مثلث سرعت حلزون و ضریب اصطکاک

- امتداد حرکت نقطه تماس روی حلزون و چرخ حلزون، نسبت به هم زاویه 90^o می‌سازند.

$$\begin{cases} V_g = V_s \sin \lambda_w \\ V_w = V_s \cos \lambda_w \end{cases}$$

$$\Rightarrow \frac{V_g}{V_w} = \tan \lambda_w$$

www.sepantakalaco.ir

- ضریب اصطکاک حلزون تابعی از سرعت لغزش:

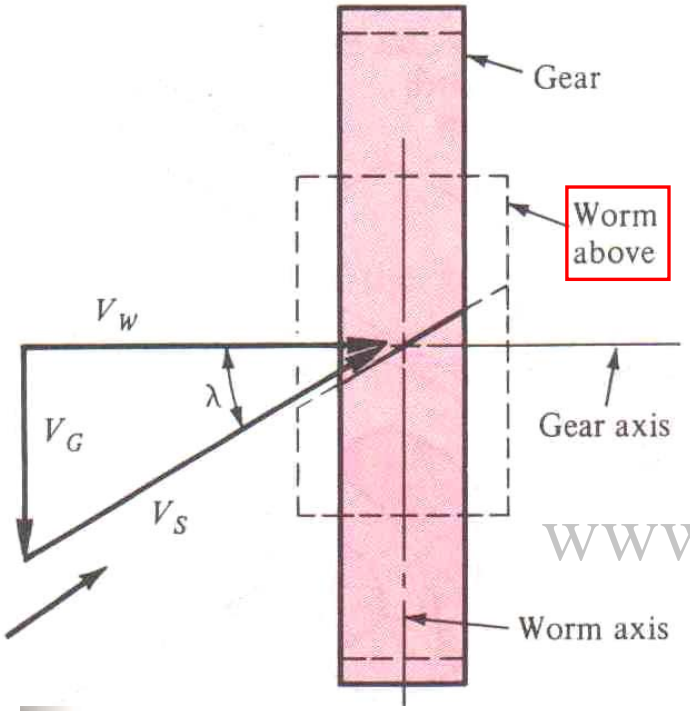
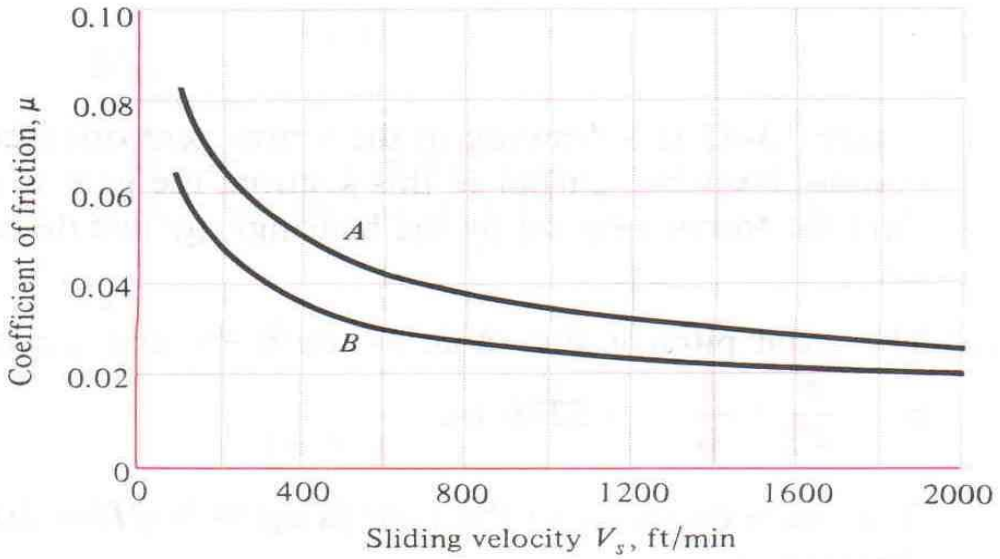


FIGURE 13-42

Representative values of the coefficient of friction for worm gearing. These values are based on good lubrication. Use curve *B* for high-quality materials, such as a case-hardened worm mating with a phosphor-bronze gear. Use curve *A* when more friction is expected, as, for example, with a cast-iron worm and worm gear.



