

MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Aylin Belchior 982604

Turbo compressores axiais

Turbo compressores axiais - são em geral constituídas por um conjunto de pás móveis, onde o escoamento é acelerado, aumentando a energia cinética absoluta do fluido e sua entalpia, e por vezes seguida por uma coroa de pás fixa (difuso) onde o escoamento é desacelerado com mais aumento da entalpia do fluido.

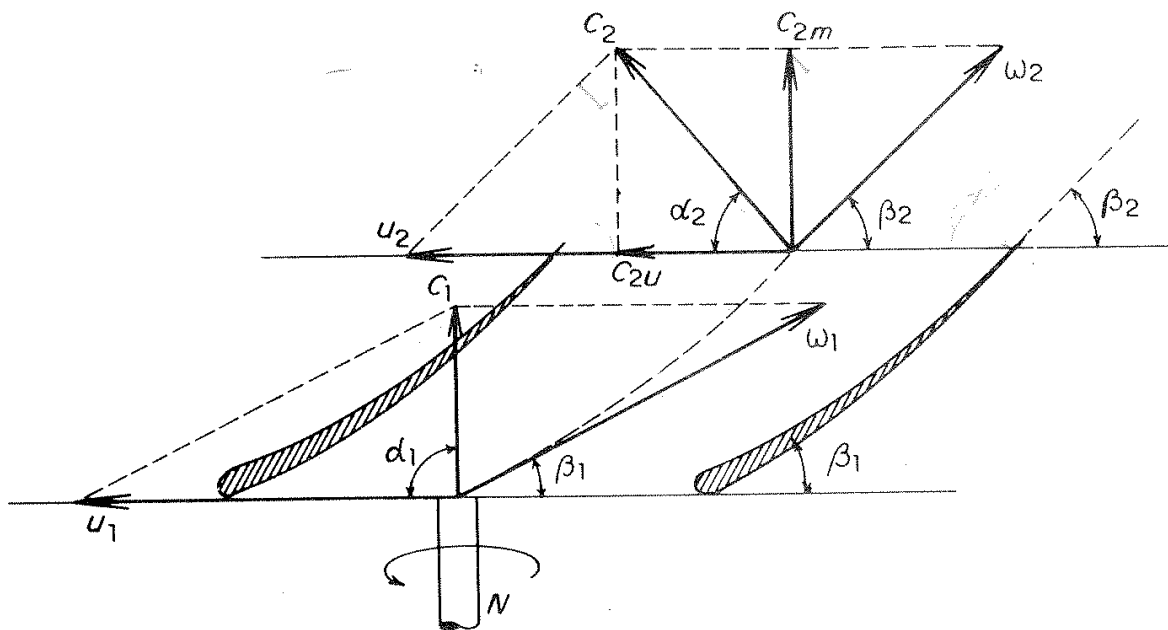
Os turbo compressores axiais funcionam como ventiladores do mesmo tipo, mas são constituídos de vários estágios de compressão. Para isso eles dispõem de uma série de pás móveis (rotor), intercalados entre pás fixas, que servem de difusor para o rotor precedente e de distribuidor para o seguinte.

Os turbocompressores axiais são usados, atualmente, nas instalações de turbinas a gás, nos turborreatores de aviões, na injeção de ar nos alto-fornos, etc.

