Suction Throttling) هرچند که باعث کاهش دبی جریان در لوله مکش می‌گردد ولی باتوجه به اینکه خود باعث افزایش افت فشار در لوله مکش می‌شود روش منطقی نبوده و به هیچ وجه توصیه نمی‌شود. تغییر سرعت دورانی جهت کاهش دبی پمپ در صورت قابلیت اجراء روش مطمئنی می‌باشد. ایجاد خفگی در مسیر دهش پمپ جهت کاهش دبی روش ساده ای بوده و لذا جهت حل مقطعی مشکل بروز کاویتاسیون می‌توان آن را بهترین روش دانست.

البته کاهش دبی خود عوارض جدیدی را بدنبال داشته که عمده‌ترین آن بروز جریان گردشی در قسمت مکش پمپ می‌باشد، لذا نباید این روش را بعنوان یک راه حل قطعی تلقی نمود.

کاهش طول مسیر مکش از طریق نزدیک کردن پمپ به منبع مکش هرچند که روی ارتفاع کل مورد نیاز در سیستم تأثیری نمی‌گذارد ولی باعث کاهش ازدست رفت انرژی در لوله مکش و افزایش NPSHA می‌گردد. به همین خاطر در طراحی سیستم لوله کشی بویژه در مواردی که احتمال بروز کاویتاسیون زیاد می‌باشد اکیداً توصیه می‌شود که پمپ در نزدیک‌ترین محل نسبت به منبع مکش نصب گردد. تأثیر طول مسیر بر روی افت فشار یک رابطه خطی بوده و لذا میزان ازدست رفت انرژی در لوله مکش با کم کردن طول آن بطور خطی کاهش می‌یابد.

افزایش قطر لوله و سایر اتصالات موجود در لوله مکش تأثیر زیادی بر روی کاهش ازدست رفت انرژی باقی می‌گذارد. بطوری که مثلاً با ۲ برابر کردن قطر لوله مکش، میزان افت انرژی در آن حدود ۳۲ برابر (معادل ۲^۵) کاهش می‌یابد.

در اکثر سیستم‌های انتقال حتی در مواردی که احتمال بروز کاویتاسیون کم می‌باشد توصیه می‌شود که لوله مکش حدود یک تا دو اندازه (Size)، از لوله دهش بزرگتر در نظر گرفته شود. با کاهش تعداد اتصالات و حذف قطعات غیر ضروری در مسیر مکش می‌توان NPSHA را افزایش داد. مثلاً باید از پیچ و خم دادن غیر ضروری مسیر مکش خودداری کرد و یا در مواقعی که منبع مکش در پائین‌تر از دهانه ورودی پمپ قرار دارد نیازی به نصب شیر تعمیراتی (Repair Valve) در لوله مکش نمی‌باشد.

اتصالات براساس کیفیت طراحی و ساختمان آنها دارای از دست رفت انرژی مختلفی می‌باشند، مثلاً از دست رفت انرژی در زانوئی شعاع بلند (Long Radius Elbow) در مقایسه با زانوئی استاندارد (Standard Elbow) بسیار کمتر بوده، و یا افت فشار در هنگام عبور مایع از درون شیر کشوئی (Gate Valve) چندین برابر کمتر از شیر توپی (Globe Valve) می‌باشد. به همین خاطر در انتخاب اتصالات برای نصب در قسمت مکش پمپها باید سعی شود از اتصالاتی استفاده شود که از دست رفت انرژی در آن در حداقل ممکن باشد.

و: استفاده از پمپ تقویتی (Booster Pump) در قسمت مکش

این روش بویژه برای مواردی که پمپ اصلی برای اعمال ارتفاع (فشار) زیاد طراحی شده‌است بسیار مؤثر می‌باشد، چرا که اجازه می‌دهد تا پمپ اصلی با سرعت بیشتری کار کرده و همین امر ضمن کاهش قیمت پمپ اصلی، موجب افزایش راندمان، کاهش تعداد مراحل و افزایش قابلیت اعتماد در سیستم می‌گردد.

پمپ‌های تقویتی عموماً پمپهای با سرعت و ارتفاع کم و از نوع یک مرحله ای با NPSHR کم می‌باشند که با افزایش جزئی فشار مایع، NPSHA در دهانه مکش پمپ اصلی را افزایش می‌دهند.

فصل سوم محاسبات در توربینهای صنعتی

اهداف فصل:

- ۱- انجام محاسبات ضروری مربوط به توربین های بخارشامل محاسبات مربوط به راندمان، انتالپی، کار و مقایسه آنها در دو نوع توربین تک مرحله ای و چند مرحله ای
- ۲- انجام محاسبات مربوط به توربین های گازی

۳- اتوربین های بخار و گازی

مقدمه

در این فصل توربین بخار و گاز با هم مورد بررسی قرار خواهند گرفت با اطن فرض که یک تئوری برای هر دو ماشین بکار رود این فرض با تهیه بخار در حالت داغ که تقریباً نظیر گاز کامل رفتار می کند صادق است باید دقت کرد وقتی بخار در دیا گرام مولیر به زیر خط اشباع برود این فرض را نمی توان بکار برد این حالت اغلب در توربین های فشار پائین بکار می رود

اولین توربین جریان محوری توسط چارلز پارسون ساخته و با موفقیت هم مورد بهره برداری قرار گرفت او یک توربین بخار بازتابی را در یک مخزن زیر دریایی کوچک برای پروانه آن نصب نمود و از آن به بعد توسعه توربین بخار به سرعت و با موفقیت انجام شد محدوده قدرت خروجی در حال حاضر از چند کیلو وات تا ۶۰۰ مگاوات است.

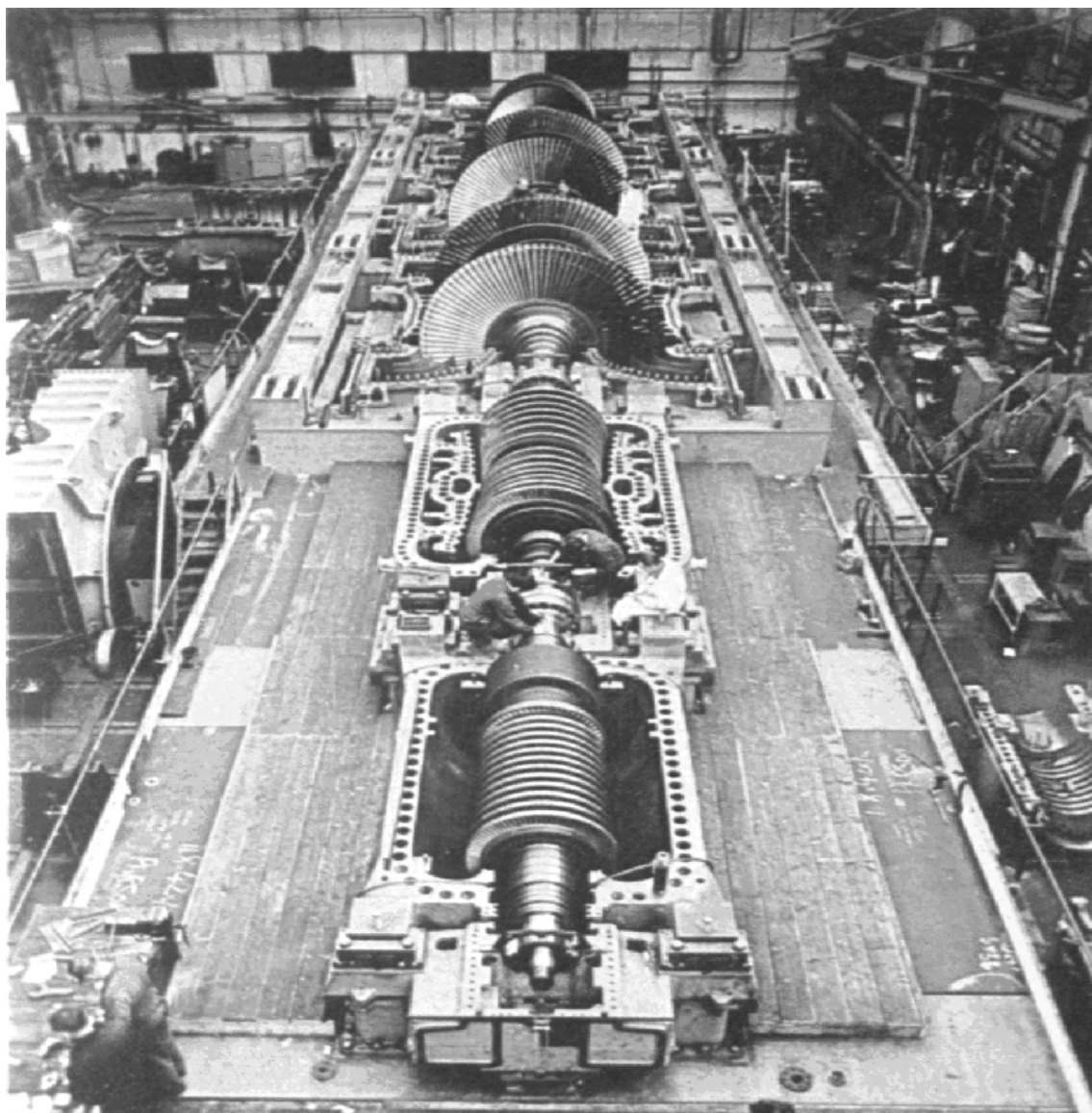
گسترش قدرت خروجی بالا بر پایه موضوع ساده ای انجام گرفت و آن داغ نمودن بخار در بویلر و داغ کننده و انبساط آن در توربین تا فشار زیر اتمسفر در مبدل حرارتی بود تا ماکزیمم انرژی را از بخار جذب کند

توسعه توربین گاز جریان محوری به تعویق افتاد زیرا نرخ جریان و نسبت فشار به اندازه کافی بالا از یک کمپرسور لازم بود به طوریکه هوای مورد نیاز برای تحول احتراق و به دنبال آن انبساط گازهای خروجی باقی بماند. ابتدا هوا توسط کمپرسور های گریز از مرکز تامین شد و بعد کمپرسور جریان محوری توسعه داده شد که در مورد توربو جت و توربو فن از قدرت بدست آمده توسط توربین استفاده می شود تا آن کمپرسور را بچرخاند. توربین های بخار در دنیا بیشتر در نیروگاه های فسیلی و پروانه های کشتی که محرک بخاری ندارند استفاده می شود در حالیکه واحد پروانه ای توربین گاز اغلب روی نمونه کوچک وسایل دریائی نصب می شود. توربین های گازی عموماً به عنوان واحد قدرت برای پروانه هواپیما های بزرگ استفاده می شودند امتیاز آنها این است که نسبت قدرت به وزن در آنها بالاست

