

# ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Ingeniería Electromecánica

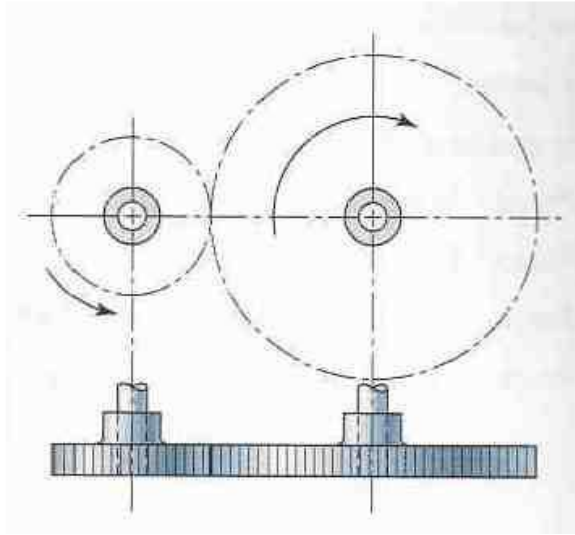
Plan de Estudios 2013

Año 2026



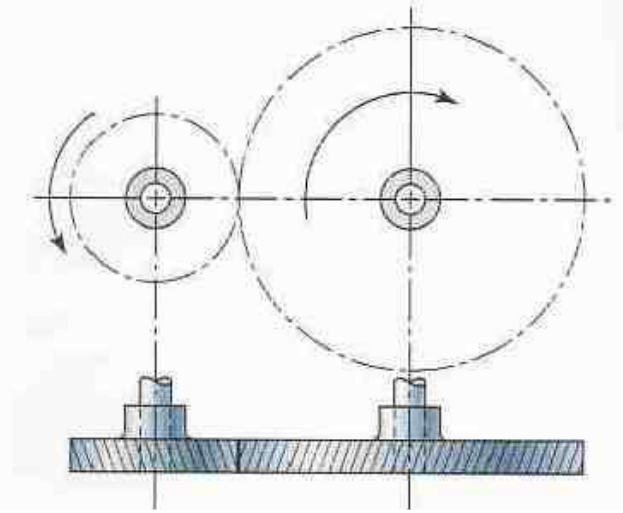
- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett.- “DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA”- Ed. Mc-Graw hill. 10 edición SHIGLEY- MISCKE.- “DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA”- Ed. Mc-Graw hill.
- MOTT, Robert L.- “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS”.- Ed. PrenticeHall.
- JUVINALL, Robert c.- “FUNDAMENTOS DE DISEÑO PARA INGENIERÍA MECÁNICA”.- Ed. LIMUSA.
- (\*) GRÁFICOS Y TABLAS DE: SHIGLEY’S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, EIGHTH EDITION

# Tipos de ruedas dentadas

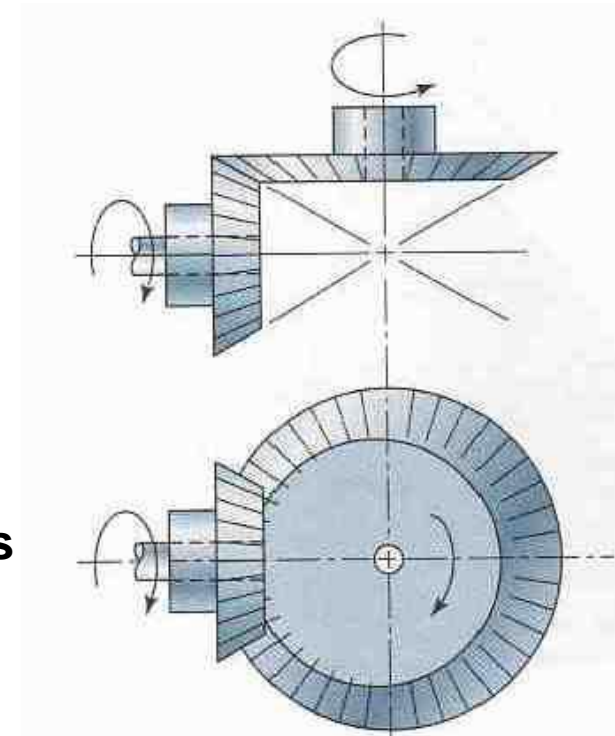
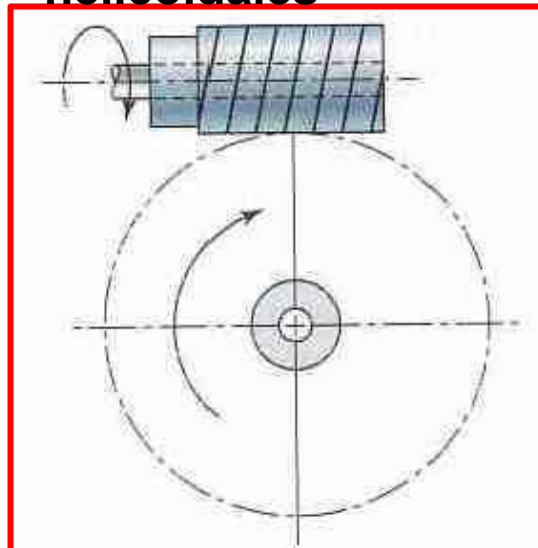