Elementos fundamentais

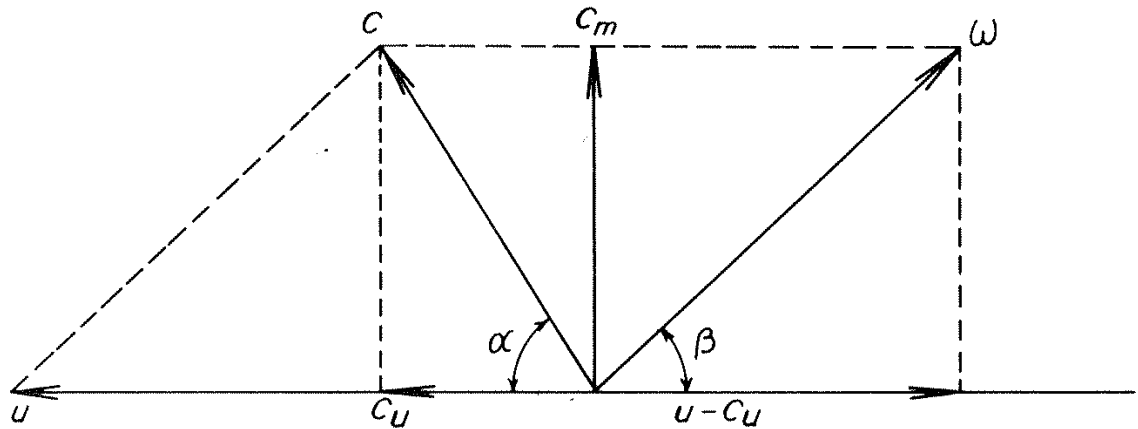
Com base na equação, já deduzida para os ventiladores centrífugos,

$$-A I_m = H_e = A/g (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1)$$



que, para o caso de entrada axial, toma o aspecto

$$-AL_m = H_e = A/g \cdot u_2 c_{2u} \cos \alpha_2,$$



e considerando que, para um mesmo raio, os triângulos das velocidades da figura acima apresentam

$$r_1 = r_2 = r,$$

$$u_2 = u_1 = u,$$

$$c_{2m} = c_{1m} = c_m \text{ (mesma seção de passagem),}$$

podemos escrever

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} = \frac{c_m}{u},$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} = \frac{c_m}{u - c_{2u}},$$

$$-AL_m = H_e = \frac{A}{g} u c_{2u},$$

ou atendendo ao conceito de rendimento adiabático de uma compressão

$$\eta_a = \frac{H_o}{H_e} \cong \frac{Av \Delta p}{H_e}$$

$$\Delta p = \frac{\eta_a H_e}{Av} = \frac{\gamma}{g} \eta_a u c_{2u} \quad ,$$

$$c_{2u} = \frac{g \Delta p}{\gamma \eta_a u} \quad ,$$

onde

$$u = \frac{\pi D N}{60} \quad ,$$

$$c_m = \frac{V}{\eta_h S} = \frac{4V}{\eta_h \pi (D_e^2 - D_i^2)} \quad .$$

Uma análise sumária das equações, mostra que uma diferença de pressão positiva decorre de