اصل جذب انرژی از گاز، از طریق کاهش تدریجی انرژی با فشار بالا و تبدیل آن به انرژی جنبشی است این عمل توسط عبور گاز از روی یک سری تپه های ثابت و متحرک انجام می شود انرژی جنبشی گاز در تیغه های متحرک که روی محور نصب شده اند کاهش. در تیغه های ثابت که روی محفظه نصب شده اند باز یابی می شوند هر چه گاز در توربین پیش رود لازم می شود که جرم مخصوص به تدریج کاهش یابد

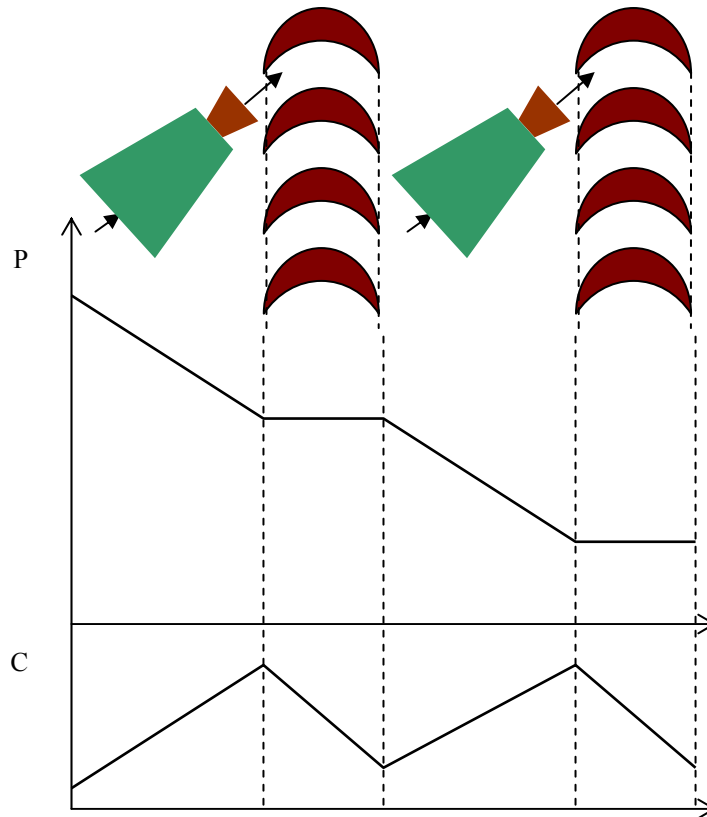
لذا ارتفاع تیغه ها د قسمت فشار کم افزایش می یابد البته اگر سرعت محوری جریان در طول توربین ثابت باقی بماند.

قسمت استاتور اغلب سری شیپوره نامیده می شود و در نمونه های خاصی از توربین بخار سری شیپوره از تعدادی شیپوره همگرا بلا فاصله در اطراف یک استوانه تشکیل می شود

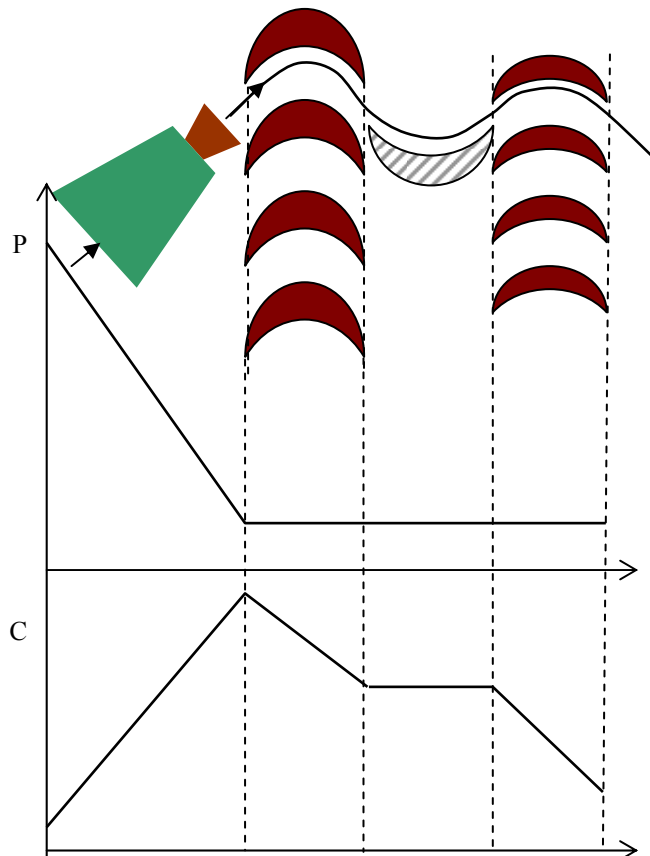


شکل ۱-۳

شکل بالا روتور یک توربین بخار را که در نیمه پائینی محفظه قرار دارد نشان می دهد. باید توجه داشت که ارتفاع تیغه در جهت جریان گاز افزایش می یابد. دو نمونه مهم توربین جریان محوری نمونه های عکس العملی و ضربه ای هستند که ترکیبی از دو نمونه را نیز می توان در یک توربین یافت در شکل (۲-۳) و (۳-۳) چگونگی تغییرات سرعت و فشار در مرحله های ضربه ای و عکس العملی نشان داده شده است. در کل همگی اینها منجر به کاهش فشار و بازیابی سرعت در سری استاتور یا حلقه شیپوره ها می شود. یک سری تیغه استاتور و به دنبال آن یک سری تیغه و روتور را در یک مرحله در نظر می گیرند و شرایط مرحله را به دقت مورد بررسی قرار می دهند



شکل ۳-۲ توزیع فشار و سرعت مطلق در توربین ضربه ای



شکل ۳-۳ توزیع فشار و سرعت مطلق در توربین عکس

۱-۲-۱۱

فرض های زیر را در نظر می گیریم:

- ۱- شرایط جریان را در شعاع متوسط در نظر می گیریم
- ۲- نسبت ارتفاع تیغه به شعاع متوسط کوچک است و می توان تئوری جریان دو بعدی را استفاده کرد

۳- سرعت های شعاعی صفر هستند

۳-۲ شرایط ترمو دینامیکی

قانون اول ترمو دینامیک بیان می دارد که انرژی نمی تواند خلق یا نابود شود بلکه می تواند از شکلی به شکل دیگر تغییر کند

با در نظر گرفتن سیستم شامل یک ماشین و گاز، یک بخش از ماشین که محتوی گاز می باشد این قانون به صورت زیر نوشته می شود

$$Q - W_t = \Delta U + \Delta P_e + \Delta K_e \quad (1-3)$$

که در آن

Q انتقال حرارت منقل شده به سیستم

W_t کار انجام شده بوسیله سیستم

ΔU تغییرات انرژی داخلی

ΔP_e تغییرات انرژی پتانسیل

ΔK_e تغییرات انرژی جنبشی می باشد

اگر کار بین کار ورودی شفت و کار خروجی تقسیم شود و این کار بوسیله سسطم انجام شود می توان نوشت:

$$W_t = W + (Pv.\Delta m)_{out} - (Pv.\Delta m)_{in} \quad (۲-۳)$$

که

W کار ورودی یا خروجی به سیستم توسط شفت می باشد

P فشار سیال در سیستم

V حجم مخصوص سیال در سیستم

Δm جرم سیال کاری در سیستم می باشد

با تعریف انتالی به صورت زیر:

$$H=U+W \quad (۳-۳)$$

معادله اصلی به صورت زیر تبدیل می شود:

$$Q - W = \Delta H + \Delta K_e \quad (۴-۳)$$

در یک توربین اگر فرض شود که تبادل حرارت با محیط اطراف ناچیز است (رفتار آدیاباتیکی) مقدار مطلق کار شفت به صورت زیر خواهد بود:

$$W = \Delta H + \Delta K_e \quad (۵-۳)$$

که در آن

W کار عرضه شده به شفت

ΔH افت انتالی در توربین

ΔK_e افت انرژی جنبشی بخار می باشد

۳-۳ معادله اولر

نازلها سرعت C_1 را در ورودی کانال باکت فراهم می آورند و سرعت مذکور به سرعتهای زیر شکسته می شود:

W_1 سرعت بخار نسبت به تیغه ها و مماس بر انحنای تیغه

U_1 سرعت نوک چرخ

به روش مشابه، سرعت مطلق C_2 در خروجی چرخ مجموع پارامترهای زیر است:

W_2 سرعت بخار نسبت به تیغه ها

$U_2 = U_1$ سرعت نوک

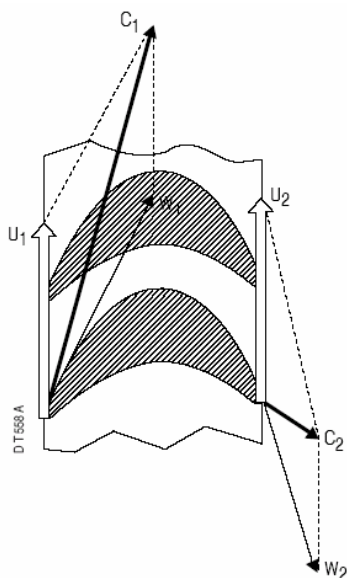
معادله اولر تغییرات انرژی سیال در ورودی و خروجی را نشان می دهد بنابراین در محاسبه کار

مقدار حرارت صفر منظور می شود

تغییر در انرژی جنبشی: $\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}$

تغییر در سطح مقطع فشاری بخاطر اختلاف در سطح مقطع عرضی بین تیغه ها یکسان می باشد،

در مقابل تغییرات انرژی به صورت $\frac{W_2^2}{2} - \frac{W_1^2}{2}$ وجود دارد



شکل ۳-۴

تغییر در فشار به صورت $\frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2}$ ناشی از اثرات سانتریفوژ