Ruedas dentadas de  
dientes rectos

Tornillo Sin Fin –  
Rueda helicoidal

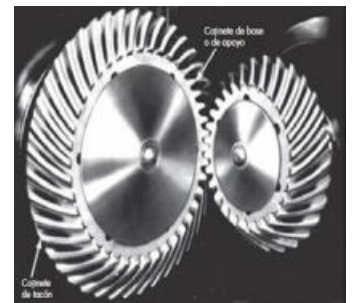
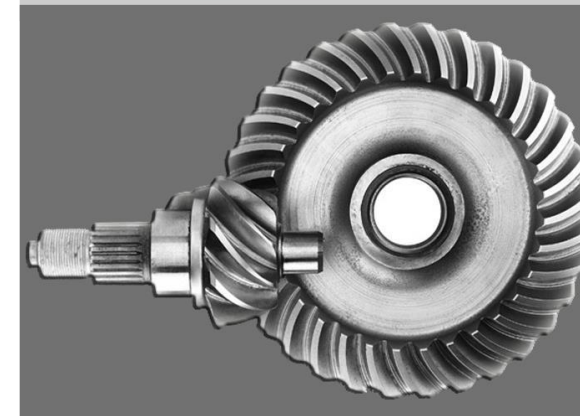
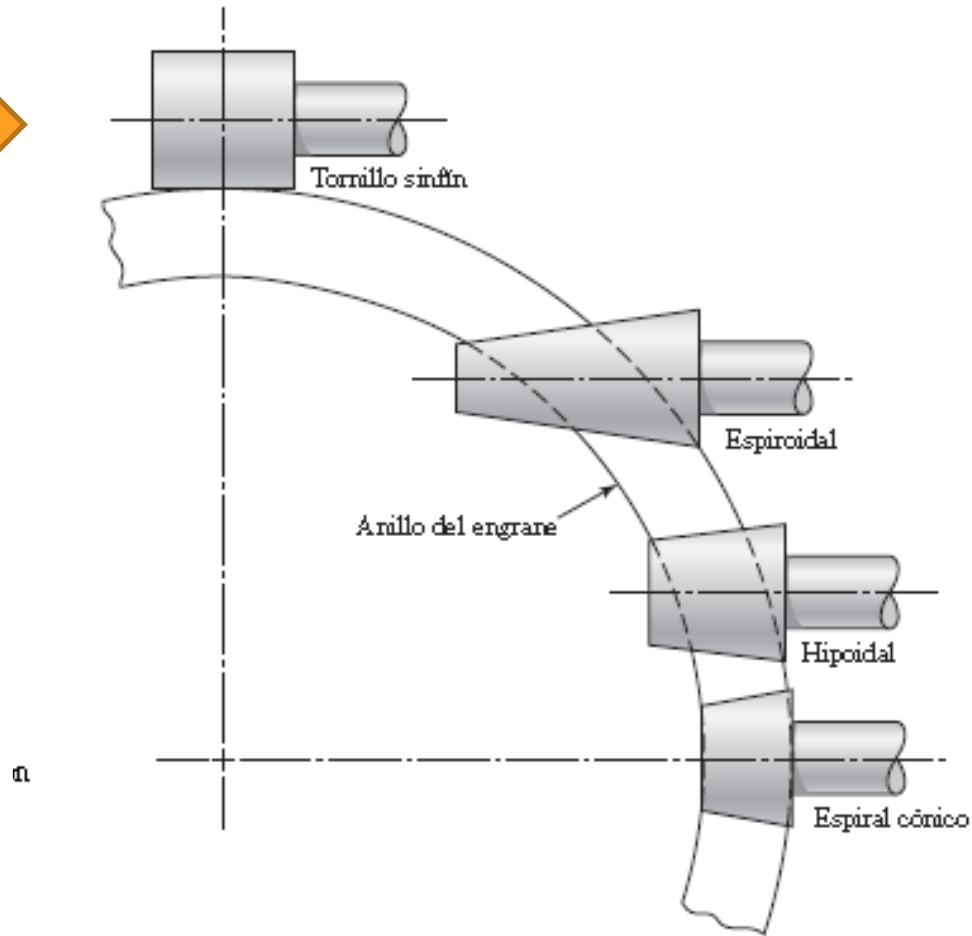


