

# Chemical Engineering Plant and Process Design

**Vahid Mahmoudi**

**Assistant Professor,  
Department of Chemical Engineering,  
University of Gonabad**

1

## **فصل دوم** **طراحی خط لوله و تجهیزات انتقال مواد**

Pipeline and Materials Handling  
Equipment Design



2

## تجهیزات انتقال مواد

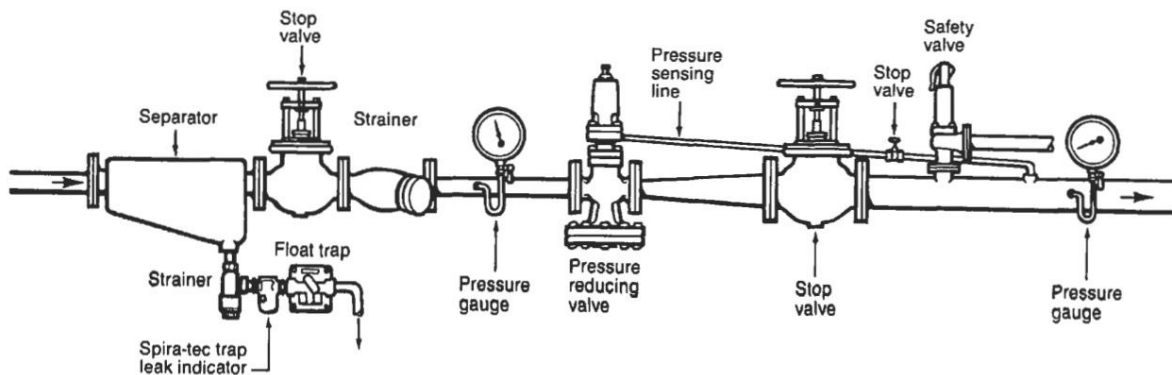
- طراحی خطوط لوله و سیستم های مورد استفاده در انتقال مواد یکی از مهم ترین موارد در طراحی واحدهای تولیدی می باشد.
- برخی از این تجهیزات و سیستم ها عبارتند از پمپ ها و کمپرسورها، فن ها و نقاله ها که برای انتقال مایعات، گازها و جامدات به کار می روند.
- برخی از تجهیزات نیز برای تغییر خواص مواد به کار گرفته می شوند که از آن جمله می توان به مخلوط کننده ها، همزن ها، خرد کننده ها و آسیاب ها اشاره کرد.



3

## خط لوله

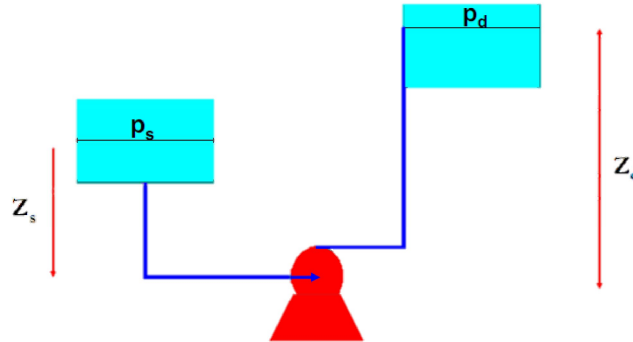
- شماتیکی از بخشی از یک خط لوله در شکل زیر نشان داده شده است: علاوه بر اتلاف انرژی سیال ناشی از طول لوله، عوامل دیگری از جمله شیرها، اتصالات تغییر زاویه جریان، تغییر سطح مقطع و ... در اتلاف انرژی سیال نقش دارند.



4

## پمپ ها و سیستم های لوله کشی

- آن چه در طراحی پمپ ها نقش اساسی را ایفا می کند، مقدار توان لازم برای فرآیند پمپ کردن است.
- آن چه بر روی توان پمپ تاثیر می گذارد، عوامل مقاومتی از جمله اصطکاک، تغییر ارتفاع، تغییر انرژی داخلی سیال و سایر مقاومت های موجود است.



5

## پمپ ها و سیستم های لوله کشی

- آن چه در طراحی پمپ ها نقش اساسی را ایفا می کند، مقدار توان لازم برای فرآیند پمپ کردن است.
- آن چه بر روی توان پمپ تاثیر می گذارد، عوامل مقاومتی از جمله اصطکاک، تغییر ارتفاع، تغییر انرژی داخلی سیال و سایر مقاومت های موجود است.

- به طور کلی، معادله موازنه کلی انرژی بین دو نقطه از سیستم به شکل زیر می باشد:

$$Z_1g + p_1v_1 + \frac{V_1^2}{2\alpha} + u_1 + Q + W = Z_2g + p_2v_2 + \frac{V_2^2}{2\alpha} + u_2$$

- و برای موازنه کلی انرژی مکانیکی داریم:

$$Z_1g - \int_1^2 v dp + \frac{V_1^2}{2\alpha} + W_o = Z_2g + \frac{V_2^2}{2\alpha} + \sum F$$

6

# پمپ ها و سیستم های لوله کشی

• که در این معادله

$$Z_1 g - \int_1^2 v dp + \frac{V_1^2}{2\alpha} + W_o = Z_2 g + \frac{V_2^2}{2\alpha} + \sum F$$

g: شتاب ثقل محلی، برابر با ۳۲/۱۷ ft/(s)(s)

Z: ارتفاع عمودی نسبت به سطح، ft

V: حجم مخصوص سیال، ft<sup>3</sup> / lbm

P: فشار مطلق، lb / ft<sup>2</sup>

W<sub>o</sub>: کار مکانیکی داده شده به سیال از یک منبع خارجی، ft.lbf/lbm

F: افت انرژی مکانیکی در اثر اصطکاک، ft.lbf/lbm

V: سرعت متوسط سیال

α: ضریب تصحیح مربوط به سرعت متوسط (معمولاً برای جریان ناآرام برابر با ۱ و برای جریان آرام برابر با ۰/۵ در نظر گرفته می شود)

7

## اثر اصطکاک در جریان

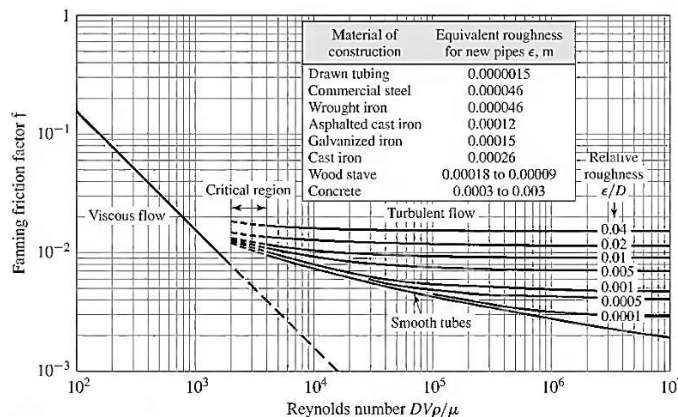
• در درس مکانیک سیالات دیدیم که به کمک آنالیز ابعادی، مقدار افت هد اصطکاکی در واحد طول لوله برای یک سیال نیوتنی به شکل زیر فرموله می شود:

$$h_f = 4f \frac{L V^2}{D 2g}$$

$$f = \frac{D \Delta p}{2\rho^2 VL}$$

که به f ضریب اصطکاک فاینینگ گفته می شود.

**سوال:** ضریب اصطکاک f از چه طریقی تعیین می شود؟



جریان آرام

$$f = \frac{16}{Re} = \frac{16\mu}{DV\rho} \quad Re \leq 2100$$

جریان درهم؟؟؟

8

## اثر اصطکاک در جریان

- ضریب اصطکاک دارسی نیز به شکل زیر تعریف می شود:

$$f_{Darcy} = 4f_{Fanning} \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow h_f = f_{Darcy} \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

معادلات تقریبی که نشان دهنده رابطه بین ضریب اصطکاک و عدد رینولدز در ناحیه جریان مغشوش است، ارائه شده است:

$$f = \frac{0.046}{(N_{Re})^{0.2}}$$

برای لوله های صاف:

$$f = \frac{0.04}{(N_{Re})^{0.16}}$$

و برای لوله های از جنس فولاد یا آهن:

برای حرکت سیال به صورت جریان مغشوش در مسیرهایی که سطح مقطع دایره ای شکل ندارند باید سطح مقطعی با قطر معادل جایگزین سطح مقطع دایره ای شکل شود.

$$D = 4R_H = \frac{4A}{P}$$

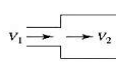
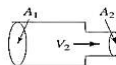
9

## اثرات موضعی

- در صورتی که در سطح مقطع لوله در جریان، به صورت ناگهانی یا تدریجی تغییراتی رخ دهد اثر اتلافی آن قابل توجه می باشد. این موارد می توانند شامل انقباض و انقباض ناگهانی باشند.
- به علاوه، اثر وجود مواردی از جمله خم ها، اتصالات، شیرها، اریفیس ها و سایر تجهیزاتی که باعث اغتشاش الگوی جریان شوند، منجر به ایجاد اصطکاک می شوند.
- جدول ۱۲-۱ کتاب پیترز روابط مربوط به این اثرات موضعی را نشان داده است:

**Table 12-1** Expressions for evaluating frictional losses in the flow of fluids through pipeline systems

For noncircular, cross-sectional area and turbulent flow, replace  $D$  by  $4R_H = 4$  (cross-sectional flow area/wetted perimeter) for an approximate frictional loss.

Friction caused by	General expression for frictional loss	Limited expressions and remarks
Flow through long, straight pipe of constant cross-sectional area	$dF = \frac{2fV^2 dL}{D}$	For cases in which fluid is essentially noncompressible and temperature is constant $F = \frac{2fV^2 L}{D}$
Sudden enlargement	$F_e = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2\alpha}$	The following values for $\alpha$ may be used in design calculations: turbulent flow, $\alpha = 1$ ; streamline flow, $\alpha = 0.5$ . 
Sudden constriction	$F_c = \frac{K_c V_2^2}{2\alpha}$	The following values for $\alpha$ may be used in design calculations: turbulent flow, $\alpha = 1$ ; streamline flow, $\alpha = 0.5$ . 

For  $A_2/A_1 < 0.715$ ,  $K_c = 0.4(1.25 - A_2/A_1)$ .

For  $A_2/A_1 > 0.715$ ,  $K_c = 0.75(1 - A_2/A_1)$ .

For conical or rounded shape,  $K_c = 0.05$ .

10

## محاسبه توان پمپ و کمپرسور

- برای سیالات تراکم ناپذیر، موازنه کلی انرژی مکانیکی به شکل زیر می باشد:

$$W_o = g \Delta Z + \Delta \left( \frac{V^2}{2\alpha} \right) + \Delta(pv) + \sum F$$

این معادله را می توان برای بسیاری از سیستم های جریان مایع بدون در نظر گرفتن هر گونه فرضی به کار گرفت.

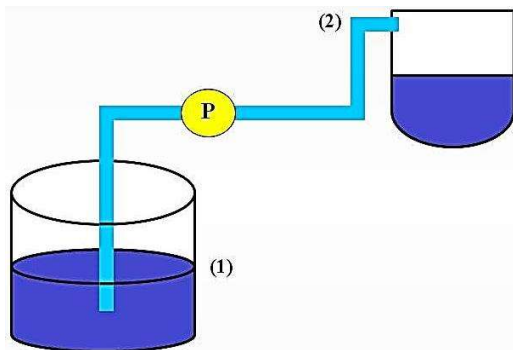
- رابطه موازنه کلی انرژی برای سیالات تراکم پذیر به شکل زیر خواهد بود:

$$W = g \Delta Z + \Delta h + \Delta \left( \frac{V^2}{2\alpha} \right) - Q \quad h(\text{enthalpy}) = u + pv$$

11

## مثال

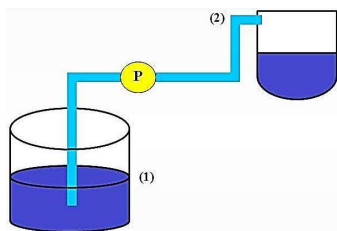
آب از یک منبع بزرگ به یک تانک روباز توسط یک لوله استاندارد فولادی ( $\epsilon=0.0457 \text{ mm}$ ) با قطر داخلی  $0.0525 \text{ m}$  پمپ می شود. منبع و تانک در معرض فشار اتمسفر بوده و اختلاف عمودی بین سطح آب در منبع و محل تخلیه آن در بالای تانک برابر با  $21/3 \text{ m}$  است. طول خط لوله برابر با  $30.5 \text{ m}$  بوده و دو شیر دروازه ای و سه زانویی  $90^\circ$  استاندارد، اجزای سیستم لوله کشی را تشکیل می دهند. با در نظر گرفتن افت ها در ورودی و خروجی پمپ، بازده آن توسط سازنده  $40\%$  اعلام شده است. اگر شدت جریان آب  $3/15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  و دمای آن  $16^\circ \text{C}$  باشد، توان لازم برای الکتروموتور پمپ را تخمین بزنید.