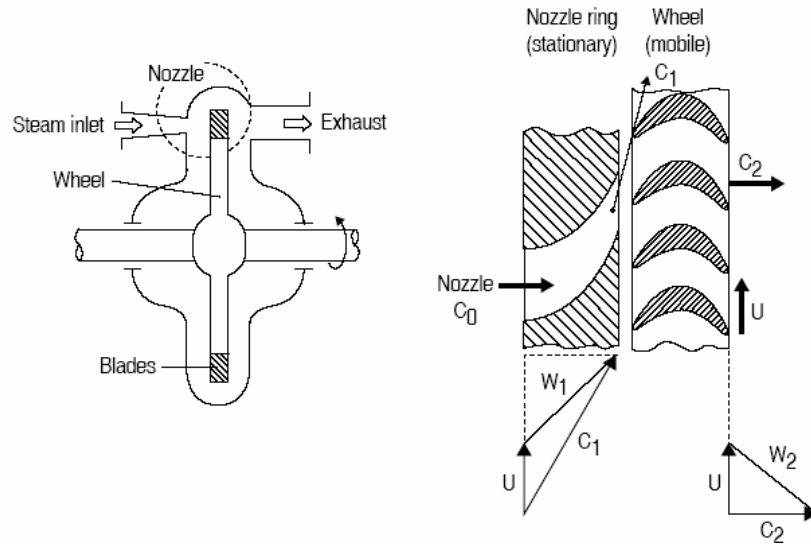
نهایتا کار با معادله زیر داده می شود:

$$W = \frac{1}{\rho} [(U_2^2 - U_1^2) + (C_2^2 - C_1^2) + (W_2^2 - W_1^2)] \quad (۳-۶)$$

با توجه به رابطه $U_2 = U_1$ خواهیم داشت:

$$W = \frac{1}{\rho} [C_2^2 - C_1^2 + W_2^2 - W_1^2] \quad (۳-۷)$$

۳-۴ توربین ضربه ای تک مرحله ای



شکل ۳-۵

در شکل با لا ورودی نازل به شکل محوری می باشد در این نازل هیچ کاری با در نظر گرفتن شفت تولید نمی شود بنابراین: $W_{\text{nozzle}} = 0$ خواهد بود، ضمناً فرض می کنیم که سرعت ورودی نازل در مقایسه با C_1 خیلی پایین است، بنابراین خواهیم داشت:

$$\begin{aligned}
 W = 0 &= \Delta H + \Delta K_e \\
 &= H_2 - H_1 + \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_0^2}{2}
 \end{aligned}
 \tag{۹-۳}$$

$$C_1^2 - C_0^2 = 2(H_2 - H_1)$$

که $H_2 - H_1$ افت انتالپی در نازل استافت انتالپی ایجاد شده در داخل نازل به انرژی جنبشی تبدیل می شود، ویژگی خاص و منحصر بفرد چرخ در توربین ضربه ای داشتن سطح مقطع ثابت بین تیغه ها از ورودی تا خروجی می باشد بنابراین $W_1 = W_2$ است که نهایتاً از معادله اولر نتیجه خواهد شد:

$$W = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \tag{۱۰-۳}$$

کارعرضه شده به شفت تنها بوسیله افت در انرژی جنبشی بخار ایجاد می شود و هیچ افت انتالپی در چرخ این توربین دیده نمی شود

عموما به منظور ایجاد امکان برای بهبود انرژی جنبشی باقیمانده $\frac{C_2^2}{2}$ داخل یک محفظه برگشتی یا در مراحل دیگر، توربین برای یک جهت محوری C_2 می شود، در چنین موردی مثلث سرعت نشان می دهد که :

$$W = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \quad C_1^2 = (2U)^2 + C_2^2$$

(۱۱-۳)

$$W = 2U^2$$

که کار فراهم شده برای شفت برابر با مقدار $W=2U^2$ است:

۳-۵- توربین عکس العملی

انبساط بخار در نازل‌های ثابت و ردیفی از پره های چرخشی رخ می دهد. پره های ثابت و دوار همانطوریکه در شکل‌های بعدی نشان داده خواهد شد هر دو به یک فرم هستند، افت فشار و افزایش در سرعت بین پره های ثابت رخ می دهد و دو ترم سرعت مطلق و فشار مابین پره های دوار کاهش می یابند

$$\Delta H_{\text{nozzles}} = \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_0^2}{2} = \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2} \quad (۱۲-۳)$$

در تیغه های چرخشی کار شفت، W در مرحله اول به صورت زیر است:

$$W = \Delta H_{\text{blades}} + \Delta K_{\text{e blades}}$$

$$W = \Delta H_{\text{blades}} + \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2} = \Delta H_{\text{blades}} + \Delta H_{\text{nozzles}} \quad (۱۳-۳)$$

با در نظر گرفتن معادله اولر خواهیم داشت:

$$W = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad (۱۴-۳)$$

چنانچه دو فرمول پیشین با همدیگر مقایسه شود نتیجه به صورت زیر خواهد شد:

$$C_1^2 = U^2 + W_1^2 = U^2 + C_2^2$$

$$\Delta H_{blades} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad (15-3)$$

$$C_1^2 - C_2^2 = U^2$$

در اکثر موارد قرارگیری تیغه ها داریم:

$$\Delta H_{blades} = \Delta H_{nozzles}. \quad (16-3)$$

به بیان دیگر نرخ عکس العملی برابر است با:

$$\text{reaction ratio} = \frac{\Delta H_{blades}}{\Delta H_{stage}} = 0.5 \quad (17-3)$$

که البته در این مورد: $W_1 = C_2$ و $W_2 = C_1$ می باشد
با در نظر گرفتن مثلث سرعت داریم:

$$\text{Work of the stage } W = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

$$W = C_1^2 - C_2^2 \quad (18-3)$$

$$W = U^2$$

نتیجه: برای سرعت نوک یکسان ، افت انتالپی و مقادیر مجاز توان در مرحله عکس العملی نیمی از مقادیر مجاز مرحله ضربه ای می باشد. برای افت انتالپی بالا در یک توربین که با فشار بخار بالا تغذیه می شود (۸۰-۱۰۰ بار) تعداد زیاد مراحل و چگالی بالای بخار در ورودی باعث غیر عملی شدن سیستم عکس العملی می شود که البته این مورد ذاتا ناشی از قطر کوچک و تعداد بالای مراحل است

نتیجتاً توربینهای عکس‌العملی همیشه یک مرحله ضربه یا یک مرحله کورتیس را در مرحله اول دارند که این مسئله ناشی از افت انتالپی زیاد در رنج فشاری بالاست که با کنترل توان بوسیله تزریق جزئی همراه می‌شود و دما و فشار قسمت باقیمانده ماشین کاهش می‌یابد.

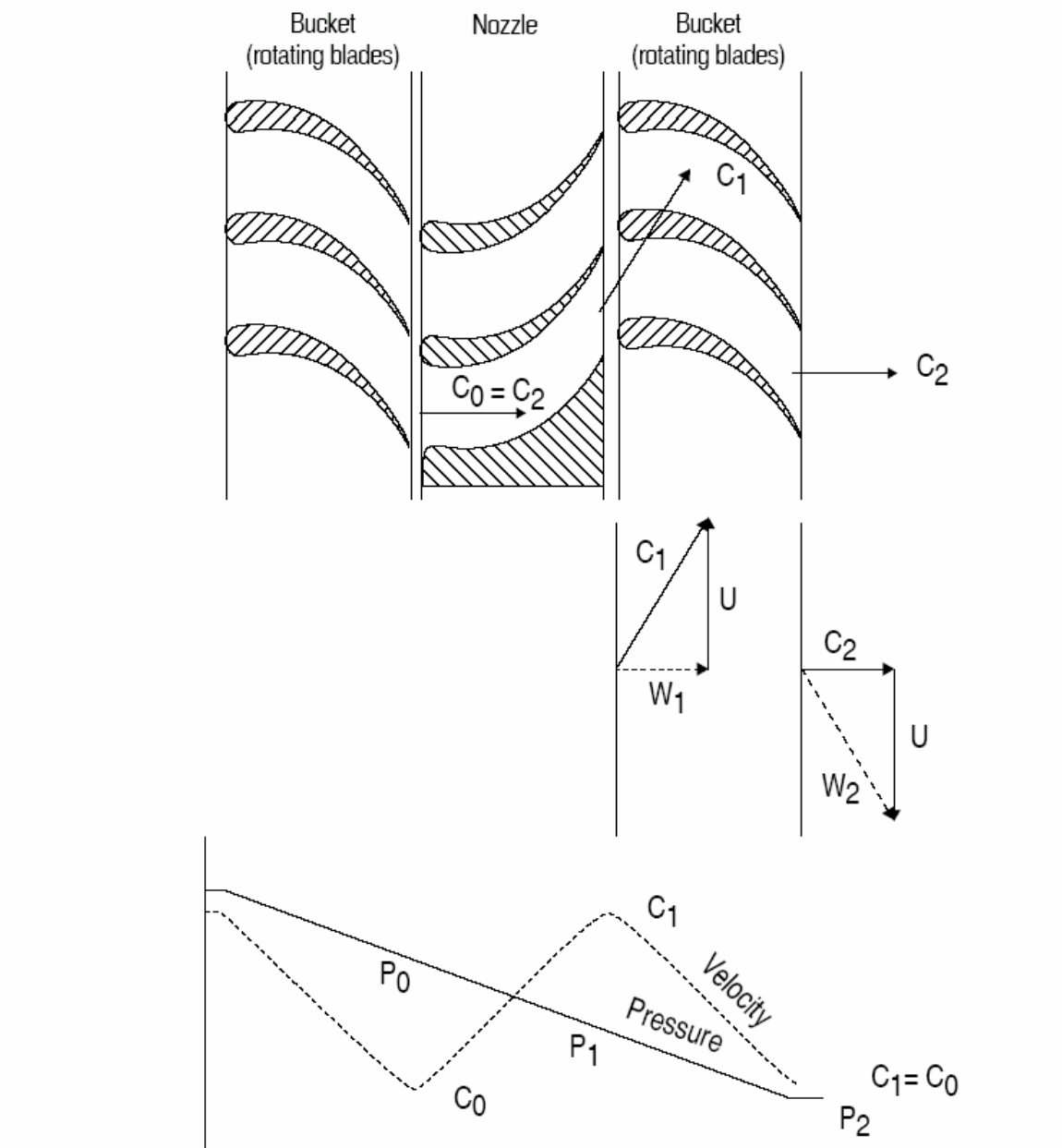
۳-۶ معایب توربین‌های عکس‌العملی:

شکل تیغه‌ها منجر به ایجاد یک برآیند نیروی فشاری می‌شود ("the reaction") که باعث ایجاد یک زاویه با حلقه تیغه می‌شود. مولفه محوری این نیرو می‌بایست توسط بالانس پیستون تعدیل گردد، برای افت فشار در بخشهای دوار نیاز به نصب آب‌بند کننده در نوک تیغه‌ها که دارای لقی کمی است می‌باشد. یک سیل دندان‌دار (labyrinth seal) بالای تیغه‌های شروود شده و لبه تیز (مشروط بر اینکه شروود نشوند) اسفاده می‌شود.

