

Capacitación para técnicos aspirantes a operadores de una refinería de petróleo

2021

Ing. Héctor A. Perez

INDICE

- CONSIDERACIONES GENERALES PARA CUALQUIER COMPRESOR
- PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS
- TEORÍA DE LA COMPRESIÓN
- ETAPAS DE COMPRESIÓN
- LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN
- REFRIGERACIÓN INTERMEDIA
- DESPLAZAMIENTO, RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO Y ESPACIO NOCIVO

- CÓMO SELECCIONAR UN COMPRESOR
- CÁLCULO DEL DESPLAZAMIENTO
- EJEMPLOS
- SELECCIÓN GRÁFICA DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS
- RECOMENDACIONES DE INSTALACIÓN
- TERMINOLOGÍA DEL AIRE COMPRIMIDO

- CLASIFICACIÓN DE COMPRESORES
- COMPRESORES ALTERNATIVOS
- COMPRESORES ROTATIVOS
- COMPRESORES DINÁMICOS

- CASOS PRÁCTICOS DE RESOLUCIÓN

COMPRESORES

APARATOS Y SISTEMAS PARA IMPULSIÓN Y EVACUACIÓN DE GASES

El transporte de gases y vapores se realiza generalmente por medios mecánicos con auxilio de aparatos como:

- Ventiladores: Como impulsores de gases o exhaustores. Bajas presiones del orden de mm.c.a.
- Máquinas soplantes: entre 0,7 y 4 m.c.a.
- Compresores: desde 0,07 a 10 kg/cm². En caso de multietapas se puede desarrollar presiones de hasta 1000 kg/cm².
- Bombas u otros artificios para producir vacío.

CONSIDERACIONES GENERALES PARA CUALQUIER TIPO DE COMPRESOR

Para establecer una especificación los primeros elementos a identificar en el balance de materia del proceso son las tasas de succión normal, máxima y mínima junto con las correspondientes condiciones de presión y temperatura.

La presión de descarga requerida debe ser establecida. Si fuera necesario la utilización a tasas reducidas o sobrecargadas se le debe informar al fabricante junto con la duración estimada en la que se darán estas condiciones.

Debido a que es antieconómico comprar potencia que no será utilizada por el fluido, es útil pedir al fabricante la carga máxima y las condiciones en las que el compresor se sobrecargará.

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Las propiedades de los fluidos son importantes para establecer el rendimiento del equipo. Cuando sea posible, se debe poseer un análisis del fluido, y cuando éste no esté disponible debido a falta de información o confidencialidad, es necesaria una aproximación adecuada. En estas condiciones, el rendimiento real del equipo puede no contrastar con los datos de diseño debido a una desviación en los calores específicos y el peso molecular promedio. Es importante también identificar la composición y cantidad de cualquier líquido o sólido en suspensión en el gas.

Ningún fabricante diseñará para líquidos o sólidos en suspensión, sin embargo algunos equipos pueden manejar gases "sucios". Los sólidos siempre se remueven antes de entrar a cualquier equipo de compresión utilizando un equipo lavador adecuado, ya sea húmedo o seco. En el caso de líquidos se recomienda la utilización de separadores.

COMPRESIBILIDAD

La compresibilidad del gas tiene un papel importante en la capacidad de un compresor. Por ésto, es bueno poseer los valores del factor de compresibilidad a varias temperaturas y presiones dentro del rango de operación. Cuando sea posible, se recomienda una curva de compresibilidad.

En el caso de que no se posea una información específica pero la compresibilidad se anticipe como un factor a considerar, deben hallarse valores aproximados.

Algunos fabricantes utilizan como factor de compresibilidad la media entre las condiciones de entrada y descarga.

NATURALEZA CORROSIVA

Los fluidos corrosivos o contaminantes deben ser especificados al fabricante. A pesar de que la corriente de gas principal pueda no ser corrosiva, los contaminantes corrosivos que puedan existir deben tenerse en cuenta. Por ejemplo, existe una gran diferencia entre utilizar cloro gaseoso totalmente seco a cloro con una humedad de 5 ppm.

La corrosión del gas debe tenerse en cuenta al elegir los materiales así como los sellos y lubricantes.

HUMEDAD

La humedad en una corriente de gas puede ser vapor de agua del aire o de una unidad lavadora o podría ser algún otro vapor condensable arrastrado por el gas. Es importante a la hora de calcular el volumen del compresor conocer la humedad (o vapor condensable).

CONDICIONES ESPECIALES

En ciertas ocasiones los procesos pueden tener condiciones que restringen la flexibilidad en la selección del equipo. Éstas pueden ser, por ejemplo, limitaciones en la temperatura por formación de polímeros, reacciones químicas, problemas en la lubricación, condiciones explosivas, etc.

Cualquier caída máxima de presión entre etapas debe ser especificado. Generalmente un valor entre 3 y 5 psig puede ser tolerado para la mayoría de las condiciones. A medida que aumenta este valor será mayor la potencia que se debe entregar.

TEORÍA DE LA COMPRESIÓN

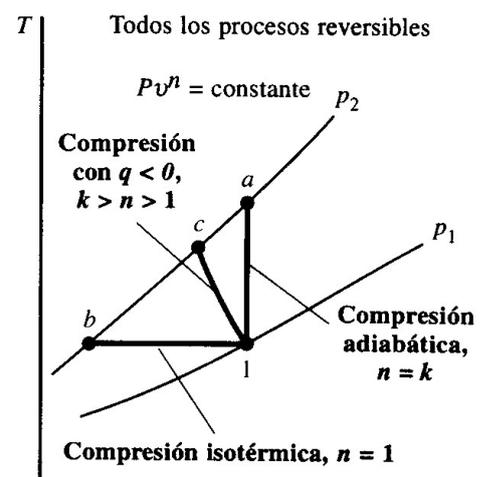
Los compresores tienen por objeto aumentar la presión del fluido mediante una transformación de compresión que puede lograrse por distintos tipos: a émbolo, rotativos, centrífugos. Sumamente útil es el empleo de aire comprimido en máquinas y en procesos industriales y este tema se extiende también para la compresión de cualquier gas o vapor sobrecalentado, como sucede en los ciclos de refrigeración.

Para una compresión entre estados inicial y final dados, es generalmente deseable minimizar el trabajo de entrada, lo que significa aproximar el proceso real a uno reversible.

Con frecuencia el propósito de un compresor es llevar un fluido no a un estado final específico sino sólo a una presión final determinada.

La figura muestra tres diferentes trayectorias de compresión reversible entre un estado 1 y la misma presión final p_2 .

El proceso 1-a es una compresión adiabática, el 1-b es una isotérmica y en el 1-c se elimina algo de calor del gas, por lo cual es politrópico.



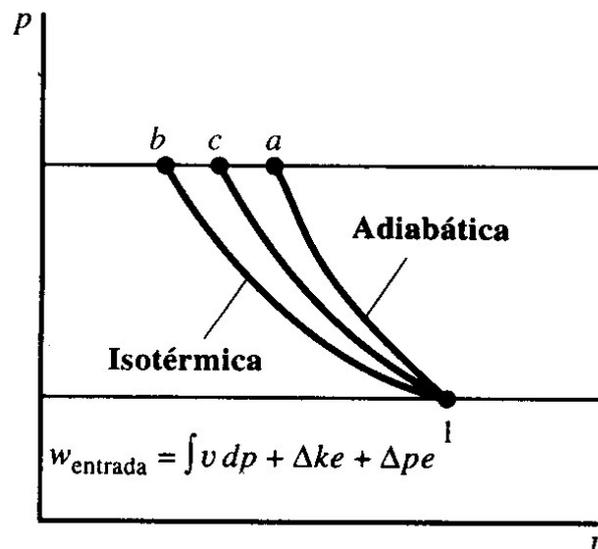
En cualquier proceso continuo de compresión, la relación de la presión absoluta “p” con el volumen “V” se expresa por medio de la fórmula:

$$p \cdot V^n = C = \text{cte}$$

Donde el coeficiente n es función de los valores específicos a presión y a volumen constantes y del valor específico “c” de la transformación.

$$n = \frac{C_p}{C_v}$$

Si lo es, entonces $k > n > 1$ ya que los casos de $n=k$ resulta adiabático (1-a) y $n=1$ isotérmico (1-b).



La gráfica de la presión en función del volumen para cada valor del exponente n se conoce como curva “politrópica”. Puesto que el trabajo W que se realiza al pasar de p_1 a p_2 a lo largo de cualquier curva politrópica es:

$$W = \int_1^2 p dv$$

De ello se desprende que la cantidad de trabajo necesario depende de la curva politrópica de que se trate y aumenta al incrementarse los valores de n. La trayectoria que requiere la cantidad menor de trabajo consumido es $n=1$, que es equivalente a la compresión isotérmica.

Para la compresión adiabática, o sea, sin que se agregue ni se retire calor durante el proceso, $n=k=C_p/C_v$. Puesto que la mayor parte de las máquinas compresoras tienden a funcionar a lo largo de una trayectoria politrópica que se acerca a la adiabática, la mayor parte de los cálculos de compresores se basan en la curva adiabática.

En la práctica el calor que puede transferirse está limitado por el área de intercambio y por el corto tiempo requerido para que el gas pase a través de la máquina.

Algunas de las fórmulas basadas en la ecuación adiabática y que resultan útiles en trabajos con compresores son las siguientes relaciones de presión-volumen-temperatura para gases ideales:

$$P_2 / P_1 = (V_1 / V_2)^k$$

$$T_2 / T_1 = (V_1 / V_2)^{k-1}$$

$$P_2 / P_1 = (T_2 / T_1)^{k/(k-1)}$$

La carga en condiciones adiabáticas es la siguiente:

$$H_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{RT_1}{9.806} \cdot [(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

En unidades del sistema internacional

siendo:

H_{ad} = carga adiabática

R = constante de los gases ideales

T_1 = temperatura de entrada del gas

p_1 = presión absoluta de entrada

p_2 = presión absoluta de descarga

El trabajo desarrollado durante la compresión del gas es igual al producto de la carga adiabática y el peso del gas manejado; entonces, la potencia adiabática será:

$$kW_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{WRT_1}{9.806 \cdot 10^3} \cdot [(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

siendo:

kW_{ad} = potencia

W = flujo de masa

Y teniendo en cuenta que la temperatura de descarga adiabática es:

$T_2 = T_1 \cdot (p_2/p_1)^{(k-1)/k}$ y que para el aire y otros gases $k = 1,39$ a $1,41$; para simplificar los cálculos se hicieron tablas de la expresión entre corchetes conocida como factor X: $X = [(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1]$, para $k = 1,395$ (ver tabla 6-1 adjunta).

Empleando los factores X, las fórmulas adiabáticas toman la siguiente forma:

$$V_1 / V_2 = P_2 / ((X+1) P_1) \quad ; \quad T_2 / T_1 = X + 1$$

Concluyendo en

$$kW_{ad} = 9,81 \cdot 10^{-4} \cdot Q_1 \cdot p_1 \cdot X$$

siendo:

Q_1 = gasto volumétrico de gas

Es importante recordar también las transformaciones de compresión que obedecen a condición isotérmicas en cuyo caso:

$P V = \text{cte.}$ y $T = \text{cte.}$

En este caso la potencia está dada por:

$$N = 6,37 \cdot 10^{-4} \cdot Q_1 \cdot p_1 \cdot \ln (P_2 / P_1) \quad \text{En unidades del sistema internacional}$$

La potencia teórica necesaria, para un compresor de una sola etapa (sólo en máquinas alternativas) es:

$$N = 2,292 V_1 P_1 \cdot (n / (n-1)) [(P_2 / P_1)^{(n-1)/n} - 1] \text{ en [C V]}$$

V_1 [m³ / min] en condiciones de aspiración.

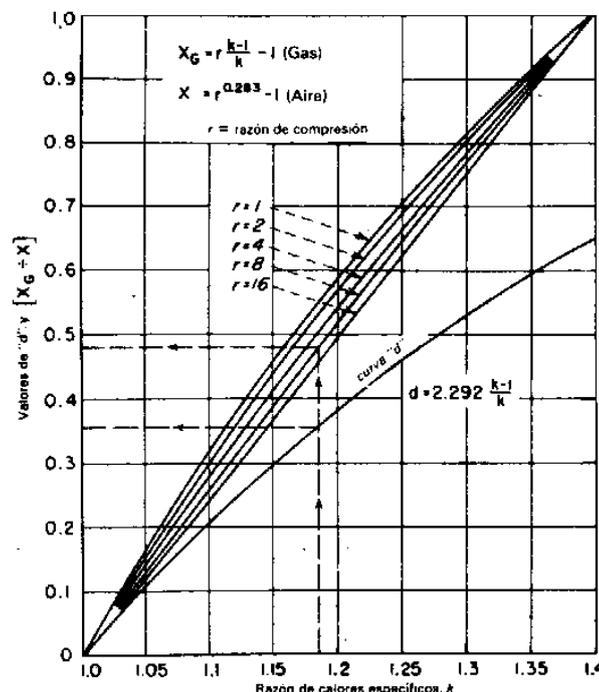
Para compresores de etapas múltiples con N_s etapas con compresión adiabática en cada etapa, dividido el trabajo por igual en cada etapa y enfriamiento en la entrada de cada etapa, pueden ser útiles las siguientes fórmulas:

$$kW_{ad} = 6,37 \cdot 10^{-4} N_s Q_1 p_1 [N_s \sqrt{(X + 1)} - 1] \quad (S.I)$$

y la temperatura de descarga adiabática es :

$$T_2 = T_1 \cdot N_s \sqrt{(X + 1)}$$

Cuando trabajamos con un gas distinto del aire, utilizaremos el factor X_G en lugar de X para un cierto valor de k . Para obtenerlo se debe consultar la siguiente figura que proporciona los valores de X_G / X para gases que tienen razones de calor específico entre 1 y 1,4.



El factor X_G es entonces el producto de X_G/X de la ya citada figura y el valor de X de la tabla 6-1 para una razón de compresión deseada.

Dicha relación X_G / X , se obtiene del gráfico ingresando con el valor de k (razón de los calores específicos) hasta la relación de compresión r , obteniéndose en ordenadas el dato buscado.

Las demás expresiones para X_G son iguales a las vistas anteriormente, en las que se utiliza X .

TABLA 6-1 Valores de X para aire normal y gases diatómicos ideales*
 $X = r^{0.283} - 1$

r	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	r	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1.00	0.00	000	028	057	085	113	141	169	198	226	254	1.75	0.17	160	179	198	217	236	255	274	292	311	330
1.01	.00	282	310	338	366	394	422	450	478	506	534	1.76	.17	349	368	387	406	425	443	462	481	500	519
1.02	.00	562	590	618	646	673	701	729	757	785	812	1.77	.17	538	556	575	594	613	631	650	669	688	706
1.03	.00	840	868	895	923	951	978	1006	1034	1061	1089	1.78	.17	725	744	762	781	800	818	837	856	874	893
1.04	.01	116	144	171	199	226	253	281	308	336	363	1.79	.17	912	930	949	968	986	1005	1023	1042	1061	1079
1.05	.01	390	418	445	472	500	527	554	581	608	636	1.80	.18	098	116	135	153	172	191	209	228	246	265
1.06	.01	663	690	717	744	771	798	825	852	879	906	1.81	.18	283	302	320	339	357	376	394	412	431	449
1.07	.01	933	960	987	1014	1041	1068	1095	1122	1148	1175	1.82	.18	468	486	505	523	541	560	578	596	615	633
1.08	.02	202	229	255	282	309	336	362	389	416	442	1.83	.18	652	670	688	707	725	743	762	780	798	816
1.09	.02	469	495	522	549	575	602	628	655	681	708	1.84	.18	835	853	871	890	908	926	944	962	981	999
1.10	.02	734	760	787	813	840	866	892	919	945	971	1.85	.19	017	035	054	072	090	108	126	144	163	181
1.11	.02	997	1024	1050	1076	1102	1129	1155	1181	1207	1233	1.86	.19	199	217	235	253	271	289	307	324	343	361
1.12	.03	259	285	311	337	363	389	415	441	467	493	1.87	.19	380	398	416	434	452	470	488	506	524	542
1.13	.03	519	545	571	597	623	649	675	700	726	752	1.88	.19	560	578	596	614	632	650	668	686	704	722
1.14	.03	778	804	829	855	881	906	932	958	983	1009	1.89	.19	740	758	776	794	811	829	847	865	883	901
1.15	.04	035	060	086	111	137	162	188	213	239	264	1.90	.19	919	937	954	972	990	1008	1026	1044	1061	1079
1.16	.04	290	315	341	366	391	417	442	467	493	518	1.91	.20	097	115	133	150	168	186	204	221	239	257
1.17	.04	543	569	594	619	644	670	695	720	745	770	1.92	.20	275	292	310	328	345	363	381	399	416	434
1.18	.04	796	821	846	871	896	921	946	971	996	1021	1.93	.20	452	469	487	504	522	540	557	575	593	610
1.19	.05	046	071	096	121	146	171	196	221	245	270	1.94	.20	628	645	663	681	698	716	733	751	768	786
1.20	.05	295	320	345	370	394	419	444	469	493	518	1.95	.20	804	821	839	856	874	891	909	926	944	961
1.21	.05	543	567	592	617	641	666	691	715	740	764	1.96	.20	979	996	1013	1031	1048	1066	1083	1101	1118	1135
1.22	.05	789	813	838	862	887	911	936	960	985	1009	1.97	.21	153	170	188	205	222	240	257	275	292	309
1.23	.06	034	058	082	107	131	155	180	204	228	253	1.98	.21	327	344	361	379	396	413	431	448	465	482
1.24	.06	277	301	325	350	374	398	422	446	470	495	1.99	.21	500	517	534	552	569	586	603	620	638	655
1.25	.06	519	543	567	591	615	639	663	687	711	735	2.00	.21	672	689	707	724	741	758	775	792	810	827
1.26	.06	759	783	807	831	855	879	903	927	951	974	2.01	.21	844	861	878	895	913	930	947	964	981	998
1.27	.06	998	1022	1046	1070	1094	1117	1141	1165	1189	1212	2.02	.22	015	032	049	066	084	101	118	135	152	169
1.28	.07	236	260	283	307	331	354	378	402	425	449	2.03	.22	186	203	220	237	254	271	288	305	322	339
1.29	.07	472	496	520	543	567	590	614	637	661	684	2.04	.22	356	373	390	407	424	441	458	474	491	508
1.30	.07	708	731	754	778	801	825	848	871	895	918	2.05	.22	525	542	559	576	593	610	627	644	660	677
1.31	.07	941	965	988	1011	1035	1058	1081	1104	1128	1151	2.06	.22	694	711	728	745	762	778	795	812	829	846
1.32	.08	174	197	220	243	267	290	313	336	359	382	2.07	.22	863	879	896	913	930	946	963	980	997	1013
1.33	.08	405	428	451	474	497	520	543	566	589	612	2.08	.23	030	047	064	080	097	114	130	147	164	181
1.34	.08	635	658	681	704	727	750	773	795	818	841	2.09	.23	197	214	231	247	264	281	297	314	331	347
1.35	.08	864	887	910	932	955	978	1001	1023	1046	1069	2.10	.23	364	380	397	414	430	447	463	480	497	513
1.36	.09	092	114	137	160	182	205	228	250	273	295	2.11	.23	530	546	563	579	596	613	629	646	662	679
1.37	.09	318	341	363	386	408	431	453	476	498	521	2.12	.23	695	712	728	745	761	778	794	811	827	844
1.38	.09	543	566	588	611	633	655	678	700	723	745	2.13	.23	860	877	893	909	926	942	959	975	992	1008
1.39	.09	767	790	812	834	857	879	901	923	946	968	2.14	.24	024	041	057	074	090	106	123	139	155	172
1.40	.09	990	1012	1035	1057	1079	1101	1123	1145	1168	1190	2.15	.24	188	204	221	237	253	270	286	302	319	335
1.41	.10	212	234	256	278	300	322	344	366	389	411	2.16	.24	351	368	384	400	416	433	449	465	481	498
1.42	.10	433	455	477	499	521	542	564	586	608	630	2.17	.24	514	530	546	563	579	595	611	627	644	660
1.43	.10	652	674	696	718	740	761	783	805	827	849	2.18	.24	676	692	708	724	741	757	773	789	805	821
1.44	.10	871	894	914	936	958	979	1001	1023	1045	1067	2.19	.24	838	854	870	886	902	918	934	950	966	982
1.45	.11	088	110	131	153	175	196	218	239	261	283	2.20	.24	999	1015	1031	1047	1063	1079	1095	1111	1127	1143
1.46	.11	304	326	347	369	390	412	433	455	476	498	2.21	.25	159	175	191	207	223	239	255	271	287	303
1.47	.11	520	541	562	584	605	627	648	669	691	712	2.22	.25	319	335	351	367	383	399	415	431	447	463
1.48	.11	734	755	776	798	819	840	862	883	904	925	2.23	.25	479	495	511	526	542	558	574	590	606	622
1.49	.11	947	968	989	1010	1032	1053	1074	1095	1116	1138	2.24	.25	638	654	669	685	701	717	733	749	765	780
1.50	.12	159	180	201	222	243	264	286	307	328	349	2.25	.25	796	812	828	844	859	875	891	907	923	938
1.51	.12	370	391	412	433	454	475	496	517	538	559	2.26	.25	954	970	986	1001	1017	1033	1049	1064	1080	1096
1.52	.12	580	601	622	643	664	685	706	726	747	768	2.27	.26	112	127	143	159	175	190	206	222	237	253
1.53	.12	789	810	831	852	872	893	914	935	956	977	2.28	.26	269	284	300	316	331	347	363	378	394	409
1.54	.12	997	1018	1039	1060	1080	1101	1122	1142	1163	1184	2.29	.26	425	441	456	472	488	503	519	534	550	566
1.55	.13	205	225	246	266	287	308	328	349	370	390	2.30	.26	581	597	612	628	643	659	675	690	706	721
1.56	.13	411	431	452	472	493	513	534	554	575	595	2.31	.26	737	752	768	783	799	814	830	845	861	876
1.57	.13	616	636	657	677	698	718	739	759	780	800	2.32	.26	892	907	923	938	954	969	984	1000	1015	1031
1.58	.13	820	841	861	881	902	922	942	963	983	1003	2.33	.27	046	062	077	092	108	123	139	154	169	