$$c_{2u} > 0,$$

isto é, uma curvatura adequada da pá,

$$\operatorname{tg} \beta_2 > \operatorname{tg} \beta_1,$$

$$\beta_2 > \beta_1.$$

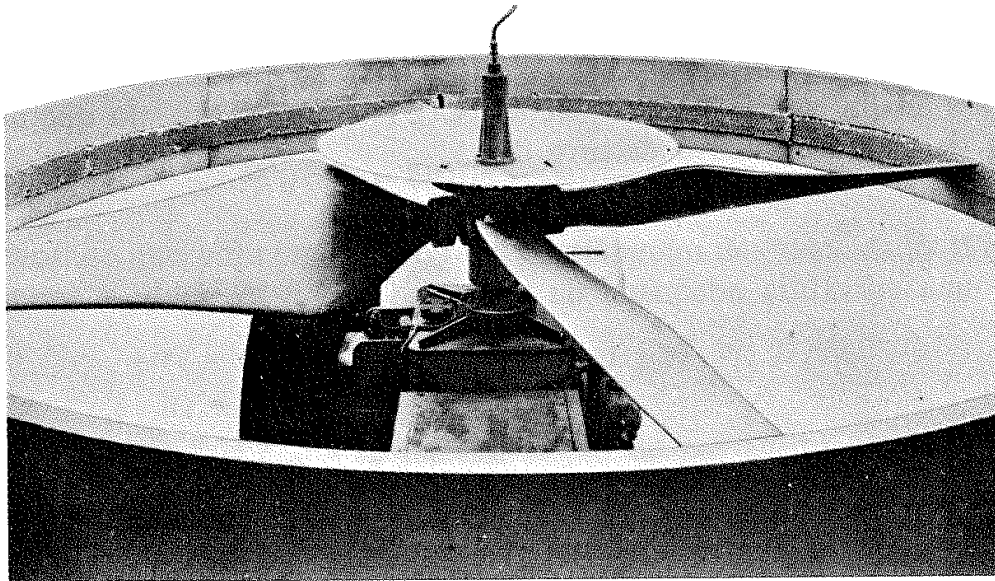
Rendimentos

Assim como para os compressores centrífugos, devemos considerar, para os compressores axiais, três espécies de rendimentos, que variam dentro dos valores médios que constam na tabela abaixo:

<i>Tipo</i>	η_a	η_h	η_m	η_{total}
Helicoidais	0,30 a 0,60	0,70 a 0,80	0,80 a 0,90	0,20 a 0,42
Tubo-axiais	0,70 a 0,80	0,85 a 0,95	0,85 a 0,95	0,55 a 0,72
Tubo-axiais com orientadores	0,75 a 0,85	0,85 a 0,95	0,85 a 0,95	0,60 a 0,76
Tubo-axiais com orientadores e difusores	0,80 a 0,90	0,90 a 0,95	0,85 a 0,95	0,65 a 0,80
Turbocompressores axiais	0,75 a 0,85	0,90 a 0,95	0,85 a 0,95	0,65 a 0,76

Rendimentos adiabáticos elevados são obtidos com relações características c/u e c_m/u adequadas e um traçado racional do perfil das pás.

Para a melhoria do rendimento hidráulico, são necessárias: uma boa relação $a-D_i/D_e$, uma boa conformação da pá para manter a velocidade axial C_m constante ao longo de toda hélice, e uma boa vedação entre a hélice e o envoltório, que se consegue com a instalação, entre os mesmos, de uma estrutura em ninho de abelha.



Finalmente, a redução das perdas mecânicas, com o uso de mancais adequados, e um bom equilíbrio dinâmico do rotor garantem um alto rendimento mecânico.

Relações características

Assim como para os compressores centrífugos, podemos estabelecer os compressores axiais uma série de relações características de grande importância para o cálculo dos mesmos. Lembrando assim que

$$V = c_m \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \eta_h = c_m \frac{\pi}{4} \eta_h \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^2 \right] D_e^2,$$

e fazendo

$$\frac{D_i}{D_e} = a \quad (\text{relação de diâmetros}) ,$$

obtemos

$$V = \frac{\pi}{4} \eta_h (1 - a^2) \left(\frac{c_m}{u_2} \right) D_e^2 u_2,$$

e igualmente

$$V = \frac{\pi}{4} \eta_h (1 - a^2) \left(\frac{c_m}{u_2} \right) \frac{\pi}{60} D_e^3 N$$

onde a relação adimensional

$$K_v = \frac{\pi}{4} \eta_h (1 - a^2) \frac{c_m}{u_2} = \frac{V}{D_e^2 u_2} ,$$

denomina-se coeficiente de vazão.

O coeficiente de vazão dos ventiladores axiais, pode ser expresso também em função da velocidade absoluta axial, referida à área da hélice c'_m . Assim fazendo:

$$V = c'_m \frac{\pi}{4} D_e^2 \eta_h,$$

teríamos

$$V = \frac{\pi}{4} \eta_h \frac{c'_m}{u_2} D_e^2 u_2,$$

ou, ainda,

$$V = \frac{\pi}{4} \eta_h \frac{c'_m}{u_2} \frac{\pi}{60} D_e^3 N,$$

donde

$$K_v = \frac{\pi}{4} \eta_h \frac{c'_m}{u_2} = \frac{V}{D_e^2 u_2} .$$

Naturalmente, em virtude da igualdade das expressões acima, podemos dizer que:

$$\frac{c_m(1 - a^2)}{u_2} = \frac{c'_m}{u_2} .$$

Por outro lado, lembrando ainda que

$$\Delta p \cong \frac{c^2}{2g} \gamma = \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{c}{u_2} \right)^2 u_2^2$$

$$\Delta p = \frac{\pi^2}{60^2} \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{c}{u_2} \right)^2 D_e^2 N^2,$$

onde a relação adimensional.