به دلایل بالا و به خاطر تعداد زیاد مراحل، این نمونه از ماشین نسبت به توربین از نوع ضربه‌ای گرانتر است. و ساختار از نوع دیسکی نیز امکان‌پذیر نمی‌باشد.

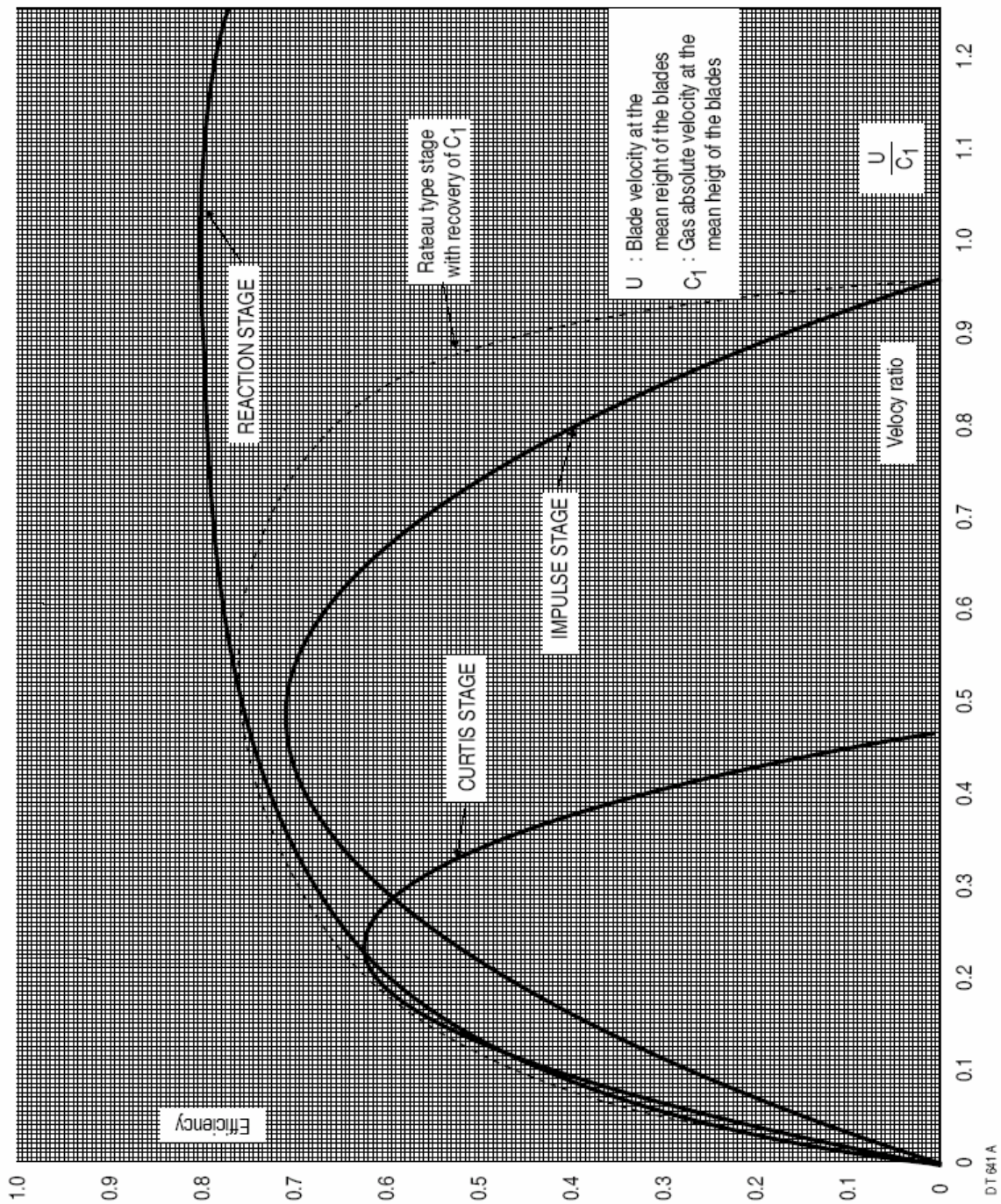
۳-۷ مزایا:

راندمان این نوع توربین‌ها بالاتر است، هرچند این مزیت در اغلب موارد بوسیله تعداد زیاد مراحل و افت‌های اصطکاکی ایجاد شده تعدیل می‌شود قابل ذکر است راندمان برای رنج وسیعی از نرخهای $\frac{U}{C_1}$ ، بالا باقی می‌ماند.



Steam pressure and velocity profile

شکل ۶-۳ توربین عکس العملی



شکل ۳-۷ راندمان مختلف مراحل

۳-۸ بکار گیری انواع مختلف مرحله در توربینهای بخار صنعتی:

چارت زیر انواع مختلفی از مرحله را با یکدیگر مقایسه می کند

- توربین تک مرحله ای ضربه ای
- توربین با مرحله کورتیس ضربه ای

- مرحله عکس العملی

	Impulse single stage	Impulse Curtiss stage	Reaction stage with R = 0.5
Specific work	Reference ΔH	4 x Ref. ΔH	0.5 x Ref. ΔH
Efficiency	0.85	0.65	0.9
Advantages		One disc for two "working passages" of the steam	Efficiency at different flow rates
	Partial admission		
Disadvantages		Erosion Poor efficiency	Balancing piston Number of stages
Use	Single and multistage turbines	Single stage turbines and first stage for multistage turbines (depending on constructor)	Multistage turbines

جدول ۱-۳

مقایسه بالا بر اساس عملکرد توربین در راندمان ماکزیمم و در یک سرعت معین نوک تیغه صورت گرفته است و نشان می دهد که تفاوتی مابین انواع مراحل مراحل وجود دارد اما اطلاعات مربوط به انتخاب توربین چند مرحله ای با توان بالا را نمی دهد .

۳-۱۹ ارزیابی نرخ بخار:

انرژی مخصوص برای انبساط بخار در یک توربین: انرژی تئوریکال ممکن است به کمک دیاگرام مولیر محاسبه شود. یک اختلاف بین انتالی در شرایط ورودی l_1 و انتالی در شرایط خروجی l_2 (برای یک انبساط عمودی در انتروپی ثابت) وجود دارد بنابراین خواهیم داشت:

$$Th \text{ energy} = l_1 - l_2 \text{ kJ/kg} \quad (19-3)$$

مثال:

شرایط بخار ورودی:

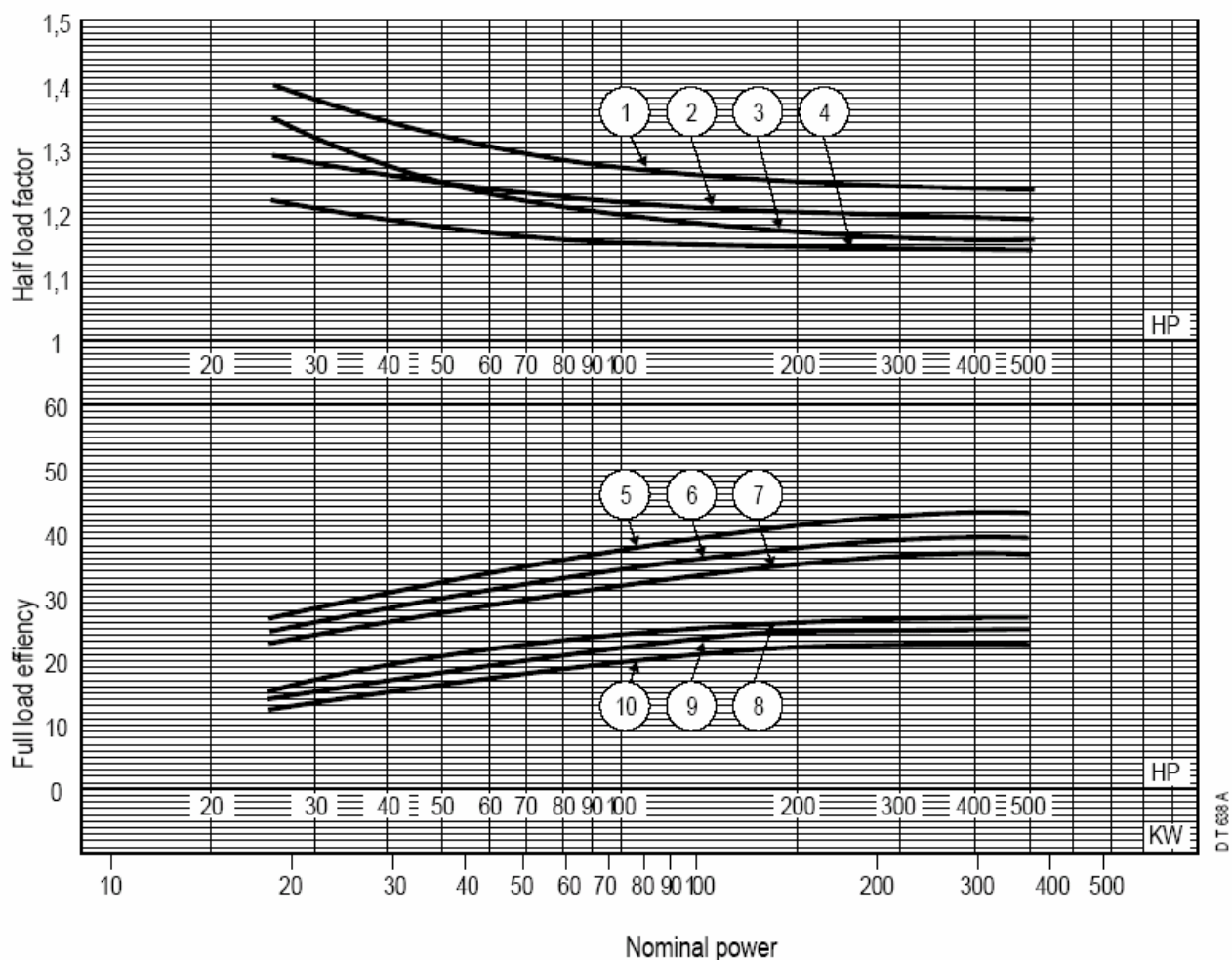
$$P_1 = 4 \text{ bar at } 330^\circ \text{C} \quad l_1 = 3050 \text{ kJ/kg}$$