POTENCIA PARA GASES NO IDEALES

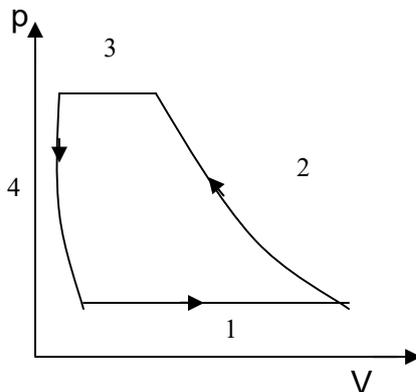
Las fórmulas vistas son sólo aproximaciones, que dependen del gas comprimido y de las condiciones antes y después de la compresión. En muchos casos, la potencia real, es menor que la calculada en forma teórica, pero en algunos casos resulta mayor.

La relación de la potencia ideal a la real es igual al factor de compresibilidad, definido como:

$$Z = f \cdot (T_r / P_r) \quad ; \quad N_i / N_r = Z \quad ; \quad Z = P V / R T$$

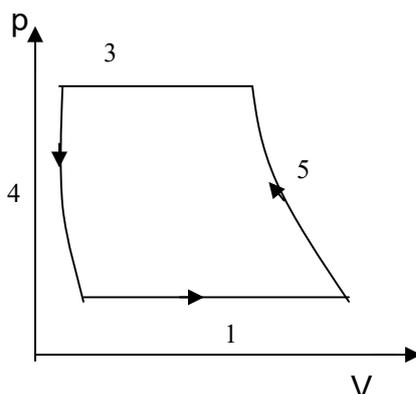
ÉTAPAS DE COMPRESIÓN

Prácticamente, la compresión de los gases no se rige exactamente por las leyes del proceso adiabático ni por las del isotérmico, sino por las del politrópico. Lo ideal es poder comprimir en régimen isotérmico, porque el trabajo de compresión es mínimo. En efecto, el referido trabajo viene dado por el área correspondiente al ciclo de compresión en un diagrama V- P.



COMPRESIÓN ISOTÉRMICA

- 1: Aspiración
- 2: Compresión isotérmica
- 3: Expulsión
- 4: Dilatación



COMPRESIÓN ADIABÁTICA

- 1: Aspiración
- 5: Compresión adiabático
- 3: Expulsión
- 4: Dilatación

A igualdad de otras condiciones, el área W será mayor para el caso adiabático, pues las ecuaciones que relacionan la presión con el volumen son:

$$\text{Para las isotermas: } p \cdot V = \text{cte}$$

$$\text{Para las adiabáticas: } p \cdot V^k = \text{cte} \quad (k > 1)$$

Por ello, la compresión se efectúa en la práctica, procurando que el cilindro pierda el calor desarrollado en la compresión, para lo cual se le rodea de un líquido refrigerante en circulación. Sin embargo, es imposible evitar un cierto calentamiento del gas, especialmente cuando se trata de alcanzar grandes presiones en una sola fase (con una sola compresión), pues entonces es mucho el calor desarrollado, muy pequeña la superficie de enfriamiento y muy poco el tiempo de que se dispone para la disipación del calor.

Por lo que antecede, y por ciertas razones constructivas, los compresores para altas presiones se fraccionan de forma que trabajen en varias fases sucesivas. Aparte de las ventajas de construcción y rendimiento global a que ésto puede dar lugar, es interesante porque permite lograr que el gas llegue a la presión final muy poco caliente.

En efecto, en vez de comprimir de p_1 a p_4 directamente, con un solo cilindro y émbolo, con lo cual casi todo el calor desarrollado quedaría en el gas comprimido, se fracciona al calor total repartiéndolo entre varios cilindros. Para el razonamiento que sigue es útil la siguiente figura:

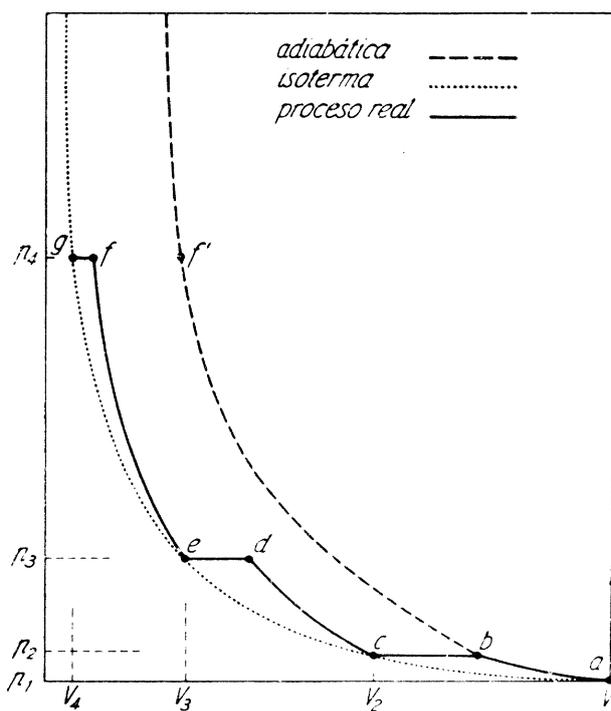
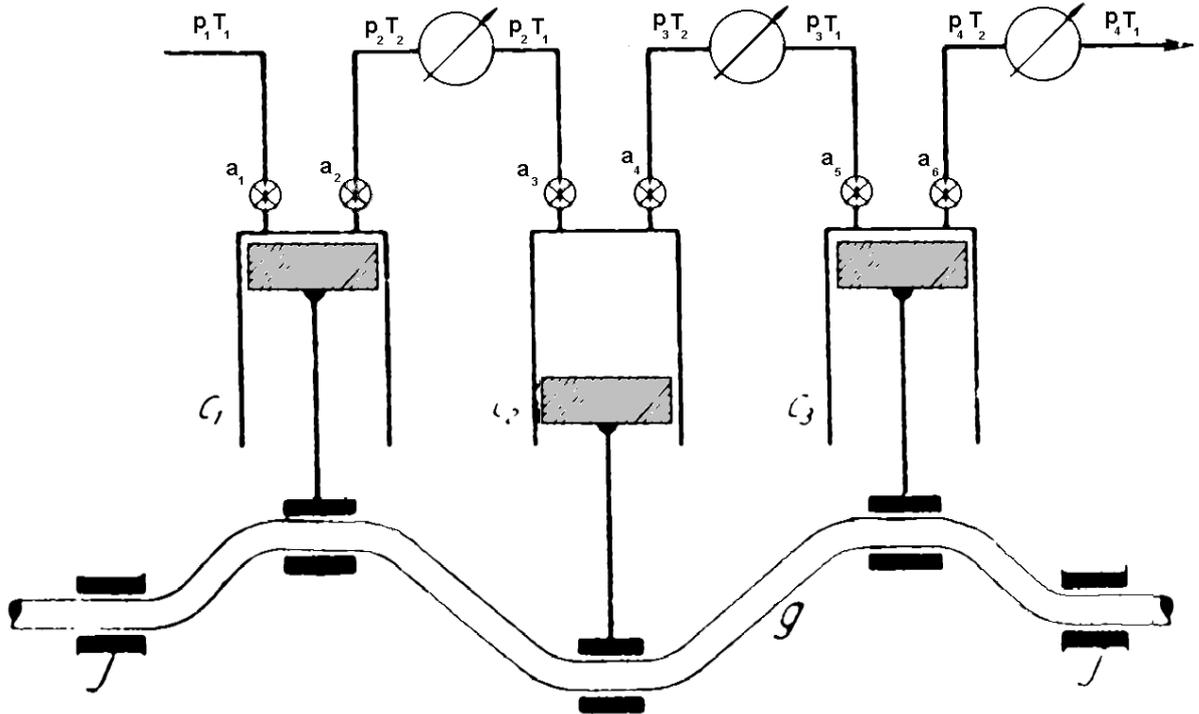


FIG. 4-4. — El proceso real de compresión, según se describe en el texto, comparado con los de carácter adiabático e isotérmico puros.

El gas penetra en el primer cilindro a la presión ordinaria p_1 y a la temperatura ambiente T_1 , y sale comprimido a la presión p_2 y a la temperatura T_2 , según la ley de los procesos adiabáticos (o uno politrópico muy próximo a éste, porque la pérdida de calor en los cilindros sería muy pequeña). El gas que sale del primer cilindro pasa por un serpentín refrigerante, que vuelve su temperatura a T_1 , yendo seguidamente al segundo cilindro, donde vuelve a elevarse su presión (también poco menos que adiabáticamente) desde p_2 a p_3 . Si ocurre que $p_3 / p_2 = p_2 / p_1$, el gas al salir del segundo cuerpo a la presión p_3 , tendrá también T_2 grados. Pasándolo ahora por otro refrigerante, se consigue que vuelva a bajar su temperatura a T_1 grados. Entra, por fin, en el tercer cilindro, donde se comprime hasta p_4 y vuelve a elevarse su temperatura a T_2 (supuesto que $p_4 / p_3 = p_3 / p_2$), después de lo cual un nuevo refrigerante hace bajar su

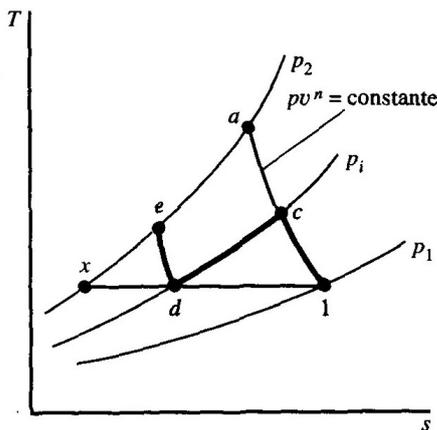
temperatura a T_1 grados. Por las condiciones finales del gas (p_4, T_1) es como si se hubiera corrido isotérmicamente desde p_1 a p_4 ; pero si se sigue el proceso gráficamente en la siguiente figura:

Se puede apreciar que el trabajo consumido es bastante mayor. En la citada figura se ve que la curva correspondiente al proceso real es abcdefg. También se han dibujado las curvas correspondientes a la isoterma y a la adiábatica. Se puede apreciar que:

- Al trabajo en régimen isotérmico le corresponde el área acegp₄p₁a.
- Al trabajo en régimen adiabático le corresponde el área abf'fgp₄p₁a.
- Al trabajo real le corresponde el área abcdefgp₄p₁a.

En la misma figura puede verse que los trozos de adiabáticas ab, cd y ef corresponden, respectivamente, a las compresiones en los cilindros C1, C2 y C3; y que los segmentos bc, de y fg se deben a los enfriamientos provocados por los refrigerantes por los que pasa el gas a la salida de cada cilindro.

Por lo que en una compresión multietapa, si cada etapa opera adiabáticamente, todo el compresor opera de esa forma. Además, se demuestra que la eficiencia de todo el compresor es menor que la de las etapas individuales.

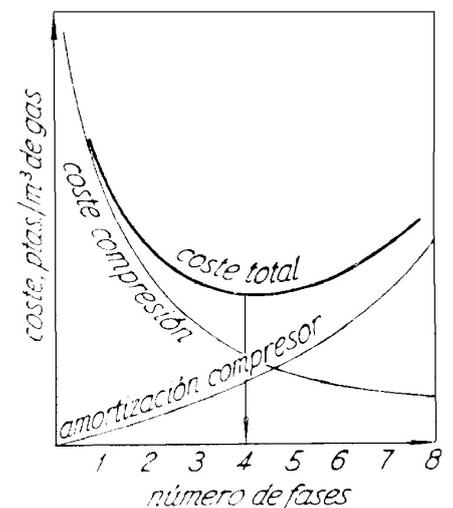


En la figura de la izquierda se aprecia que el área .c-a-e-d representa el trabajo ahorrado por medio de la compresión de dos etapas con interenfriamiento a la isoterma inicial. También se observa que para valores de p_1 y p_2 existe una presión óptima para el interenfriamiento la cual es posible calcular mediante:

$$p_i = \sqrt{p_2 p_1}$$

Es evidente que si en vez de tres cilindros y tres refrigerantes se hubiera empleado un número infinito de unos y de otros, la curva representativa del proceso sería la isoterma, con lo que el trabajo de compresión sería mínimo. Pero si bien es cierto que un compresor que tuviese un número infinito de cilindros en serie resultaría el más económico (sin tener en cuenta rendimientos, que son función de la relación de compresión), también es cierto que costaría infinitamente caro. En la práctica, el número de fases puede venir establecido de acuerdo a un óptimo económico.

A título de información, en la siguiente figura se representa el coste total de una compresión como suma de dos sumandos: la curva representativa del coste de la energía disminuye con el número de cilindros; la otra curva fina viene a representar la fracción del coste total correspondiente a la amortización del aparato. La curva gruesa se ha trazado sumando las ordenadas de las otras dos, y se ve que presenta un mínimo para cierto número de cilindros.



Determinación gráfica del número de fases más económico para una compresión.

LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Se llama relación de compresión al cociente entre las presiones final e inicial. En el caso estudiado en el párrafo anterior la relación de compresión total, a , era p_4/p_1 ; la relación de compresión de cada cilindro, α , era $p_2/p_1 = p_3/p_2 = p_4/p_3$.

Los compresores para alta presión se construyen de manera que todos los cilindros trabajen con igual relación de compresión. De esta manera, los trabajos consumidos en cada cilindro viene a ser aproximadamente los mismos, lo que a su vez determina el consumo mínimo de trabajo para llevar el gas a la presión final, además de que la máquina marcha más equilibrada.

Si N es el número de cilindros o fases, se cumple que: $\alpha^N = a$

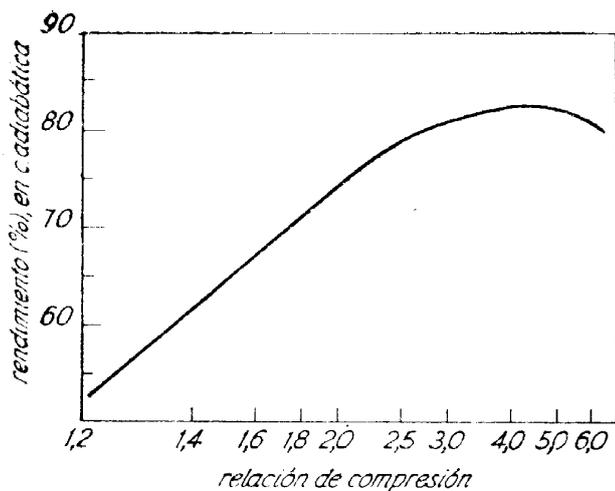


FIG. 4-6. El rendimiento (en compresión adiabática) como función de la relación de compresión.

En la práctica se suele elegir α entre 2,5 y 6, porque es la zona donde el rendimiento adiabático de la compresión es máximo también (ver figura). Pero no se suele sobrepasar el valor 5, para evitar la posible ignición del lubricante o la descomposición de los gases que se comprimen.

Como la presión final es un dato, por lo general, y como N se deduce del estudio económico del proceso, es fácil fijar el valor de α , de acuerdo con la fórmula anterior.

La compresión en varias etapas eleva también el rendimiento volumétrico, ya que la relación de presión respecto a la primera etapa decrece.

La refrigeración intermedia perfecta se logra cuando la temperatura del aire que sale del refrigerador intermedio es igual a la temperatura del

aire de aspiración del compresor. Con una refrigeración intermedia perfecta se obtiene un consumo de potencia mínima cuando las relaciones de presión de todas las etapas son iguales.

Las ventajas de la compresión en múltiples etapas con refrigeración intermedia son las siguientes:

1. Permite economizar el trabajo que se suministra al compresor.
2. Se aumenta el rendimiento volumétrico, en efecto, este aumenta si es menor la relación de presiones.
3. La temperatura del aire en cada cilindro no es muy alta, lo cual favorece la lubricación de los distintos cilindros y émbolos.