Ruedas dentadas de dientes  
helicoidales



Ruedas dentadas  
cónicas de dientes  
rectos

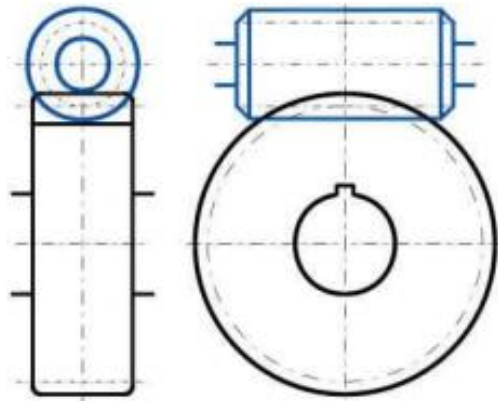
# Ruedas Dentadas Cónicas



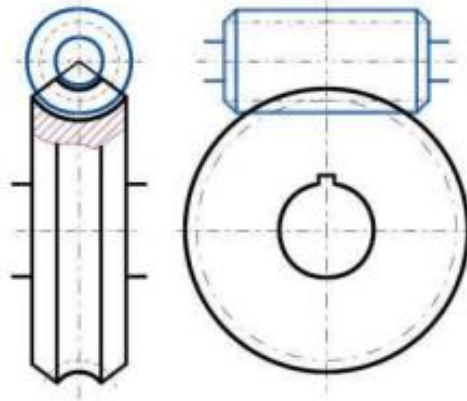
**Clasificación de acuerdo a la posición relativa de los ejes**

# ENGRANE DE TORNILLO SINFIN

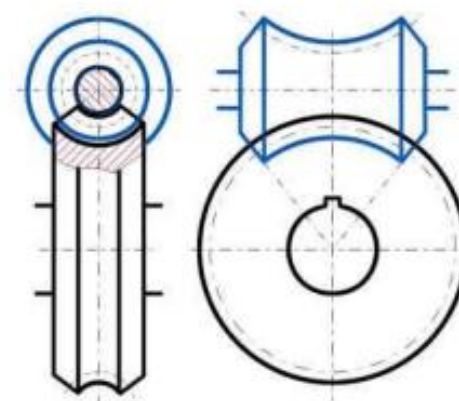
- De acuerdo a la construcción del tornillo y la rueda (corona) se pueden dar los siguientes casos.



