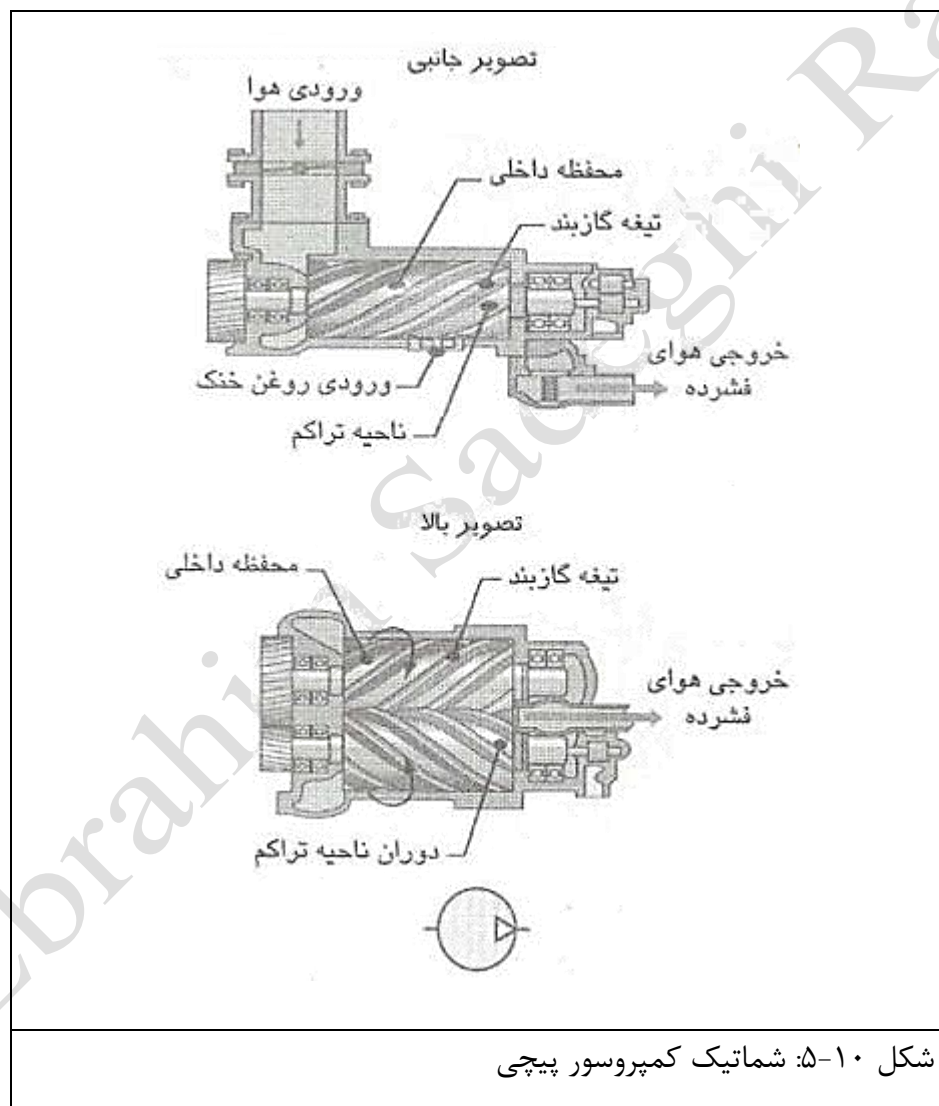


قسمت شانزدهم

معمولاً کمپرسورهای پره ای فشاری تا 10.5bar تولید می کنند این نوع کمپرسور ها نسبت به پیستونی یک مرحله ای و دو مرحله ای کمتر رواج دارد

کمپرسور پیچی هوای بین دو پیچ درگیر را متراکم می کند





شکل ۱۰-۶: کمپرسور پیچی کوچک



شکل ۱۰-۷: کمپرسور پیچی بزرگ

تعیین ابعاد کمپرسور

ابعاد کمپرسور و مخزن باید به گونه‌ای تعیین شوند تا جریان و فشار مورد نیاز را حتی در زمان خاموش بودن کمپرسور تامین نماید.