REFRIGERACIÓN INTERMEDIA

Para disipar el calor producido durante la compresión, normalmente se refrigeran todo lo posible los cilindros del compresor, las tapas de los cilindros y otras superficies que puedan afectar a la temperatura. Sin embargo, la refrigeración del aire entre las etapas de compresión es el medio más importante para controlar la temperatura. El sistema empleado para este propósito es conocido como refrigerador intermedio, y puede estar refrigerado por aire o líquido.

La refrigeración por aire se emplea en compresores relativamente grandes, normalmente en instalaciones al aire libre donde el calor se puede disipar fácilmente. La refrigeración por aire es la alternativa más conveniente porque elimina el problema del suministro de agua, el peligro de heladas, etc., Pero resulta muy difícil de conseguir la temperatura del aire de aspiración en el refrigerador intermedio.

DESPLAZAMIENTO DE UN COMPRESOR Y RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

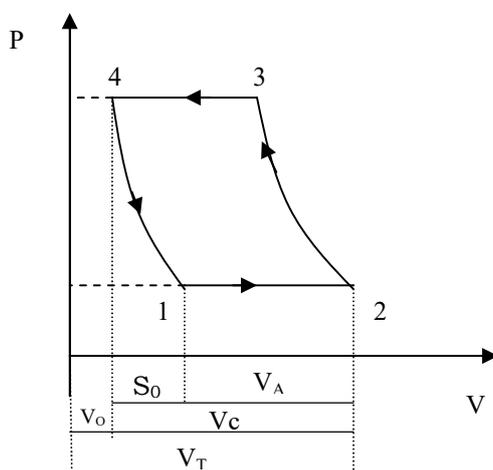
La capacidad real de un compresor a pistón es menor que el volumen teórico barrido, a causa de:

- Caída de presión en el lado de aspiración.
- Calentamiento del aire de aspiración.
- Expansión del gas atrapado en espacios muertos.
- Fugas de gas internas y externas.

ESPACIO NOCIVO

Como el émbolo del compresor no llega a coincidir con la tapa del cilindro, en la posición del punto muerto inferior queda el compresor con un volumen " V_0 " que se llama espacio nocivo o espacio muerto.

Es, por lo tanto, necesario distinguir, entre el volumen total " V_T " (volumen comprendido entre el fondo del cilindro y el punto más bajo de la cabeza del pistón), y el volumen de cilindrada " V_C " (volumen barrido por el pistón).



$E = V_0 / V_C =$ relación de espacio nocivo

$V_A =$ volumen aspirado.

$N_V = V_A / V_C =$ rendimiento volumétrico.

Como un compresor de pistón no se puede construir sin espacios muertos, no puede entrar aire en el cilindro durante la carrera de aspiración hasta que el gas atrapado se expande y llena el espacio S_0 .

Primer tiempo (1-2): comienza por el desplazamiento del émbolo hacia atrás y apertura simultánea de la válvula de admisión. El gas penetra en el cuerpo cilíndrico a la presión correspondiente a la ordenada 1ª. Cuando el émbolo llega al final de su recorrido se ha descrito la recta 1-2 en el diagrama V-p, en la práctica se produce una bajada de presión en 1, lo que indica que es necesario un pequeño intervalo de tiempo para la apertura de la válvula de aspiración. Durante el resto del período de aspiración hay una pequeña subpresión. El cuerpo cilíndrico se encuentra al final de este periodo lleno de gas. Automáticamente se cierra la válvula de admisión.

Segundo tiempo (2-3): Cerradas ambas válvulas, se inicia el recorrido del émbolo hacia la izquierda (avance); el gas se comprime progresivamente, y por ello se calienta. El agua de refrigeración puede absorber parte del calor liberado. Si no se absorbiera nada de calor, la curva 2-3 sería una adiabática; si se absorbe todo el calor a medida que se produce es una isotérmica; si se absorbe sólo una parte del calor liberado, se trata de una politrópica. Cuando el émbolo llega a comprimir el gas hasta la presión correspondiente a la ordenada 4ª (punto 3), se abre automáticamente la válvula de expulsión.

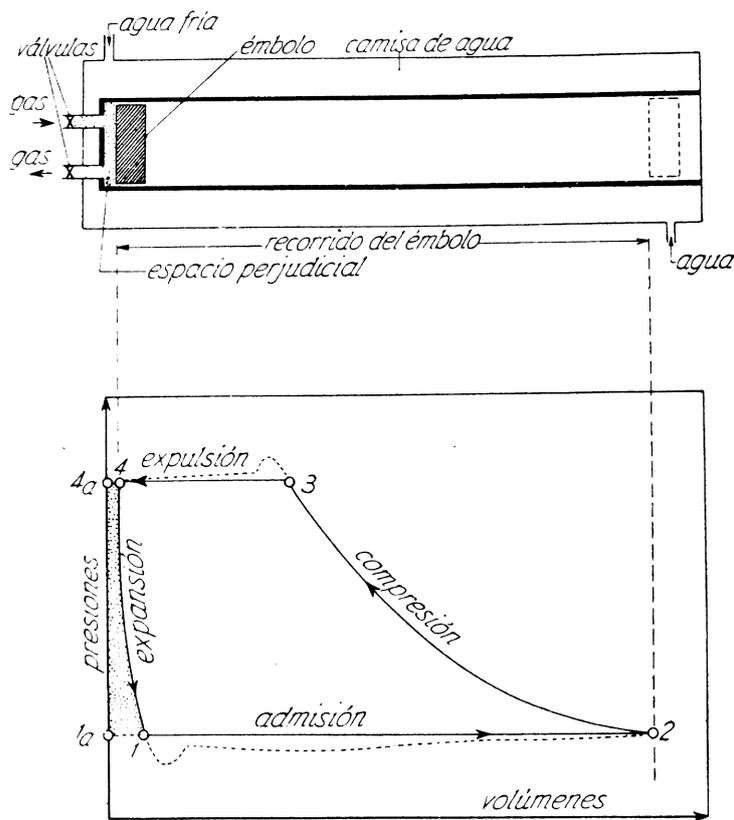


FIG. 4-9. — Representación esquemática del diagrama de compresión de gases en un compresor de cilindro y émbolo.

Tercer tiempo (3-4): El gas escapa por las válvula de expulsión empujado por el émbolo, cuya carrera no termina hasta alcanzar el punto muerto. En este momento, el volumen cilíndrico libre debería ser cero, pero deficiencias inevitables de construcción y de inercia de las válvulas dan lugar a la presencia de un espacio entre el cabezal del émbolo y el fondo del cilindro. Este espacio perjudicial hace que el tiempo tercero termine en el punto 4 en vez de en el 4a, como fuera de desear. Además en la realidad en el lado de la descarga se hace una presión ligeramente superior a la que obtenemos para el sistema para vencer las resistencias de la válvula y de los demás pasajes. La subpresión en la carrera de aspiración y la sobrepresión durante la descarga también se reduce si el espacio muerto en volumen tiene su origen en válvulas sobredimensionadas.

Cuarto tiempo (4-1): El gas contenido en el espacio perjudicial se expande al abrirse la válvula de admisión nuevamente, hasta que alcanza la presión atmosférica; se alcanza el punto 1 y comienza un nuevo ciclo.

El área de superficie 4-1-1a-4a-4 corresponde a un trabajo perdido. El trabajo aprovechado vendrá dado por la superficie 1-2-3-4-1. El cociente entre ésta y la suma de las dos áreas citadas será el rendimiento del compresor (de la fase que se considera). La manera de elevar este rendimiento energético consistirá en disminuir todo lo posible el espacio perjudicial.

Hay otro índice para evaluar a los compresores, que también es función del espacio muerto. Es el índice de rendimiento ponderal o de producción o volumétrico y que se expresa por la relación de la masa de gas que realmente suministra el compresor y la que podría dar según las dimensiones del cilindro y el número de emboladas, todo ello en un intervalo de tiempo determinado. Es decir que el rendimiento volumétrico depende principalmente del volumen del espacio muerto. Un compresor con un alto rendimiento volumétrico no es necesariamente mejor que uno con valor homólogo inferior.

El rendimiento volumétrico es:

$$N_v = \Omega \{ 1 - E [(P_2/P_1)^{1/m} - 1] \}$$

donde Ω es el factor dependiente de pérdidas en válvulas y calentamiento del aire de aspiración. Varía con la relación de presión.

E : volumen relativo de espacio muerto

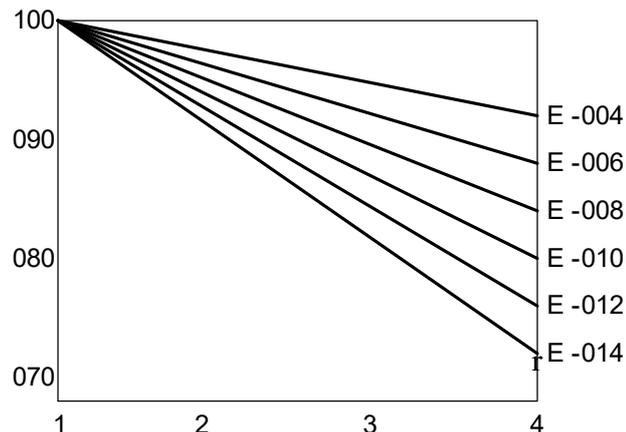
P_2 : presión de descarga de la primera etapa

P_1 : presión de aspiración en la primera etapa
 M : exponente politrópico.

Para estimaciones aproximadas Ω se puede tomar como 0,96. Para compresores normales $E = 0,06 - 0,012$.

La figura siguiente muestra el factor

$$N_v = \frac{\Omega \{ 1 - E [(P_2/P_1)^{1/m} - 1] \}}{N_v}$$



en función de la relación de presión de la primera etapa y para varios valores del espacio muerto relativo.

CÓMO ELEGIR UN COMPRESOR

Para que un ingeniero escoja el equipo de compresión más satisfactorio, deberá tomar en cuenta una gran variedad de tipos, cada uno de los cuales tiene ventajas peculiares para aplicaciones dadas. Entre los principales factores que se deben tomar en consideración, dispuestos hasta cierto punto en su orden de importancia, se encuentran la velocidad de flujo (gasto), la carga o presión, las limitaciones de temperatura, el método de sellado, el método de lubricación, el consumo de potencia, las posibilidades de mantenimiento y el costo.

La gráfica general de la figura ayudará a definir el intervalo de operación de los distintos tipos comunes.

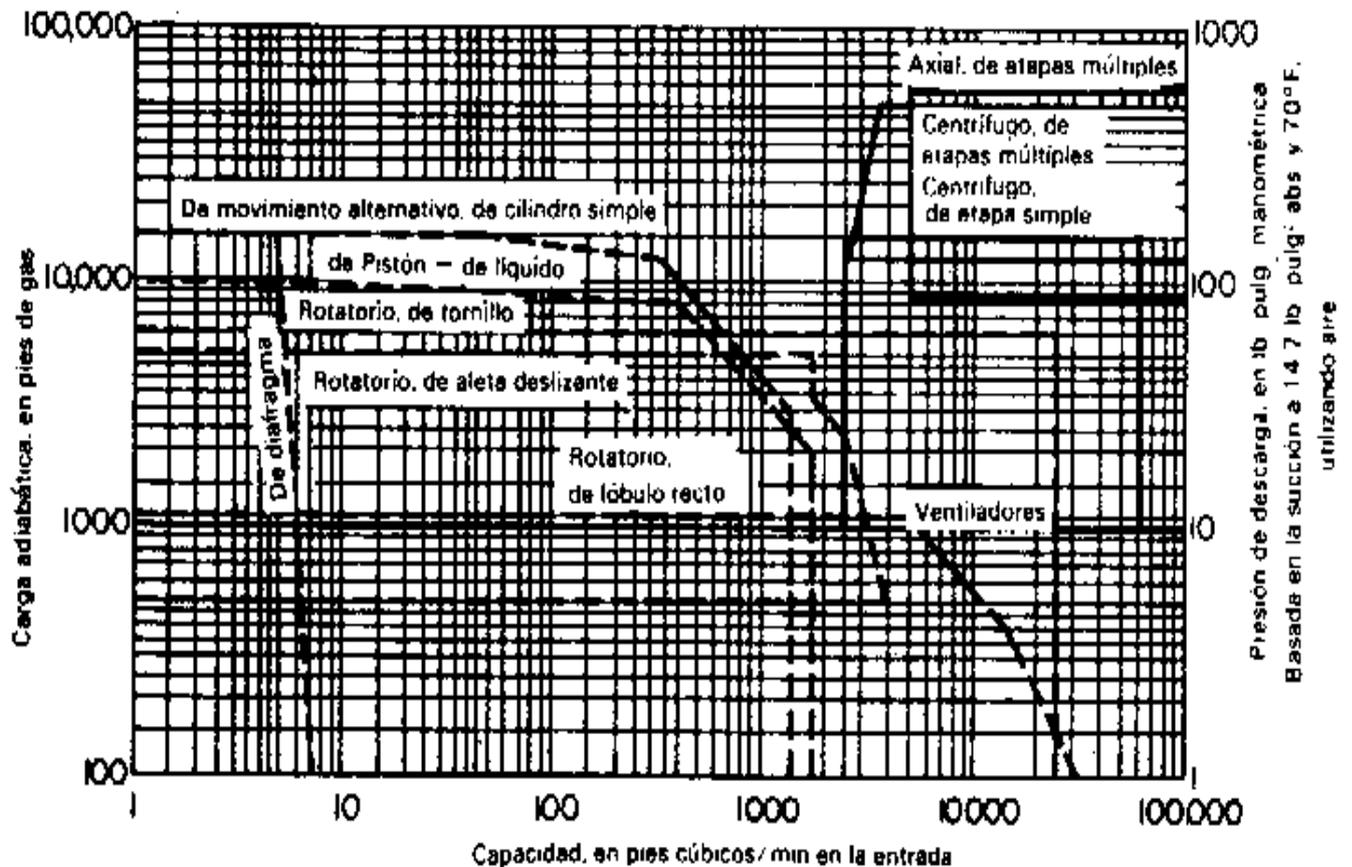
Para usos químicos, el diseñador de una planta se debe enfrentar con frecuencia a gases muy corrosivos que, a su vez, pueden tener en suspensión sólidos erosionantes. Las temperaturas de los gases, normalmente muy aceptables al manejar aire, pueden crear riesgos potenciales de explosión. Puede no ser tolerable la contaminación de la corriente de procesamiento con aceite lubricante, agua, etc., ni siquiera en cantidades diminutas. La tendencia a los procesos continuos no permite la inspección frecuente o el mantenimiento, lo que hace necesario tener la máxima seguridad en todos los equipos mecánicos.

La presión del aire indica solamente en cuánto se ha reducido su volumen partiendo del que ocupa a la presión atmosférica, pero nunca da idea de la capacidad de trabajo de un compresor.

El desplazamiento de aire, [lt/min], indica el volumen que es capaz de poner en movimiento un compresor en un tiempo dado.

Llegado un compresor al valor de la presión de trabajo necesaria "P" no ha terminado allí su función, sino que es imprescindible que esta se mantenga o aumente mientras se trabaja. Ésto solamente ocurrirá si el compresor desplaza un volumen igual o mayor que el que consume la herramienta, soplete, equipo o instalación que lo utiliza. Se deduce, por lo expuesto, que debe ser capaz de alcanzar mucha mayor presión de la necesaria, ya que lo realmente importante es que esta se mantenga gracias a un desplazamiento correctamente elegido.

Por tales motivos, para la elección de un compresor deben precisarse no sólo la P de trabajo, sino, fundamentalmente, el desplazamiento necesario.



Determinación de la presión necesaria

Normalmente el fabricante del soplete, herramienta o equipo a utilizar indica este dato; en su efecto el usuario establecerá las condiciones de trabajo.

En el caso de accionarse más de una herramienta, debe tomarse en cuenta la de mayor presión de trabajo.

Se debe tener presente también, que si el lugar de trabajo está muy alejado del compresor, se produce una caída de presión en la cañería de debe sumarse.

Determinación del desplazamiento necesario

En el caso de utilizarse más de una herramienta, sus valores deben sumarse si éstas trabajan simultáneamente. Se obtendrá así el consumo total de aire.

Si fueran instalaciones especiales se tendrá especial cuidado en determinar este dato.

Selección del compresor

De acuerdo a la presión necesaria, si ésta es inferior a $7/8 \text{ kg/cm}^2$ (100 a 120 lbs/pulg²) será suficiente un compresor alternativo de una etapa. Cuando este valor sea superior, será necesario utilizar un compresor de dos etapas.

El desplazamiento deberá preverse superior al consumo calculado, ya que permitirá al compresor efectuar una reserva de aire y detenerse automáticamente para descansar. Cuanto mayor sea esta previsión, tanto mayor será la vida útil de la máquina.

Cálculo del desplazamiento de los compresores de aire

El desplazamiento se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$V = C \cdot S \cdot n$$

V = desplazamiento del pistón [cm³ / min]

C = carrera [cm]

S = sup. del pistón = $\pi d^2 / 4$ [cm²]

d = diámetro del cilindro

n = rpm

TABLA 1

Para operar diferentes equipos neumáticos son requeridos los siguientes pies cúbicos por minuto

Límites de presión de aire del Equipo	EQUIPOS DIVERSOS	Consumo Promedio en P.C.M. (Pies 3/min.)	Límites de presión de aire del Equipo	EQUIPOS DIVERSOS	Consumo Promedio en P.C.M. (Pies 3/min.)
70-100	*Limpiador de filtros de aire	3.0		<u>ELEVADORES</u>	
70-100	*Limpiador de Carrocerías	2.0		Elevador de una Tonelada	
70-100	*Lijador de Carrocerías	5.0	70-100	(por pié de elevación)	25
70-100	Probador de Frenos	3.5		**Elevador Hidráulico	5.25
70-100	*Limpiador de Carbón	3.0	145-175	Puerto Neumático de cochera	2.0
120-150	*Columpio para Automóviles	5.75	120-150	Probador de Radiadores	1.0
70-100	*Lavador de Automóviles	8.5	70-100	Limpiador de Bujías	5.0
70-100	Pistola para Limpiar	2.5	70-100	Probador de Bujías	.5
			70-100	Pistolas Atomizadoras	
120-150	*Pistola para grasa (Alta presión)	3.0		*Limpiador de Motores	5.0
70-100	Llave de Impacto 1 ¼"	12.40	70-100	*Pistola Atomizadora de Pintura (Producción)	8.5
70-100	Llave de Impacto 3/8"	4.20		*Pistola Atomizadora de Pintura (Retoque)	2.25
70-100	Cortador de tableros	13	70-100	*Pistola Atomizadora de Pintura (Fondear)	18.0
70-90	*Desarmador de ¼"	9	70-100	Aceitera Muelles	3.75
70-90	Taladro de ¼"	9	70-100	Limpiador de Transmisión y Diferencial	3.0
70-90	Esmerilador para trabajo mediano de 6"	40.50		Herramientas para Llantas	
70-90	Esmerilador para trabajo mediano de 6"	40.50	120-150	Desalojador del Rin	6.0
	<u>MARTILLOS</u>		120-150	Cambiador de Llantas	1.8
70-100	*Martillo de Aire	16.5	120-150	Línea para Inflar Llantas	1.5
70-100	*Martillo para Guardafangos	8.75	120-150	Abridor de Llantas	1.0
70-100	Martillo para Llantas	18	120-150	*Limpiador al Vacío	6.5
70-100	Martillo para Soldaduras	18			

* Estos aparatos deben considerarse de operación continua en condiciones normales. Todos los otros aparatos en la lista deben de considerarse de operación intermitente en las mismas condiciones.