حل: شماتیک کلی سیستم به صورت مقابل است

12

## حل



موازنه کلی انرژی مکانیکی بین نقطه ۱ و نقطه ۲ به شکل زیر است:

$$W_o = g(Z_2 - Z_1) + \left( \frac{V_2^2}{2\alpha} - \frac{V_1^2}{2\alpha} \right) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + \sum F$$

سرعت در نقاط ۱ و ۲ ناچیز فرض شده و فشار در هر دو نقطه برابر با فشار اتمسفر می باشد.  
در نتیجه:

$$V_2^2/(2\alpha) = 0, V_1^2/(2\alpha) = 0, \text{ and } p_2 = p_1$$

از طرفی، با در نظر گرفتن آب به عنوان یک سیال تراکم ناپذیر می توان گفت:

$$v_2 = v_1, p_2 v_2 = p_1 v_1$$

همچنین طبق داده مسئله  $Z_2 - Z_1 = 21.3 \text{ m}$ .

برای محاسبه اصطکاک می توان گفت:

$$\text{کل اصطکاک} = \left\{ \begin{array}{l} \text{اصطکاک ناشی از جریان در طول خط لوله + اصطکاک ناشی از اتصالات و شیرها + اصطکاک} \\ \text{در اثر بزرگ و کوچک شدن مسیر جریان} \end{array} \right.$$

13

## حل

تعیین سرعت متوسط جریان ???

Average velocity in the pipe =

همچنین داریم

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}}(16^\circ\text{C}) = 1.12 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \quad \rho_{\text{H}_2\text{O}}(16^\circ\text{C}) = 997 \text{ kg/m}^3$$

در نتیجه

$$\text{Re} = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{\varepsilon}{D} =$$

مقدار  $f$  از نمودار ???

مقادیر طول معادل برای شیرها و زانویی ها از طریق جدول ۱۲-۱ کتاب پیترز برابر است با:

$$L_e = 2(7)(0.0525) + 3(32)(0.0525) = 5.8 \text{ m}$$

14

## حل

در نتیجه مقدار کل افت اصطکاکی ناشی از عبور جریان از درون لوله و اتصالات عبارت است از:

$$F = \frac{2fV^2(L + L_e)}{D}$$
$$= \frac{2(0.0057)(1.455)^2(305 + 5.8)}{0.0525} = 143.4 \text{ N} \cdot \text{m/kg}$$

همچنین برای تعیین میزان اصطکاک ناشی از انبساط و انقباض ناگهانی (جدول ۱۲-۱):

$$F = \frac{0.5(1.455)^2}{2(1)} + \frac{(1.455 - 0)^2}{2(1)} = 1.6 \text{ N} \cdot \text{m/kg}$$

در نتیجه

$$\sum F = 143.4 + 1.6 = 145.0 \text{ N} \cdot \text{m/kg}$$

15

## حل

در نتیجه مقدار انرژی مکانیکی تئوری مورد نیاز که باید از پمپ دریافت شود برابر است با:

$$\dot{W} = 208.7 + 145 = 353.7 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{kg}$$

در نهایت، با در نظر گرفتن بازده پمپ، توان مکانیکی لازم از الکتروموتور پمپ برابر خواهد بود با:

$$P = \frac{353.7(3.15 \times 10^{-3})(997)}{0.4} = 2780 \text{ W} \simeq 3 \text{ kW}$$

16

## لوله کشی در فرآیند انتقال سیال

موسسه استانداردهای ملی آمریکا (ANSI) و موسسه نفت آمریکا (API) استانداردهای کاملی برای اجزای سیستم لوله کشی ارائه کرده است. فهرست این استانداردها به همراه مشخصات لوله و جنس اتصالات در استاندارد ANSI B31 موجود است.

Nominal Pipe Size Inches	O.D. Inches		I.D. Inches	
	Schedule 40	80	40	80
¼	1.050	1.050	0.824	0.742
1	1.315	1.315	1.049	0.957
1½	1.900	1.900	1.610	1.500
2	2.375	2.375	2.067	1.939
3	3.500	3.500	3.068	2.900
4	4.500	4.500	4.026	3.826

17

## لوله کشی در فرآیند انتقال سیال

موسسه استانداردهای ملی آمریکا (ANSI) و موسسه نفت آمریکا (API) استانداردهای کاملی برای اجزای سیستم لوله کشی ارائه کرده است. فهرست این استانداردها به همراه مشخصات لوله و جنس اتصالات در استاندارد ANSI B31 موجود است.

مهم ترین بحث در سیستم های لوله کشی، مقاومت سیستم در برابر فشار سیال می باشد. برای محاسبه فشار ایمنی لوله از رابطه زیر استفاده می شود:

$$P_s = \frac{2S_s t_m}{D_m}$$

$P_s$ : فشار ایمنی در هنگام کار با لوله

$S_s$ : تنش عملیاتی ایمنی

$t_m$ : حداقل ضخامت دیواره (in)

$D_m$ : قطر متوسط (in)

18

## لوله کشی در فرآیند انتقال سیال

لوله های آهنی و فولادی طبق فرمول ارائه شده توسط موسسه استاندارد آمریکا (ASA) براساس عدد (نمره) ضخامت دسته بندی شده اند:

$$\frac{1000 p_s}{S_s} = \text{schedule number}$$

برای دماهای کمتر از ۲۵۰ °F، تنش ایمنی هنگام کار با لوله برای لوله های فولادی که از محیط جوش داده شده اند برابر با ۹۰۰۰ psi و برای لوله های فولادی که انتهای آن جوش داده شده باشد ۶۵۰۰ psi در نظر گرفته می شود.

اگر عدد ضخامت را بدانیم، فشار ایمنی در هنگام کار را مستقیماً از رابطه بالا می توان محاسبه کرد.

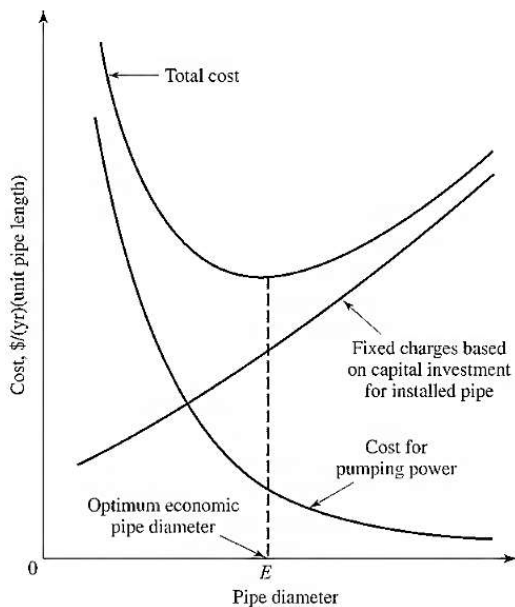
## لوله کشی در فرآیند انتقال سیال

$$\frac{1000 p_s}{S_s} = \text{schedule number}$$

ASA Pressure Class	Schedule No. of Pipe
≤ 250 lbs./sq. in.	40
300–600	80
900	120
1500	160
2500 (½ in.–6 in.)	XX (double extra strong)
2500 (8 in. and larger)	160

## تعیین ابعاد لوله

- در طراحی سیستم لوله کشی، قطر لوله باید به گونه ای تعیین شود که تمامی عوامل اقتصادی مرتبط با قطر لوله نیز در نظر گرفته شود.
- قطر بهینه لوله قطری است که کمترین هزینه را با توجه به مخارج سالیانه پمپ کردن و مخارج ثابت سیستم لوله کشی در نظر بگیرد.



21

## سرعت و ابعاد بهینه

**Table 12-3** Recommended economic velocities for sizing steel pipes

Turbulent fw			
Type of fluid	Recommended velocity range, m/s		
Water or fluid similar to water	1-3		
Low-pressure steam (250 kPa)	15-30		
High-pressure steam (750 kPa)	30-60		
Air (250-500 kPa)	15-30		

Viscous fw			
Nominal pipe diameter, m (in.)	Recommended velocity range, m/s		
	$\mu = 50$ cP	$\mu = 100$ cP	$\mu = 1000$ cP
0.0254 (1)	0.5-1	0.3-0.6	0.1-0.2
0.0508 (2)	0.75-1.07	0.5-0.75	0.15-0.24
0.102 (4)	1.07-1.5	0.75-1.07	0.24-0.36
0.203 (8)	—	1.2-1.5	0.4-0.55

†These values apply for motor drives. Multiply indicated velocities by 0.6 to give recommended velocities when steam turbine drives are used.

22

## سرعت و ابعاد بهینه

- معادلات زیر را می توان برای تعیین ابعاد بهینه لوله به کار گرفت:

For turbulent flow ( $Re > 2100$ ) and  $D_i \geq 0.0254$  m,

$$D_{i,opt} = 0.363 \dot{m}_v^{0.45} \rho^{0.13}$$

For viscous flow ( $Re < 2100$ ) and  $D_i \leq 0.0254$  m,

$$D_{i,opt} = 0.133 \dot{m}_v^{0.40} \mu_f^{0.20}$$

where  $D_{i,opt}$  is the optimum pipe diameter in m,  $\dot{m}_v$  the volumetric flow rate in  $m^3/s$ ,  $\rho$  the fluid density in  $kg/m^3$  and  $\mu_f$  the fluid viscosity in Pa.s.

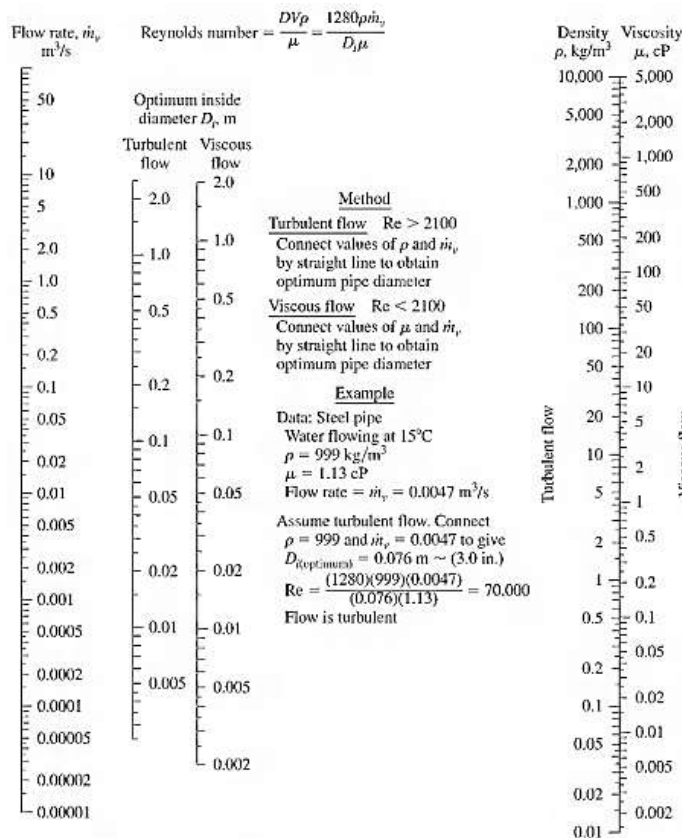
23

## سرعت و ابعاد بهینه

این نمودار بر مبنای روابط ارائه شده به دست آمده است:

$$D_{i,opt} = 0.363 \dot{m}_v^{0.45} \rho^{0.13}$$

$$D_{i,opt} = 0.133 \dot{m}_v^{0.40} \mu_f^{0.20}$$



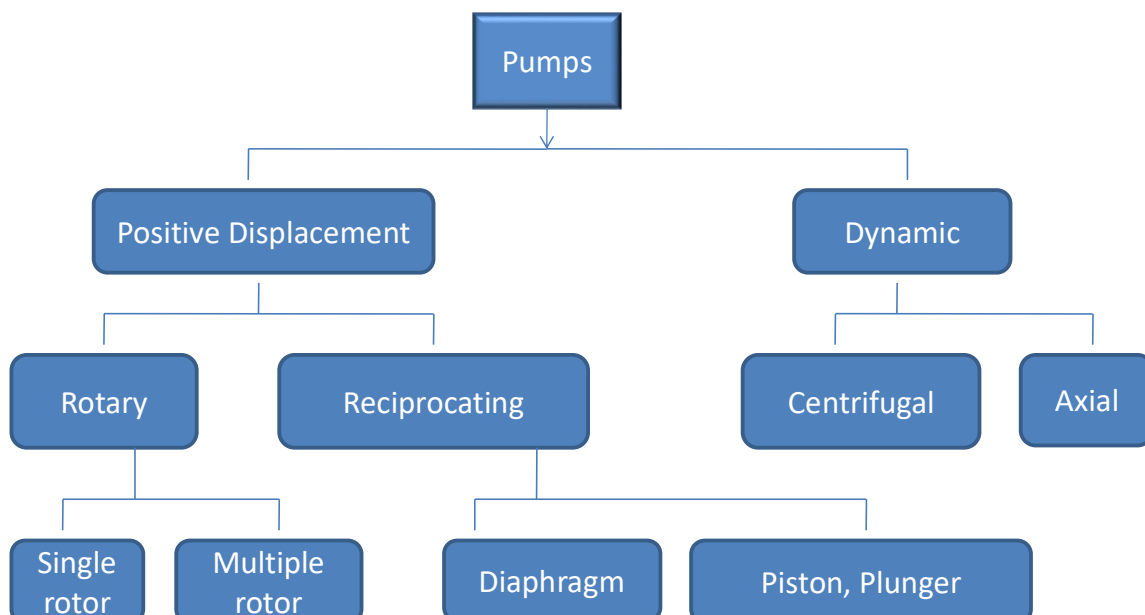
24

## پمپ ها

- با اعمال نیروی محرکه لازم برای جریان، پمپ ها برای انتقال سیالات از نقطه ای به نقطه دیگر به کار گرفته می شوند. توان لازم برای پمپ باید از یک منبع خارجی تامین شود که برای این امر، نیروی الکتریسیته یا انرژی بخار به انرژی مکانیکی تبدیل شده برای چرخاندن پمپ استفاده می شوند.
- مهم ترین عواملی که در انتخاب پمپ ها تاثیر دارند عبارتند از:
  - ۱- مقدار سیال که باید انتقال یابد.
  - ۲- خواص سیال (دانسیته، ویسکوزیته و ...)
  - ۳- نوع و توزیع جریان سیال
  - ۴- نوع منبع تغذیه پمپ: پمپ های جابجایی مثبت و پمپ های گریز از مرکز می توانند با موتورهای الکتریکی و یا موتورهای احتراق داخلی عمل کنند. همچنین پمپ های رفت و برگشتی از موتورهای بخاری یا گازی استفاده می کنند.
  - ۵- قیمت و بازده پمپ

25

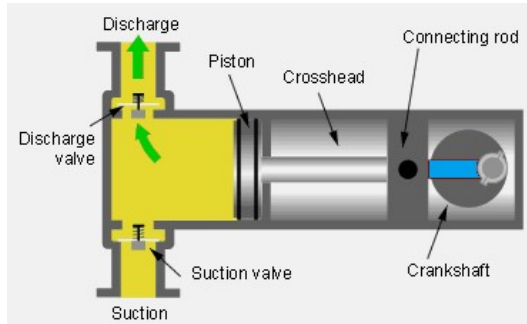
## انواع پمپ ها



26

## پمپ های رفت و برگشتی

- در این پمپ، انرژی توسط حرکت رفت و برگشتی پیستون به سیال منتقل می شود.
- با وجود این که از بخار آب به عنوان منبع محرک



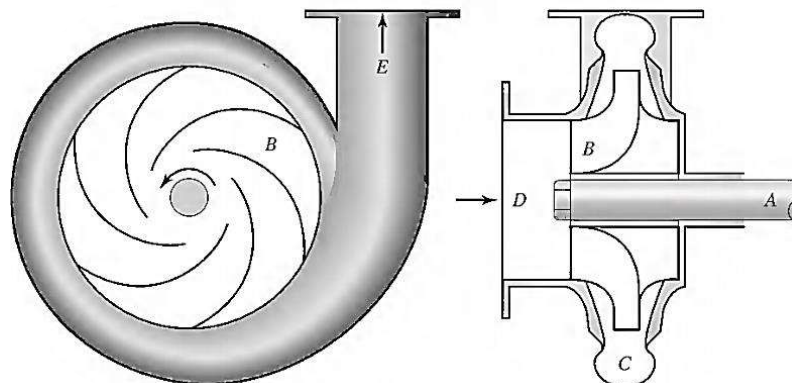
- این پمپ ها استفاده می شود، برای چرخاندن پیستون می توان از موتور الکتریکی نیز استفاده کرد. از این رو، پمپ های رفت و برگشتی را می توان پمپ های بخاری یا توانی نامید.

- مزیت پمپ های رفت و برگشتی در این است که با استفاده از این پمپ ها می توان فشار زیادی را به سیال داد و راندمان بالایی نیز در محدوده گسترده ای از شرایط عملیاتی دارند.
- به عنوان یک نقص، از این پمپ ها نمی توان برای پمپ کردن سیالاتی که جامدات ساینده دارند استفاده کرد.

27

## پمپ های گریز از مرکز

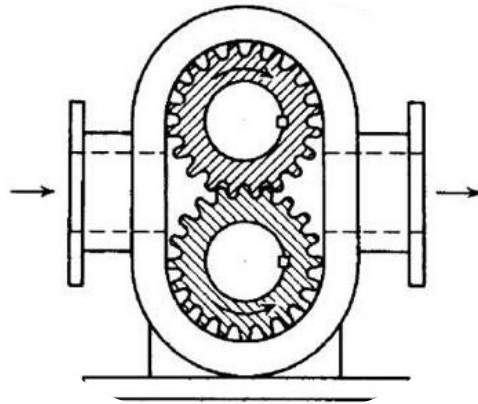
- در این پمپ، سیال به مرکز چرخش پروانه وارد شده و به کمک نیروی گریز از مرکز به خارج از پروانه پرتاب شده و سرعت و انرژی می گیرد.
- در این پمپ ها سیال خروجی دارای شدت جریان و فشار یکنواخت است.
- روش طراحی و ساخت این پمپ ها ساده بوده و با استفاده از آن ها می توان حجم زیادی از مایعات (حتی با داشتن ذرات جامد) را پمپ کرد.
- ایراد این پمپ ها در این است که انرژی زیادی به سیال منتقل نکرده و ارتفاع (هد) آبدهی بالایی ندارند.



28

## پمپ های جابجایی مثبت دورانی

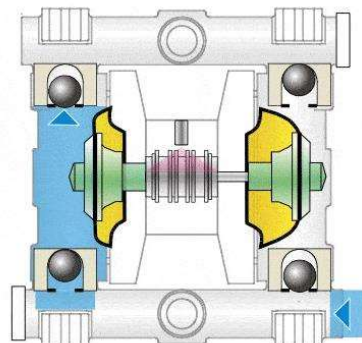
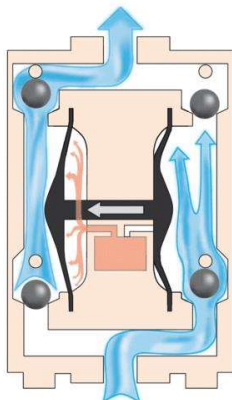
- این پمپ ها ترکیبی از حرکت دورانی و جابجایی مثبت ایجاد می کنند و با حرکت چرخ دنده ها، سیال مابین فضای دنده ها به سمت خروجی پمپ رانده می شود.
- این پمپ ها برای انتقال سیالات با ویسکوزیته بالا بسیار مناسب هستند.
- این پمپ ها شدت جریان یکنواختی به سیال داده و هد بالایی را فراهم می کنند.
- از آن جا که در این پمپ ها، اجزای داخلی متحرک بسیار به هم نزدیک هستند، از این پمپ ها نباید برای انتقال مایعات غیر روغنی و سیالات حاوی ذرات جامد استفاده کرد.



29

## پمپ های دیافراگمی

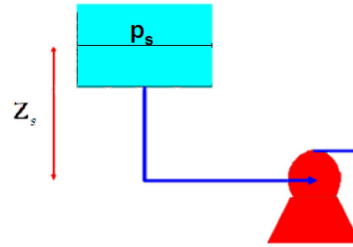
- پمپ دیافراگمی یک پمپ از خانواده پمپ های جابجایی مثبت بوده و این پمپ با هوای فشرده کمپرسور عملکرد داشته و با ورودی هوای فشرده به داخل پمپ و با جابجایی دیافراگم های موجود در داخل پمپ باعث جابجایی و مکش سیال می شود. از مهم ترین ویژگی پمپ های دیافراگمی خود مکش و ضد انفجار بودن این پمپ ها می باشد.
- این پمپ ها دارای دو صفحه دیافراگم هستند و بسته به نوع سیال که آتش زا یا ساده هستند، از سیستم های الکتریکی و یا محرک های پنوماتیک بادی استفاده می شود.



30

## هد خالص مکش مثبت (NPSH)

$$NPSH = \frac{P_s - P_v}{\rho g} + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s - h_{fs}$$



• تعریف:

- همان فشار بخار مایع در شرایط عملیاتی است.  $P_v$
- NPSH باید همیشه مثبت باشد. به این معنا که فشار مایع باید در مکش پمپ بیشتر از فشار بخار مایع باشد تا مایع در ورودی پمپ تبخیر نشده و باعث به وجود آمدن حباب و پدیده ای به نام cavitation یا کاویتاسیون در پمپ نگردد.
- از آن جا که با افزایش شدت جریان،  $h_{fs}$  زیاد می شود، NPSH با افزایش شدت جریان کاهش خواهد یافت.

31

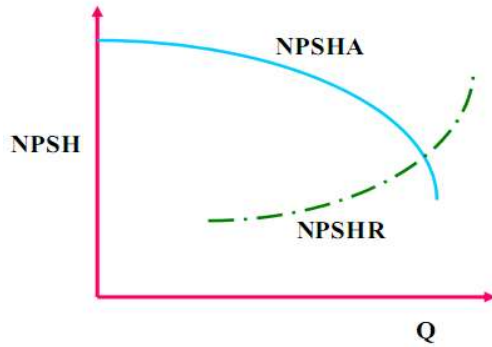
## هد خالص مکش مثبت (NPSH)



32

## هد خالص مکش مثبت (NPSH)

- در صورتی که مایع در حال جوش باشد ( $P_s = P_v$ )، در نتیجه  $NPSH = Z_s - h_{fs}$  خواهد بود. در این حالت، مخزن مکش باید حتماً بالاتر از پمپ باشد، زیرا  $Z_s$  نمی تواند منفی یا صفر شود. در صورتی که  $P_s > P_v$  باشد، ممکن است بتوان ارتفاع مخزن مکش را پایین تر از پمپ در نظر گرفت.
- $NPSH$  باید حداقل ۲ یا ۳ متر باشد. برای پمپ های بزرگ، این مقدار می تواند تا ۱۵ متر هم برسد.



- $NPSHA$  یا  $NPSH$  موجود، مقداری است که توسط مهندس طراح تعیین می شود.
- $NPSHR$  یا  $NPSH$  مورد نیاز توسط سازنده پمپ داده می شود و تلفات انرژی درون پمپ (که غالباً هنگام ورود مایع به پمپ اتفاق می افتد) را لحاظ می کند.