شرایط خروجی:

$$P_2 = 2.8 \text{ bar} \quad l_2 = 2500 \text{ kJ/kg}$$

انرژی تئوریک برای هر کیلوگرم بخار = $l_2 - l_1 = 550 \text{ kJ/kg}$

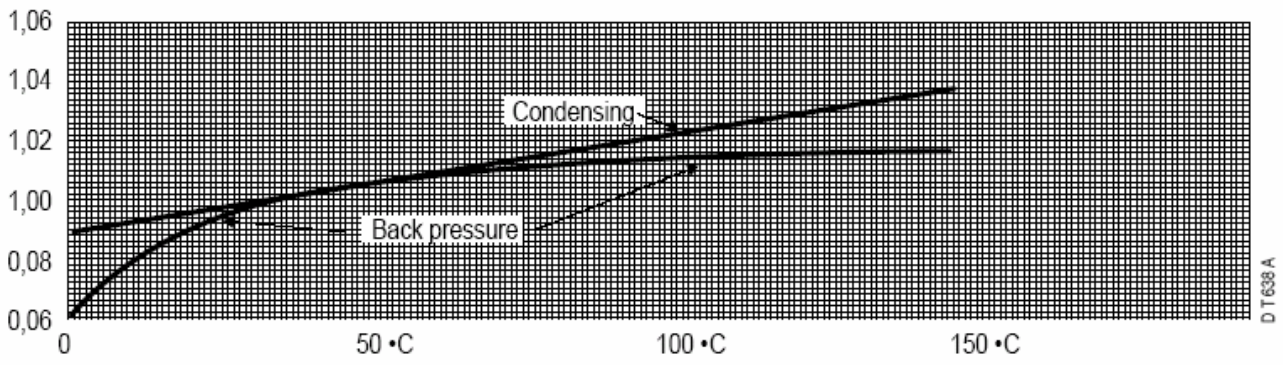
برای یک توربین پس فشار با توان اسمی ۳۰۰۰kW با توجه به منحنی ۶ از چارت ذیل مقدار راندمان توربین برابر ۷۲٪ خواهد شد



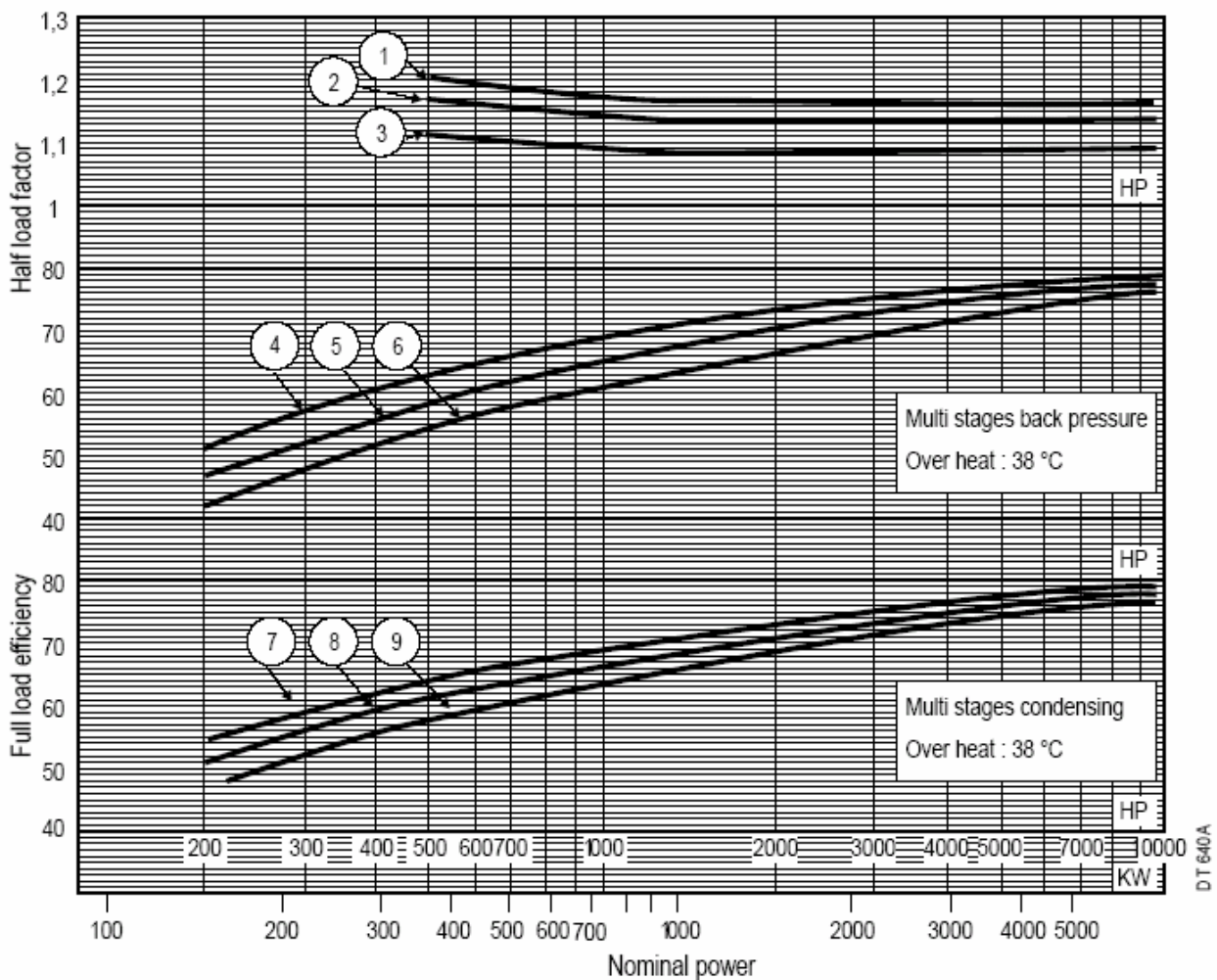
شکل ۳-۸ راندمان برای توربین تک مرحله در حالت بار کامل و حالت بار نصف

Curve Nb	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inlet steam abs. pressure in bar	10.5	10.5	42	42	10.5	21	42	10.5	21	42
Speed rotation rpm	3600	1800	3600	1800	3600	3600	3600	1800	1800	1800
	Half load factor					Efficiency at full load				

جدول ۲-۳ مقادیر فشار مطلق و دور توربین برای مراجعه به چارت راندمان (شکل ۴-۸)



شکل ۳-۹ ضریب تصحیح راندمان



Curve Nb	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Inlet steam abs. pressure in bar	14	42	14-42	14	28	42	14	28	42
Type	Back pressure		Cond.	Back pressure			Condensing		
	Half load factor			Full load efficiency					

شکل ۳-۱۰ راندمان در حالت بار کامل و نیمه بار برای توربین های چند مرحله

با مراجعه به دیاگرام مولیردمای بخار اشباع برای فشار ورودی ۴۰ بار ۲۵۰ خواهد شد که مقدار حرارت اضافی برابر مقدار زیر خواهد شد:

صرب تصحیح راندمان = ۱,۰۱ ⇒ (از شکل ۲-۹) ⇒ ۵۰ - ۳۳۰ = حرارت اضافی
 ⇐ $1,01 \times 0,72 \times 50 = 400 \text{ kJ/kg}$ = انرژی واقعی
 مفهوم مقدار این انرژی آنست که هرکیلوگرم در ثانیه بخار ۴۰۰ کیلو وات قدرت را آشکار خواهد کرد.

همچنین می توان از فرمول زیر جهت مجاسبه مصرف بخار در حالت بار کامل استفاده کرد:
 (۳-۱۹)

$$C \text{ t/h} = \frac{\text{Full load power (kW)} \times 3.6}{(11 - I2) \times \text{efficiency} \times \text{overheat factor}}$$

که برای مورد بالا خواهیم داشت:

$$C = 3000 \times 3,6 / 400 = 27 \text{ t/h}$$

و برای حالت نیمه بار نیز خواهیم داشت:

$$1/2 C = \frac{C}{2} \times 1/2 \text{ load factor}$$

half load factor 1.15

when turbine develops $3,000/2 = 1,500 \text{ kW}$ the steam consumption is:

$$\frac{C}{2} \times 1.15 = 27 \times 1.15/2 = 15.5 \text{ t/h}$$

برای محاسبه سایر مقادیر مصرف می توان از طریق درونیا بی آنرا محاسبه نمود

۳-۱۰ شرایط خروجی:

با محاسبه و انجام رسمهای لازم روی دیاگرام مولیر می توان شرایط خروجی را به صورت زیر محاسبه نمود:

actual enthalpy: $I'2 = I1 - (I1 - I2) \times \text{overheat factor} \times \text{turbine efficiency}$

$$I'2 = 3,050 - 400 = 2,650 \text{ kJ/kg} \quad \text{مقدار} \quad \text{انتالپی} \quad \text{خروجی:}$$

نتیجتاً مقدار نرخ بخار خروجی برابر $x = 0,97 (3\% \text{ water})$ خواهد شد.