Cuando el equipo neumático conste de un gran número de aparatos del tipo que operan continuamente, y si solamente unos cuantos se usan a la vez, el compresor debe de tener una capacidad cuando menos igual al consumo total de las herramientas que se usarán simultáneamente, además del consumo de todos los aparatos que operan intermitentemente, acaso si los hay.

** **NOTA:** Esto es para 8.000 libras de capacidad. Añada 65 pies cúbicos por minuto por cada 1.000 libras de capacidad adicional.

Solicite informes a los fabricantes de la herramienta acerca del consumo exacto de las herramientas que se usan. Lo anterior está basado en promedios y no debe de considerarse preciso para alguna marca particular de herramienta.

TABLA 2

Presiones del Compresor Lbs./pulg. Cuadrada		Promedio del consumo de aire útil disponible		Caballos de fuerza que necesita el Compresor		Operación Conjunta Consumo de aire útil disponible	
Arranque	Detención	(Pies cúbicos por minuto)		Dos Etapas	Una Etapa	(Pies cúbicos por minuto)	
80	100	Up to	6.6		½	Up to	1.9
80	100		10.5		¾		3.0
80	100		13.6		1		3.9
80	100	Up to	14.7	1		Up to	4.2
80	100	13.7	20.3		1 ½	2.0	5.8
80	100	14.8	22.4	1 ½		4.3	6.4
80	100	20.4	26.6		2	5.9	7.6
80	100	22.5	30.4	2		6.5	8.7
80	100	30.5	46.2	3		8.8	13.2
80	100	46.3	60.0	5		13.3	20.0
80	100	60.1	73.0	7 ½		20.1	29.2
80	100	73.1	100.0	10		29.3	40.0
80	100	100.1	150.0	15		40.1	60.0
120	150	Up to	3.8		½	Up to	1.1
120	150		7.3		¾		2.1
120	150		10.1		1		2.9
120	150	Up to	12.6	1		Up to	3.6
120	150		15.0		1 ½		4.3
120	150		20.0	1 ½			5.7
120	150		20.0		2		5.7
120	150	20.1	25.9	2		5.8	7.4
120	150	26.0	39.2	3		7.5	11.2
120	150	39.3	51.9	5		11.3	17.3
120	150	52.0	67.5	7 ½		17.4	27.0
120	150	67.6	92.5	10		27.1	37.0
120	150	92.5	140.0	15		37.1	57.0
145	175	Up to	11.9	1***		Up to	3.4
145	175		18.5	1 ½			5.3
145	175	18.6	24.2	2		5.4	6.9
145	175	24.3	36.4	3		7.0	10.4
145	175	36.5	51.0	5		10.5	17.0
145	175	51.1	66.0	7 ½		17.1	26.4
145	175	66.1	88.2	10		26.5	35.3
145	175	88.3	135.0	15		35.5	55.0

Estos dispositivos o cifras no deben considerarse como la producción total del compresor sino que representan la combinación de aire útil disponible, el cual consumen todas las herramientas existentes en el establecimiento. Asimismo, anticipa el consumo futuro de las herramientas adicionales que puedan aumentar el equipo.

Para tomar en consideración la operación intermitente de las herramientas que suelen estar en uso simultáneamente en un garage o estación de servicio del tipo común, se ha

introducido un factor (vea el ejemplo 1 en la siguiente página para el uso de los dispositivos que se dan en ésta columna).

*** Estos valores deberán emplearse cuando la naturaleza del aparato es tal que su operación normal requiere un abastecimiento continuo de aire comprimido. Por lo tanto, no se ha usado ningún factor para operación intermitente y las cifras dadas representan directamente la capacidad del compresor en pies cúbicos de aire libre (vea el ejemplo dos en la siguiente página para el uso de las cifras dadas en ésta columna).

*** No recomiende un compresor de menos de 1,5 CV si el equipo neumático incluye un elevador de 8.000 libras de capacidad o mayor.

EJEMPLO 1

Se requiere seleccionar un compresor que opere el equipo de la lista que sigue, tal como el que puede encontrarse en una estación de servicio del tipo común. Para ésto sume el volumen de aire que necesitan todos los aparatos:

2 Elevadores de Automóviles	5.25 P.C.M.	-	10.5 P.C.M.	145 a 75 Lbs/Pulg ²
2 Pistolas Engrasadoras	3.00	"	5.0	" 128 a 150 "
1 Aceitera de Muelles	3.75	"	3.75	" 70 a 100 "
1 Limpiador de bujías	5.0	"	5.0	" 70 a 100 "
2 Infladores de Llantas	1.5	"	3.0	" 120 a 150 "
1 Pistola limpiadora	2.5	"	2.5	" 70 a 100 "
1 Limpiador de transmisiones y diferenciales	3.00	"	3.0	" 70 a 100 "
Total	33.75		P.C.M.	

En la tabla 2, bajo la columna "Promedio del Consumo" y enfrente del rango de presión que se necesita, (145 Lbs/pulg² a 175 Lbs/pulg²), encuentre la línea que indica 33.75 P.C.M. o más. El compresor que se necesita será de una unidad de 3 HP, de 2 Etapas.

EJEMPLO 2

Se necesita un compresor para operar el siguiente equipo, el cual estará todo el tiempo en operación continua, o casi continua. Sume los P.C.M. que se necesitan para todos los aparatos y escoja el de mayor alcance (rango) en presión.

1 Martillo para Guardafangos	8.75 P.C.M.	-	8.75 P.C.M.	70 a 100 Lbs/Pulg ²
1 Pistola Atomizadora (Tipo producción)	8.5	"	8.5	" 70 a 100 "
1 Pulidor de Carrocerías	2.0	"	2.0	" 120 a 150 "
1 Pistola Atomizadora para retoque	2.25	"	2.25	" 70 a 100 "
1 Limpiador al vacío	6.5	"	6.5	" 120 a 150 "
Total	28.00		P.C.M.	

En la tabla 2, bajo la columna "operación continua", y frente al rango de presión que se requiere, (120 Lbs/Pulg² – 150 Lbs/Pulg²) encuentre la línea que indica 28.00 P.C.M. o más. El compresor que se necesita será una unidad de 10 HP. de 2 Etapas.

EJEMPLO 3

En el caso de un garage en donde parte del equipo neumático será operado bajo "Promedio del Consumo" y parte estará en "Operación Continua", sume por separado las

cantidades de aire que se necesitan y tome nota de los rangos de presión requeridos en cada caso.

“Promedio del Consumo”

1-Elevador Hidráulico	5.25	P.C.M.	45-175	Lbs/pulg ²
1-Pistola Engrasadora	3.0	“	128-175	“
1- Aceitera de Muelles	3.75	“	70-100	“
	Total		12.00	P.C.M.

“Operación Continua”

1-Pistola Atomizadora (Tipo Producción)	8.5	P.C.M.	70-100	Lbs/pulg ²
1-Pulidor de Carrocerías	2.0	“	70-100	“
	Total		10.5	P.C.M.

En la Tabla 2, bajo la columna “Promedio del Consumo”, seleccione una unidad que tenga una entrega de 12.0 P.C.M. a 145-175 Lbs/pulg² puesto que se requiere ese rango de presión para operar el equipo anterior. Será una unidad de 1 ½ HP de 2 Etapas.

En la tabla 2, bajo la columna “Operación Continua”, seleccione una unidad que tenga un suministro de 10.5 pies³/min. a 70-100 Lbs/pulg² puesto que ese es el rango de presión que se necesita en este caso. Esta unidad será un compresor de 3 HP, de 2 Etapas.

Para suministrar un compresor en vez de dos para el equipo anterior sume las potencias requeridas de ambas unidades y considere la unidad operando al mayor de los dos rangos de presión; en este caso resultan 4 ½ HP a 145-175 Lbs/pulg². Sería una unidad de 5 HP, de 2 Etapas.

SELECCIÓN GRÁFICA DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Esta selección se realiza con el uso de gráficos, con una precisión del 10 al 15%, valor aceptable para la mayoría de los propósitos.

Estos gráficos son de utilidad para la selección de compresores centrífugos, y se basan en compresión sin refrigeración.

Rango de aplicación (para compresores centrífugos)

Si bien el límite de caudal para compresores centrífugos está definido por las condiciones operativas de cada caso en particular y por la mecánica disponible por los fabricantes, generalmente para valores constantes de caudal menores a 500 pie³/min se recomienda el uso de compresores de desplazamiento positivo o alternativos y para 200000 pie³/min se recomiendan compresores axiales.

Por este motivo los gráficos se dan para valores comprendidos entre esos límites donde se supone que el compresor centrífugo es el más adecuado. Incluso se consideran áreas de superposición al consumo (de 500 a 2000 pie³/min) con las máquinas al alternativas y al final (50000 a 200000 pie³/min) con los axiales.

Para el uso de los siguientes gráficos se debe conocer:

- W: peso en lb/min o pie³/min (Volumen normal)
- P₁: presión en la cañería de entrada
- R_p: relación de compresión (anteriormente simbolizado con α)
- M: peso molecular
- K: relación de calores específicos

1) **Determinación del caudal de entrada:**

Si se conoce W (peso en lb/min) se puede obtener gráficamente Q₁ (pie³/min) en la entrada.

Para obtener Q_1 , se debe ingresar con W_1 , luego hasta el valor de P_1 , presión de entrada. De allí horizontalmente a la T_1 de entrada y por último hasta M , peso molecular del gas comprimido. "En las escalas verticales se lee Q_1 ."

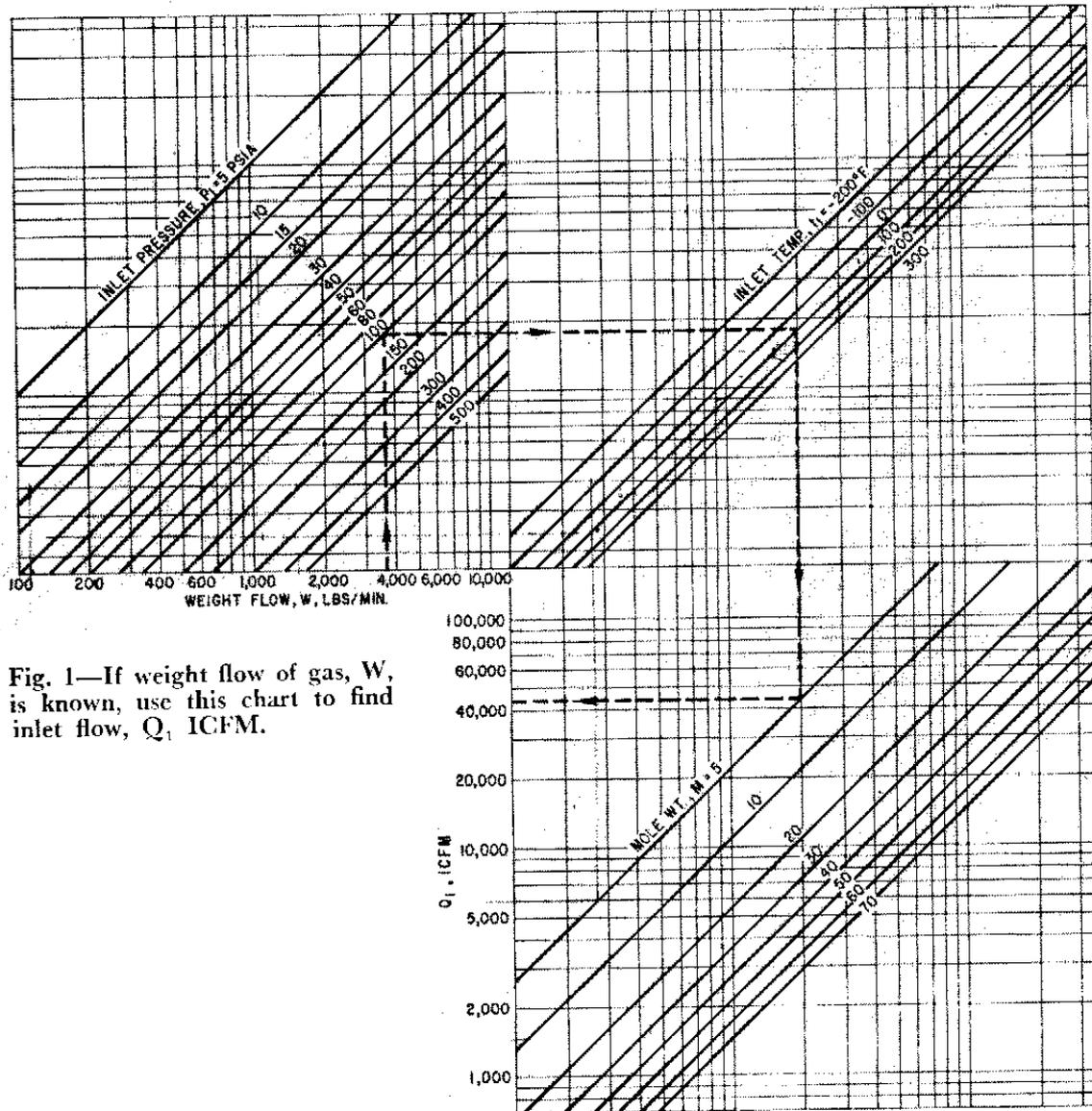


Fig. 1—If weight flow of gas, W , is known, use this chart to find inlet flow, Q_1 , ICFM.

Si se conoce SCFM, debe utilizarse el gráfico de la fig. 2, en forma análoga al usado anteriormente.

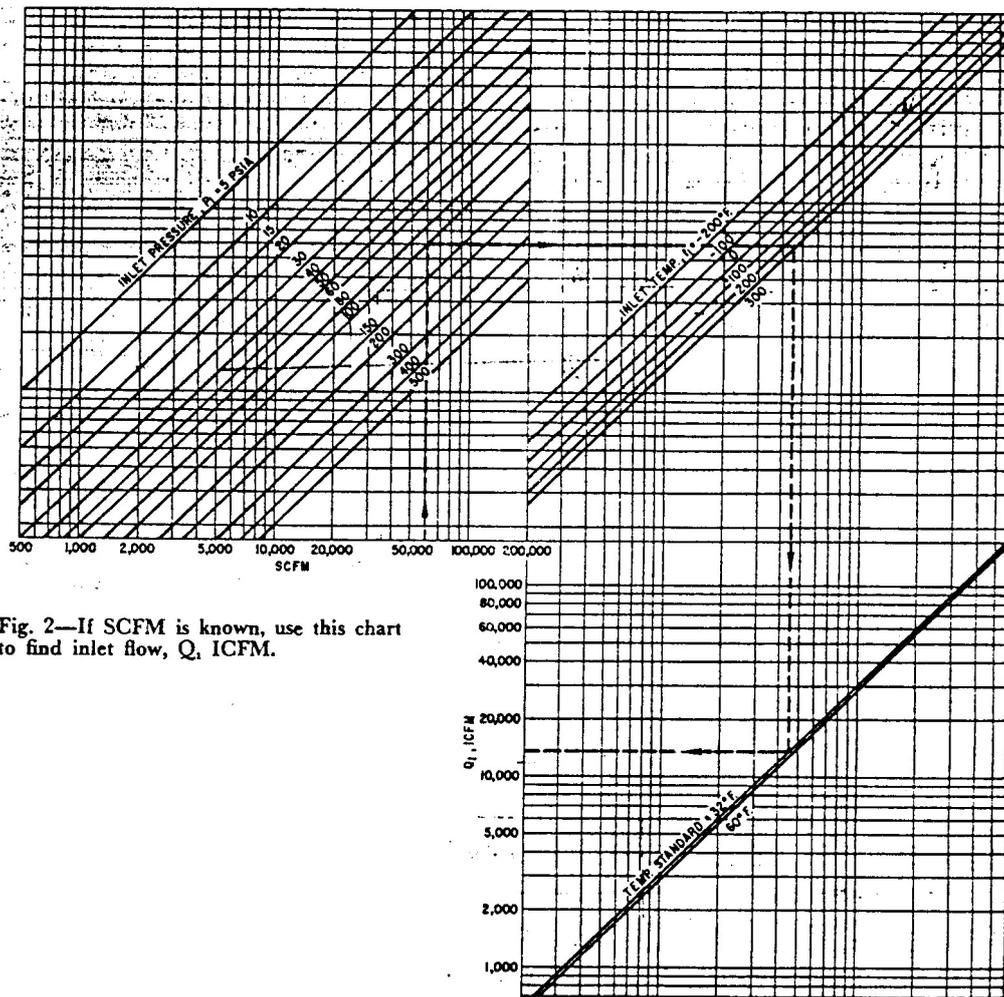


Fig. 2—If SCFM is known, use this chart to find inlet flow, Q_1 , ICFM.

2) Determinación de la altura H del compresor:

Con la relación de compresión R_p , T_1 de entrada, M peso molecular y k (relación de calores específicos) se puede determinar H, altura, equivalente en “pie” de la presión de salida del compresor. El valor de H es necesario para la selección de la unidad.

En el gráfico de la fig. 3 se ingresa con R_p hasta la isolínea de k, luego a la derecha y en forma horizontal hasta la temperatura de entrada t_1 , desde allí, hacia abajo hasta el peso molecular (M) y finalmente, en forma horizontal y a la izquierda se lee H en pie.

Para valores de H mayores que 80000 o 90000, se necesita más de una etapa en el compresor.