انرژی ورودی کمپرسور همانند انرژی ورودی پمپ هیدرولیک به فشار جریان بستگی دارد.

انرژی ورودی مورد نیاز یک کمپرسور از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$KW_1 = \frac{P_{In} Q}{17.14 \eta_0} \left[\left(\frac{P_{Out}}{P_{In}} \right)^{0.286} - 1 \right]$$

که در آن KW_1 انرژی رانش (KW)، Q نرخ جریان (دبی) کمپرسور (m^3 / min)، P_{In} فشار هوای ورودی ($KPa - ABS$)، P_{Out} فشار هوای خروجی ($KPa - ABS$) و η_0 راندمان کلی کمپرسور هستند.

مثال: انرژی ورودی مورد نیاز برای به حرکت در آوردن کمپرسور را که دبی $5.7 m^3 / min$ را در فشار $830 KPa$ تحویل می‌دهد، تعیین کنید. راندمان کلی کمپرسور ۷۵ درصد است.

ابتدا فشار های ورودی و خروجی را تعیین می نماییم:

$$P_{In} = P_{GaugeIn} + P_{ATM} = 0 + 101 KPa = 101 KPa$$

$$P_{Out} = P_{GaugeOut} + P_{ATM} = 830 KPa + 101 KPa = 931 KPa$$

سپس می توان توان ورودی را محاسبه نمود:

$$KW_1 = \frac{P_{In} Q}{17.14 \eta_0} \left[\left(\frac{P_{Out}}{P_{In}} \right)^{0.286} - 1 \right] = \frac{101 * 5.7}{17.14 * 0.75} \left[\left(\frac{931}{101} \right)^{0.286} - 1 \right] = 39.7 KW$$

اندازه مخزن در هنگام انتخاب اجزای کمپرسور اهمیت زیادی دارد و معادله زیر کمک زیادی در تعیین حجم مخزن می کند.

$$V_R = \frac{101(Q_{DEL} - Q_{DEM})t}{P_{Max} - P_{Min}}$$

که در آن V_R حجم مخزن (m^3)، t زمان (min)، Q_{DEM} جریان مورد نیاز سیستم (m^3 / min)، Q_{DEL} جریان تحویلی سیستم (m^3 / min)، P_{Max} بیشترین فشار مخزن (KPa) و P_{Min} کمترین فشار مخزن (KPa) هستند.

مثال: برای یک سیستم جریان تحویلی کمپرسور $4.25 m^3 / \text{min}$ است، زمان تخلیه مخزن از فشار $850 KPa$ به $650 KPa$ را تعیین نمایید. (جریان مورد نیاز سیستم $1.4 m^3 / \text{min}$ است و حجم مخزن $7.07 m^3$ است)

کافیست رابطه بالا را بر حسب زمان باز نویسی کنیم و داریم:

$$t = \frac{V_R(P_{Max} - P_{Min})}{101(Q_{DEL} - Q_{DEM})} = \frac{7.07 * (850 - 650)}{101 * (4.25 - 1.5)} = 4.91 \text{ min}$$

پمپ های خلا

پمپ های خلا، هوا را از یک طرف قطعه خالی می کنند و اجازه می دهد که فشار اتمسفر در طرف مقابل اثر کند.

اساساً پمپ های خلا کمپرسورهای هوا هستند که به طور برعکس کار می کنند.