محاسبه نیروهای چرخ دنده های حلزونی از توان انتقالی

- با توجه به افت قابل ملاحظه انرژی در اثر لغزش سطوح روی یکدیگر، توان ورودی حلزون و توان خروجی چرخ حلزون قدری با هم تفاوت دارند:

$$(hp)_{in} = F_{wt} V_w / 33000$$
$$(hp)_{out} = F_{gt} V_g / 33000$$

- بازده یک زوج حلزون و چرخ حلزون
  - نسبت توان خروجی به توان ورودی

www.sepantakalaco.ir

یا

  - نسبت گشتاور لازم برای دوران حلزون در حالت بدون اصطکاک به همان مقدار گشتاور در حالت دارای اصطکاک

$$e = \frac{(hp)_{out}}{(hp)_{in}} = \frac{F_{gt} V_g}{F_{wt} V_w}$$

$$e = \frac{F_{gt} V_g}{F_{wt} V_w} = \frac{F_{gt}}{F_{wt}} \tan \lambda_w = \frac{\cos \varphi_n - \mu \tan \lambda_w}{\cos \varphi_n + \mu \tan \lambda_w}$$

بازده چرخ‌دنده حلزونی مشابه بازده پیچ قدرت

- با مقایسه روابط، مشاهده می‌شود که روابط یکسانی برای هر دو بدست می‌آید، با این تفاوت ها:

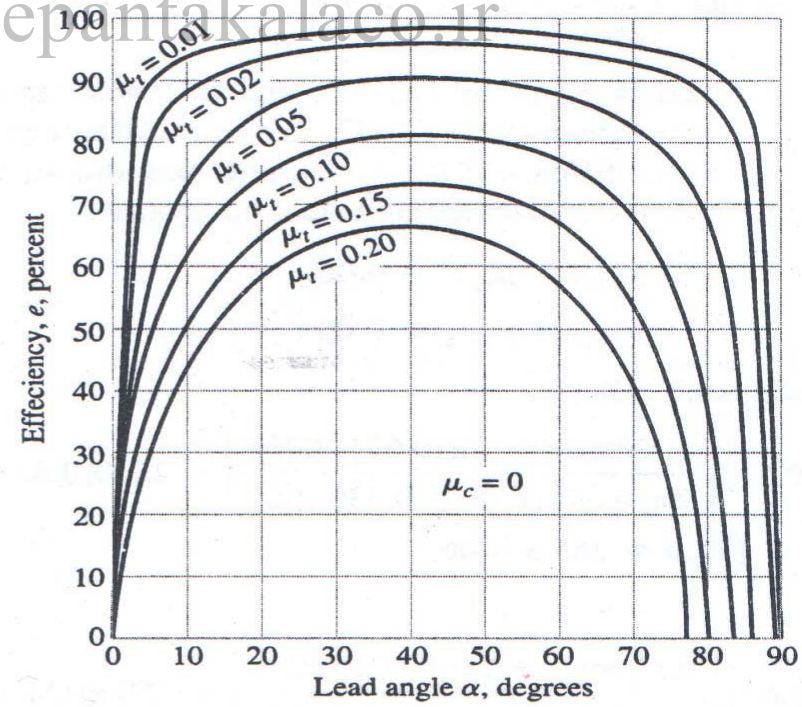
  زاویه پیشروی حلزون ≡ زاویه پیشروی پیچ قدرت

  زاویه فشار حلزون ≡ زاویه دنده پیچ قدرت

- منحنی بازده چرخ‌دنده‌های حلزونی مشابه منحنی بازده پیچ های قدرت قابل رسم است (شکل زیر برای پیچ قدرت با زاویه دندانه 14.5 درجه):

www.sepantakalaco.ir

Figure 12.8
Efficiencies for Acme screws as a function of lead angle and thread friction coefficient. Collar friction is not included.