33

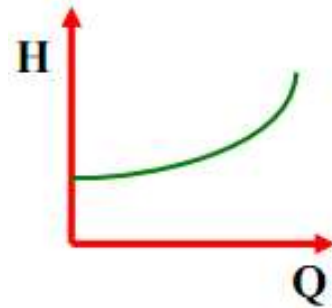
## منحنی هد مورد نیاز سیستم

$$\frac{P_d - P_s}{\rho g} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + Z_d - Z_s = h - (h_{fs} + h_{fd})$$

$$h_{sys} = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + Z_d - Z_s + h_{fs} + h_{fd}$$

$$h_{fi} = \sum K_i \frac{V_i^2}{2g}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4}{\pi D^2} Q$$



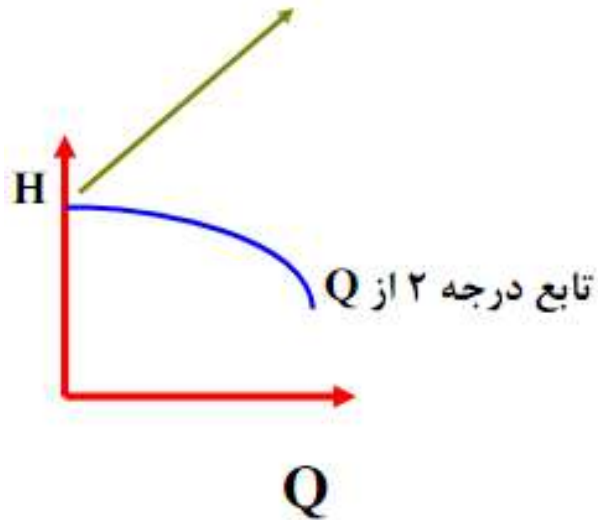
$$\Rightarrow h_{sys} = \frac{(P_d - P_s)}{\rho g} + (Z_d - Z_s) + \frac{1}{2g} \left[ -\frac{16}{\pi^2 D_s^4} + \frac{16}{\pi^2 D_d^4} + \sum \frac{16K_i}{\pi^2 D_i^4} \right] Q^2$$

34

## منحنی هد پمپ

$$Q = 0 \Rightarrow H = H_{\max}$$

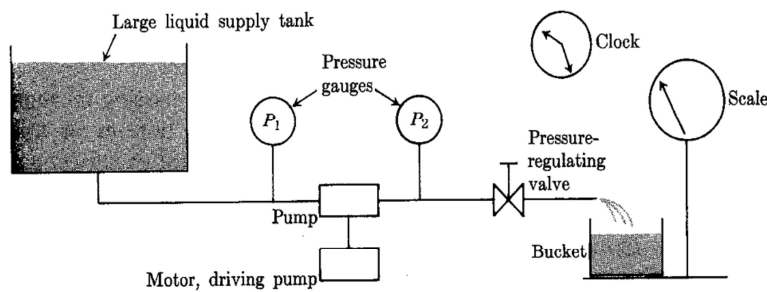
shut\_off pressure



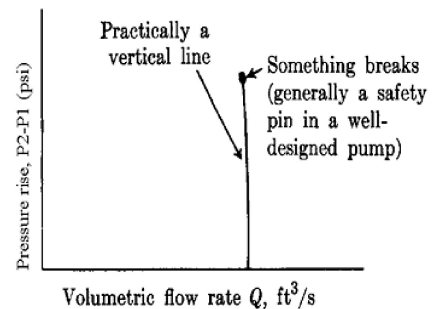
35

## منحنی هد پمپ

- برای تعیین منحنی عملکرد پمپ از تست pump stand استفاده می شود. با تنظیم فشار خروجی پمپ به کمک شیر تنظیم کننده، و با استفاده از اندازه گیری زمان می توان رابطه بین  $Q$  و اختلاف فشار دو طرف پمپ را تعیین کرد. برای یک سرعت مشخص از الکتروموتور پمپ، نتایج برای فشارهای خروجی مختلف به دست می آیند.



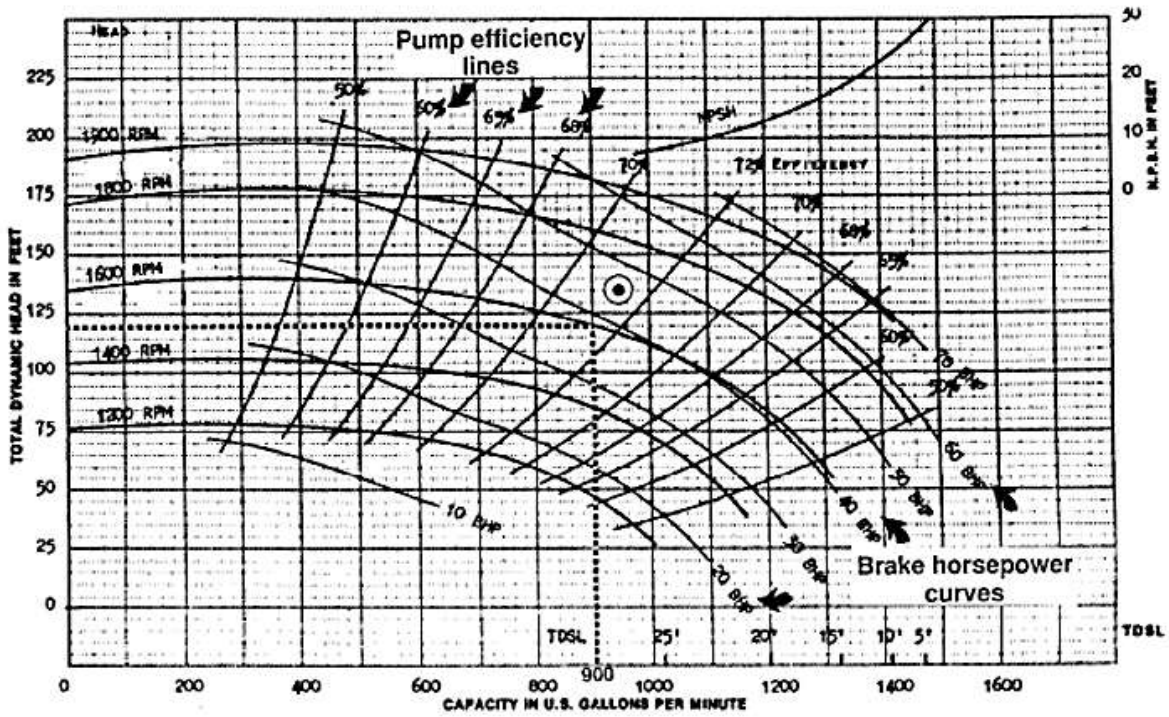
Pump test stand.



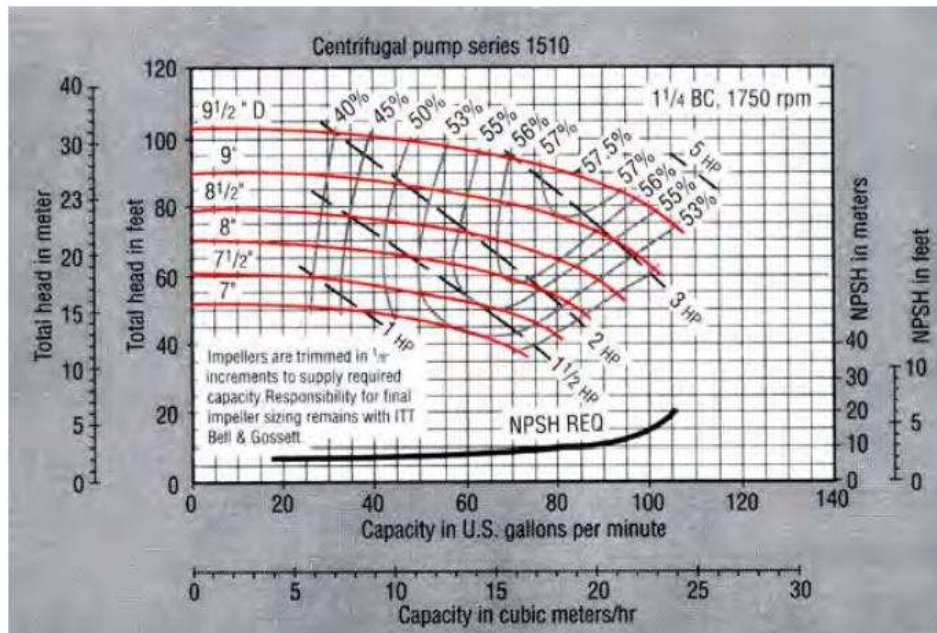
Pump performance curve for a PD pump.