$$K_p = \left(\frac{c}{u_2} \right)^2 = \frac{2g\Delta p}{\gamma u_2^2},$$

denomina-se coeficiente de pressão, que pode ser expresso na forma

$$K_p = \left(\frac{c}{u_2} \right)^2 = \frac{2\eta_a u c_2 u}{u_2^2}.$$

Finalmente, considerando o conceito de abertura equivalente (Ω_e), podemos escrever

$$\Omega_e = \frac{V}{c} = \frac{V}{\sqrt{2g\Delta p/\gamma}} = \frac{K_v D_e^2 u_2}{\sqrt{(2g/\gamma) K_p (\gamma u_2^2/2g)}} = \frac{K_v}{\sqrt{K_p}} D_e^2,$$

onde a relação adimensional

$$K\Omega_e = \frac{K_v}{\sqrt{K_p}} = \frac{\Omega_e}{D_e^2} = \frac{(\pi/4)(1 - a^2)\eta_h c_m}{c},$$

denomina-se coeficiente de abertura equivalente.

Da mesma forma, podemos estabelecer, para os compressores axiais, as expressões dos conceitos de rotação específica de diâmetro de referência, isto é,

$$N_s = \frac{N \sqrt{V}}{\Delta p^{3/4}} = \frac{N \sqrt{c_m (\pi/4) (D_e^2 - D_i^2) \eta_h}}{(c^2 \gamma/2g)^{3/4}},$$

$$N_s = N \sqrt{\frac{(\pi/4) \eta_h (1 - a^2) D_e^2 (c_m/u_2)}{(c/u_2)^3 u_2^2 (\gamma/2g)^{3/2}}},$$

$$N_s = \frac{N D_e}{(\gamma/2g)^{3/4} (\pi D_e N/60)^2} \sqrt{\frac{(\pi/4) (1 - a^2) \eta_h (c_m/u_2)}{(c/u_2)^3}},$$

$$N_s = 155 \frac{\sqrt{K_v}}{K_p^{3/4}} = 155 \sqrt{\frac{(\pi/4) (1 - a^2) \eta_h (c_m/u_2)}{(c/u_2)^3}}.$$

Igualmente,

$$D_r = D_e \sqrt{\frac{\sqrt{\Delta p}}{V}} = D_e \sqrt{\frac{\sqrt{c^2 \gamma / 2g}}{c_m (\pi/4) (1 - a^2) \eta_h D_e^2}},$$

$$D_r = \sqrt{\frac{\sqrt{(c/u_2)} \sqrt{\gamma / 2g}}{(\pi/4) (1 - a^2) \eta_h (c_m/u_2)}},$$

$$D_r \cong 1/2 \sqrt{\frac{c/u_2}{(\pi/4) (1 - a^2) \eta_h (c_m/u_2)}},$$

$$\boxed{D_r = \frac{1}{2} \frac{K_p^{1/4}}{\sqrt{K_v}}}.$$

De tal forma que

$$N_s D_r = \frac{77,5}{K_p^{1/2}} = \frac{77,5}{c/u_2},$$

o que nos mostra ser a velocidade tangencial de saída do ventilador unitário igual a

$$u_{2s} = \frac{\pi D_r N_s}{60} = \frac{4,04}{c/u_2} = \frac{u_2}{\sqrt{\Delta p}}$$