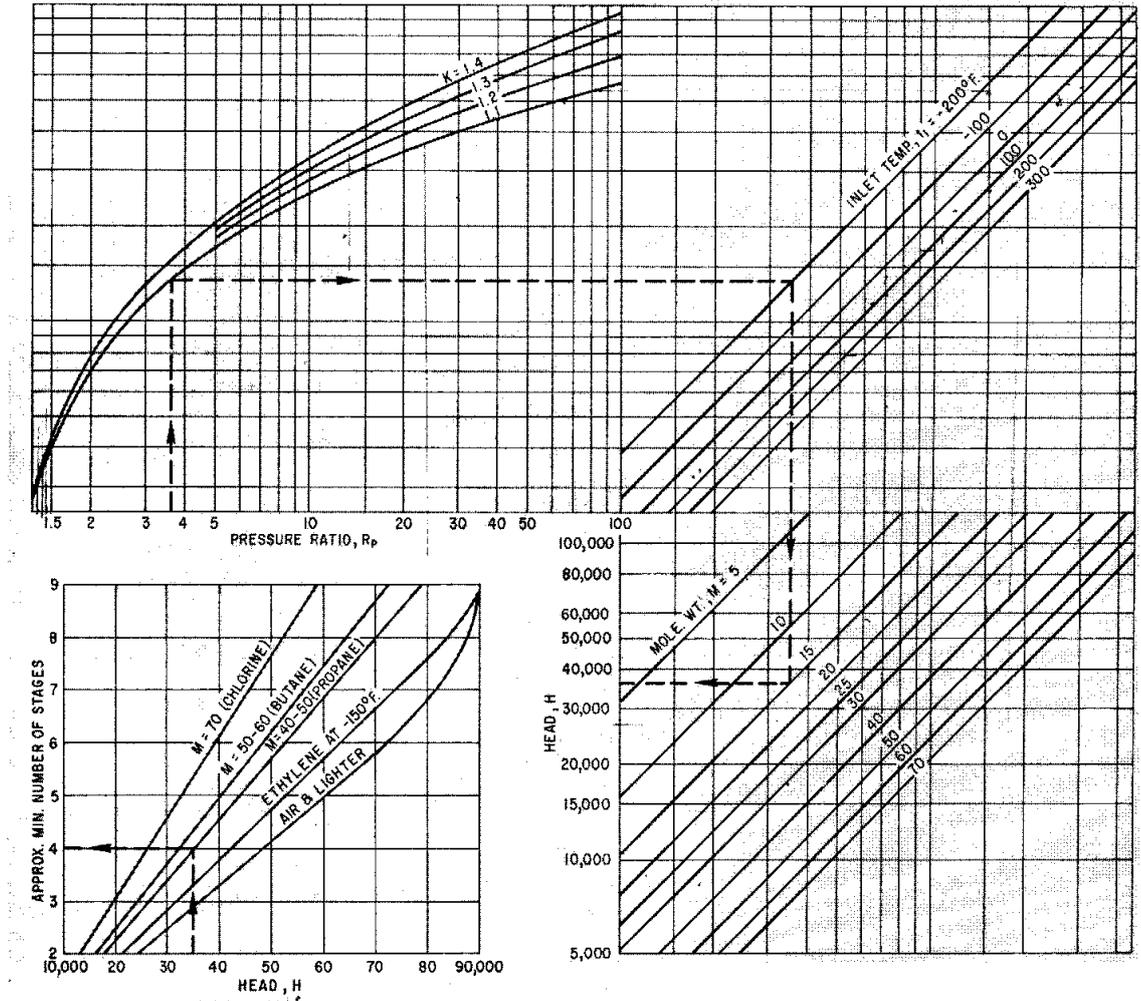


Fig. 4—Enter this chart with H found on Figure 3 to find number of stages required.

Fig. 3—Enter this chart at R_p , the pressure ratio (discharge/inlet, psia) to find Head, H.

Número de etapas necesarias

Con el valor de H encontrando anteriormente y el valor constante de M, se obtiene el número de etapas necesarias.

En el gráfico de la fig. 4 se muestra la forma de obtener el número de etapas.

Con el valor de H se ingresa en abscisas hasta el valor de M, y en ordenadas se lee el número de etapas.

Determinación del tamaño y velocidad del compresor

Con el valor de Q_1 (ICFM pie^3/min a la entrada), se puede obtener el valor de la velocidad, en rpm, para los distintos gases, de acuerdo a su peso molecular. Además se puede obtener el ancho del compresor, en pulgadas y con el número de etapas, el largo, también en pulgadas.

También se puede obtener las dimensiones de las bridas de entrada y salida.

En la figura N°5 se muestra el gráfico donde se pueden obtener los valores anteriormente citados.

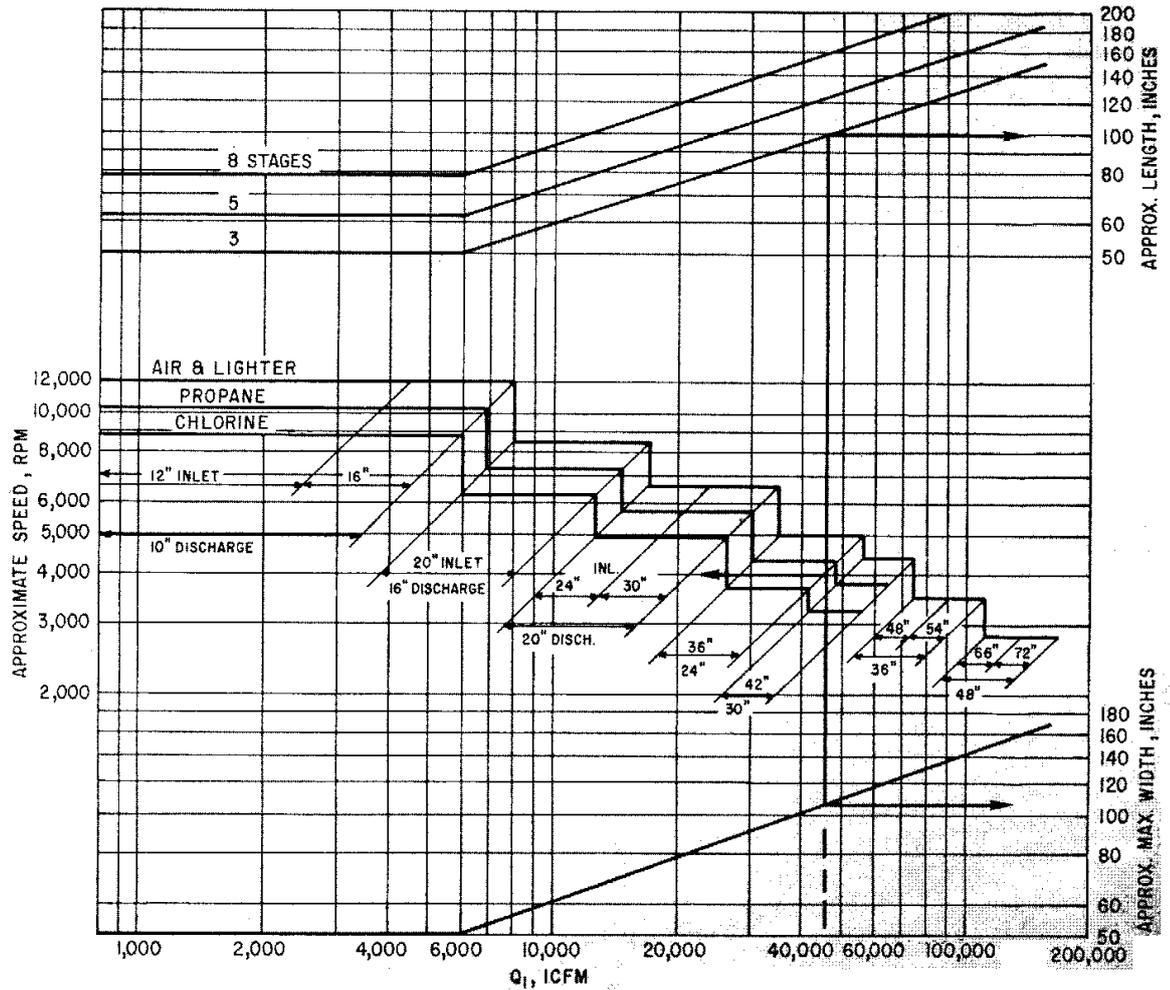


Fig. 5—Enter this chart at Q_1 , found from Figure 1 or 2 and find speed, width, length and flange sizes.

Potencia requerida

Este es uno de los datos fundamentales a determinar para la selección adecuada del compresor que se requiere con el objeto de satisfacer las necesidades de presión y caudal.

Para determinar el valor de la potencia en HP, se requiere conocer el peso (en lb/min), W del gas, Q_1 y H .

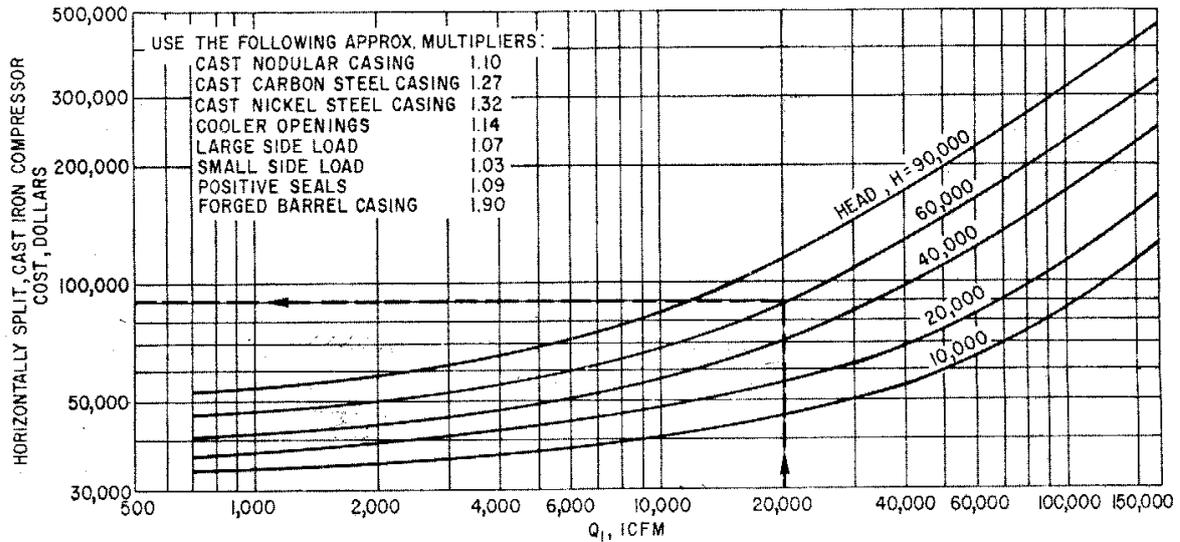


Fig. 6—Enter this chart at Q_1 found from Figure 1 to head H from Figure 3 and find compressor cost in dollars.

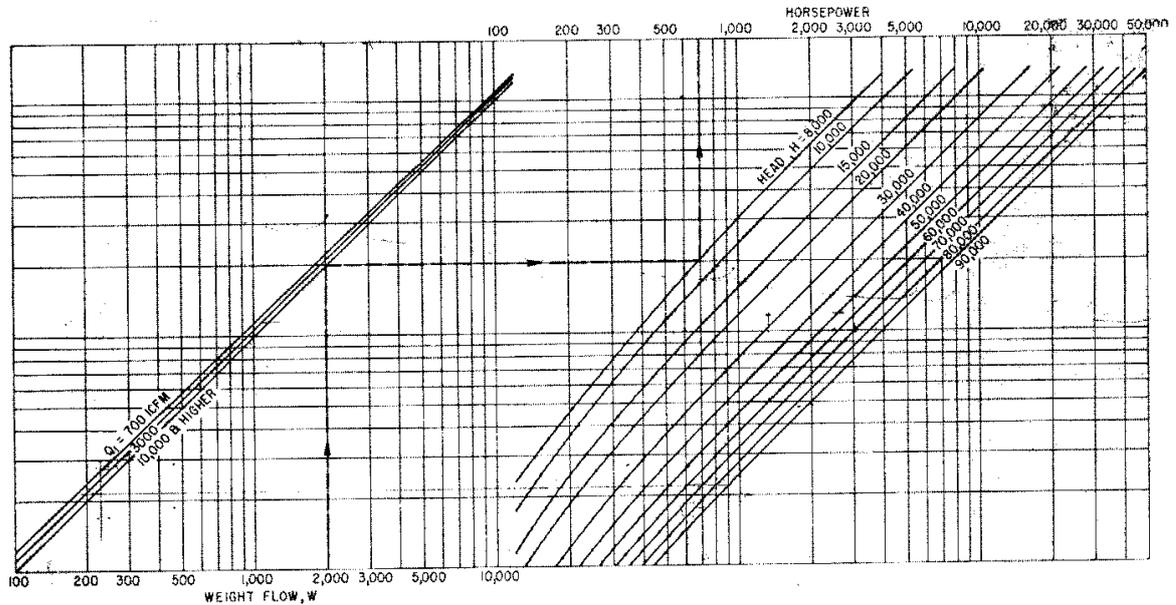


Fig. 7—Enter this chart at weight flow of gas, W, and proceed to find compressor horsepower required.

Entro con W hasta cortar la curva de Q_1 , de allí horizontalmente hasta cortar la curva H y lee la Potencia de HP en la parte superior del gráfico.

Aclaraciones importantes

La utilización de los gráficos anteriormente citados es válida para compresores no enfriados (sin refrigeración).

Para el caso de compresión con refrigeración se deben seguir los siguientes pasos:

- Suponga un caudal y dos secciones de compresión, cada sección maneja una relación de compresión igual a la raíz cuadrada de la relación de compresión.
- Conocidos R_p , Q_1 , k y t_1 , se determina la temperatura de descarga T_2 usando el gráfico de la figura 8.

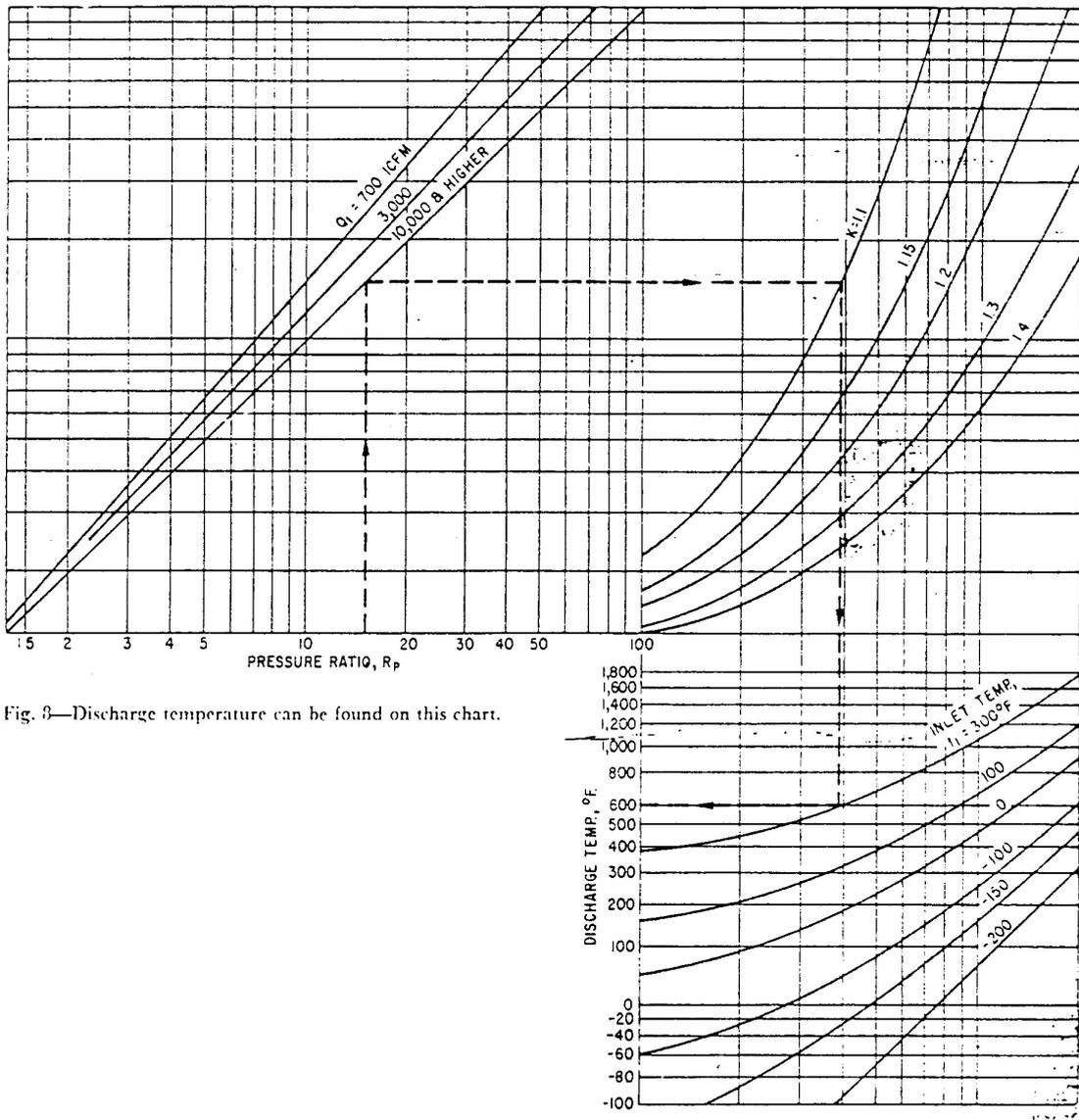


Fig. 3—Discharge temperature can be found on this chart.

RECOMENDACIONES DE INSTALACIÓN

⌘ Lea cuidadosamente todas las instrucciones enviadas con el compresor. Estudie el funcionamiento de todos los accesorios así como de la unidad completa.

⌘ Seleccione un lugar para instalar el compresor tan cerca como sea posible del punto en donde el aire comprimido se va a usar, pero en donde la máquina puede obtener un amplio abastecimiento de aire fresco, limpio y seco. En algunos casos, puede ser aconsejable poner la toma de aire fuera del edificio y extender un tubo a través de una pared hasta el compresor, a fin de obtener suficiente aire fresco. En este caso, para evitar restricción excesiva de la toma de aire, la distancia desde el compresor al filtro no debe exceder dos o tres pies (0.60 a 0.90 M), y el tubo debe cuando menos ser igual en diámetro al niple que une al filtro con la cabeza del cilindro. De preferencia debe usarse un tubo del diámetro mayor siguiente.

Si no se pueden evitar las instalaciones de líneas de succión más largas, se necesita un tubo de diámetro más grande. Aumente al siguiente tamaño superior por cada 8 pies (2,40m) de longitud. Por ejemplo, si la longitud de la tubería es de 24 pies (7,32 m) y el diámetro del niple de succión es de 3/4", aumente el diámetro del tubo de succión a 1 1/2" por todo lo largo del tubo. Si la toma está situada en la parte exterior, debe de emplearse un

capuchón o algún otro aditamento para evitar que la lluvia, la nieve, etc., se introduzcan en el compresor por la succión.

El compresor debe de estar anclado o atornillado con seguridad a una base firme o sólida (de preferencia de concreto), a fin de que quede nivelado e igualmente apoyado sobre todos sus soportes.

El lado del volante debe colocarse hacia la pared (como medida de seguridad), pero no debe de quedar a menos de 12 pulgadas de ésta para asegurar una circulación de aire que enfríe bien los tubos del radiador, las aletas de los cilindros.

⌘ Asegúrese de que el cárter del compresor tenga la cantidad correcta y el grado adecuado de aceite.

⌘ Vea que el motor eléctrico tenga las mismas características eléctricas que tiene la línea eléctrica a la cual se va a conectar. Debe instalarse un circuito eléctrico por separado para el compresor, y las conexiones deben ser hechas por un electricista competente, de acuerdo con los reglamentos en vigor.

Para los compresores que tienen sistema de control de arranque y pare, conecte la línea eléctrica al interruptor de presión (si se usa un arrancador magnético, siga el diagrama de alumbrado en la tape del arrancador). Si el compresor es el tipo de operación continua con sistema de “descargador”, haga las conexiones del arrancador al motor. Es imperativo que exista en las terminales del motor el voltaje total que se indica en la placa metálica del motor durante el período de arranque. Ésto puede asegurarse únicamente mediante un abastecimiento de energía amplio y un alambrado adecuado.