36

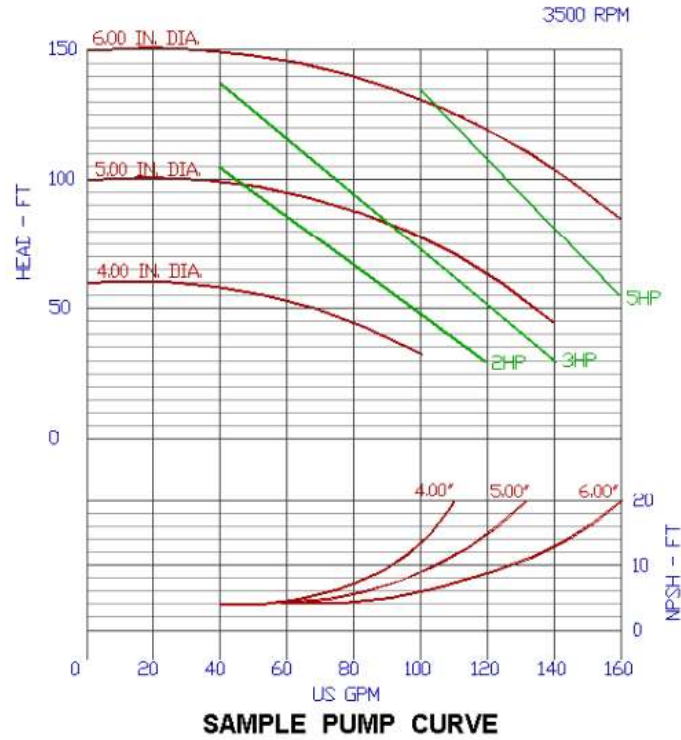
# منحنی هد پمپ



# منحنی هد پمپ

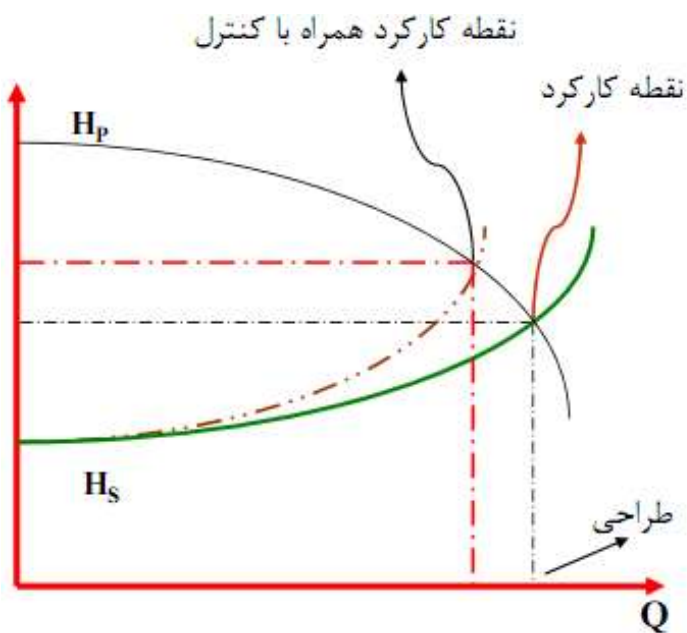


## منحنی هد پمپ



39

## نقطه عملکرد پمپ



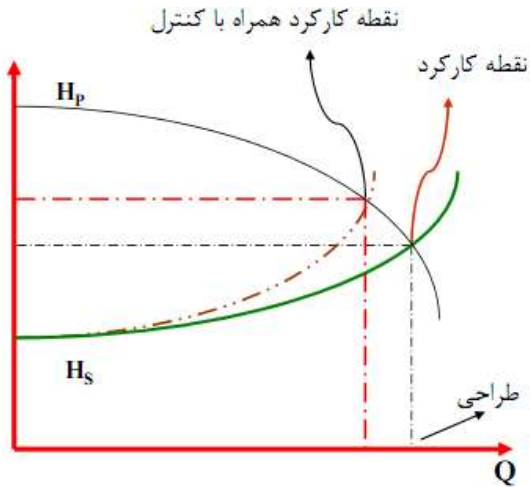
$$H_p - H_s = 0$$

or  $H_p = H_s$

40

## نقطه عملکرد پمپ

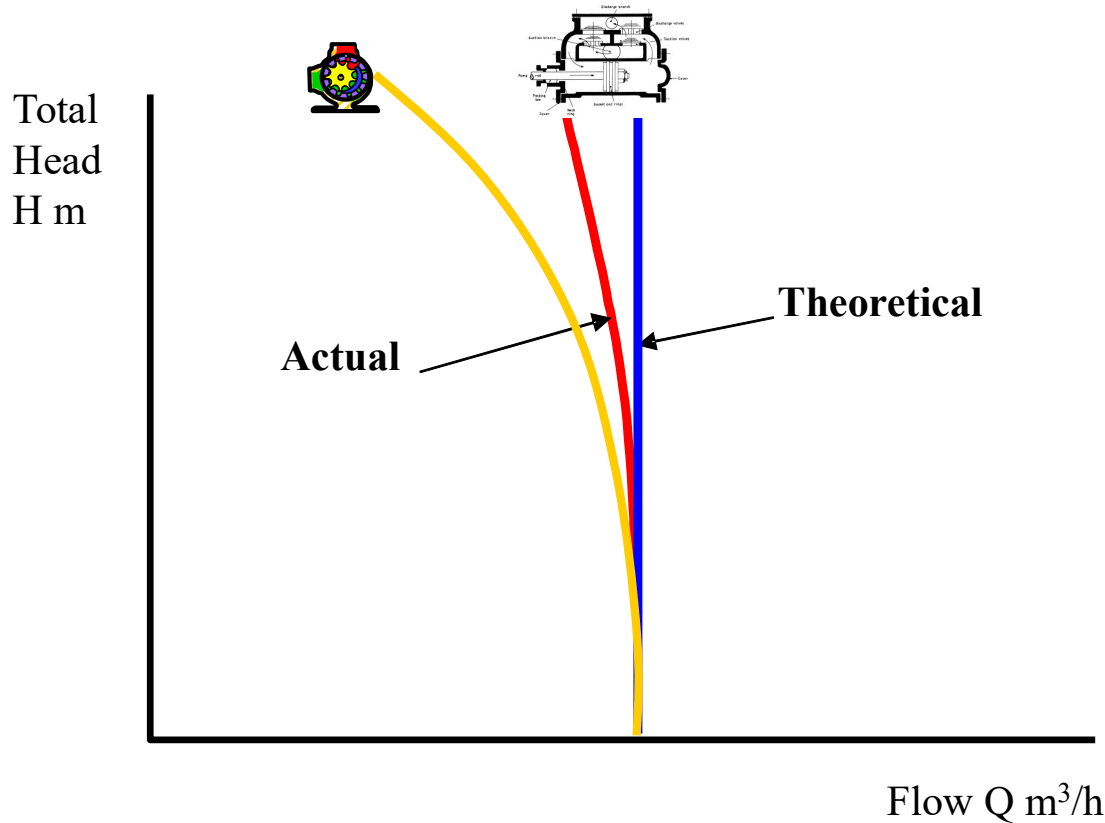
- طراحی پمپ باید بر مبنای ۱۰٪ اضافه ظرفیت باشد. بنابراین در صورتی که لازم باشد دبی اصلی از پمپ گرفته شود، باید یک شیر کنترل در جریان خروجی در نظر بگیریم. در این صورت، منحنی سیستم منحنی قهوه ای رنگ خواهد بود.



- معمولاً shut off pressure حدود ۲۰٪ بیشتر از فشار معمولی عملکرد پمپ است.

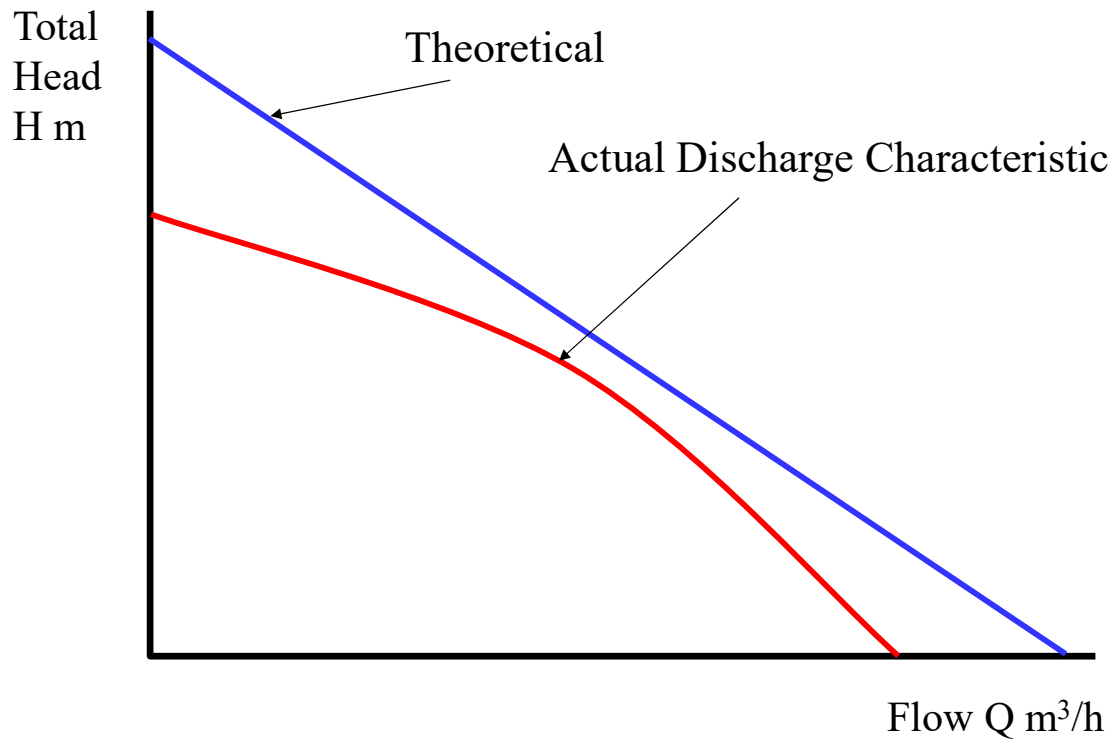
41

## Positive Displacement Characteristic



42

# Centrifugal Pump Characteristic



43

## بازده پمپ

$$P = \Delta P \cdot Q = \rho g H_P \cdot Q \longrightarrow \text{تئوری}$$

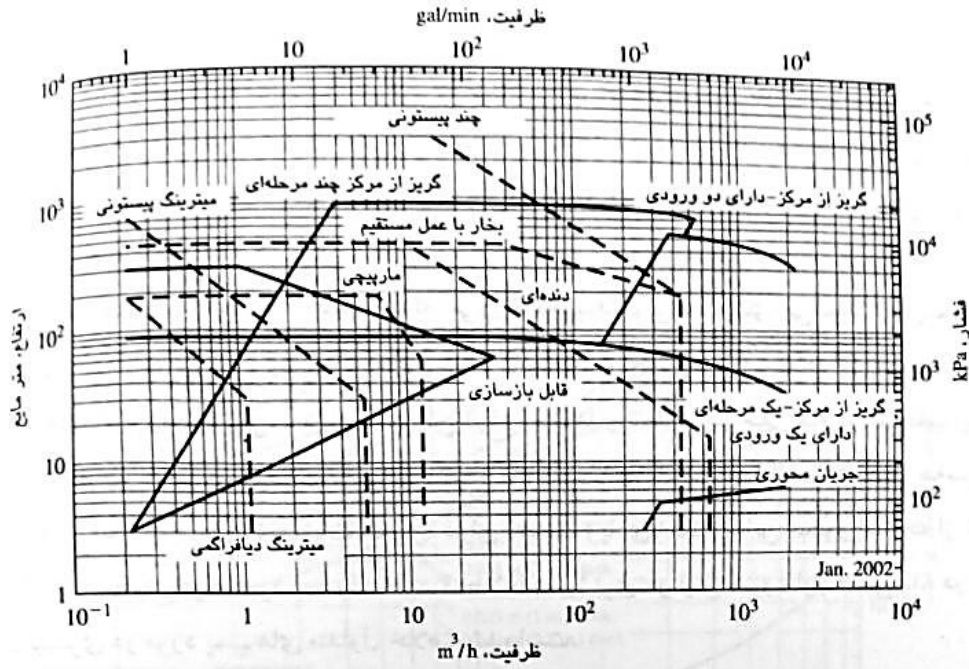
$$P_P = \frac{P}{\eta_P} = \frac{\rho g H_P Q}{\eta_P} \longrightarrow \text{راندمان پمپ حدود 70\% است}$$

$$P_M = \frac{P_P}{\eta_M} = \frac{\rho g H_P Q}{\eta_P \eta_M} \longrightarrow \text{راندمان موتور برقی}$$

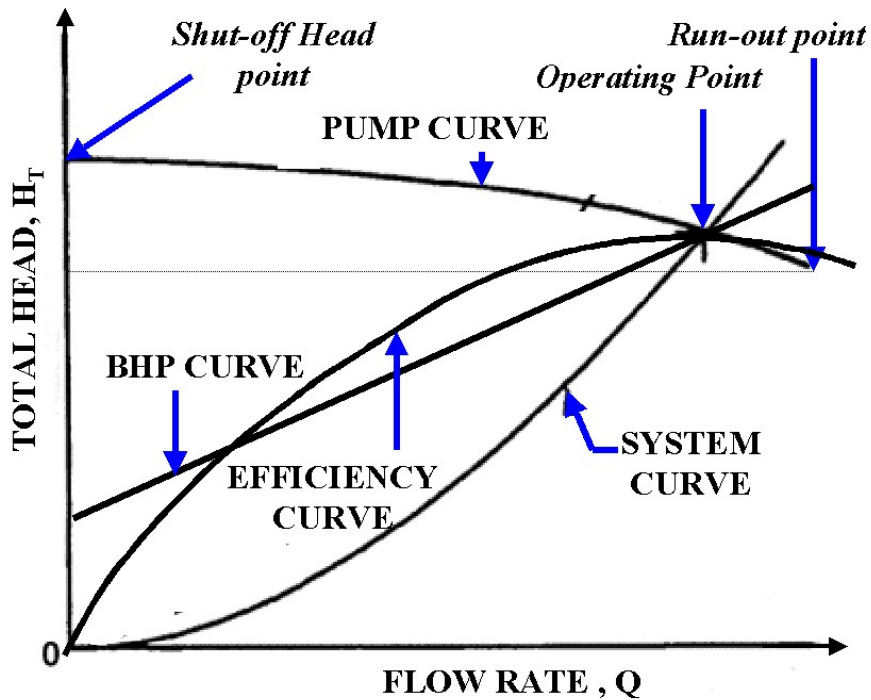
44

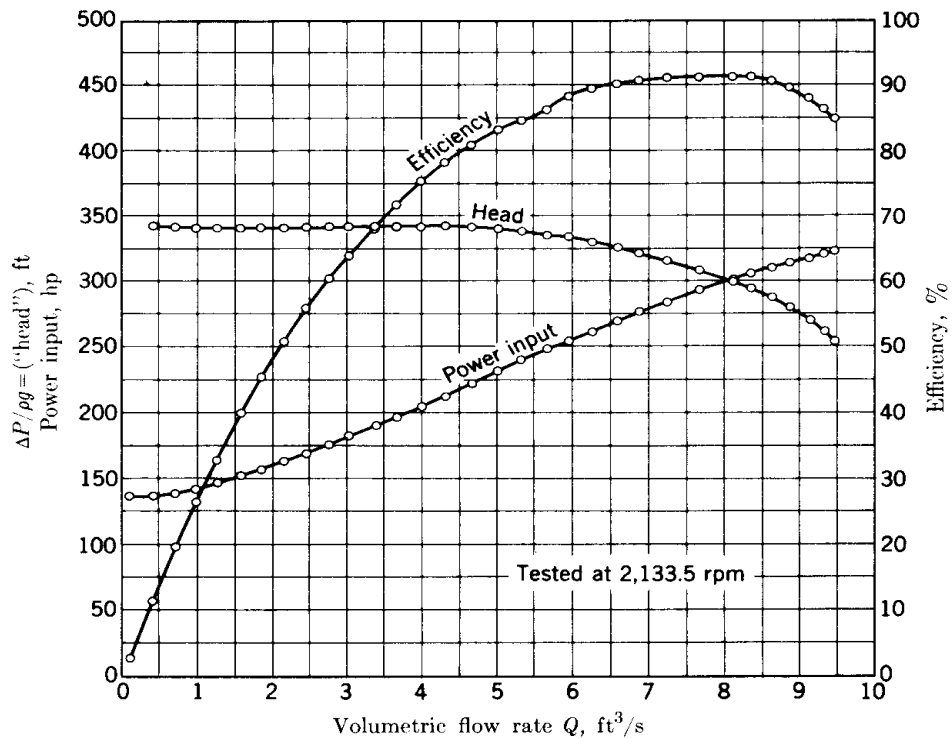
# انتخاب پمپ

با توجه به محدوده عملیاتی



## Pump Performance Curves

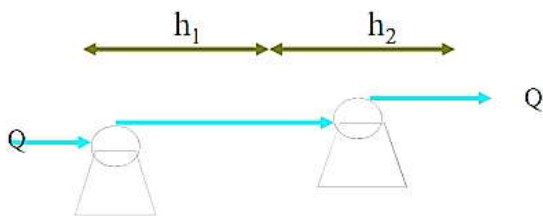




**FIGURE 9.6** Pump test results on a centrifugal water pump with impeller diameter of 14.62 in. (From R. L. Daugherty and J. B. Franzini, *Fluid Mechanics with Engineering Applications*, 6th ed., McGraw-Hill, New York, 1965. Reproduced by permission of the publisher.)