$$e = \frac{\cos\varphi_n - \mu \tan\lambda_w}{\cos\varphi_n + \mu \tan\lambda_w}$$

$$e = \frac{\cos\theta_n - \mu_t \tan\alpha}{\cos\theta_n + \mu_t \tan\alpha}$$

توان تلف شده در چرخ‌دنده‌های حلزونی

- با توجه به اتلاف توان در چرخ‌دنده‌های حلزونی، توان تلف شده باید به بیرون منتقل شود:

$$P_{loss} = P_{in} - P_{out} = F_{wt}V_w - F_{gt}V_g$$

- این توان تلف شده باید با انتخاب سطح انتقال حرارت مناسب برای جعبه‌دنده به بیرون منتقل شود (قبلا بحث شده است)

www.sepantakalaco.ir

- نیروهای منتقل شده (Transmitted) حلزون و چرخ حلزون (در جهت مماسی) بر حسب گشتاورهای ورودی و خروجی:

$$F_{wt} = \frac{2T_w}{d_w}$$

$$F_{gt} = \frac{2T_g}{d_g}$$

خود قفل‌کنی (self-locking) و خود رانش (overhauling) جعبه‌دنده حلزونی

- در غالب کاربردها، چرخ‌دنده حلزونی باید خود قفل‌کن باشد، به طوری که چرخ حلزون **نتواند** حلزون را به حرکت درآورد.
  - مانند: بالابرها، نوار نقاله، محرک بالک هواپیما
  - اگر چرخ حلزون محرک باشد، جهت نیروی اصطکاک عوض می‌شود و نیروی مماسی حلزون به صورت زیر محاسبه می شود:

$$F_{wt} = F_n(\cos\varphi_n \sin\lambda_w - \mu\cos\lambda_w)$$

  - مانند روابط گشتاور لازم برای پایین آوردن بار در یک **پیچ حرکتی**، وقتی F_{wt} صفر شود، پدیده خود قفل‌کنی از بین می‌رود، بنابراین:
    - **حالت خود قفل‌کنی:** $\mu \geq \cos\varphi_n \tan\lambda_w$
    - **حالت خود رانش:** $\mu < \cos\varphi_n \tan\lambda_w$

www.sepantakalaco.ir

- برای اطمینان از خود قفل کنی، لازمست از حلزون یک راهه با زاویه پیشروی کوچکی (زیر ٦–٥ درجه) استفاده کرد.
- جاهایی که هیچ گونه لغزشی مجاز نیست (مثل آسانسورها)، باید از یک سیستم ترمز نیز استفاده کرد.

خود رانش (overhauling) جعبه دنده حلزونی

- در بعضی از کاربردها ممکنست بخواهیم چرخ‌دنده خود قفل کن نباشد پیش‌رانش داشته باشیم :
  - مانند جعبه فرمان خودرو (برگشت فرمان بعد از پیچش)
- چرخ‌حلزون باعث رانش حلزون می شود اگر:

$$\mu < \cos\varphi_n \tan\lambda_w$$

- برای خود رانش:
  - کاهش ضریب اصطکاک
  - افزایش زاویه پیشروی
  - کاهش زاویه فشار

www.sepantakalaco.ir

بررسی تنش های چرخ دنده های حلزونی

- در بررسی چرخ دنده های حلزونی:
  - سایش دندانه ها یک مود ناکارآیی اصلی، علاوه بر مودهای خستگی سطحی و خمشی دندانه ها
  - اطلاعات تئوری زیادی در زمینه سایش سطوح وجود ندارد که بتوان با روش های مدون تئوری به طراحی چرخ دنده های حلزونی پرداخت.
  - بیشتر روش های موجود، مبتنی بر تجارب عملی کار با این چرخ دنده ها هستند.

www.sepantakalaco.ir

- در روش استاندارد انگلیس (British Standard)، به جای مقایسه تنش ها با تنش مجاز، گشتاور اعمالی به چرخ حلزون با گشتاور مجاز چرخ حلزون مقایسه می شود.
- در روش AGMA، نیروی مماسی چرخ حلزون با نیروی مماسی مجاز چرخ حلزون مقایسه می شود.