Si la línea eléctrica debe ser más larga, solicite a un electricista competente que determine el calibre adecuado.

Los fusibles en el circuito del compresor deben ser de capacidad 3 a 4 veces mayor que el amperaje indicado en la placa del motor para el voltaje disponible. La compañía local de electricidad puede indicarle el tamaño correcto de los fusibles. Revise la dirección de rotación en el volante y corríjala, si es necesario, siguiendo las instrucciones de la placa del motor. El sentido de rotación puede invertirse en los motores trifásicos, simplemente intercambiando dos líneas cualesquiera de las tres que alimentan el motor.

⌘ Después de que el compresor esté en condiciones de trabajar, observe las presiones de arranque y detención. Si estas presiones no son las correctas, revise la exactitud del manómetro y compárelo con otro. Ajuste el interruptor de presión, pero asegúrese de que las presiones de operación no excedan de las indicadas en la placa. Revise y corrija las filtraciones de aire que puedan aparecer.

⌘ Las líneas de aire comprimido deben ser tan cortas y tan rectas como sea posible, usando un mínimo de conexiones. Para evitar una caída excesiva de presión a causa de la pérdida por fricción, nunca use un tubo de un diámetro más pequeño que el de la salida del tanque.

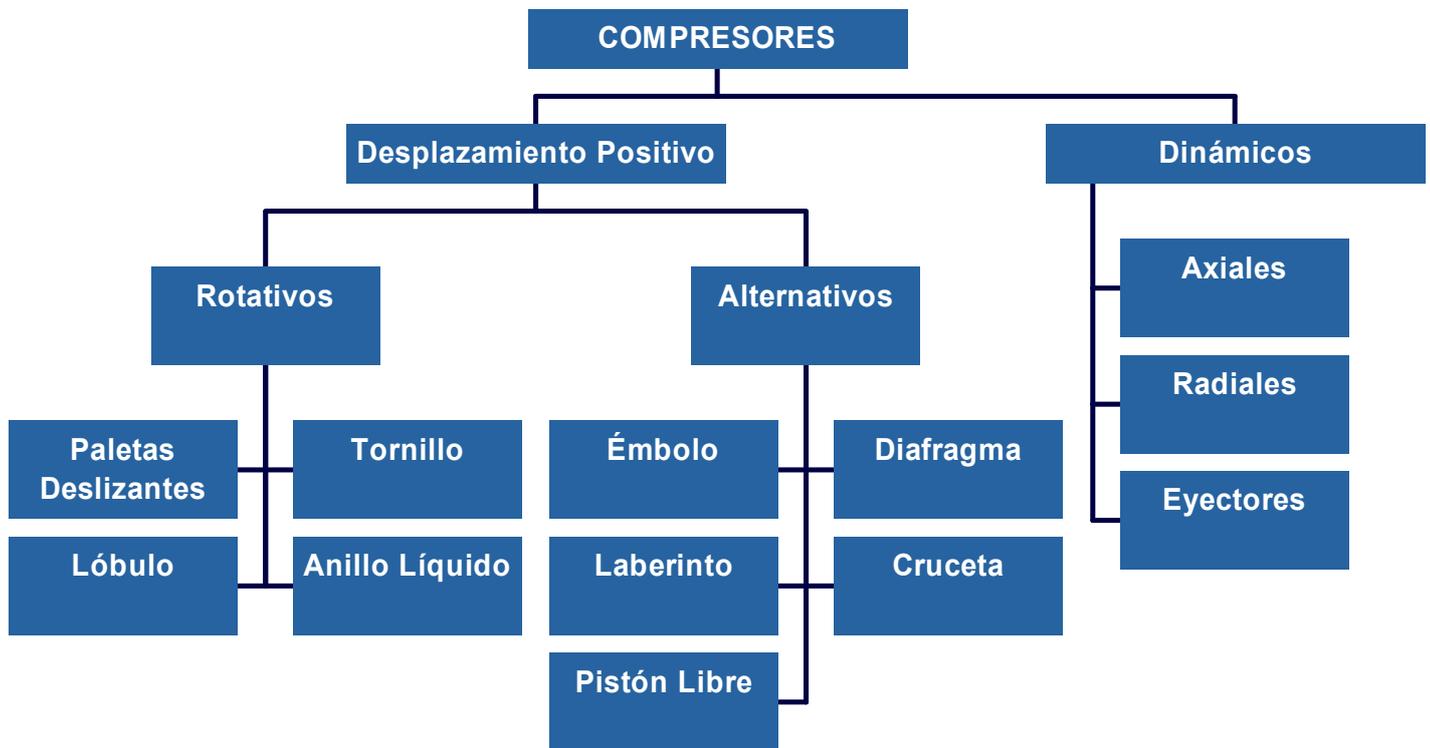
La tubería principal debe estar instalada de tal manera que el líquido condensado se desagüe de vuelta dentro del tanque de aire. Los ramales deben de tomarse de la parte superior de la línea principal.

Cuando las operaciones requieran aire limpio y seco, debe instalarse filtros de aire, separadores de agua o trampas en la línea del aire comprimido para separar el agua, el aceite y otras materias extrañas. Estos aparatos deben colocarse tan cerca como sea posible del punto en donde el aire comprimido se va a usar, para evitar nuevas condensaciones en la tubería después de que se haya efectuado la filtración.

TERMINOLOGÍA DEL AIRE COMPRIMIDO

AIRE ÚTIL DISPONIBLE	Aire en condiciones atmosféricas normales (varía) Aire en la toma del compresor.
AIRE NORMAL O STANDARD	Es aire a 68° F (19° C) presión atmosférica 14.7 Lbs/pulg ² . Humedad relativa 36%. Usada cuando se hacen pruebas y se computan las eficiencias.
DESPLAZAMIENTO DE COMPRESOR	Área del pistón por longitud de la carrera por número de R.P.M. por minuto.
ENTREGA EFECTIVA	Cantidad de aire disponible para usarse bajo ciertas presiones.
EFICIENCIA VOLUMÉTRICA	Relación del aire entregado al desplazamiento.
EFICIENCIA TOTAL	Relación del aire entregado a la energía consumida para producirlo.

CLASIFICACIÓN DE COMPRESORES



1- COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Estos compresores se pueden dividir en *reciprocantes o alternativos* y *rotativos* para las aplicaciones más comunes en un proceso. Son de capacidad constante y tienen presiones de descarga variables. La capacidad cambia por la velocidad o con el descargar de la válvula de succión. Además, sólo hay una pequeña variación en el flujo en una amplia gama de presiones.

1.1 COMPRESORES ALTERNATIVOS

Producen la compresión del fluido alternativamente, siendo un ejemplo clásico de este tipo los compresores a pistón.

Funcionan con el principio adiabático, mediante el cual se introduce el gas en el cilindro por las válvulas de entrada, se retiene y comprime en el cilindro y sale por las válvulas de descarga, en contra de la presión de descarga. Estos compresores rara vez se emplean como unidades individuales, salvo que el proceso requiera un funcionamiento intermitente. Tienen piezas de contacto que están sujetas a desgaste por fricción, como los anillos de los pistones con las paredes del cilindro, los resortes y las placas o discos de válvulas que se acoplan con sus asientos y entre la empaquetadura y la biela.

Estos compresores pueden estar lubricados o no. Si el proceso lo permite, es preferible tenerlo lubricado para que las piezas puedan durar más. Pero hay que tener cuidado de no lubricar de más porque la carbonización del aceite en las válvulas puede ocasionar adherencia y sobrecalentamiento. Además, los tubos de descarga con aceite son un riesgo potencial de incendio, por lo que se debe colocar corriente abajo un separador para eliminar el aceite. Los problemas más grandes en los compresores con cilindros lubricados son la suciedad y la humedad, pues destruyen la película de aceite dentro del cilindro. Para evitar la suciedad conviene utilizar coladores temporales en la succión y, la humedad y condensables que lleguen se pueden evitar con un separador colocado lo más cerca posible del compresor. Si se va a condensar aire húmedo, habrá

que pensar en camisas de vapor o precalentamiento del gas de admisión, corriente abajo del separador.

En los compresores sin lubricación, la suciedad suele ser el problema más serio. También un gas absolutamente seco puede ocasionar un severo desgaste de los anillos (que para estos casos suelen ser de materiales rellenos con teflón, bronce, vidrio o carbón).

Los compresores alternativos deben tener, preferentemente motores de baja velocidad, de acoplamiento directo y como suelen ser de velocidad constante, el control de la velocidad se logra mediante válvulas de descarga.

Las pulsaciones de presión son inherentes en los compresores alternativos y las ocasiona el movimiento alternativo del pistón. Para evitarlas se instalan amortiguadores de pulsaciones lo más cerca posible del compresor. Cumpliendo con ciertos límites de trabajo, se reducen las pulsaciones y se tendrá el mejor funcionamiento de las válvulas del compresor. Para tener seguridad de que el sistema total del compresor es adecuado, incluyendo la tubería y los tanques, el fabricante debe hacer un estudio semejante, y para los sistemas complejos, existen instituciones que hacen las pruebas de vibraciones mecánicas y acústicas. Una excelente fuente de información para compresores alternativos es la Norma API 618. Si se aplica, aumenta el costo del equipo, pero dicha norma representa muchos años de experiencia y puede significar la reducción de costosas reparaciones al arranque o después de empezar el funcionamiento.

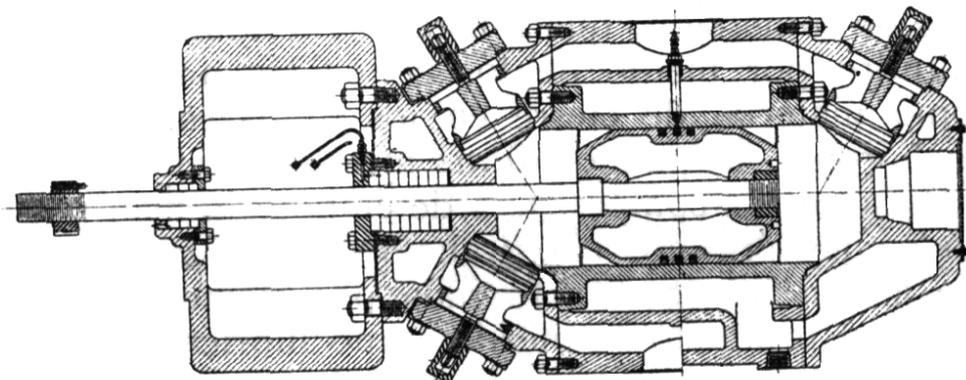
Compresor de émbolo

Cuando es preciso elevar la presión de los gases por encima de las 8 atm, generalmente se recurre a los compresores de émbolo, que consisten esencialmente en un pistón que se mueve alternativamente en el interior de un cilindro.

Los compresores de este tipo son generalmente de simple efecto, es decir que el pistón en su recorrido completo dentro del cilindro realiza una única compresión.

Es de gran importancia en los compresores de émbolo la más perfecta lubricación de todos los órganos que trabajan con rozamiento. En general se recurre a una lubricación forzada por medio de una bomba, que hace circular el producto empleado como lubricante dentro de un ciclo cerrado.

El órgano más delicado de los compresores es el mecanismo distribuidor que puede ser de corredera o de válvula. Las válvulas de los compresores son fundamentalmente válvulas de retroceso que permiten el paso de gas en un único sentido. El aire o gas aspirado penetra en el cilindro por la válvula de aspiración; el movimiento del pistón crea en su retroceso un vacío parcial dentro del cilindro y, la presión atmosférica más elevada sobre la válvula de aspiración determina la apertura de la misma, llenando el cilindro de aire atmosférico o gas. En la carrera de retorno, cuando la presión dentro del cilindro sobrepasa la existente sobre la válvula de impulsión o de descarga, esta se abre, permitiendo la salida del aire descargado por el compresor. Idéntico mecanismo tiene lugar a ambos lados del pistón en los de doble efecto.

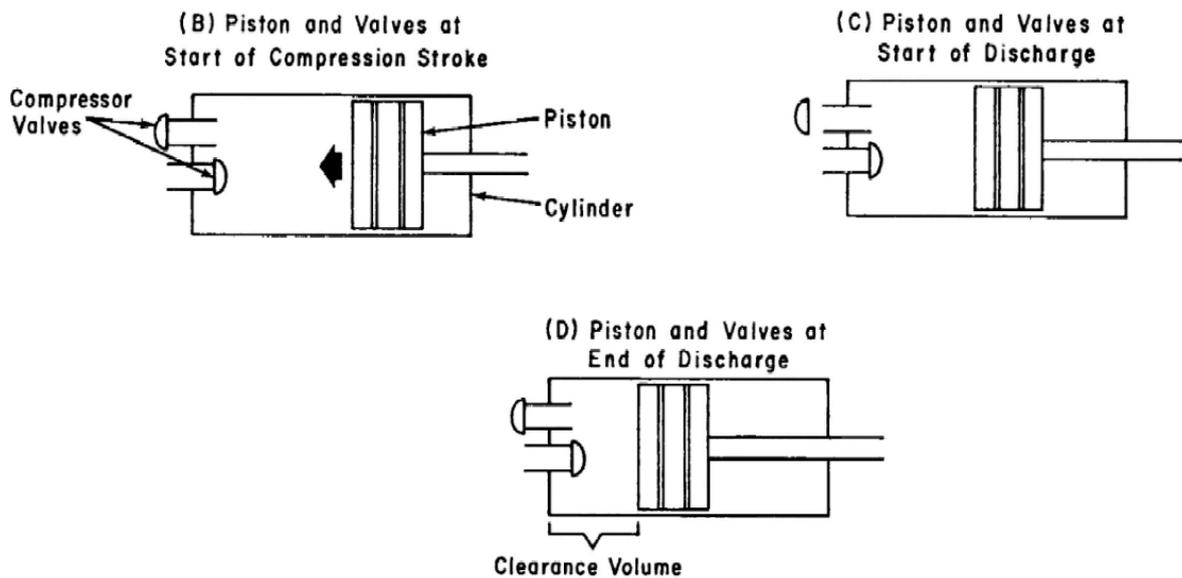
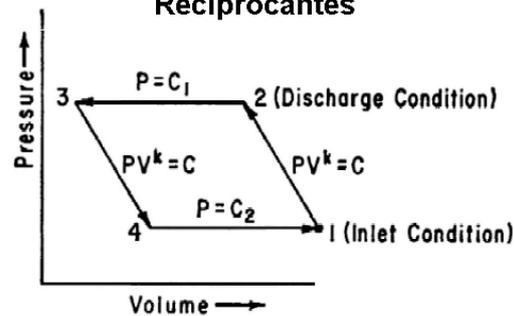


COMPRESOR DE EMBOLO

El ciclo que se describirá a continuación es netamente teórico. En la realidad existen desviaciones que se deben a distintos factores tales como:

- Caída de presión en el lado de aspiración.
- Calentamiento del aire de aspiración.
- Expansión del gas atrapado en espacios muertos.
- Fugas del gas internas y externas.

(A) Diagrama Ideal de Compresores Reciprocantes

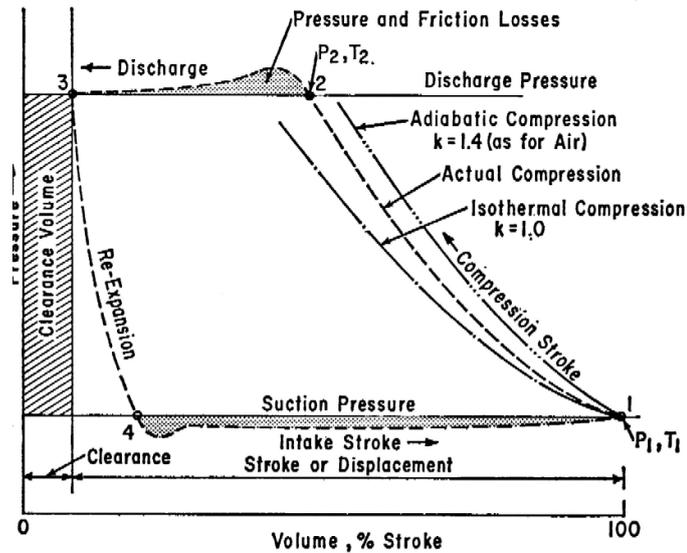


Estado B: comienza la carrera de compresión. El cilindro está lleno de gas a las correspondiente temperatura y presión de succión. El pistón se desplaza hacia el estado 2 con válvulas de succión y descarga cerradas.

Estado C: comienza la descarga del gas del cilindro, presentado el gas una mayor presión que la del sistema externo venciendo el rozamiento y provocando la apertura de la válvula de escape.

Estado D: todo el gas ha sido descargado del cilindro debido a la carrera del pistón. Este también es el punto de comienzo de la carrera de retorno del pistón, pero no el comienzo de la succión del cilindro. (ésto se debe a que el gas de los espacios muertos se expande, permaneciendo ambas válvulas cerradas)

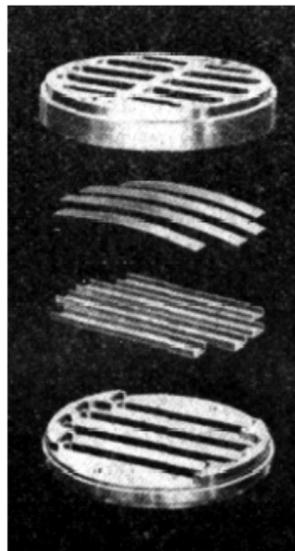
Estado E: comienza la succión del gas hacia el interior del cilindro. Esto se debe a que la presión en el interior es menor a la de succión del sistema ideal produciendo la apertura de la válvula de admisión, permitiendo la entrada de gas hasta que se retorna al estado B, repitiéndose el ciclo.



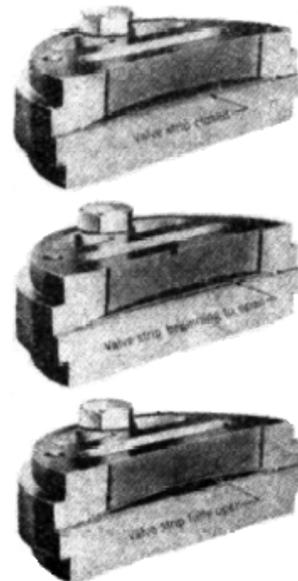
Las válvulas usadas para estos compresores son los siguientes:



Válvula de disco con muelles



Válvula de canales



Válvula de lengüeta (sección)



Válvula de discos con muelles espirales



Compresor de Cruceta

Estos compresores son generalmente de doble efecto, dos compresiones, una con cada cara del cilindro, en cada movimiento de vaivén del pistón. Se llaman de cruceta porque el vástago directamente unido al pistón sólo acompaña el movimiento ascendente y descendente del pistón. En el extremo de este vástago se encuentra una rótula o cruceta de donde se conecta la biela transmisora del movimiento al cigüeñal. Este tipo de compresores brinda fluidos comprimidos más limpios ya que si son lubricados, la lubricación de las partes móviles como biela y rótula se realiza fuera del cilindro.