## اتصال پمپ ها

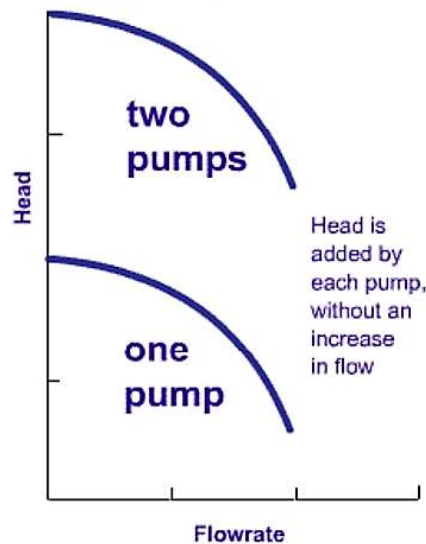
• اتصال سری



$$Q = Q_1 = Q_2$$

$$h = h_1 + h_2$$

### Series Operation



## اتصال پمپ ها

- اتصال سری

الف: روش جبری:  $h$  جدید برابر است با مجموع معادله های منحنی های دو پمپ. این منحنی جدید را با منحنی عملکرد سیستم قطع می کنیم تا نقطه عملکرد به دست آید.

$$h_1 = f_1(Q)$$

$$h_2 = f_2(Q)$$

$$h = f_1(Q) + f_2(Q)$$

در صورتی که دو پمپ یکسان باشند:

$$h = 2h = 2f(Q)$$

49

## اتصال پمپ ها

- اتصال سری

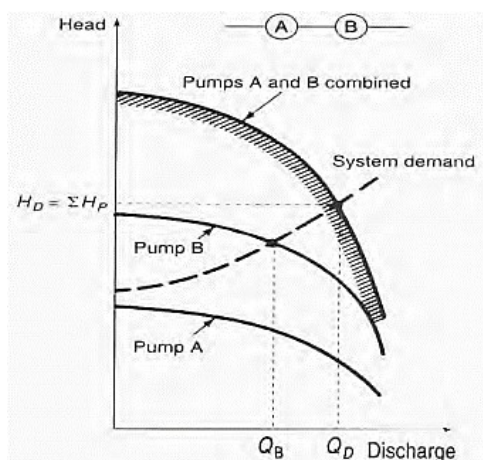
ب: روش ترسیمی:

- ابتدا یک مقدار برای  $Q$  حدس می زنیم.

- از روی شکل مقادیر  $h_1$  و  $h_2$  را در مقدار  $Q$  به دست می آوریم.

- اگر  $h_1 + h_2 = h_s$  باشد، این نقطه کارکرد سیستم است.

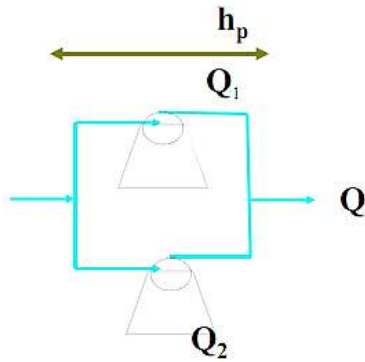
- در غیر این صورت باید حدس  $Q$  را تغییر دهیم.



50

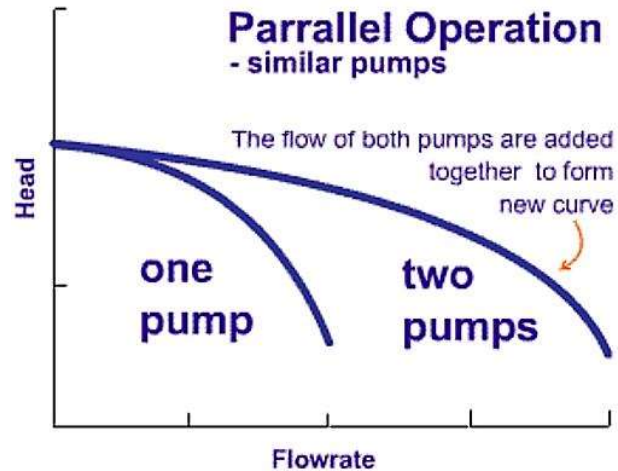
## اتصال پمپ ها

- اتصال موازی



$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$h = h_1 = h_2$$



51

## اتصال پمپ ها

- اتصال موازی

الف: روش جبری:  $Q_1$  و  $Q_2$  را از معادله منحنی مشخصه پمپ ها محاسبه می کنیم (h در هر دو یکسان است). سپس  $Q = Q_1 + Q_2$  را به دست می آوریم. این منحنی مشخصه جدید می باشد. این منحنی را با منحنی سیستم قطع می دهیم تا نقطه عملکرد مشخص شود.

$$h_1 = f_1(Q) \rightarrow Q_1 = g_1(h)$$

$$h_2 = f_2(Q) \rightarrow Q_2 = g_2(h)$$

$$Q = g_1(h) + g_2(h)$$

52

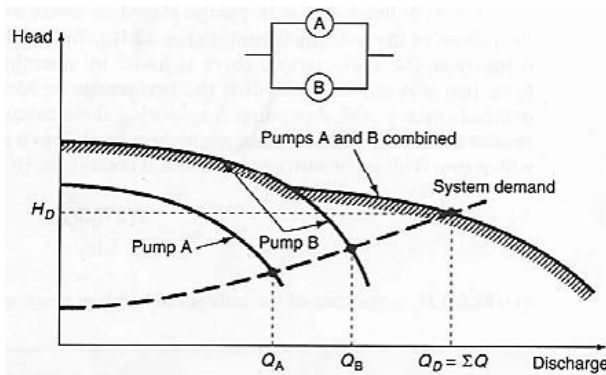
## اتصال پمپ ها

- اتصال موازی

ب: روش ترسیمی:

- در یک  $h$  معین،  $Q_1$ ،  $Q_2$  و  $Q_s$  را تعیین می کنیم.

- اگر  $Q_s = Q_1 + Q_2$  باشد، این نقطه نقطه عملکرد سیستم است.



در غیر این صورت باید حدس  $h$  را تغییر دهیم.

53

## کمپرسورها

- در یک کمپرسور،  $P_{outlet}/P_{inlet} \gg 1$  می باشد.

- اگر مقدار  $\Delta P$  کوچک باشد، دستگاه مورد استفاده فن یا دمنده خواهد بود. دمنده ها و

فن ها عملاً مانند پمپ های گریز از مرکز عمل می کنند و رفتار آن ها را می توان به راحتی با معادلات توسعه یافته برای پمپ های گریز از مرکز پیش بینی کرد.

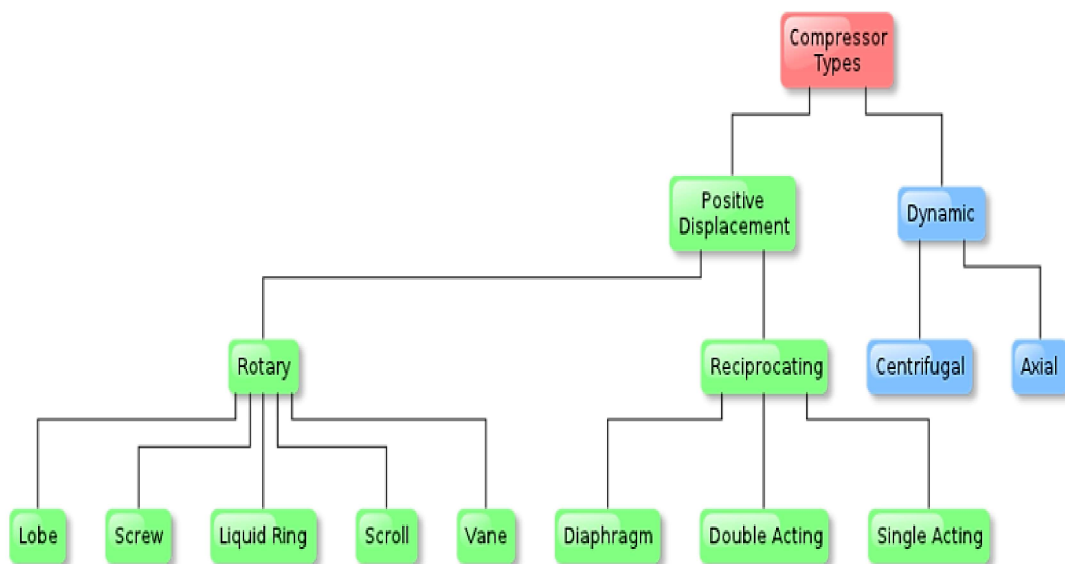
- برای فشرده کردن یک گاز تا فشار نهایی (مطلق)  $< 1/1$  برابر فشار ورودی آن، نیاز به

کمپرسور بوده و تغییر چگالی گاز باید در نظر گرفته شود.

54

## طبقه بندی کمپرسورها

- رایج ترین طبقه بندی کمپرسورها به صورت زیر می باشد:



55

## کمپرسور دینامیک

- کمپرسور دینامیک یک کمپرسور جریان پیوسته است که با پروانه چرخان برای افزودن سرعت و در نتیجه فشار به سیال شناخته می شود.
- این کمپرسور به طور گسترده در صنایع شیمیایی و پالایش نفت برای انجام فرآیندهای خاص استفاده می شود.
- دو نوع کمپرسور دینامیک وجود دارد:

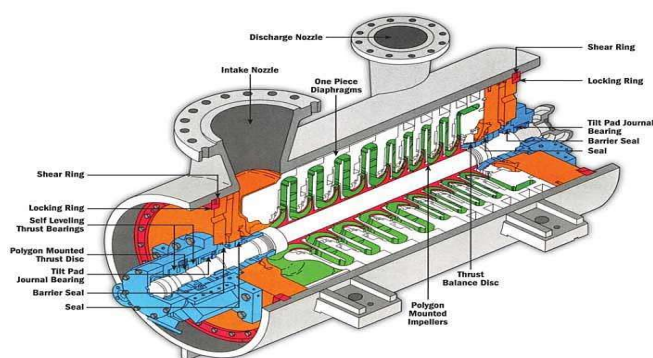


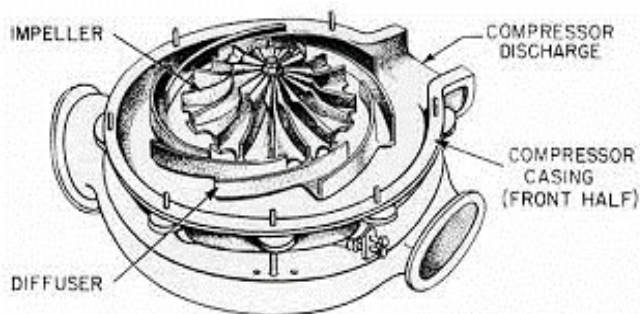
Figure 1. Major Components of Multistage Barrel-type Centrifugal Compressors (Dresser-Rand Co., Olean, NY)

- کمپرسور گریز از مرکز
- کمپرسور جریان محوری

56

## کمپرسور سانتریفیوژ

- با اعمال نیروهای اینرسی به گاز بوسیله پروانه های دوار، فشار سیال را افزایش می دهد.
- فشرده سازی شامل چند مرحله است؛ هر مرحله از یک پروانه به عنوان جزء چرخان و یک جزء ثابت، یعنی دیفیوزر تشکیل شده است.
- جریان سیال به صورت محوری وارد پروانه شده و به صورت شعاعی خارج می شود.
- سپس گاز از طریق یک محفظه دایره ای (دیفیوزر) جریان می یابد، جایی که سرعت خود را از دست می دهد و فشار افزایش می یابد.



57

## کمپرسور جریان شعاعی

- سیال عامل اصولاً به موازات محور چرخش جریان دارد.
- سطح انرژی هوا یا گازی که از کمپرسور عبور می کند با عمل پره های روتور که به سیال گشتاور وارد می کنند افزایش می یابد.
- از مزایای این کمپرسور می توان به راندمان بالا و شدت جریان جرمی زیاد اشاره کرد.
- برای دستیابی به افزایش فشارهای بالا، به چندین ردیف ایرفویل نیاز است که این امر، کمپرسور را پیچیده و پرهزینه می کند.