Grandezas características do rendimento

A experiência tem mostrado que para se obterem rendimentos adiabáticos elevados, é necessário que, para cada tipo de ventilador, exista uma correlação relativamente rígida entre a rotação específica e o diâmetro de referência, ou entre os coeficientes de pressão de vazão, como se pode notar nos dados experimentais médios que constam na tabela abaixo

N_s rpm	D_r	a	z	$\frac{t}{l}$	$\frac{c}{u_2}$	$\frac{c_m}{u_2}$	$\frac{c_m}{c}$	K_p	K_v	K_{Ω_v}
600	0,62	0,23	1,8	< 1,5	0,20	0,184	0,92	0,040	0,130	0,65
500	0,65	0,24	1,9	< 1,5	0,24	0,202	0,84	0,058	0,142	0,59
450	0,67	0,25	2,0	< 1,5	0,26	0,207	0,80	0,068	0,145	0,56
400	0,69	0,26	2,1	< 1,5	0,28	0,212	0,76	0,078	0,147	0,53
350	0,71	0,28	2,3	< 1,5	0,31	0,224	0,72	0,096	0,154	0,50
300	0,74	0,31	2,7	< 1,5	0,35	0,237	0,68	0,123	0,160	0,46
250	0,77	0,38	3,7	< 1,5	0,40	0,264	0,66	0,160	0,168	0,42
225	0,81	0,42	4,3	< 1,5	0,43	0,267	0,62	0,185	0,168	0,39
200	0,84	0,46	5,1	< 1,5	0,47	0,283	0,60	0,221	0,166	0,36
175	0,88	0,52	6,5	< 1,5	0,51	0,302	0,59	0,260	0,165	0,32
150	0,93	0,61	9,4	< 1,5	0,56	0,346	0,62	0,314	0,162	0,29
125	1,00	0,73	16,2	< 1,5	0,62	0,445	0,72	0,384	0,155	0,25
115	1,06	0,80	24,0	< 1,5	0,65	0,538	0,83	0,410	0,147	0,23
100	1,13	0,90	54,0	< 1,5	0,69	0,953	1,38	0,476	0,135	0,20

Por outro lado, a relação

$$\frac{c_m}{u_1} = \frac{c_m}{\pi D_i N / 60} = \frac{c_m}{(\pi D_e N / 60) D_i / D_e} = \frac{c_m}{u_2 a}$$

não deve ser superior à unidade, para que o ângulo β_1 não exceda os 45° , isto é

$$\operatorname{tg} \beta_{1\text{máximo}} = \frac{c_m}{u_1} = \frac{c_m}{u_2 a} \leq 1,$$

de modo que é aconselhável fazer,

$$a \geq \frac{c_m}{u_2}.$$

O mesmo deve acontecer com relação c/u_1 , isto é,

$$\frac{c}{u_2 a} \leq 1,$$

pois a experiência mostra que para um bom rendimento, o coeficiente de pressão em qualquer diâmetro não deve ser muito superior à unidade.

Quanto ao número de pás (z), é aconselhável adotar a relação

$$Z = 6a / 1 - a$$

Observando-se que, respeitada sua área total, quanto menor o seu número, maior o seu rendimento obtido. Por outro lado, chamando de

$$t = \pi D_i / z$$

à distância entre as pás, verifica-se que a relação desta com a largura das mesmas,

$$t/l = \pi D_i / z l$$

deve estar compreendida entre 0,5 e 1,5, adotando-se valores de t/l inferiores a 1 apenas por imposições construtivas, quando a relação de diâmetros (a) e, por conseguinte, o número de pás (z) são muito grandes.

Quanto a espessura das pás, diversos pesquisadores estão de acordo com o fato que, mantendo-se a curvatura média das mesmas em relação à corda, obtêm-se os mesmos efeitos de vazão, pressão e rendimento.

Bibliografia

Ennio Cruz da Costa, Compressores, editora Edgar Blücher
Diversos sites da internet