۳-۱۱ توربین گازی با سیکل باز

مراحل انبساط، احتراق و تراکم

اطلاعات لازم برای محاسبه:

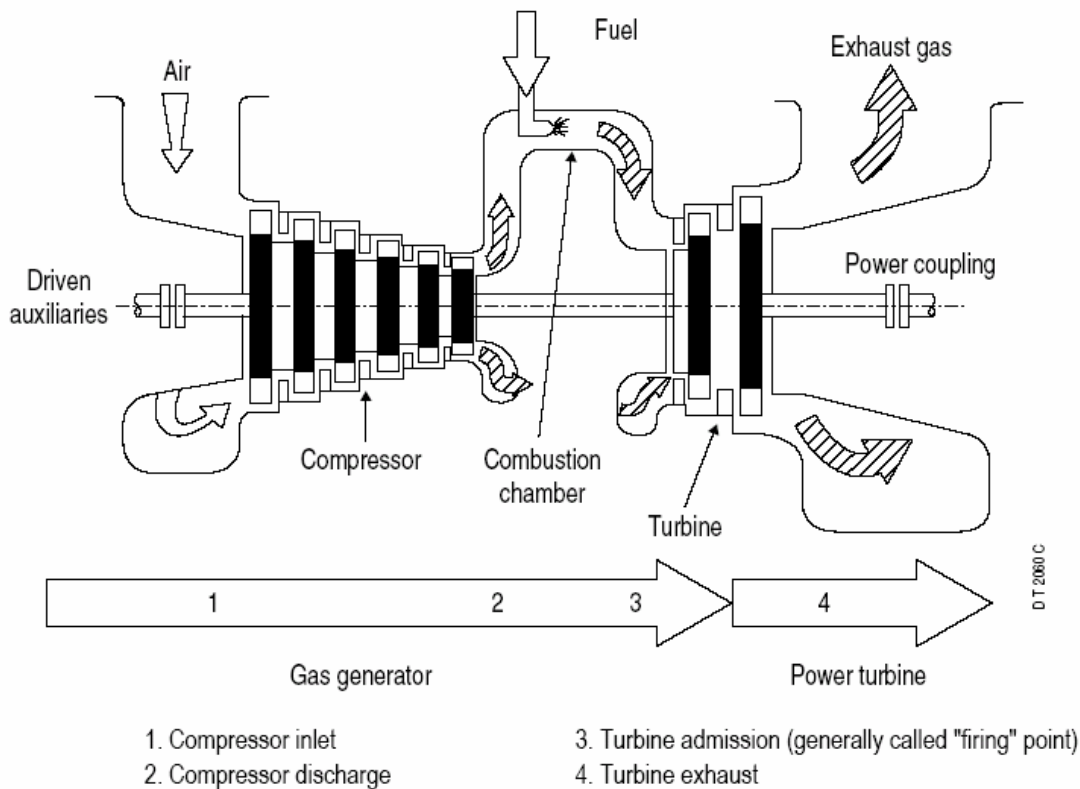
P : فشار بر حسب بار

T دما بر حسب کلوین

Q_a نرخ جریان جرمی هوای کمپرسور

Q_f نرخ جریان جرمی سوخت

در شکل زیر اجزای یک واحد توربین گازی به همراه مسیر جریان گاز مشخص شده است.



شکل ۳-۱۱ سیکل باز توربین گاز به همراه اجزای واحد

توربینهای تک چرخه ای بر طبق شرایط استاندارد برای نرخ فشار $\frac{P_2}{P_1}$ ، دمای آتش T_3 و نرخ

جریان هوای Q_a مشخص می شوند

برای مثال شرایط استاندارد شامل فشار ۱۳،۰ بار و دمای ۱۵ درجه سانتیگراد می باشد

۳-۱۱-۱ فرآیند تراکم**کار آیزنتروپیک**

کار تراکم در هر کیلوگرم هوای فشرده (کار مخصوص) به صورت زیر بیان می شود:

$$\Delta H_c = (H_2 - H_1) \text{ kJ/kg.}$$

H انتالپی می باشد و تابعی از فشار، دما و همچنین ترکیباتی از گاز فشرده می باشد، با یک دقت خوبی می توان کار را با رابطه زیر تخمین

$$\Delta H_c = C_p \cdot \Delta T = C_p (T_2 - T_1) \quad \text{زد:} \quad (۲۰-۳)$$

که C_p حرارت مخصوص گاز فشرده می باشد، گرمای ویژه برحسب $\text{Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ بیان می شود. برای تبدیل آن به دیمانسیون کار لازم است تا کار معادل حرارت را که برابر مقدار زیر است: $J=۴,۱۸۵۵$

$$C_p (\text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 4.1855 = J \cdot C_p (\text{KJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

تراکم ایزنتروپیک گاز ایده ال می تواند منجر به تعیین دمای گاز T_2 در انتهای فرآیند تراکم شود که در رابطه زیر مشهود است:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (۲۱-۳)$$

K: ضریب ایزنتروپیک می باشد

در شرایطی که تراکم بدون تبادل دما می باشد (آدیاباتیک)، مقدار میانگین C_p می تواند مورد استفاده قرار گیرد. که مقدار آن می تواند همراه با افزایش دما در طول تراکم محاسبه شود (روابط آنتونین)

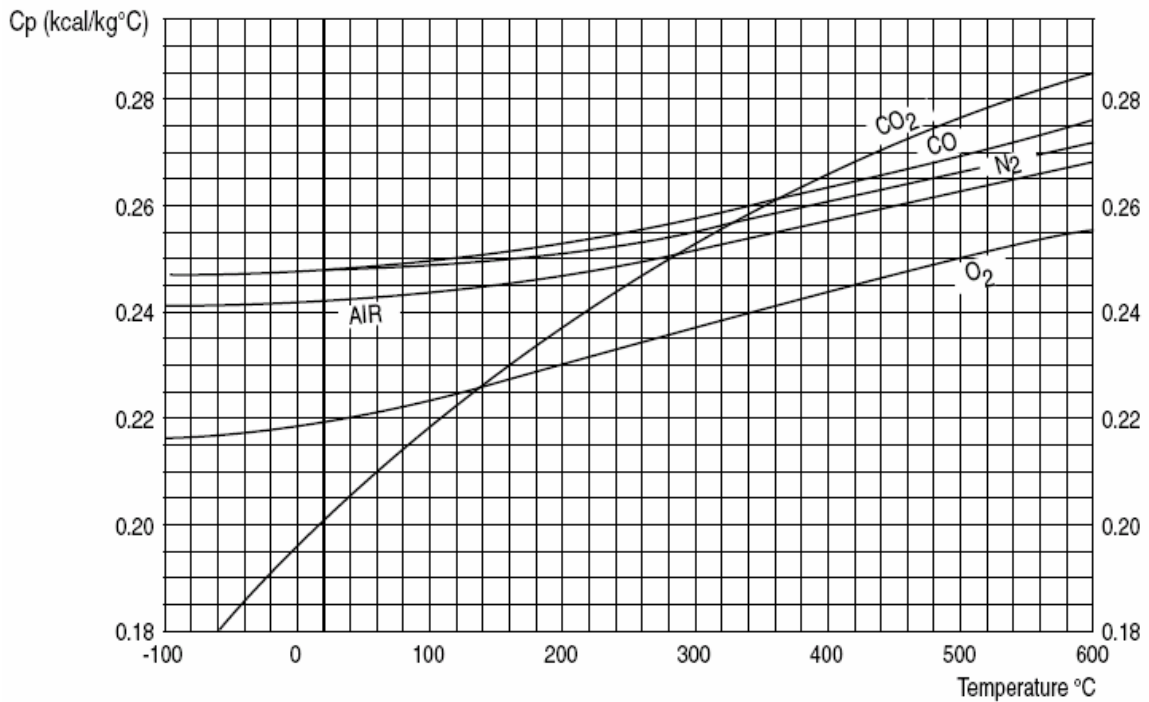
$$C_{pa} = \frac{C_{pa}(T_1) + C_{pa}(T_2)}{2} \quad (۲۲-۳)$$

$$k = \frac{k(T_1) + k(T_2)}{2}$$

نهایتاً کار مخصوص ایزنتروپیک با فرمول (۲۳-۳) بدست می آید:

$$\Delta H_c = J \cdot C_{p_a} (T_2 - T_1) = J \cdot C_{p_a} T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (23-3)$$

$$\Delta H_c = J \cdot C_{p_a} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$



شکل ۱۲-۳

۳-۱۱-۲: کار پلی تروپیک واقعی:

کار واقعی می تواند از کار ایزنتروپیک کاسته شود. در این شرایط می توان نوشت:

$$(24-3)$$

$$\text{indicated work} = \frac{\text{isentropic work}}{\text{isentropic efficiency}}$$

کار خانجات سازنده بعلت حساس بودن راندمان ایزنتروپیک کمپرسور آنها را با این مشخصه تعیین نمی کنند:

- برای نرخ فشار بالا مقدار کمتر از راندمان پلی تروپیک است که این مطلب از نقطه نظر اقتصادی جالب نیست
- راندمان پلی تروپیک می تواند مستقیما به ضرایب بدون بعد مرتبط شود و منجر به تعیین عملکرد کمپرسور شود.