**Corona y Tornillo sinfín  
cilíndrica**

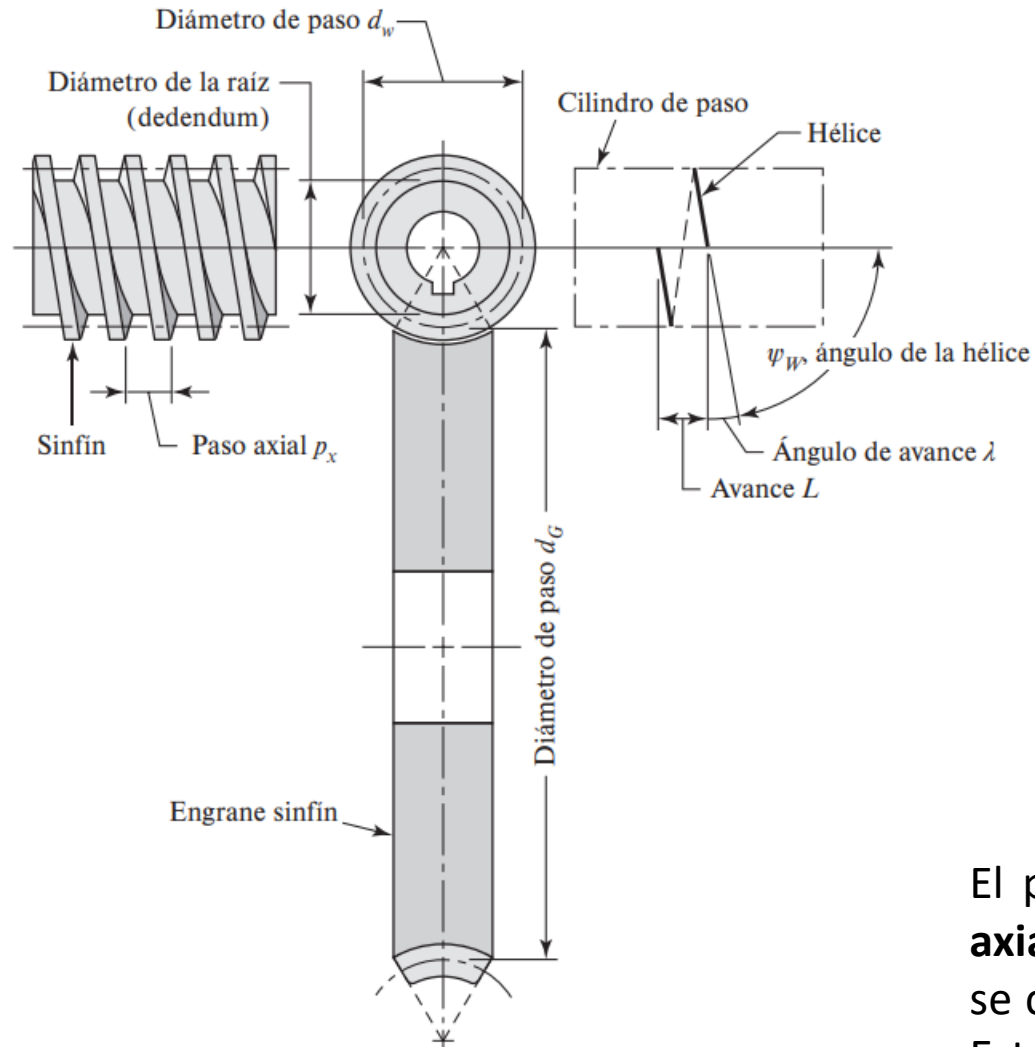


**Tornillo sinfín cilíndrico y  
corona de dientes  
cóncavos**



**Corona y tornillo  
globoide**

# ENGRANE DE TORNILLO SINFÍN



## •Nomenclatura

$$d_G = \frac{N_G p_t}{\pi}$$

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7}$$

$$L = p_x N_W$$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi \cdot d_w}$$

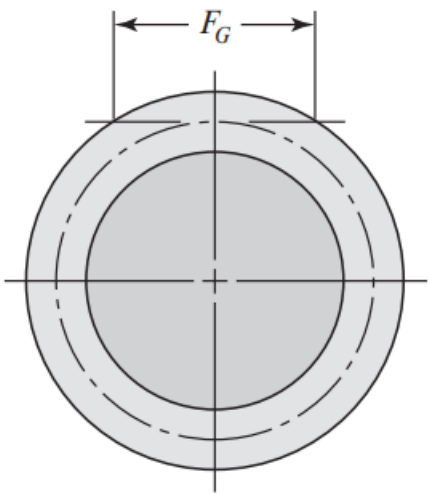
$d_G$ : diámetro de paso de la rueda  
 $d_w$ : diámetro de paso del tornillo  
 $p_x$ : paso axial del gusano  
 $p_t$ : paso circular transversal  
 $C$ : distancia entre centros  
 $L$ : avance  
 $\lambda$ : ángulo de avance

El paso de engranajes de sinfín, se acostumbra expresar el **paso axial  $p_x$**  del sinfín y el **paso circular transversal  $p_t$** , que a menudo se conoce simplemente como **paso circular de la corona acoplada**. Estos son iguales, si el ángulo entre ejes mide  $90^\circ$ .

