

جلسه سیزدهم

محور (Shaft)

محور ها را می توان به شکل زیر دسته بندی کرد:

(۱) *Axel*: قادر به تحمل بار محوری و جانبی هستند اما بار های پیچشی را تحمل نمی کنند

(۲) *Spindle*: محور کوتاه، گشتاور پیچشی و انواع بارها را خوب تحمل می کنند

(۳) *Bar*: میله با مقطع غیر گرد

(۴) *Rod*: میله با مقطع دایروی

(۵) مستقیم

(۶) غیر مستقیم (میل لنگ - *Crank - Shaft*)

عوامل موثر در طراحی بهینه محور

(۱) طول محور تا حد امکان کوتاه باشد

(۲) عوامل تمرکز تنش روی محور وجود نداشته باشند

(۳) تغییر شکل های الاستیک مجاز باشند

(۳) فرکانس باید متناسب با کاربرد محور باشد

محاسبات طراحی محور ها

وظیفه محور انتقال قدرت و توان است.

$$P = T\omega = FV$$

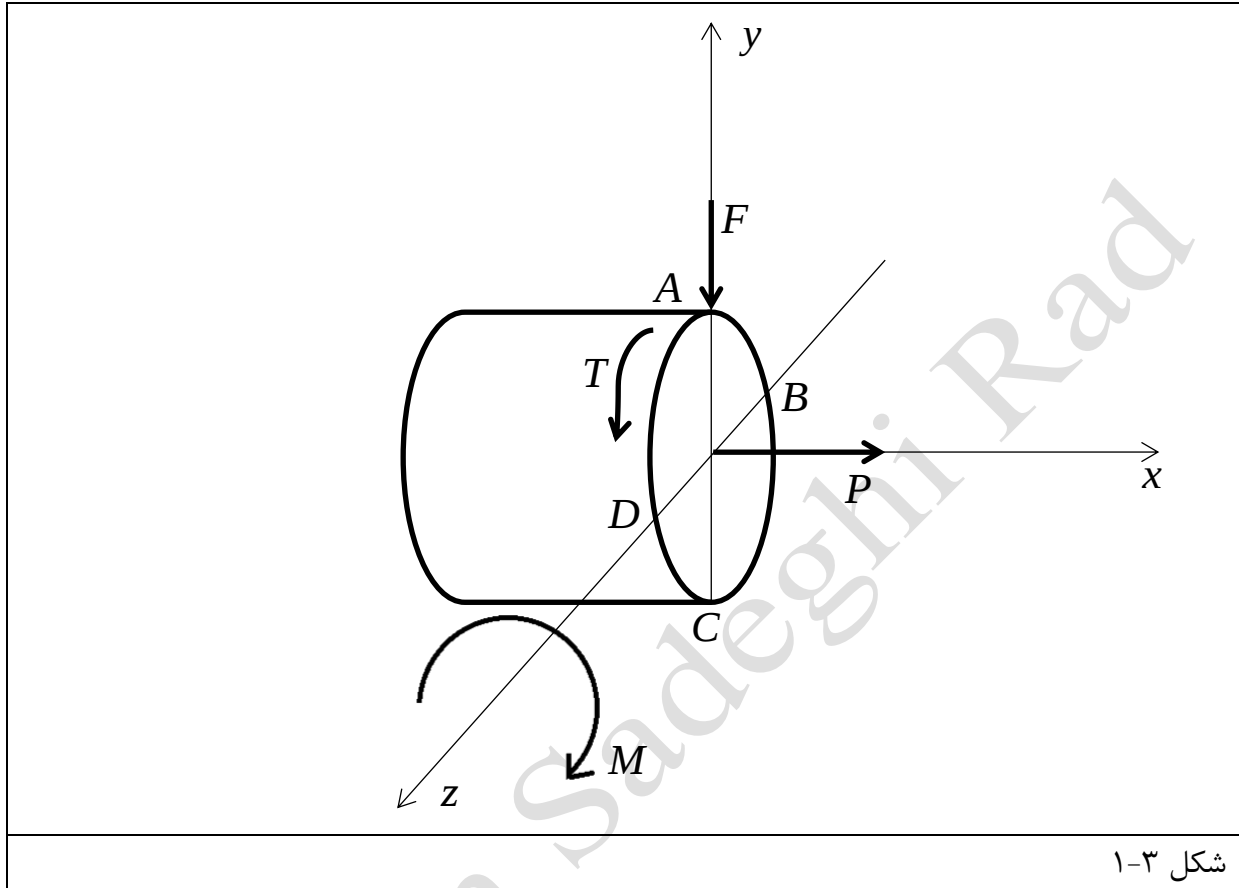
در روابط بالا V, F, ω, T, P به ترتیب توان، گشتاور، سرعت زاویه ای، نیرو و سرعت خطی هستند.

بازده انتقال قدرت از رابطه زیر بدست می آید:

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}}$$

که نماد های out, in به ترتیب برای حالت ورودی و خروجی هستند.

طراحی محور تحت شرایط بارگذاری استاتیکی



شکل ۱-۳

اثر پیچش و خمش بر محور به شکل زیر خواهد بود

$$\sigma = \frac{Mc^{Solid}}{I} \rightarrow \sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{اثر خمش:}$$

$$\tau = \frac{Tc^{Solid}}{J} \rightarrow \tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{اثر پیچش:}$$

برای بارگذاری مطابق شکل می توان از دو معیار استفاده کرد:

(۱) معیار ترسکا (*Tresca*): با یاد آوری معادله زیر:

$$\tau_{\max} = 0.5 \frac{\sigma_{yp}}{F.S.}$$

داریم:

$$\frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left(\frac{Pd}{8} + M\right)^2 + T^2} = \frac{0.5\sigma_{yp}}{F.S.}$$

(۲) ون مایز (*Von – Mises*): با یاد آوری معادله زیر:

$$\sigma' = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.}$$

داریم:

$$\frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + 0.75T^2} = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.}$$

طراحی محور تحت شرایط بارگذاری دینامیکی

(۱) استفاده از معیار *ASME (American – Society – Of – Mechanical – Engineers)*

$$\frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} = \frac{0.5\sigma_{yp}}{F.S.}$$

که در آن C_m, C_t به ترتیب ضریب بارهای ضربه ای و خستگی در پیچش و خمش هستند.

و برای محورهای تو خالی داریم:

$$\frac{r_o}{J} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} = \frac{0.5\sigma_{yp}}{F.S.}$$

(۲) استفاده از شرایط ایمنی - بار معادل استاتیکی

الف) معیار *Tresca – Soderberg*:

$$\frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left(M_{ave} + K_m M_r \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \right)^2 + \left(T_{ave} + K_t T_r \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \right)^2} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.}$$

(ب) معیار *Tresca – Goodman*:

$$\frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left(M_{ave} + K_m M_r \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_e} \right)^2 + \left(T_{ave} + K_t T_r \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_e} \right)^2} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.}$$

(ج) معیار *Von – Mises – Soderberg*:

$$\frac{32}{\pi d^3} \sqrt{\left(M_{ave} + K_m M_r \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \right)^2 + 0.75 \left(T_{ave} + K_t T_r \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \right)^2} = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.}$$

(د) معیار *Von – Mises – Goodman*:

$$\frac{32}{\pi d^3} \sqrt{\left(M_{ave} + K_m M_r \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_e} \right)^2 + 0.75 \left(T_{ave} + K_t T_r \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_e} \right)^2} = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.}$$

که در روابط بالا K_m, K_t به ترتیب ضرایب تمرکز تنش در بارهای پیچشی و خمشی هستند.