برای تراکم واقعی، طراحان کمپرسور ماشینی با انرژی مکانیکی واقعی تعریف می کنند که برای به حرکت در آوردن کمپرسور ضروریست و یک اختلاف با تغییر واقعی در انتالپی ایجاد می کنند (۲۵-۳)

$$\Delta H_{c \text{ actual}} = J \cdot C_p (T_{2 \text{ actual}} - T_1)$$

رابطه بالا کار مخصوص که همان کار پلی تروپیک است را نشان می دهد بنابراین کمپرسور با راندمان پلی تروپیک معین است. و می توان نوشت:

$$\text{actual work} = \frac{\text{polytropic work}}{\text{polytropic efficiency}} \quad (26-3)$$

بخش تراکم کار واقعی را با رابطه hereunder بیان می کند:

$$W_{c \text{ actual}} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{RT_1}{M} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k \cdot \eta_{c \text{ pol}}} \right] \quad (27-3)$$

R: ideal gas constant

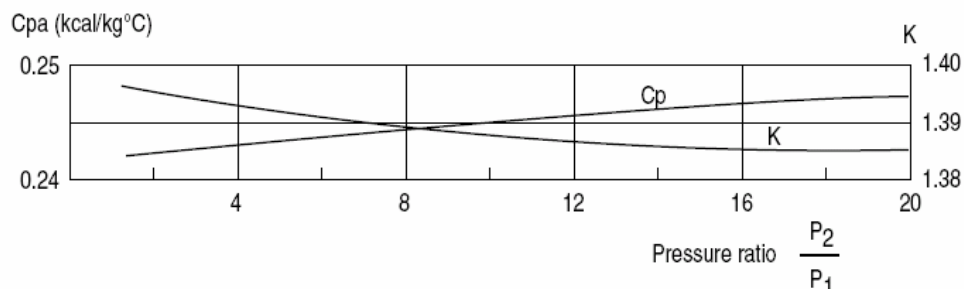
R: 8.3119 with T in °K and W in kJ/kmol

M: molar weight in g/mole or kg/kmol

$$\frac{K}{K-1} < \frac{R}{M} = C_p$$

$$W_{c \text{ actual}} = J \cdot C_p \cdot T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k \cdot \eta_{c \text{ pol}}} - 1 \right]$$

همچنین می توان با چارت hereunder مقدار میانگین C_p و K را برای تراکم هوا تخمین زد.



شکل ۳-۱۳

۳-۱۱۲ احتراق:**۱۳-۱۲- انرخ جریان در ورودی توربین:**

نرخ جریان در ورودی توربین برابر $Q_t = Q_a + Q_f$ می باشد و نسبت بین نرخ هوا و سوخت برابر مقدار زیر است:

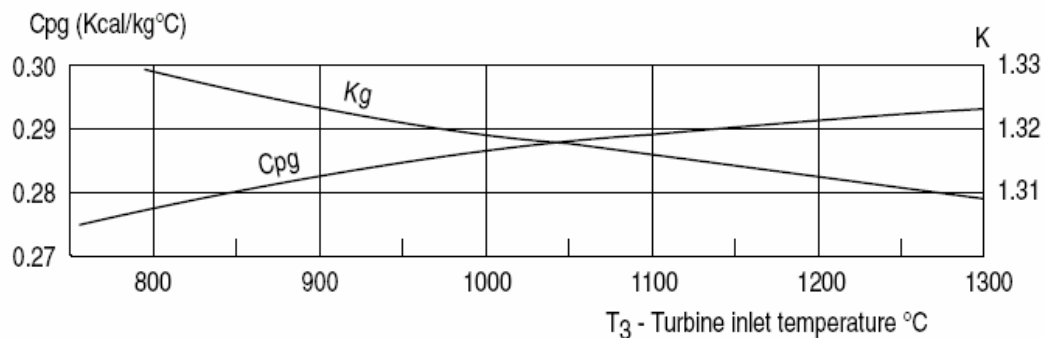
$$\frac{Q_f}{Q_a} = \frac{C_p \text{ gas } (T_3 - T_2)}{12110} \quad (3-28)$$

C_p و LHV می بایست با واحدهای یکسانی باشند

LHV مقدار پپائین حرارت می باشد

e_c مقدار راندمان احتراق می باشد

به کمک چارت زیر (hereunder chart) می توان مقدار C_p گاز داخل توربین را که در قسمت بعد از احتراق و در حالت های رقیق شده است بدست آورد.



شکل ۳-۱۴

۳-۱۲-۲ فرآیند انبساط:

کار تحویل داده شده برای هر کیلوگرم گاز منبسط شده توسط توربین برابر مقدار زیر است:

$$\Delta H_t = (H_3 - H_4) \text{ kJ/kg}$$

H انتالپی گاز در مرحله انبساط است که شامل هوای مخلوط شده با گاز محترق شده می

باشد ترکیب شیمیایی گاز وابسته به ترکیب شیمیایی سوخت می باشد. در مورد برشهای

هیدروکربنهای سنگینتر باید گفت که نسبت کربن به هیدروژن افزایش می یابد که نتیجه آن یک

تغییر در مقدار CO_2 و O_2 می باشد. که این دو مولفه بر روی مقدار C_p اثر گذار است.

همچنین بوسیله رابطه زیر می توان مقدار کار توربین را تخمین زد:

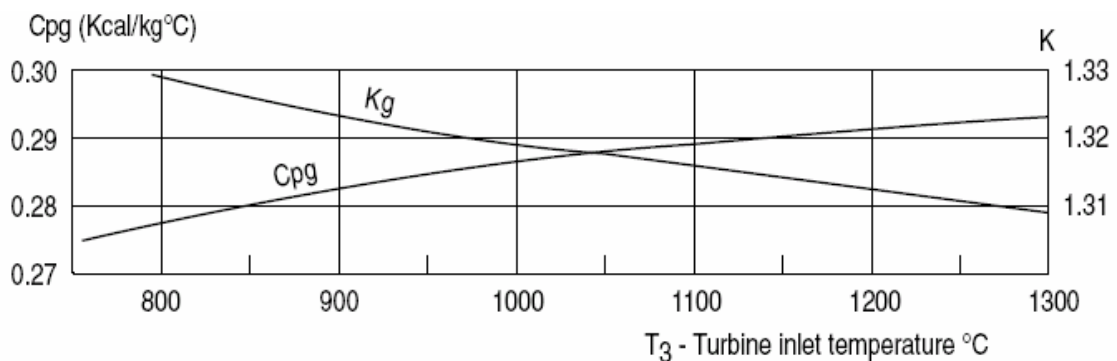
$$\Delta H_t = J \cdot C_{pg} (T_3 - T_4) \quad (3-30)$$

عموما دمای آتش T_3 یک معیار کلیدی در تکنولوژی توربینهاست. با استفاده از قوانین انبساط و تراکم روابط مابین تغییرات دما و نسبت های تراکم را می توان بدست آورد:

where $J \cdot C_{pg}$ is $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$.

$$\Delta H_{t \text{ actual}} = J \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_t \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (3-31)$$

با فرض اینکه سوخت مصرفی NG باشد C_{pg} گاز می تواند با کمک چارت نشان داده شده در شکل زیر تخمین زده شود:



شکل ۳-۱۵

۳-۱۳ فشارهای توربین:

به سختی می توان احتراق را یک فرآیند فشار ثابت در نظر گرفت. زیرا اساسا احتراق و رقیق شدن گاز باعث افت فشار می شود، چنانچه مقدار فشار ورودی در توربین مشخص نباشد می توان مقدار آنرا با رابطه زیر تخمین زد:

$$P_3 = 0.94 P_2$$

علاوه براین چنانچه دودکش خروجی که برای تولید پس فشار بکار می رود وجود نداشته باشد میتوان گفت مقدار فشار خروجی برابر مقدار زیر است:

$$P_4 = P_1 \approx 1.01 \text{ bar a if unknown.}$$

۳-۱۴ اثرات سرمایش بر روی توربین:

برای نزدیک شدن به عملکرد واقعی توربین گاز لازم است تا اثر سرمایش بر روی عملکرد توربین گاز تخمین زده شود. برای یک توربین گاز مدرن، مقدار هوای استخراج شده که با هدف سرد کردن بکار می رود در حدود ۱۰٪ نرخ جریان خروجی است. که این مسئله برای

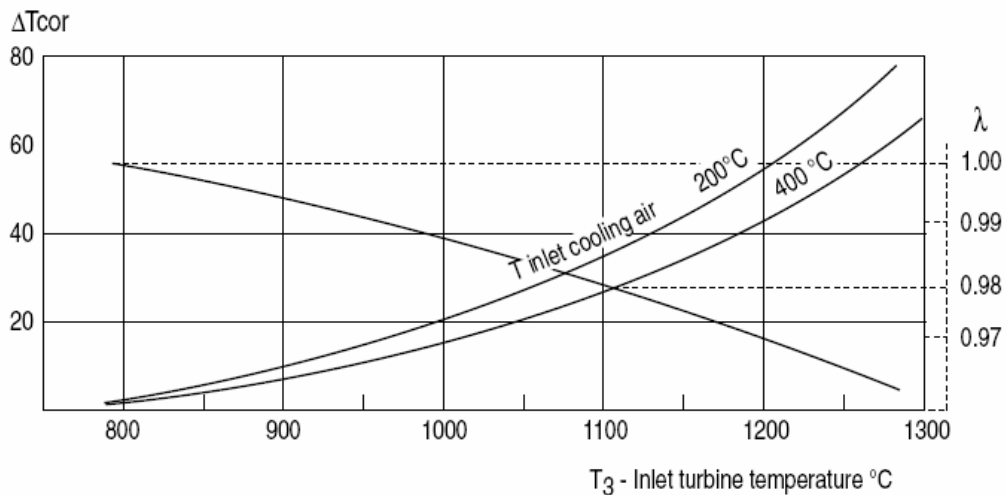
عملکرد توربین بسیار مهم است. این مقدار هوا بر روی دمای خروجی توربین اثر گذار است و با عملکرد خود در طول مسیر عبور گاز توربین باعث کاهش کار به اندازه ΔH_t و البته کاهش دمای T_4 می شود.

به کمک چارت (hereunder) می توان مقادیر زیر را نیز تخمین زد:

$$\text{corrected } T_4 \quad : \quad T_{4 \text{ cor.}} = T_4 - \Delta T_{\text{cor}} \quad (25-3)$$

$$\text{corrected work} \quad : \quad \Delta H_{t \text{ cor}} = \Delta H_t \cdot \lambda$$

همانطوریکه در شکل ملاحظه می کنید مقادیر ΔT_{cor} بر حسب T_4 رسم شده است:



شکل ۱۶-۳

۳-۱۵ توان و عملکرد های راندمان:

۳-۱۵-۱ توان

قدرت مکانیکی در کوپلینگ توربین ها مابین توان داده شده به کمپرسور و توان داده شده بوسیله توربین متفاوت است:

$$\text{Power} = \text{mass flow rate} \cdot \text{specific work} \quad (36-3)$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$P_{\text{coupling}} = Q_a \cdot \eta_{\text{mec}} \cdot \left(\Delta H_{t \text{ cor}} \cdot \frac{Q_t}{Q_a} - \Delta H_c \right) \quad (37-3)$$

که می توان راندمان مکانیکی را در شرایط با کوپلینگ مستقیم و با گیربکس در صورت نامشخص بودن مقدار آن با روابط زیر به صورت تخمینی محاسبه نمود:

- 0.99 with direct coupling (37-3)
- 0.975 with gear box if unknown

برای یک مجموعه تولید توان واقعی عبارتست از یک توان الکتریکی بر حسب KW، بنابراین خواهیم داشت:

$$P_{\text{elec}} (\text{kW}) = P_{\text{gen. coupling}} \cdot \eta_{\text{generator}} \quad (38-3)$$

برای توان نامی چنانچه مقدار λ_{alt} نامشخص باشد مقدار آنرا ۰٫۹۸ منظور می کنیم.