Axial Flow Compressor

58

# کمپرسور جابجایی مثبت

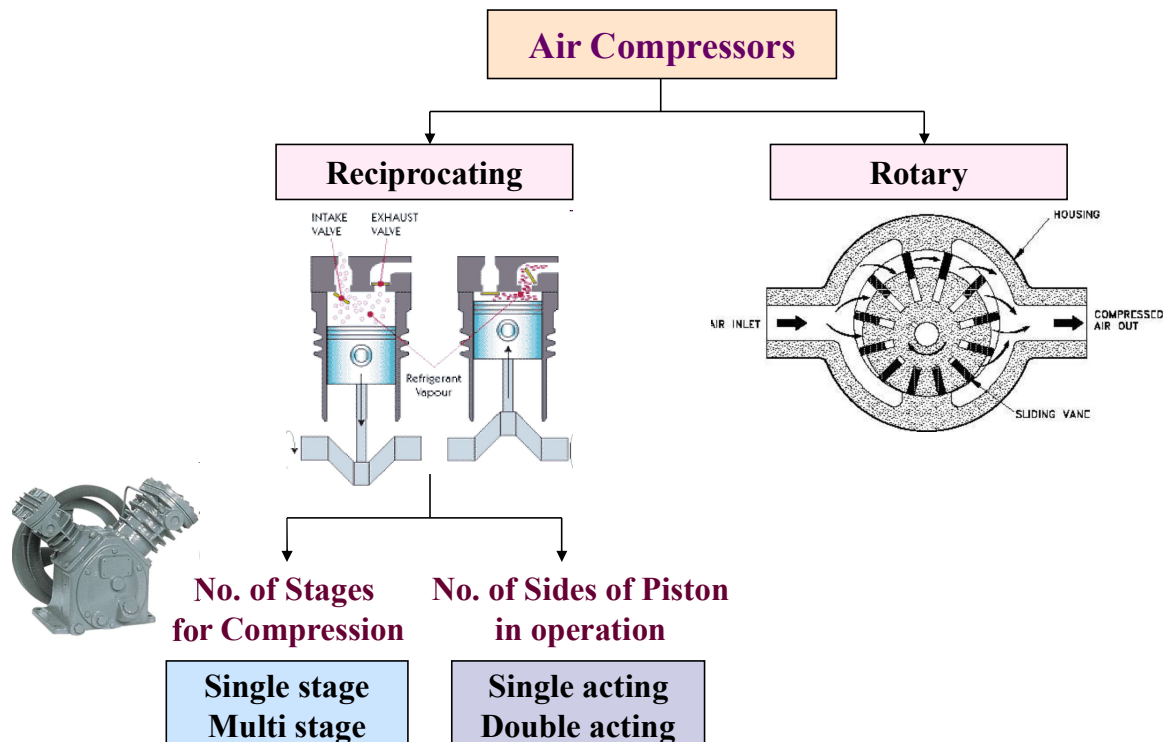
- کمپرسورهای جابجایی مثبت با به دام انداختن مقدار ثابتی از هوا و سپس فشار دادن (جابجایی) حجم محبوس شده در لوله تخلیه، حرکت را ایجاد می کنند.
- این کمپرسورها را بر اساس مکانیسم مورد استفاده برای حرکت هوا، به شکل زیر طبقه بندی می کنند:

– کمپرسور روتاری

– کمپرسور رفت و برگشتی (Reciprocating)

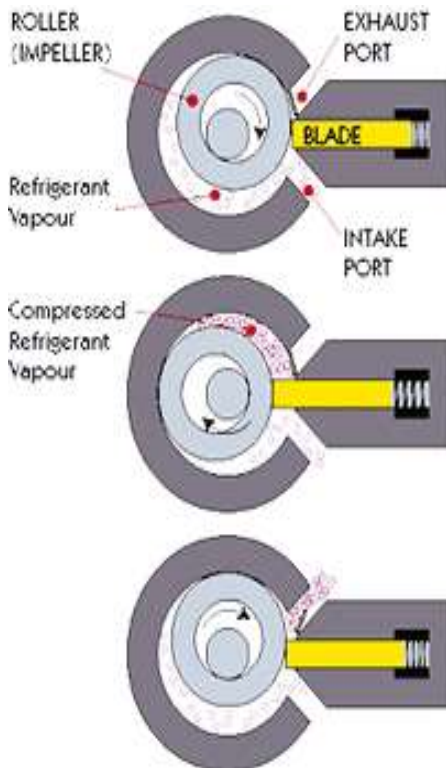
59

# کمپرسور جابجایی مثبت



60

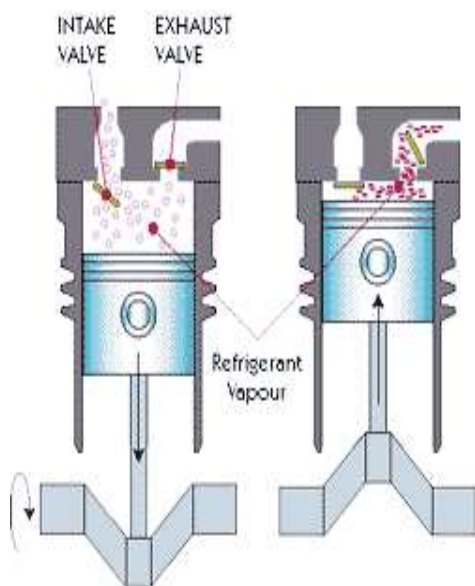
## کمپرسور روتاری



- گاز با حرکت چرخشی یک غلتک در داخل یک سیلندر فشرده می شود.
- غلتک خارج از مرکز در اطراف یک محور می چرخد، به طوری که بخشی از غلتک همیشه با سیلندر در تماس باشد.
- حجم گاز اشغال شده کاهش یافته و گاز مبرد فشرده می شود.
- کارایی بالا در حین مکش و فشرده سازی گاز مبرد به طور همزمان انجام می شود.

61

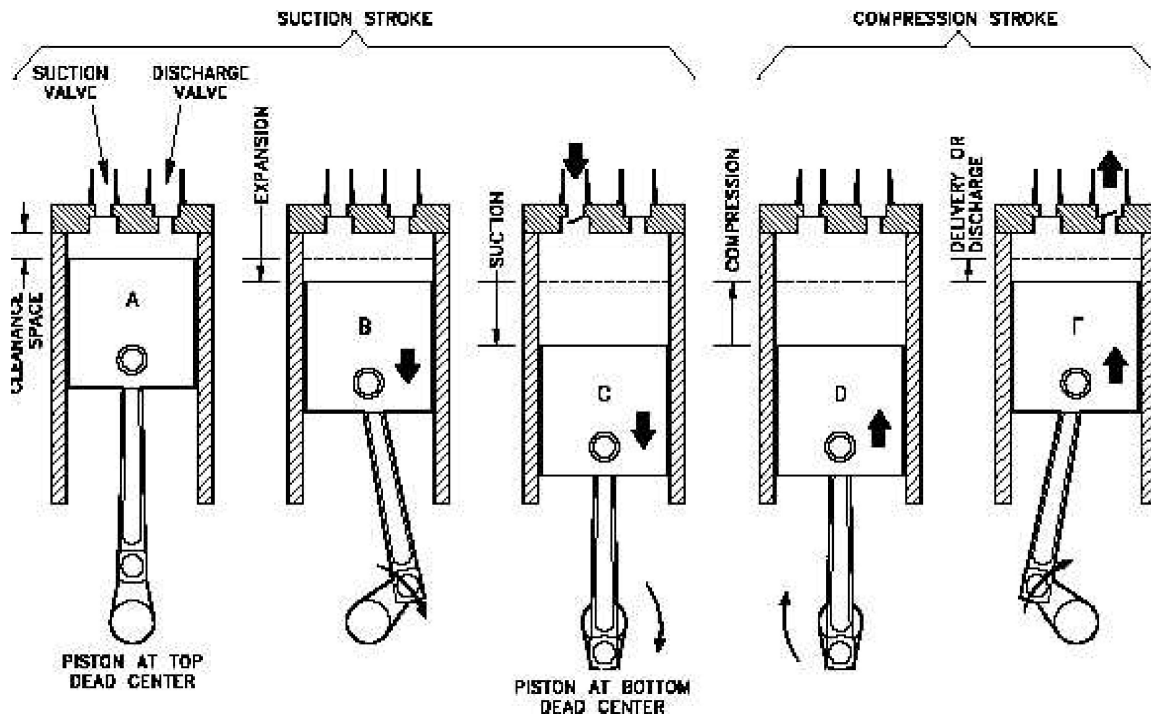
## کمپرسور رفت و برگشتی



- یک کمپرسور با جابجایی مثبت است که از پیستون‌هایی استفاده می کند که توسط یک میل لنگ هدایت می شوند تا گازها را با فشار بالا تحویل دهند.
- گاز ورودی وارد منیفولد مکش شده، سپس به سیلندر تراکم جریان می یابد.
- گاز توسط پیستونی که در یک حرکت رفت و برگشتی از طریق میل لنگ رانده می شود فشرده شده و در فشار بالاتر تخلیه می شود.
- یک کمپرسور رفت و برگشتی معمولاً دارای دو، سه، چهار یا شش سیلندر است.

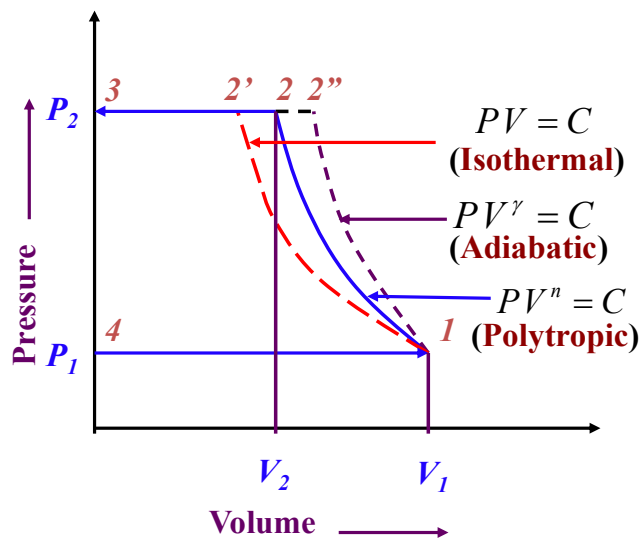
62

## کمپرسور رفت و برگشتی - نحوه کار



63

## کمپرسور رفت و برگشتی - معادله توان



**Operations :** 4-1 : Volume  $V_1$  of air aspirated into Compressor, at  $P_1$  and  $T_1$ .

1-2 : Air compressed according to  $PV^n = Const.$  from  $P_1$  to  $P_2$ .

→ Temp increase from  $T_1$  to  $T_2$ .

2-3 : Compressed air at  $P_2$  and  $V_2$  with temperature  $T_2$  is delivered.

64

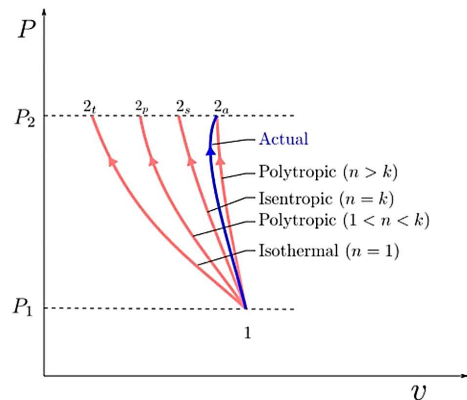
## کمپرسور رفت و برگشتی – معادله توان

- در طول فشرده سازی، به دلیل دمای بیش از حد نسبت به محیط، هوا گرما را به محیط مبادله می کند.
- شاخص فشرده سازی،  $n$  همیشه کمتر از  $\gamma$ ، شاخص آدیاباتیک است.
- از آنجایی که کمپرسور یک دستگاه مصرف کننده انرژی است، هدف اصلی توان مورد نظر برای افزایش فشار است.
- کار انجام شده = مساحت زیر منحنی P-V

⇒ 1 – 2' : Adiabatic Compression = Max. Work.

⇒ 1 – 2 : Polytropic Compression

⇒ 1 – 2' : Isothermal Compression = Min. Work.