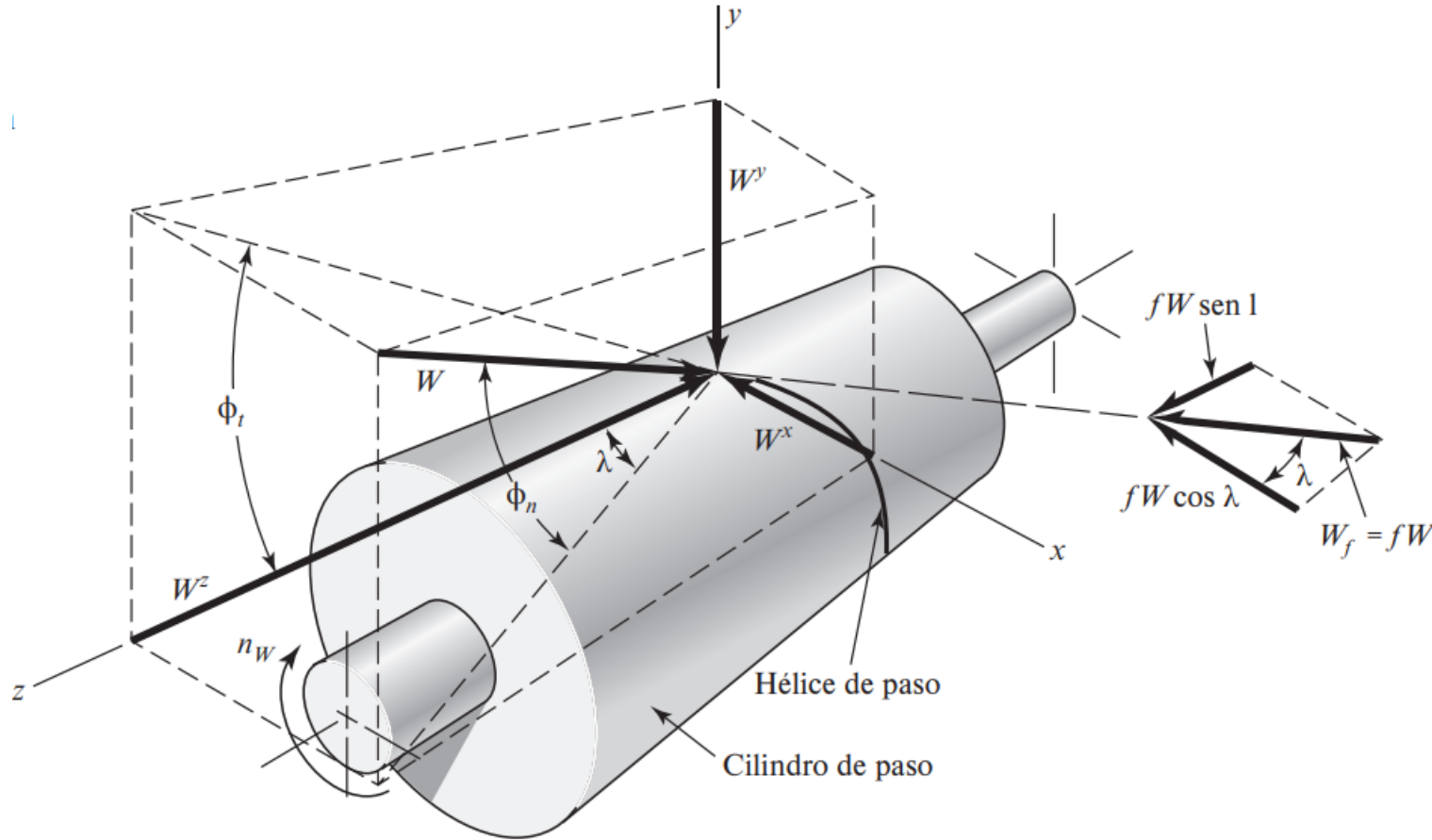
**Tabla 13-5**

Ángulos de presión y profundidades de dientes recomendados para engranajes de tornillo sinfín

Ángulo de avance $\phi$ , grados	Ángulo de presión $\phi_n$ , grados	Cabeza (addendum) $a$	Raíz (dedendum) $b_G$
0-15	$14\frac{1}{2}$	$0.3683p_x$	$0.3683p_x$
15-30	20	$0.3683p_x$	$0.3683p_x$
30-35	25	$0.2865p_x$	$0.3314p_x$
35-40	25	$0.2546p_x$	$0.2947p_x$
40-45	30	$0.2228p_x$	$0.2578p_x$