۳-۱۵-۲ راندمان

الف) نرخ حرارت:

استفاده از نرخ حرارت عموماً برای تعیین راندمان ماشین از طریق هزینه های سوخت بر حسب مصرف حرارت مخصوص بیان می شود، بنابراین خواهیم داشت:

$$\text{H.R.} = \frac{3,600 \cdot Q_a \cdot C_{pg} (T_3 - T_2)}{\text{power}} \quad (39-3)$$

رابطه بالا به صورت حرارت بر حسب کار

تحویلی در ساعت می باشد که مقدار حرارت در چارت های مربوط به آن آورده شده است

:

HR بر حسب BTU/HP.hr بیان می شود که هر توان اسبی برابر ۷۶۴ وات می باشد

سایر پارامترها به صورت زیر میباشد:

$$Q_a \text{ in kg/s, } T_3, T_2 \text{ in } ^\circ\text{C, } C_{pg} \text{ in kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad (40-3)$$

Power in kW

که نهایتاً رابطه به صورت زیر خواهد شد:

$$H.R. = \frac{10,657 \cdot Q_a \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_2)}{P_{coupling}} \text{ BTU/HP.hr} \quad (41-3)$$

_____ :

توان الکتریکی در این حالت بر حسب کیلو وات نشان داده می شود:

$$H.R. = \frac{14,285 \cdot Q_a \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_2)}{P_{coupling}} \text{ BTU/kW.hr} \quad (42-3)$$

سایر واحدها مشابه قسمت الف خواهد بود:

Q_a kg/s

T_3, T_2 °C

P kW

C_{pg} kcal/kg · °C or BTU/lbs · °F

برای محاسبه HR بر حسب Kcal به جای BTU می توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$H.R. \text{ kCal/kW - hr} = H.R. \text{ BTU/kW - hr} \cdot 0.252$$

در منحنی های عملکرد توربین منحنی های با نرخ حرارت یکسان روی چارت نشان داده شده ،
بعلاوه می توان منحنی های با راندمان یکسان را نیز مشاهده نمود، لازم بذکر است که با افزایش
HR مقدار راندمان کاهش می یابد چرا که این دو ترم عکس یکدیگر عمل می کنند.

(ب) راندمان:

در حدود ۴۰ الی ۵۰ سال قبل افزایش در راندمان توربینهای گازی پیشرفت زیادی نکرده بود اما
وضعیت این ماشین به صورت خاصی بدلیل بازار ایرکرافت بعد از جنگ جهانی دوم بهبود یافت،
به گو نه ای که راندمان سراسری به حدود ۲۰٪ رسید که بیشتر هم در مورد سیکلهای ساده
صادق بود

سیکلهای ترکیبی راندمان هایی بالاتر از ۵۰٪ دارند زیرا بخش بزرگی از توان خارج از سیکل کارنو
تولید می شود. (سیکل بخاری از بازیابی حرارت در خروجی شکل می گیرد)

این راندمان حرارتی سراسری نسبت به سیستمهای تولیدی دیگر که دارای رنج یکسانی از نظر توانی می باشند بالاتر است که نتیجه ان یک توسعه و پیشرفت عظیم در نیروگاههای مجهز به توربینهای گازی است که در سیکلهای ترکیبی فعال هستند. علاوه براین هزینه های سرمایه گذاری نیز جالب توجه است .

راندمان حرارتی به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Power (at coupling)}}{\text{Fuel heat delivery}} \quad (۴۳-۳)$$

راندمان معادل با $\frac{1}{HR}$ می باشد، بنابراین لازم است تا یک ضریب برای محاسبه نرخ راندمان تأیید و تصدیق شود.

$$\text{As } 1 \text{ HP} = 550 \text{ ft} - \text{lbs}, J = 778 \text{ ft} - \text{lbs/BTU}$$

$$\eta_{th} = \frac{2,545}{\text{H.R.}} \quad \text{with} \quad \text{H.R. in BTU/HP} - \text{hr}$$

$$\eta_{th} = \frac{3,412}{\text{H.R.}} \quad \text{with} \quad \text{H.R. in BTU/kW} - \text{hr}$$

مثال محاسباتی :

اطلاعات اولیه: ((اعداد زیر منطبق با داده های مربوط به توربین گازی مدل MS۹۰۰۰E- classGE می باشد.

$$T_3 = 1260^\circ\text{C}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 14.2$$

$$Q_a = 414 \text{ kg/s (1,927,087 Nm}^3/\text{h)}$$

$$\text{Cooling air} = 200^\circ\text{C}$$

$$\eta_{c \text{ pol}} = 0.892 \text{ (corresponding to } \eta_{c \text{ is}} = 0.85).$$

الف)- مرحله تراکم:

مطابق با چارت تراکم هوا خواهیم داشت:

$$C_{p_a} \approx 0.246$$

$$K \approx 1.384$$

با استفاده از روابط زیر خواهیم داشت:

$$\Delta H_C \text{ actual or } W_C \text{ actual} = J \cdot C_{pA} \cdot T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k \cdot \eta_{C \text{ pol}}} - 1 \right]$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k \cdot \eta_{C \text{ pol}}}$$

که با جایگذاری در روابط بالا مقادیر دمای خروجی در کمپرسور و کار ایزنتروپیک کمپرسور برابر اعداد زیر خواهد شد:

$$T_2 = 384^\circ\text{C}$$

$$W_{ci} = 381 \text{ J/kg}$$

(ب) - مرحله تراکم:

با مراجعه به چارت گاز برای ورودی توربین خواهیم داشت:

$$C_{pg} = 0.294 \quad T_3 - T_2 = 1260 - 384 = 876^\circ\text{C}$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$\frac{Q_f}{Q_a} = \frac{0.294 \cdot 876}{12110} = 0.0213$$

←

$$Q_f = 0.0213 \cdot 414 = 8.8 \text{ kg/s} = 31.7 \text{ t/h}$$

$$\frac{Q_t}{Q_a} = 1.0213$$

و

(ج) - مرحله انبساط:

بر طبق چارت گاز برای ورودی توربین خواهیم داشت:

$$C_{pg} \approx 0.294$$

$$K_g \approx 1.311$$

با فرض اینکه راندمان توربین $\lambda_t = 0.88$ است و $p_r = 0.94 \times p_r = 13.34 \text{ bar}$ ، با مراجعه به روابط کار توربین خواهیم داشت:

$$\Delta H_{t \text{ actual}} = J \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_t \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{(kg-1)/kg} \right]$$

$$\Delta H_{t \text{ actual}} = 762.3 \text{ kJ/kg}$$

با توجه به اینکه انبساط آدیباتیک است دمای نهایی T_4 را می توان با روابط زیر بدست آورد:

$$\Delta H_{t \text{ actual}} = J \cdot C_{pg} (T_3 - T_4)$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$T_3 - T_4 = \frac{\Delta H_{t \text{ actual}}}{J \cdot C_{pg}} = \frac{7623}{4.1855 \cdot 0.294} \approx 619^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_4 = 1260 - 619 = 641^\circ\text{C}$$

نهایتاً با مراجعه به جارت اصلاح دما داریم:

$$\Delta T_{cor} \approx 70^\circ\text{C}$$

$$\lambda \approx 0.965$$

$$\Rightarrow \begin{aligned} T_{4 \text{ cor}} &= 571^\circ\text{C} \\ \Delta H_{t \text{ cor}} &= 375.6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

(د) - عملکردها:

ابتدا کار واقعی شفت را محاسبه می کنیم:

$$W_{\text{shaft}} = \Delta H_{t \text{ cor}} \cdot \frac{Q_t}{Q_a} - W_{c \text{ actual}}$$

$$W_{\text{shaft}} = 735.6 \cdot 1.0213 - 381 = 370.3 \text{ kJ/kg}$$

سپس مقدار توان در کوپلینگ را بدست می آوریم:

$$P_{\text{at coupling}} = \eta_{\text{mec}} \cdot Q_a \cdot W_{\text{shaft}}$$

Here $\eta_{\text{mec}} = 0.975$ is used due to generating set application equipped with a gear box.

$$P_{\text{at coupling}} = 0.975 \cdot 414 \cdot 370.3 = 149,460 \text{ kW}$$

$$\text{H.R.} = \frac{14,285 \cdot Q_a \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_2)}{P_{\text{at coupling}}}$$

$$\text{H.R.} = \frac{14,285 \cdot 414 \cdot 0.294 \cdot (1260 - 384)}{149,460}$$

$$\text{H.R.} = 10,191 \text{ BTU/kW}\cdot\text{hr}$$

که نتیجتاً مقدار راندمان حرارتی کلی برابر مقدار زیر خواهد شد:

$$\lambda_{th} = \frac{3412}{HR} = \frac{3412}{10,191} = 0.335$$

بنابراین:

$$\eta_{th} = 33,5\%$$

و نهایتاً توان الکتریکی با رابطه زیر محاسبه می شود:

$$P_{\text{elec}} = \eta_{\text{gen}} \cdot P_{\text{at coupling}} = 0.98 \cdot 149,460 = 146,470 \text{ kW}$$

$$P_{\text{elec}} = 146.5 \text{ MW}$$

منابع و مراجع:

Reference

۱-Compressor Performance Aerodynamic for User, M.Theodoro Gresh

-Compressor Handbook (MC.GRAW.HILL), Paule.hanlon

-Marks Standard Handbook for Mechanical Engineers E, ugene A.Avallone

-steam turbine operation , ifp institute,npc training centre

-gas turbines , ifp institute

-centrifugal pump, larry bachuse and angel custodid

-Benson, R.S.,A review of methods for assessing loss coefficients in radial gas turbines, Int.j.

Mech,sci,vol,