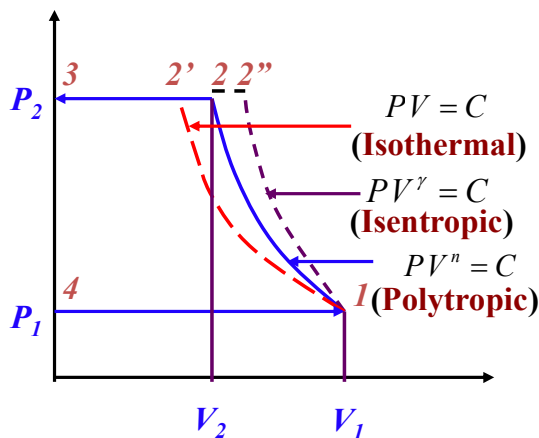


## کمپرسور رفت و برگشتی – معادله توان

- بنابراین، مقایسه بین کار ایزوترمال و کار واقعی مهم است.

$$\text{Isothermal Efficiency, } \eta_{iso} = \frac{\text{Isothermal Work}}{\text{Actual Work}}$$

- بازده همدمای بالاتر به این معنی است که فشرده سازی واقعی بیشتر به فشرده سازی همدمای نزدیک می شود.



$$\text{Actual Work} = W_{act} = \text{Area } 4-1-2-3-4$$

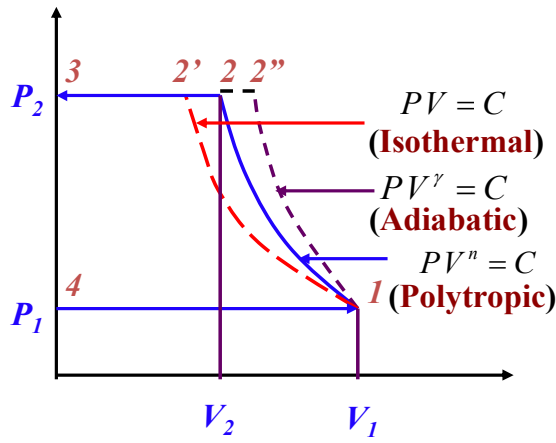
$$W_{act} = \text{Area } (4-1) - \text{Area } (1-2) - \text{Area } (2-3)$$

$$= P_1 V_1 - \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{n-1} - P_2 V_2$$

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

$$= (P_1 V_1 - P_2 V_2) + \left( \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1} \right)$$

## کمپرسور رفت و برگشتی - معادله توان



$$W_{\text{Isothermal}} = nRT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad ???$$

$$W_{\text{act}} = \left(1 + \frac{1}{n-1}\right) (P_1 V_1 - P_2 V_2)$$

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

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

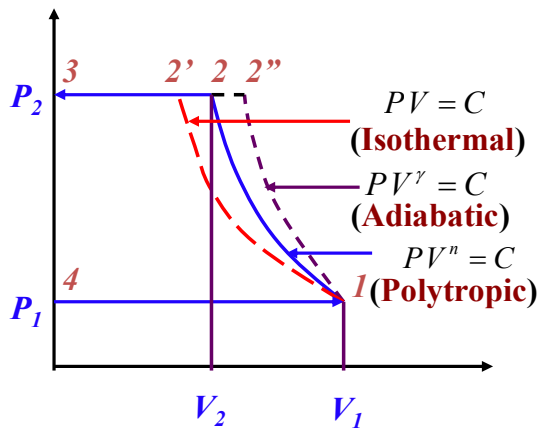
Now,  $P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$

$$\Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/n}$$

$$W_{\text{act}} = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_1 \left\{1 - \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/n}\right\}$$

67

## کمپرسور رفت و برگشتی - معادله توان



Delivery Temperature,

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

$$W_{\text{act}} = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_1 \left\{1 - \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/n}\right\}$$

$$= \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_1 \left\{1 - \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{-1/n}\right\}$$

$$W_{\text{act}} = \left(\frac{n}{n-1}\right) P_1 V_1 \left\{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right\}$$

$$W_{\text{act}} = \left(\frac{n}{n-1}\right) nRT_1 \left\{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right\}$$

The solution of this equation is always **negative**.

This shows that Work is done **ON** the Compressor.

68

## کمپرسور رفت و برگشتی – بازده

- مشابه با حالت پلی تروپیک، مقدار کار ایزونتروپیک برابر است با:

$$W_{isentropic} = \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) P_1 V_1 \left\{ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}$$

- راندمان ایزونتروپیک: عبارتست از نسبت توان لازم برای به حرکت درآوردن کمپرسور در حالت واقعی به مساحت نمودار فرضی با فرض فشردن آدیباتیک (توان ایزونتروپیک).

$$\eta_{isentropic} = \frac{W_{isentropic}}{W_{act}} = \frac{\frac{\gamma}{\gamma - 1} P_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}{\text{Real work required to drive the Compressor}}$$

- راندمان مکانیکی: عبارتست از نسبت خروجی مکانیکی به ورودی مکانیکی.

**Mechanical Efficiency,  $\eta_{mech}$  =  $\frac{\text{Indicated Power}}{\text{Shaft Power}}$**

69

## کمپرسور رفت و برگشتی – چند مرحله

- در صورتی که بخواهیم با سیستم تک مرحله ای به فشار بالا برسیم، مشکلات زیر وجود دارد:
  - ۱- به قطعات عملیاتی سنگین نیاز است.
  - ۲- سیستم باید قابلیت ارائه نسبت های فشار بالا را داشته باشد.
  - ۳- افزایش مشکلات تعادلی سیستم
  - ۴- نوسانات گشتاور بالا
  - ۵- به نصب و راه اندازی چرخ لنگر (Flywheel) سنگین نیاز است.
- راه حل، استفاده از سیستم کمپرسور چند مرحله ای می باشد.

70

## چرا کمپرسور چند مرحله؟

- افزایش دمای شدید در یک مرحله منجر به محدودیت برای حداکثر افزایش فشار قابل دستیابی می شود.
- دمای تخلیه گاز نباید بیش از ۱۵۰ درجه سانتیگراد باشد.
- کمپرسور چند مرحله ای هوا را در چند مرحله به فشار مورد نیاز فشرده می کند.
- اینترکولرها در بین هر مرحله برای حذف گرما و کاهش دمای گاز استفاده می شوند تا گاز بدون افزایش زیاد دما به فشار بالاتر فشرده شود.

71

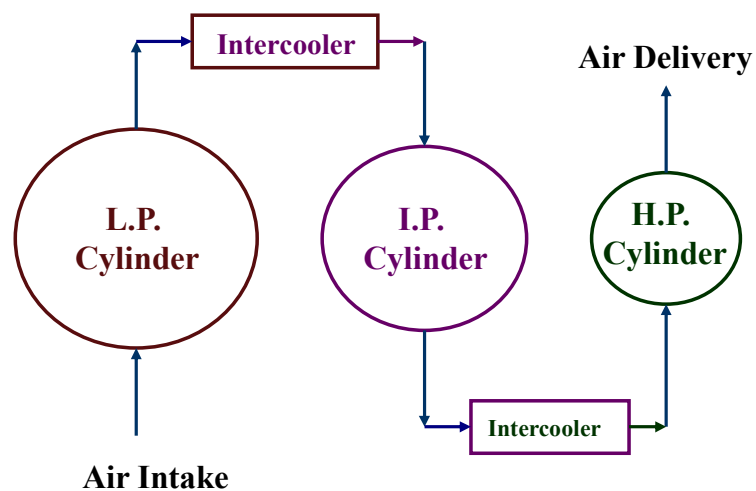
## کمپرسور رفت و برگشتی - چند مرحله

- آرایش سری سیلندرها، که در آن هوای فشرده از سیلندر قبلی (یعنی تخلیه)، هوای ورودی برای سیلندر بعدی (یعنی ورودی) می شود.

**L.P. = Low Pressure**

**I.P. = Intermediate Pressure**

**H.P. = High Pressure**

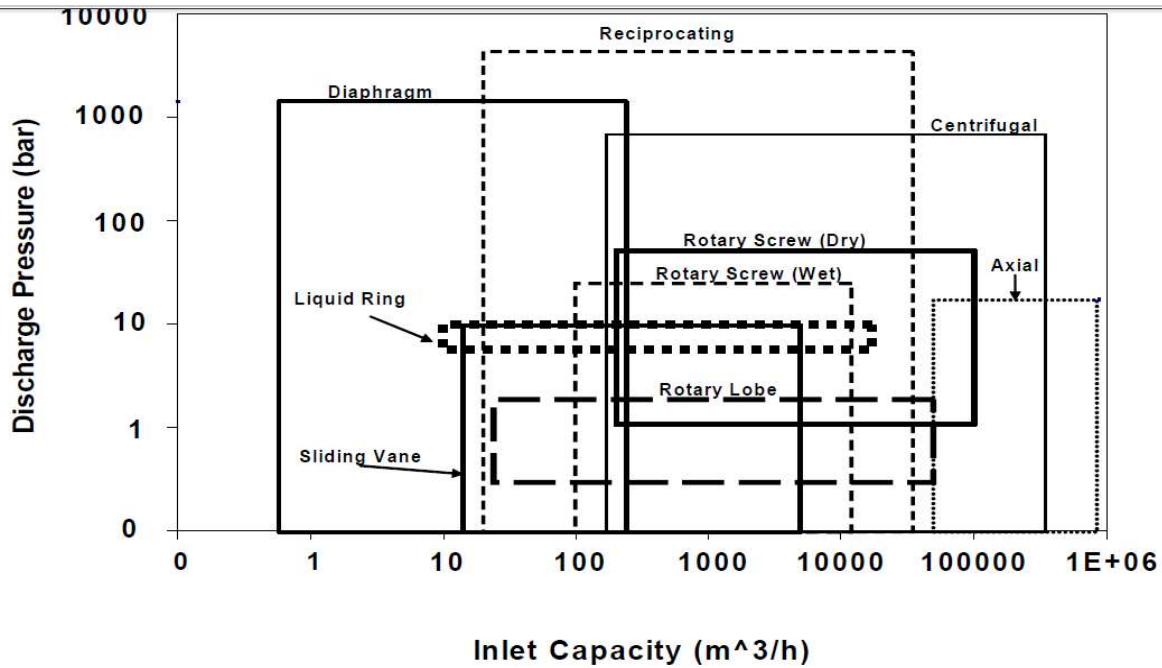


**Intercooler :**

Compressed air is *cooled* between cylinders.

72

## انتخاب کمپرسور



73

## محدوده عملیاتی کمپرسور

Table 1b. Summary of Typical Operating Characteristics of Compressors (US Units)

	Inlet Capacity (acfm)	Maximum Discharge Pressure (psig)	Efficiency (%)	Operating Speed (rpm)	Maximum Power (HP)	Application
<b>Dynamic Compressors</b>						
Centrifugal	100 - 200,000	10,000	70 - 87	1,800 - 50,000	50,000+	Process gas & air
Axial	30,000 - 500,000	250	87 - 90+	1,500 - 10,000	100,000	Mainly air
<b>Positive Displacement Compressors</b>						
Reciprocating (Piston)	10 - 20,000	60,000	80 - 95	200 - 900	20,000	Air & process gas
Diaphragm	0.5 - 150	20,000	60 - 70	300 - 500	2,000	Corrosive & hazardous process gas
Rotary Screw (Wet)	50 - 7,000	350	65 - 70	1,500 - 3,600	2,000	Air, refrigeration & process gas
Rotary Screw (Dry)	120 - 58,000	15 - 700	55 - 70	1,000 - 20,000	8,000	Air & dirty process gas
Rotary Lobe	15 - 30,000	5 - 25	55 - 65	300 - 4,000	500	Pneumatic conveying, process gas & vacuum
Sliding Vane	10 - 3,000	150	40 - 70	400 - 1,800	450	Vacuum service & process gas
Liquid Ring	5 - 10,000	80 - 150	25 - 50	200 - 3,600	400	Vacuum service & corrosive process gas

74

## مزایا و معایب کمپرسور دینامیک

	Advantages	Disadvantages
Dynamic Compressors		
Centrifugal	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Wide operating range</li> <li>• High reliability</li> <li>• Low Maintenance</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Instability at reduced flow</li> <li>• Sensitive to gas composition change</li> </ul>
Axial	<ul style="list-style-type: none"> <li>• High Capacity for given size</li> <li>• High efficiency</li> <li>• Heavy duty</li> <li>• Low maintenance</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Low Compression ratios</li> <li>• Limited turndown</li> </ul>

75

## مزایا و معایب کمپرسور جابجایی مثبت

	Advantages	Disadvantages
Positive displacement compressor		
Reciprocating	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Wide pressure ratios</li> <li>• High efficiency</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Heavy foundation required</li> <li>• Flow pulsation</li> <li>• High maintenance</li> </ul>
Diaphragm	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Very high pressure</li> <li>• Low flow</li> <li>• No moving seal</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limited capacity range</li> <li>• Periodic replacement of diaphragm</li> </ul>
Screw rotary	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Wide application</li> <li>• High efficiency</li> <li>• High pressure ratio</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Expensive</li> <li>• Unsuitable for corrosive or dirty gases</li> </ul>

76



**Any Question?**