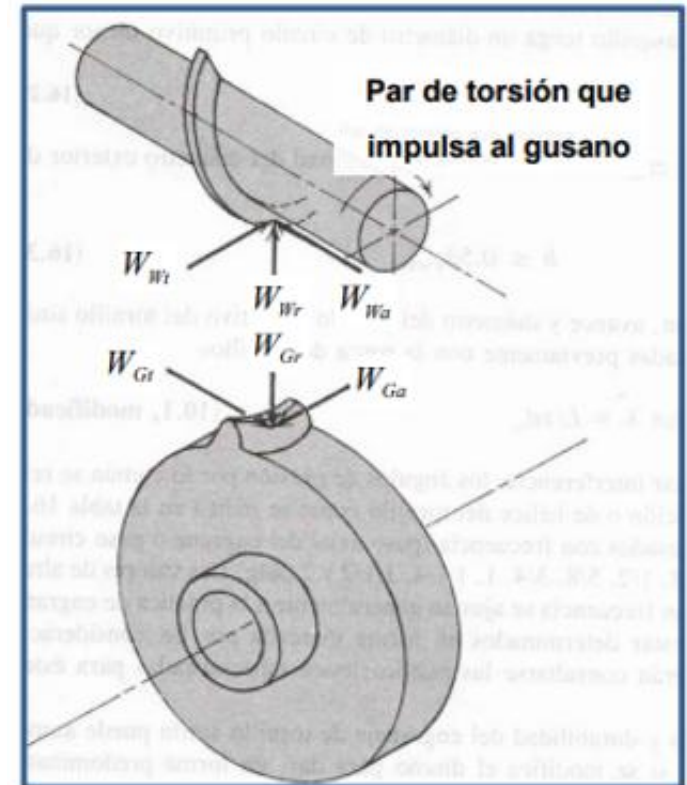
# Análisis de Fuerza



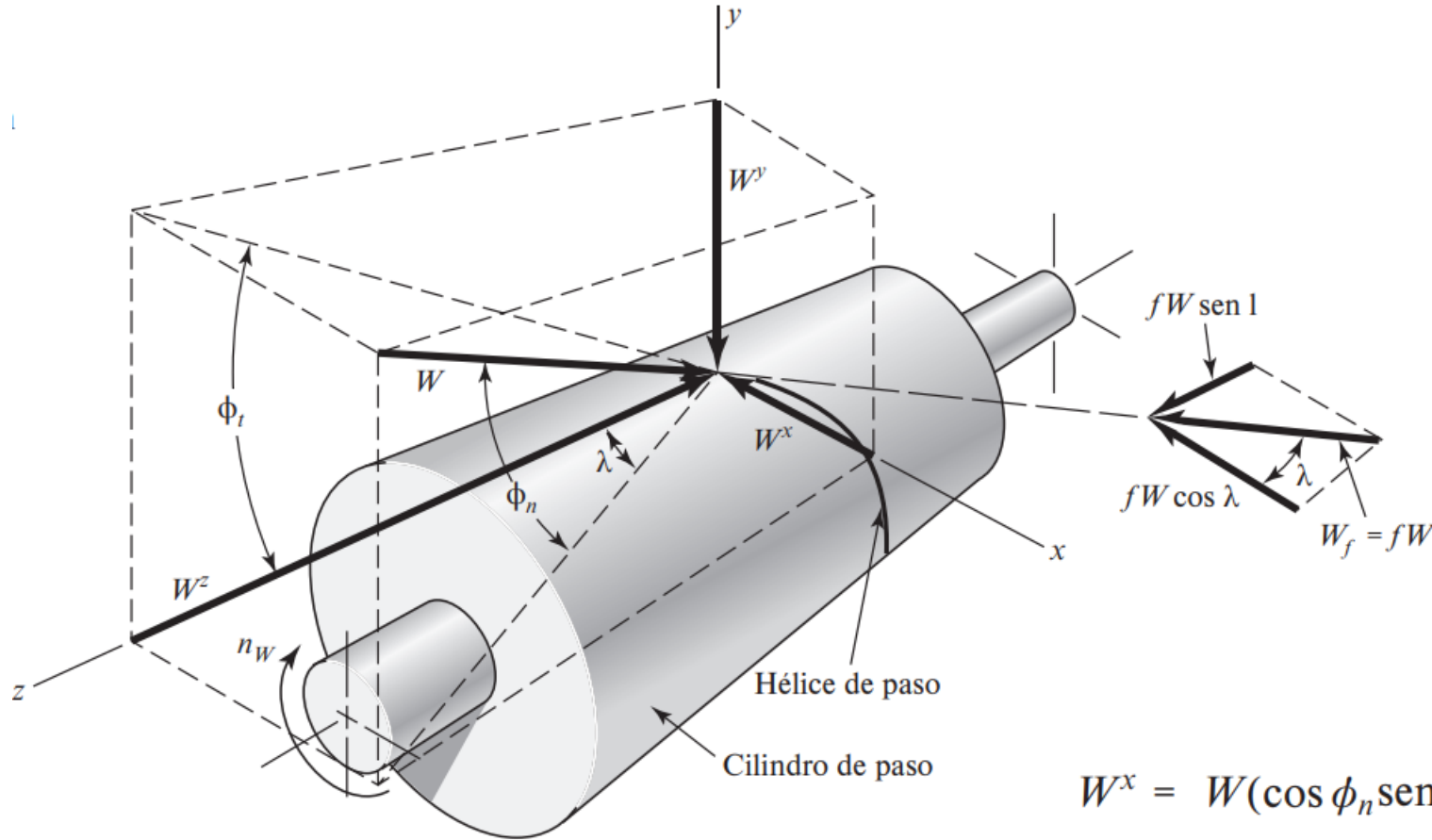
$$W^x = W \cos \phi_n \sin \lambda$$

$$W^y = W \sin \phi_n$$

$$W^z = W \cos \phi_n \cos \lambda$$



# Análisis de Fuerza



$$W^x = W \cos \phi_n \text{ sen } \lambda$$

$$W^y = W \text{ sen } \phi_n$$

$$W^z = W \cos \phi_n \cos \lambda$$

$$W_{Wt} = - W_{Ga} = W^x$$

$$W_{Wr} = - W_{Gr} = W^y$$

$$W_{Wa} = - W_{Gt} = W^z$$

$$W_f = fW,$$

$$W^x = W(\cos \phi_n \text{ sen } \lambda + f \cos \lambda)$$

$$W^y = W \text{ sen } \phi_n$$

$$W^z = W(\cos \phi_n \cos \lambda - f \text{ sen } \lambda)$$