Los tipos más comunes de compresores son de cruceta y entroncados.

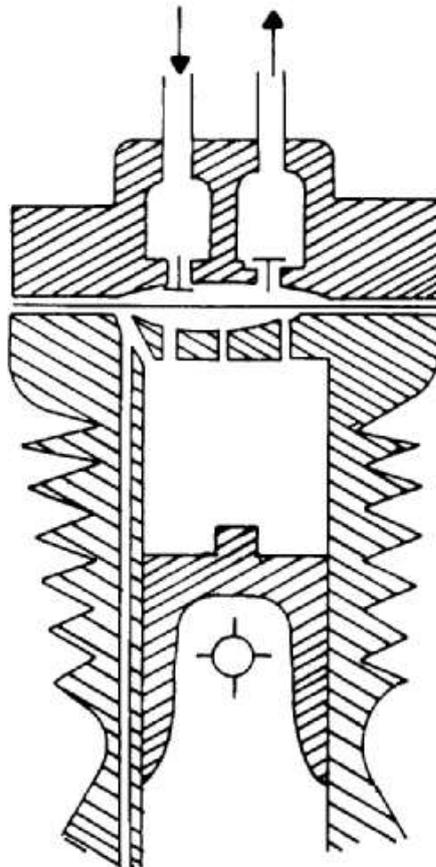
Compresores de diafragma

Los compresores de diafragma tienen un funcionamiento similar a los de pistón. Un pistón comprime y aspira aceite bajo una membrana pistón deformable sujeta entre dos tapas. Esta membrana se apoya alternativamente en la tapa superior y en la inferior, comprimiendo y aspirando así el gas cada vez.

Una bomba auxiliar movida por el cigüeñal¹ envía aceite sobre el pistón y un limitador de presión regulable deja volver al carter² el aceite sobrante.

Este compresor se utiliza para pequeñas y medianas potencias. Tiene la ventaja de suprimir la preocupación del retorno de aceite, ya que éste no se mezcla con el fluido.

También usan generalmente, para efectuar vacío.



Esquema de funcionamiento de un Compresor de membrana

¹ Cigüeñal: elemento dotado con movimiento de rotación y accionado por la máquina motriz y en cuyos cuellos van fijadas las bielas.

² Carter: depósito de aceite lubricante donde se mueve el cigüeñal y las bielas.

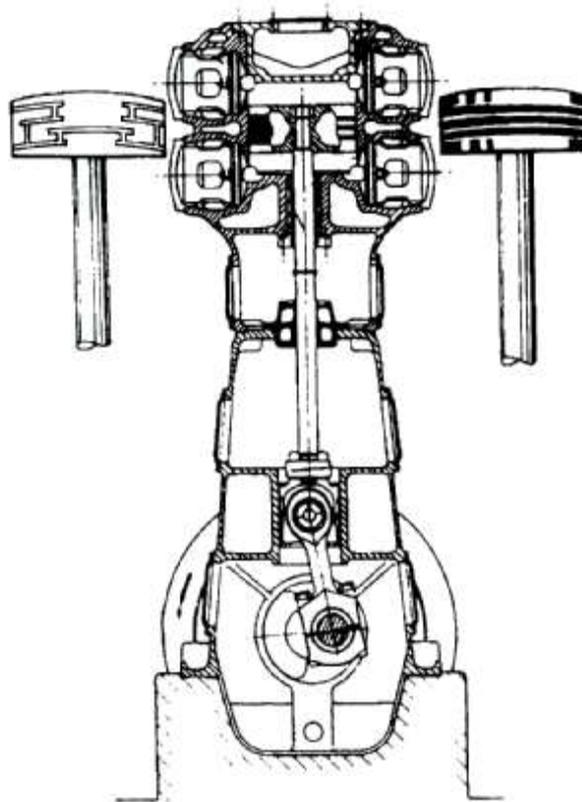
Compresor de pistón laberinto

Este tipo de compresor nació a raíz de las necesidades que tenían algunas industrias de conseguir gases a presión desprovistos de restos de lubricantes o de partículas de material arrancadas por frotamiento de los segmentos contra el cilindro.

Para resolver este inconveniente surgieron primero los compresores a pistón seco sin lubricación, pero con el fin de conseguir un buen ajuste entre el pistón y el cilindro se diseñó el compresor con pistón laberinto, es decir un pistón con ranuras muy pequeñas en su periferia y comunicadas unas con otras en distintos puntos, de modo que al gas le sea sumamente difícil escapar, ya que para ello ha de recorrer una serie de círculos en los que irá perdiendo velocidad presión progresivamente.

Las empaquetaduras de biela también son del tipo laberíntico. Las fugas interiores son mayores que en los compresores de pistones con aros, pero el aire suministrado es de extrema limpieza.

Normalmente son compresores de doble efecto.



Corte de un compresor de pistón seco

- A— Pistón con laberinto
- B— Pistón con segmentos en plástico

Compresor de pistón libre

La principal diferencia de estos compresores es que el pistón recorre el interior del cilindro sin estar acoplado a ningún vástago, ni biela, ni cigüeñal o volante de inercia. La compresión se produce porque existe otro fluido derivado de otro proceso independiente que empuja el émbolo en la cara opuesta a la cara que da a la cámara de compresión, produciendo así el desplazamiento.

1.2 Compresores rotativos o sopladores

Realizan la compresión del fluido de modo continuo y su pieza fundamental o elemento mecánico que realiza la compresión es un rotor que gira a buena velocidad.

Hay varios tipos de compresores rotativos de desplazamiento positivo, entre ellos están el de tipo de soplador con lóbulos (como el diseño de Rootes), el tipo de espiral rotatorio SMR, el diseño de anillo de agua y el de aletas deslizables.

Todos tienen una capacidad fija con contrapresión variable. Cabe mencionar que estos compresores son muy ruidosos y no suelen tener protección silenciadores de succión y descarga, y pueden necesitar casetas con aislamiento acústico, pues algunos reglamentos ya lo exigen.

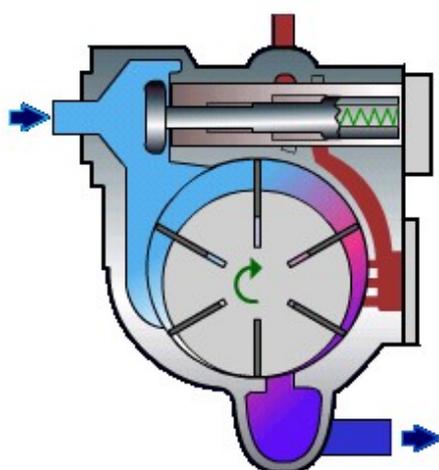
En general los compresores rotatorios sólo son para necesidades especiales, con poco aumento de presión y baja capacidad. Pero, no se los debe pasar por alto cuando se trata de seleccionar el adecuado para una aplicación,

Compresor de rotor con aletas deslizantes

Este tipo de compresor consta de un rotor cilíndrico que tiene ranuras longitudinales y profundas, cuya cantidad depende del tamaño y requisitos de funcionamiento del compresor. En dichas ranuras se colocan aletas rectangulares que son libres de desplazarse radialmente por la fuerza centrífuga. Este cilindro con sus aletas se coloca dentro de otro cilindro (estator) de mayor diámetro e igual longitud, pero según un eje excéntrico. El motor se acopla a las extensiones axiales del rotor, de manera que al girar, las aletas capturan el aire en la parte más alejada del rotor y siempre en contacto con las paredes del estator, y lo llevan hacia la descarga. La compresión se produce a lo largo del camino debido a la reducción de espacio provocada por el acercamiento de la pared del estator hacia el centro del rotor.

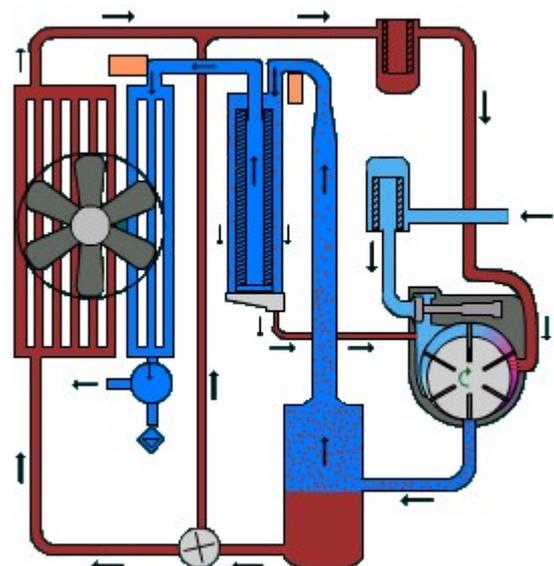
El principal constituyente de las aletas es asbesto, algodón impregnado con resina fenólica o aluminio. En compresores sin lubricación se emplea grafito y bronce.

La lubricación puede hacerse por inyección de copiosas cantidades de aceite en la cámara de compresión, provocando también el sellado y refrigerado del compresor simultáneamente.



Compresor con aletas deslizantes

DIAGRAMA DE OPERACION ESQUEMÁTICO



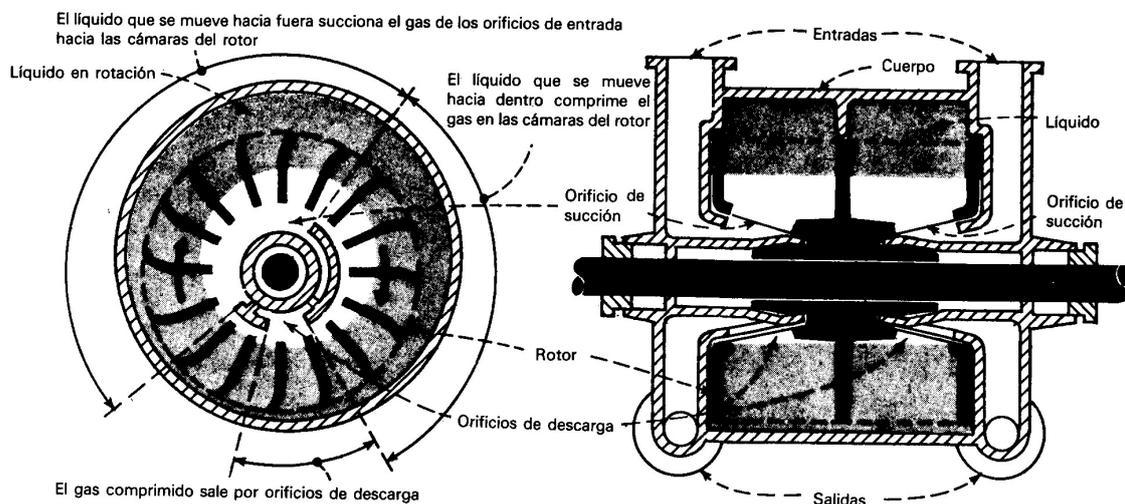
— recorrido del aceite
— recorrido del aire

Compresor de anillo líquido

Conforme gira la hélice de paletas, la fuerza centrífuga impulsa al líquido sellador contra las paredes de la carcasa elíptica o estator, formando un anillo líquido que actúa como lubricante y como cierre entre las paletas del rotor y la pared interna del estator, entonces el aire o gas avanza hacia el centro del rotor, se reduce su volumen y aumenta su presión hasta que pasa por los orificios de descarga y sale contra la presión de descarga. El fluido de descarga se encuentra saturado de la sustancia selladora, por lo que si es necesario habrá que separarle la humedad presente. Se requiere la recirculación externa o el reemplazo del líquido sellador para evitar el calentamiento excesivo.

Este diseño tiene la ventaja de que el gas no hace contacto con las partes rotatorias metálicas por lo cual se lo usa para manejar mezclas de gases con alto contenido ácido o gases corrosivos.

Los aspectos críticos son la presión de vapor del gas de entrada, comparada con la presión de vapor del líquido que forma el anillo y el aumento de la temperatura en el mismo. La presión de vapor del fluido para sellos debe ser muy inferior al punto de ebullición, pues en otra forma se evaporará el anillo, ocasionando la pérdida de capacidad y quizá serios daños por sobrecalentamiento.



COMPRESOR ROTATORIO DE ANILLO LIQUIDO

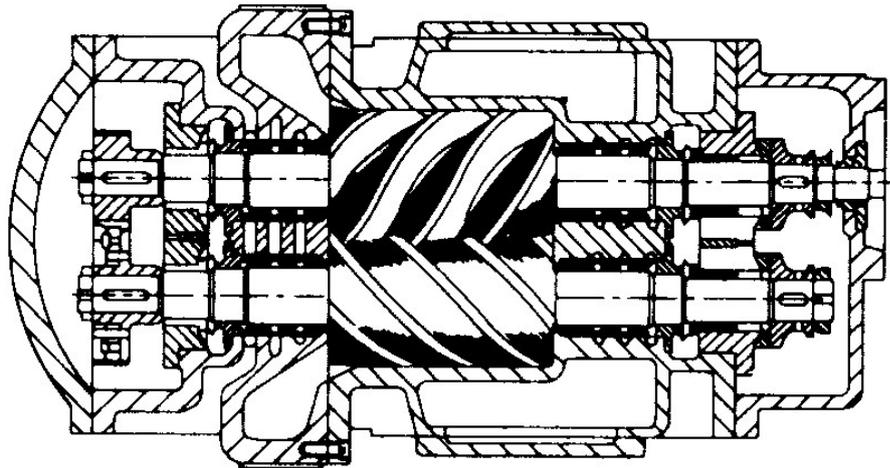
Compresor de tornillo

Este tipo de compresores se utilizan para altas presiones y vienen en tamaños grandes. Tienen dos tornillos que giran en sentidos opuestos y hermanados, y que trasladan el aire aspirado hacia una cámara de compresión externa.

La ausencia de válvulas de aspiración y descarga y de fuerza de desequilibrio mecánico dan la posibilidad de funcionamiento a alta velocidad.

La regulación de la capacidad del compresor se logra mediante una válvula que restringe la entrada de aire al compresor. La tubería de descarga se equipa con una válvula antirretorno que se cierra al cerrar el suministro de aire. Cuando el compresor gira en vacío el aire se desvía por un canal que conecta el sector de descarga con el de aspiración evitando que el compresor se convierta en una bomba de vacío. Se puede también regular la carga o capacidad del compresor variando la velocidad. La válvula antirretorno sirve para que cuando la cámara de compresión esté a presión y llena el compresor no invierta su movimiento o funcione como motor cuando se emita la señal de parada del compresor.

Como los rotores no se tocan entre sí no es necesaria la lubricación de la cámara de compresión por lo tanto suministra aire exento de aceite.

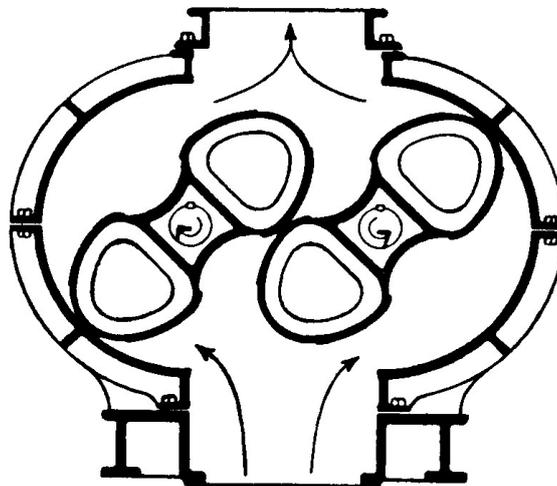


COMPRESOR ROTATIVO DEL TIPO TORNILLO

Compresor de lóbulos

Consta de dos o tres rotores bilobulados que giran solidarios y hermanados en sentidos opuestos y trasladan el fluido desde la zona de aspiración hasta la salida produciéndose la compresión en una cámara externa.

Se usan principalmente como sopladores de baja presión, y también se utilizan mucho como bombas de vacío, que son compresores que funcionan con presiones de succión inferiores a la atmosférica y con presiones de descarga iguales a la atmosférica.



COMPRESOR ROTATIVO BILOBULAR

2- COMPRESORES DINÁMICOS

2.1- Compresores Centrífugos

Un compresor centrífugo aumenta la presión del gas acelerándolo a medida que fluye a través del rodete y convirtiendo la energía cinética a energía de presión al pasar a través de la sección del difusor. La carcasa es estacionara y los rotores están montados en el eje que se hace girar por el mando. La configuración general se parece a una bomba centrífuga. Sin embargo la diferencia significativa en rendimiento se debe a la compresibilidad del gas. Una analogía dinámica entre estos dos equipos se puede utilizar para simplificar los principios fundamentales que intervienen. Ambos reciben energía mecánica de una fuente externa y por medio de un rodete la transforman en

energía de presión del fluido. La fuerza centrífuga depende de la velocidad tangencial del rodete y de la densidad del fluido. El funcionamiento de un compresor centrífugo depende más de la densidad y de las características del fluido que en el caso de un compresor alternativo.

Se usan para el manejo de grandes volúmenes de gases, con elevaciones de presión desde 3,5 kPa hasta varios centenares y maneja caudales de 4000 m³/min. La mayor parte de los compresores operan a velocidades entre 50000 y 100000 rpm (esta velocidad está limitada por el material del impulsor).

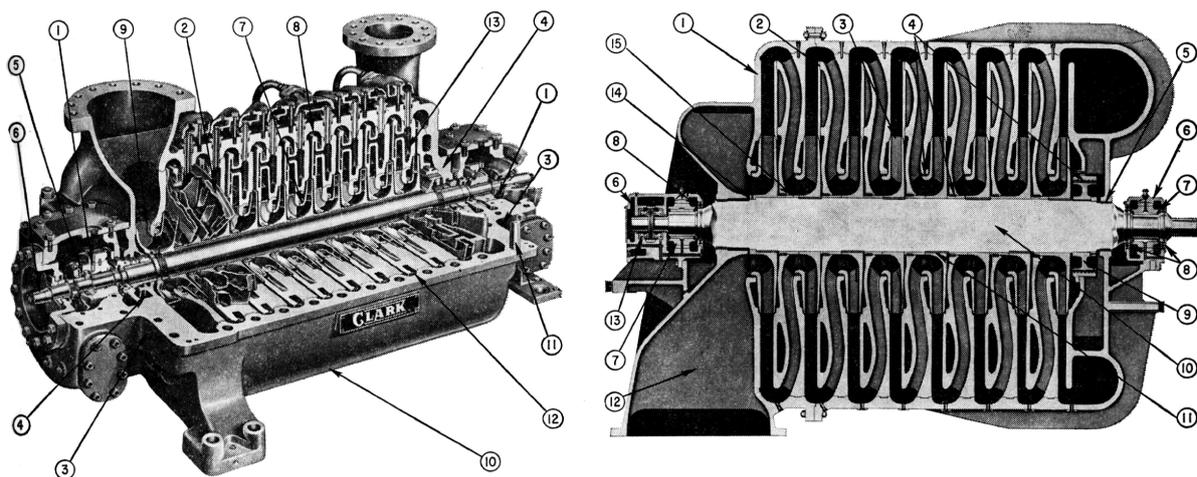
Son muy utilizadas en la industria química para comprimir gases de proceso, abastecer de aire a la planta, como aspiradoras para ventilación en sistemas de aireación, y transportar sólidos en suspensión. En la industria del hierro y del acero son usados para abastecer hornos de oxígeno y como impulsores de línea de gas natural.