نیروی مماسی مجاز چرخ حلزون

- رابطه تجربی AGMA برای نیروی مماسی مجاز چرخ حلزون:

$$(F_{gt})_{allow} = d_g^{0.8} b K_s K_m K_v$$

d_g = worm gear pitch diameter, inches
b = face width, inches ($\leq 0.67 d_w$)
d_w = worm pitch diameter, inches
K_s = material factor (see expression below)
K_m = ratio correction factor (see expression below)
K_v = velocity factor (see expression below)

www.sepantakalaco.ir

- ضریب جنس K_s برای حلزون فولادی با سختی سطحی $RC58$ یا بالاتر و چرخ حلزون برنزی، بزرگترین مقدار سه مورد زیر:

$$(K_s)_C = 720 + 10.37C^3 \qquad (\text{for } C < 3.0 \text{ inches})$$

$$(K_s)_{d_g} = 1000 \qquad (\text{for } d_g < 8.0 \text{ inches})$$

$$(K_s)_{d_g} = 1411.6518 - 455.8259 \log_{10} d_g \qquad (\text{for } d_g \geq 8.0 \text{ inches})$$

ضرایب رابطه نیروی مماسی مجاز (ادامه)

- ضریب تصحیح نسبت چرخ دنده K_m (نسبت چرخ دنده: $m_G = N_g / N_w$):

$$K_m = 0.0200(-m_G^2 + 40m_G - 76)^{0.5} + 0.46 \qquad (\text{for } 3 \le m_G \le 20)$$

$$K_m = 0.0107(-m_G^2 + 56m_G + 5154)^{0.5} \qquad (\text{for } 20 \le m_G \le 76)$$

$$K_m = 1.1483 - 0.00658m_G \qquad (\text{for } m_G > 76)$$

www.sepantakalaco.ir

- ضریب سرعت K_v (بستگی به سرعت لغزش سطوح روی یکدیگر دارد):

$$K_v = 0.659e^{-0.0011V_s} \qquad (\text{for } 0 \le V_s \le 700 \text{ ft/min})$$

$$K_v = 13.31V_s^{-0.571} \qquad (\text{for } 700 \le V_s \le 3000 \text{ ft/min})$$

$$K_v = 65.52V_s^{-0.774} \qquad (\text{for } V_s > 3000 \text{ ft/min})$$

مقایسه نیروی مماسی طراحی با نیروی مماسی مجاز

- محاسبه نیروی مماسی چرخ حلزون از روی توان انتقالی طراحی:

$$F_{gt} = \frac{33000(hp)_{out}}{V_g} = \frac{33000(hp)_{out}}{\pi d_g n_g / 12} = \frac{126050(hp)_{out}}{d_g n_g}$$

- مقایسه نیروی مماسی شرایط طراحی با نیروی مماسی مجاز:
  - برای عملکرد مطلوب زوج چرخ دنده باید: $F_{gt} \le (F_{gt})_{\text{allow}}$
  - و یا:

$$\frac{126{,}050(hp)_{out}}{d_g n_g} \le d_g^{0.8} b K_s K_m K_v$$

www.sepantakalaco.ir

- اگر رابطه را بر حسب b محاسبه کنیم، عرض لازم برای چرخ حلزون بدست می آید:

$$b \ge \frac{126{,}050(hp)_{out}}{d_g^{1.8} n_g K_s K_m K_v}$$

- از طرفی، برای اطمینان از توزیع تنش یکنواخت در عرض چرخ حلزون، رابطه زیر هم باید رعایت شود:

$$b \le 0.67 d_w$$