# ANÁLISIS DE FUERZAS ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FIN

La relación entre las dos fuerzas tangenciales es: 
$$W_f = fW = \frac{f W_{Gt}}{f \operatorname{sen} \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda}$$

La relación entre las dos fuerzas tangenciales es: 
$$W_{Wt} = W_{Gt} \frac{\cos \phi_n \operatorname{sen} \lambda + f \cos \lambda}{f \operatorname{sen} \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda}$$

La eficiencia se puede definir

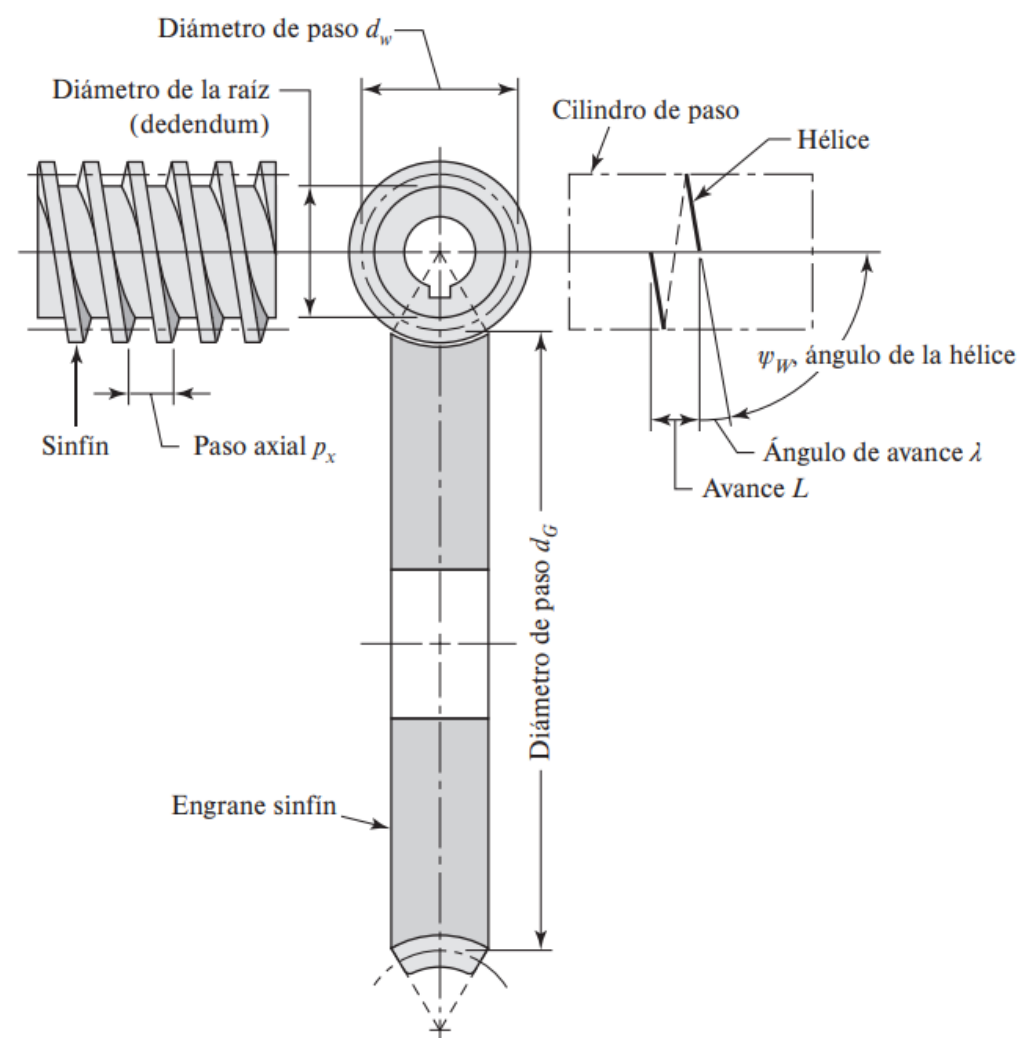
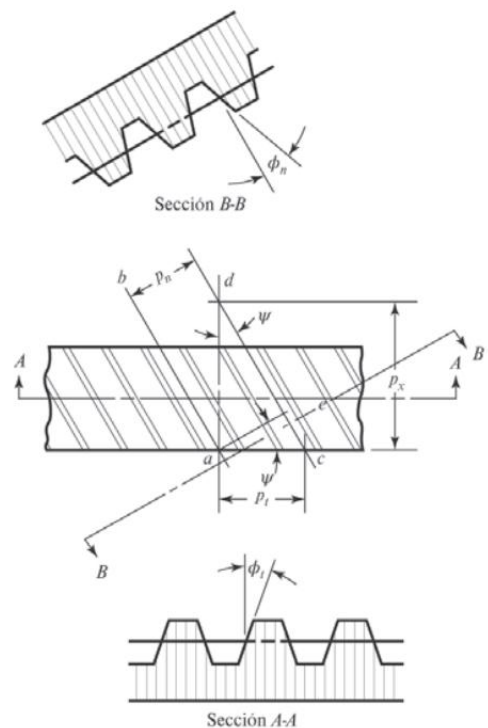
$$\eta = \frac{W_{Wt}(\text{sin fricción})}{W_{Wt}(\text{con fricción})}$$