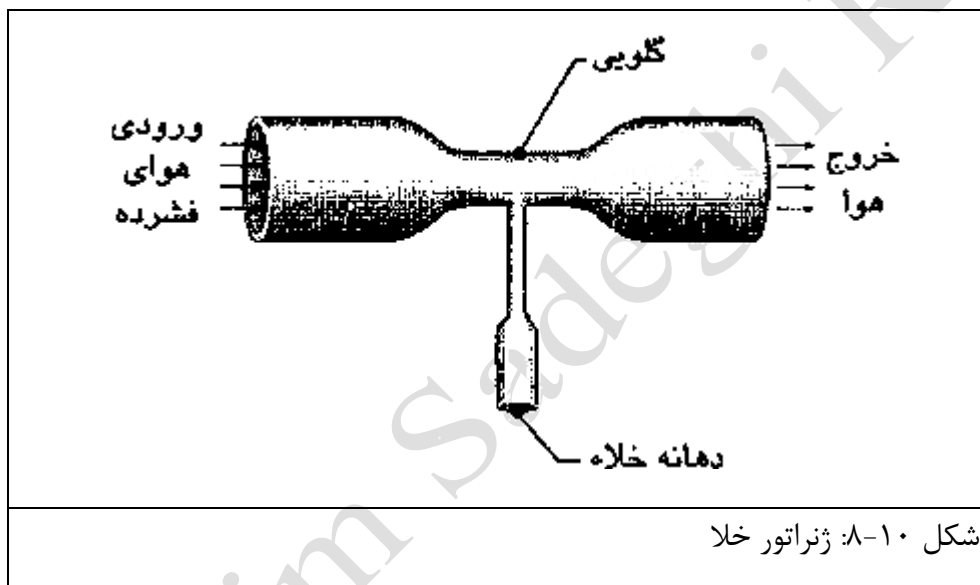
در این حالت ورودی کمپرسور به سیستم و خروجی آن به اتمسفر متصل است

در پمپ های خلا صنعتی رایج ترین نوع، پره ای چرخشی است. مدل های پیچی چرخشی و پیستونی نیز به طور گسترده وجود دارند و ساختمان آنها بسیار شبیه به کمپرسور همان نوع است.

در شکل زیر ژنراتور خلا ساده شده نشان داده شده است.

هوای متراکم از طریق قطعه تغذیه می‌شود که باعث ایجاد فشار خیلی کم در گلوگاه می‌گردد.

گلوگاه طوری طراحی شده که فشار به زیر فشار اتمسفر افت می‌کند و خلأ ایجاد می‌گردد سپس مرز خلا به بخش گلوگاه متصل می‌شود که می‌تواند به مکنده یا وسیله‌ای دیگری متصل شود.



شکل ۱۰-۸: ژنراتور خلا

ژنراتورهای خلا دارای چندین مزیت زیر هستند

۱- می‌توانند با سیستم‌های پنوماتیکی موجود کار کنند در حالی که یک پمپ خلا نیاز به سیستم جداگانه‌ای به این منظور دارد.

۲- بسیار قابل اعتماد اند

۳- به روانکاری نیاز ندارند

۴- نیاز به تعمیر و نگهداری ندارند

مزایای ۲، ۳ و ۴ بر این اصل استوارند که قطعه متحرکی در این ابزار وجود ندارد.