Estos compresores pueden ser de etapa simple o múltiple en carcasa sencilla, o se pueden utilizar otros tipos de carcasas simples o múltiples en serie. Una carcasa simple no tiene más de 7 u 8 etapas, a partir de esa cantidad se puede utilizar etapas en serie, con enfriadores intermedios entre ellas.

Una característica importante es que se adaptan a refrigeración intermedia, entre las distintas etapas o entre las carcasas; se puede, así, enfriar parcialmente los líquidos y trabajar en forma isotérmica, minimizando la potencia requerida para la compresión.

Tienen menor eficiencia que los compresores de desplazamiento.

EQUIPO DE COMPRESIÓN



Diafragmas y difusores

Los diafragmas son la separación de las sucesivas etapas impulsoras. Forman las paredes del difusor y los pasajes de retorno para guiar el gas a la entrada del próximo impulsor. Pueden ser

enfriados con líquidos o no. La figura anterior representa las dos mitades de un diafragma no enfriado para una unidad partida horizontalmente.

Los diafragmas son insertados en las estrías correspondientes que se encuentran en la carcasa y trabados en cada mitad de ella. El diseño de estos diafragmas tiene un papel fundamental en las características operacionales de la máquina. Los espacios entre las caras son cuidadosamente proporcionados para acomodarse a la forma de diseño del rodete y minimizar las pérdidas de presión.

Los diafragmas refrigerados por agua son utilizados para enfriar las superficies de los pasajes y en consecuencia reducir la temperatura del gas que pasa a través de la máquina, esto, por lo general, permitirá mayores relaciones de compresión para una misma carcasa.

Algunos diseños son utilizados en aplicaciones de alta relación de compresión, de alta presión, para gases peligrosos o materiales sensibles a la temperatura. La cuidadosa instalación de los diafragmas refrigerados previene la contaminación del gas por el fluido refrigerante. A pesar del cuidado y atención al correcto sellado, ensamblado siempre existe la posibilidad de una filtración de refrigerante en el gas o viceversa. Se debe prestar gran atención a los detalles mecánicos en este punto. Algunos compresores de cloro seco usan un solvente no corrosivo clorado como refrigerante para garantizar la ausencia de agua en el sistema.

Sellos

Los sellos de extremo del eje de compresores centrífugos controlan una serie de presiones con diversos gases.

Hay disponibles varios tipos de sellos de extremo. La selección depende de la presión de succión de un compresor. Porque casi todos tienen el extremo de descarga equilibrado contra la presión de succión; es decir, los extremos de entrada y descarga del compresor tienen la presión de succión.

A continuación se mencionan tipos de sellos y sus límites normales de presión.

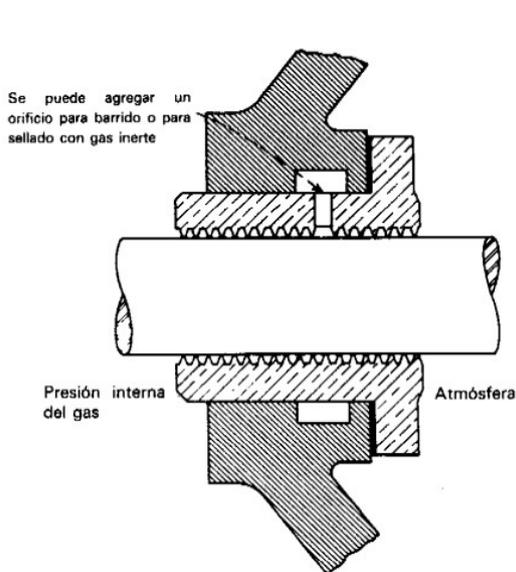
Tipo de Sello	Presión aproximada en psig
Laberinto	15
Anillo de Carbón	100
Película de aceite.	3000 o más
Contacto Mecánico	500

La ventaja del **sello de laberinto** es que es del tipo de holguras sin pieza de rozamiento y es el más sencillo de todos. También se utiliza entre las etapas o pasos de los compresores de etapa múltiple. Su desventaja es la gran cantidad de fugas que permite, las cuales no se pueden tolerar con gases costosos como el nitrógeno o el oxígeno.

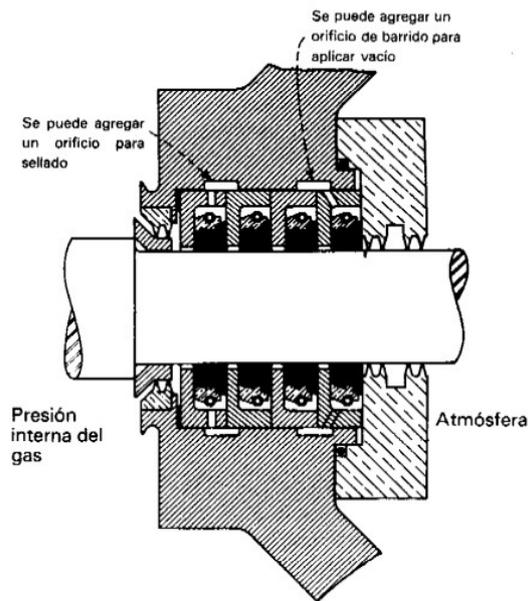
Los **sellos de anillo de carbón** no se suelen utilizar mucho, salvo cuando el gas está limpio o hay un medio amortiguador limpio que incluya un lubricante. Como estos sellos son de mínima holgura sufren desgaste. Son de menor costo que los sellos de película de aceite o de contacto mecánico y tienen la ventaja de que impiden las fugas externas del gas comprimido.

En el **sello de contacto mecánico** hay una película de aceite que se mantiene entre sus caras estacionaria y giratoria. Tiene la ventaja de que minimiza el paso de aceite hacia el lado del gas. También es más o menos sensible a la presión diferencial entre la presión de succión del aceite para sello, lo cual puede ocasionar serios daños en las caras pareadas, por una pérdida de la película de aceite.

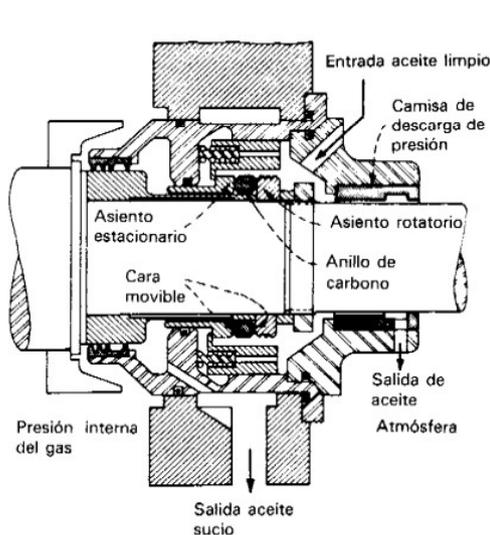
En el **sello de la película de aceite**, como en el de contacto mecánico, se emplea la película para sellar el gas comprimido de la atmósfera. Al contrario del sello de contacto mecánico es del tipo con holgura reducida y se necesita una diferencia muy precisa entre la presión de succión y la de sellamiento para minimizar las fugas internas de aceite. Cuando el aceite para sello es parte del aceite de lubricación podrían ocurrir pérdidas excesivas y problemas de mantenimiento para eliminar el aceite contaminado y volver a llenar el sistema de lubricación. Este tipo de sello se utiliza por las altas presiones de succión que son comunes en la industria de procesos químicos.



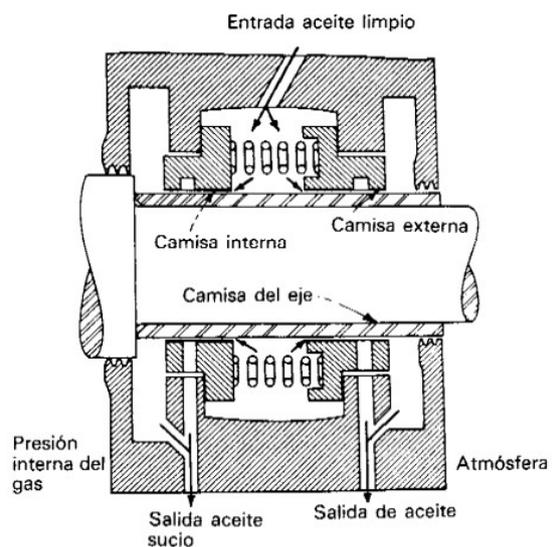
LABERINTO



ANILLO DE RESTRICCIÓN



MECANICO (de contacto)



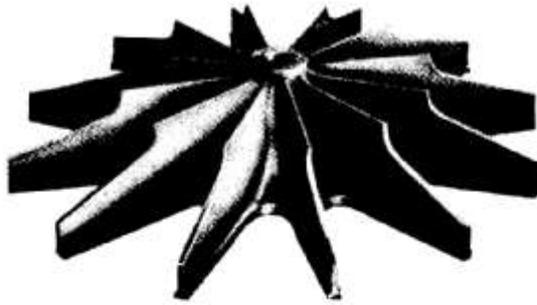
PELICULA DE LIQUIDO

La desventaja de los sistemas de sellos de película de aceite y de contacto mecánico es que necesitan controles complicados, bombas adicionales y un enfriador y filtro de aceite de sello, si es que se emplea un sistema separado para ello.

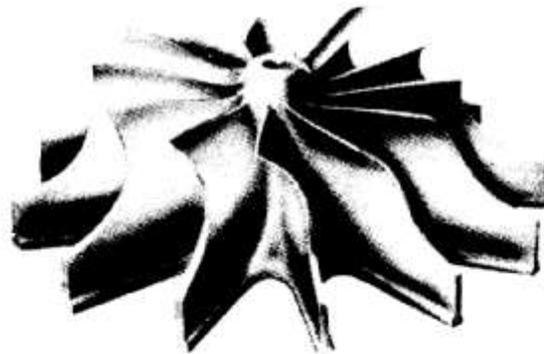
Impulsores

Frecuentemente se usan estos tres tipos:

- El impulsor convencional, cerrado con placas se utiliza para cargas adiabáticas de hasta 8,6 kcal/kg
- El impulsor abierto de álabes radiales puede producir más carga para los mismos diámetros y velocidades que en el caso anterior.
- El impulsor abierto con inductor o con álabes tridimensionales desarrolla hasta 14,3 kcal/kg de carga.



Impulsor radial abierto



Impulsor con inductor abierto



Impulsor cerrado

Impulsores de una etapa para compresores

Ventajas de los compresores Centrífugos

En el intervalo de 2000-200000 pie³/min, y según sea la relación de presión, este compresor es económico porque se puede instalar una sola unidad.

Ofrece una variación bastante amplia en el flujo con un cambio pequeño en la carga.

La ausencia de piezas rozantes en la corriente de compresión permite trabajar un largo tiempo entre intervalos de mantenimiento, siempre y cuando los sistemas auxiliares de aceite lubricante y aceite de sellos estén correctos.

Se pueden obtener grandes volúmenes en un lugar de tamaño pequeño. Esto es una ventaja, cuando el terreno es muy costoso.

Cuando se genera suficiente vapor en el proceso, un compresor centrífugo será adecuado para moverlo con una turbina de vapor de conexión directa.

Su característica es un flujo suave y libre de pulsación.

Para el proceso, el compresor centrífugo tiene la ventaja de que envía gas libre de aceite y de que no hay piezas que se desgasten en la corriente del compresor.

Desventajas de los compresores Centrífugos

Los centrífugos son sensibles al peso molecular del gas que se comprime. Los cambios imprevistos en el peso molecular pueden hacer que las presiones de descarga sean muy altas o muy bajas.

Se necesitan velocidades muy altas en las puntas para producir la presión. Con la tendencia a reducir el tamaño y aumentar el flujo, hay que tener mucho más cuidado al balancear los rotores y con los materiales empleados en componentes sometidos a grandes esfuerzos.

Un aumento pequeño en la caída de presión en el sistema de procesos puede ocasionar reducciones muy grandes en el volumen del compresor

Se requiere un complicado sistema para aceite lubricante y aceite para sellos.

Compresores axiales

El elemento giratorio consiste en un tambor al que van fijadas varias hileras de hojas de altura decreciente, con secciones de corte transversal en forma aerodinámica. Entre cada hilera hay una fila de estacionaria que reencausa el flujo y logra cierta cantidad de conversión de la velocidad de carga a presión.

El flujo sigue la dirección de su eje. El gas pasa axialmente por el compresor, por las hileras alternadas de paletas estacionarias y rotativas que le comunican al gas, velocidad y luego presión.

Son de alta eficiencia y su capacidad mínima aproximada es 15 m³/s. El factor que limita la relación de presión de cada unidad es que es muy difícil de refrigerar entre etapas.

Como este tipo de compresores tienen diámetro pequeño funcionan a grandes velocidades. Las razones de presión son comparables a la de los compresores centrífugos.

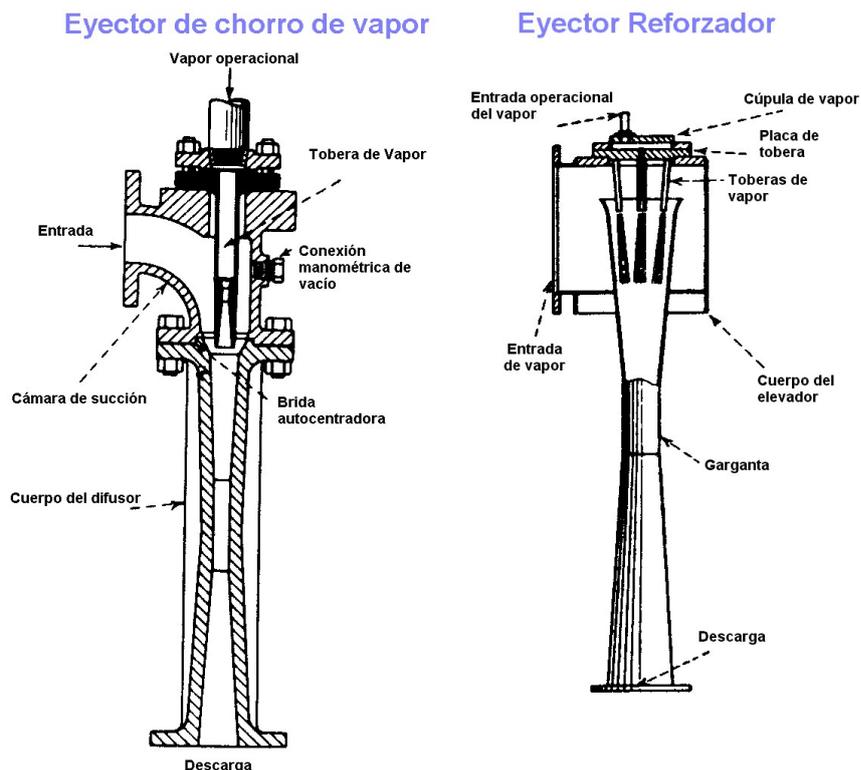
Se utilizan para aplicaciones de flujo constante y presiones moderadas, como turbinas de gas. En la industria química se emplean en plantas de ácido nítrico o donde se requieran grandes cantidades de gas. En la industria del acero se usan para ventiladores de tiro forzado.

Las corrientes deben estar libres de aceites lubricantes u otros contaminantes. El rendimiento de estos compresores es hasta un 10 % mayor que el de los compresores centrífugos.

Eyectores

Un eyector es un tipo simplificado de bomba al vacío o compresor que no tiene pistones, válvulas, rotores ni otras piezas móviles; por lo cual su duración es prolongada, tienen elevada eficiencia y bajo costo de mantenimiento. Manejan todo tipo de gases y sirven para mezclas que contengan materias sólidas o pegajosas.

- **Eyector de chorro de vapor:** consiste en una tobera de vapor que descarga un chorro a alta velocidad a través de una cámara de succión, que está conectada al equipo a evacuar. El vapor recoge el gas y lo lleva a un difusor en forma de Venturi, que convierte la energía de velocidad del vapor en energía de presión.
- **Eyector reforzador:** es un eyector de tamaño grande que tiene toberas múltiples que se pueden conectar en serie para lograr una menor presión o un mayor vacío, o en paralelo para una mayor cantidad de gases extraídos.



Para seleccionar el tipo de eyector que necesitamos, debemos tener en cuenta la presión de vapor mínima en la línea de suministro, la temperatura máxima del agua, la temperatura y presión mínima de succión que se requiere y la capacidad necesaria a la presión mínima de procesamiento.

Ventiladores

Se diferencian de los demás compresores porque utilizan presiones bajas, aproximadamente menos de 3,447kPa.

Se utilizan, entre otros, para trabajos de ventilación, suministro de corriente de aire a hornos y calderas, desplazamiento de grandes volúmenes de gas o aire por ductos, suministro de aire para desecación, transporte de materiales suspendidos en corrientes de gas, eliminación de humos, etc.

Ventiladores centrífugos

Su principio de funcionamiento es el mismo que el de una bomba centrífuga, la diferencia se da ante el hecho de que los ventiladores trabajan con gases compresibles.

Se construyen de tres tipos generales:

- Ventiladores de paletas rectas o de placas de acero: tienen rotores de diámetro relativamente grande con 5 a 12 aletas radiales y funcionan a velocidades bajas. Se utilizan para trabajos de eliminación de aire.
- Ventiladores de hojas curvas hacia adelante: son del tipo “sirocco” y tienen de 20 a 64 paletas. Los rotores son del diámetro y funcionan a velocidades más altas que las unidades de paleta recta.
- Ventiladores de hojas curvas hacia atrás: tienen de 10 a 50 paletas, son del tipo de aletas múltiples. Se dividen en dos grupos ventiladores de disco y de hélice.

Ventiladores de flujo axial

Se dividen en:

- Ventiladores de tipo disco: tienen paletas similares a las de un ventilador doméstico. Se usan usualmente para circulación general o trabajos de eliminación sin ductos.
- Ventiladores de tipo hélice: las aletas tienen un diseño similar al aeronáutico. Pueden ser de una o dos etapas.

Principio de funcionamiento

La presión desarrollada en el ventilador procede de dos fuentes, la fuerza centrífuga debida a la rotación de un volumen de gas o aire encerrado, y la velocidad impartida al gas por las paletas y convertido en presión por la carcasa, que tiene forma de espiral o caracol.

La fuerza centrífuga produce compresión del fluido, ésta se llama presión estática y depende de la razón de la velocidad de salida de las puntas de las aletas y la de entrada en la base de las mismas. En conclusión cuanto más largas sean éstas mayor será la presión estática desarrollada en el ventilador.

La presión operacional será la suma de la presión estática y la carga de velocidad del aire que sale del ventilador.

Características

Tienen una eficiencia del 40 al 70%. Su funcionamiento varía con los cambios de condiciones de temperatura, velocidad, densidad del gas que se maneja, etc.

El volumen del gas desplazado, así como la presión y la potencia varían con la velocidad.

Pueden manejar sólidos en suspensión.