فصل یازدهم: قطعات پنوماتیک

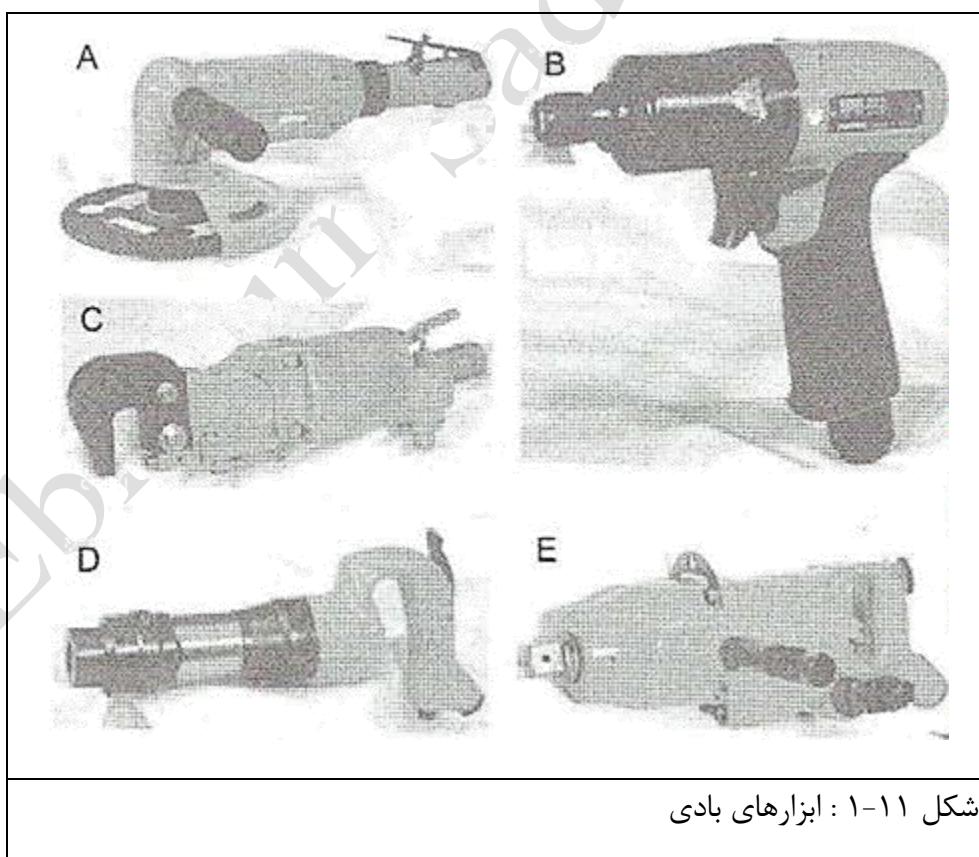
مقدمه

بسیاری از قطعات به کار رفته در هیدرولیک و پنوماتیک خیلی شبیه به هم هستند.

قطعاتی مثل سیلندر ها، موتور ها، شیرهای کنترل جهت حرکت و شیرهای کنترل جریان دارای ساختمان اصلی یکسان هستند و در هر دو نوع سیستم عملکرد یکسانی دارند. اجزای دیگری نظیر رگلاتور های فشار، روغن زن ها و خشک کن ها منحصر به پنوماتیک هستند.

نوعی دسته بندی که مربوط به ابزارهای بادی است، فقط مخصوص پنوماتیک است.

ابزارهای بادی شامل وسایلی نظیر ماشین سنگ، آچار ضربه‌ای، اسپری رنگ، دریل، آچار پیچ گوشتی، چکش پرچ کاری، اره ها و ... است.



شکل ۱۱-۱ : ابزارهای بادی

سیلندر های پنوماتیکی

سیلندره‌های پنوماتیکی دارای همان ساختمان اصلی سیلندره‌های هیدرولیکی هستند. البته چون در معرض بارهای بسیار کمتری قرار می‌گیرند، ساختمان سبک تری دارند. سیلندر های پنوماتیکی مانند سیلندره‌های هیدرولیکی در انواع یک کاره و دو کاره وجود دارد.

به دلیل تراکم پذیری هوا سیستم های پنوماتیکی عملکرد بسیار سریع تر اما با دقت کمتری نسبت به سیستم های هیدرولیکی دارند و با فشار کاری پایین تر قدرت کمتری نسبت به سیلندره‌های هیدرولیکی هم اندازه خود دارند. بنابراین سیلندر های پنوماتیکی برای کاربردهایی که به سرعت بالا و نیروی کمتری نیاز باشد و دقت بالایی مورد نظر نباشد مناسب هستند.

از معادلات گفته شده برای هیدرولیک می توان برای سیلندر های پنوماتیکی نیز در حرکت رو به جلو و عقب استفاده نمود.

باید توجه داشت که فشار مورد استفاده در فرمول ها باید فشار گیج باشد زیرا فشار گیج فشار خالص موجود برای انجام کار است.

مثال: سیلندر پنوماتیکی دوکاره با قطر داخلی $50mm$ و قطر میل پیستون $20mm$ در یک سیستم با حداکثر فشار کاری $600KPa - Gauge$ به کار رفته است. حداکثر نیروی سیلندر در حرکت رو به جلو و رو به عقب چقدر است؟

ابتدا سطح مقطع پیستون و میله پیستون را محاسبه می کنیم:

$$A_p = \frac{\pi D_p^2}{4} = 0.001964m^2$$

$$A_R = \frac{\pi D_R^2}{4} = 0.0003142m^2$$

و سپس برای نیرو ها داریم:

$$F_E = PA_p = 600000 \frac{N}{m^2} * 0.001964m^2 = 1178N$$

$$F_R = P(A_p - A_R) = 600000 \frac{N}{m^2} * (0.001964 - 0.0003142)m^2 = 990N$$