$$\eta = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cot \lambda}$$

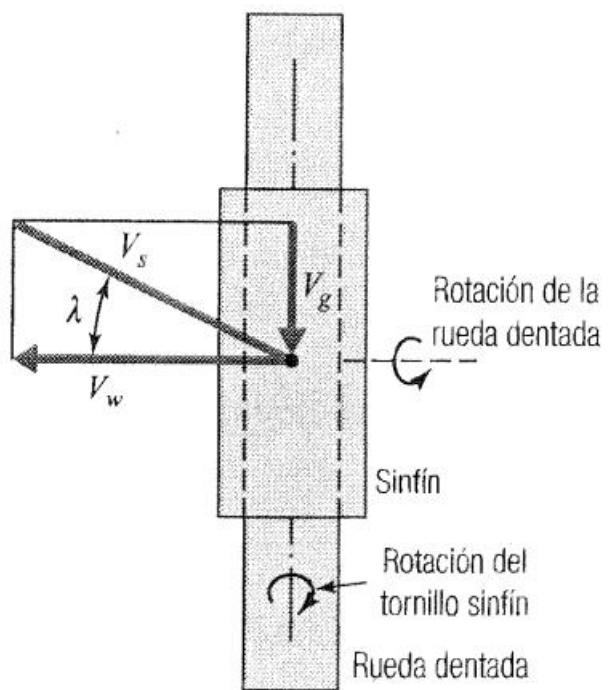
**Tabla 13-6**

Eficiencia de engranajes de tornillo sinfín para  $f = 0.05$

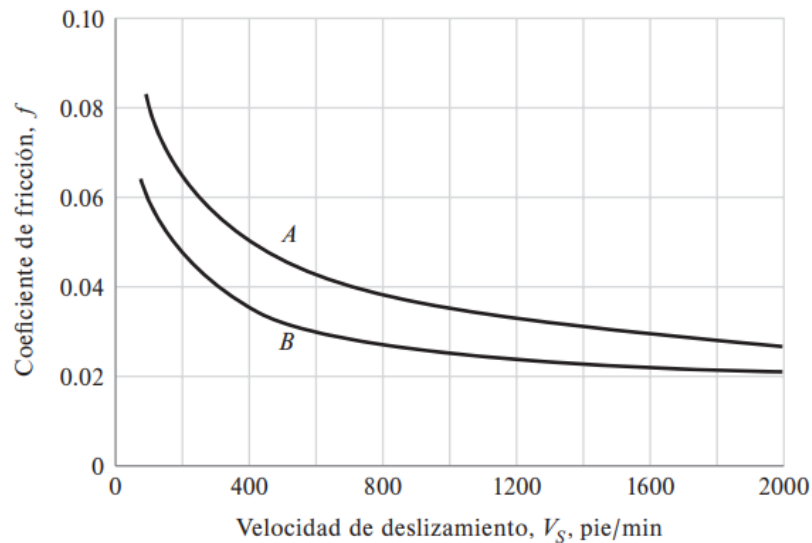
Ángulo de avance $\lambda$ , grados	Eficiencia $\eta$ , %
1.0	25.2
2.5	45.7
5.0	62.6
7.5	71.3
10.0	76.6
15.0	82.7
20.0	85.6
30.0	88.7



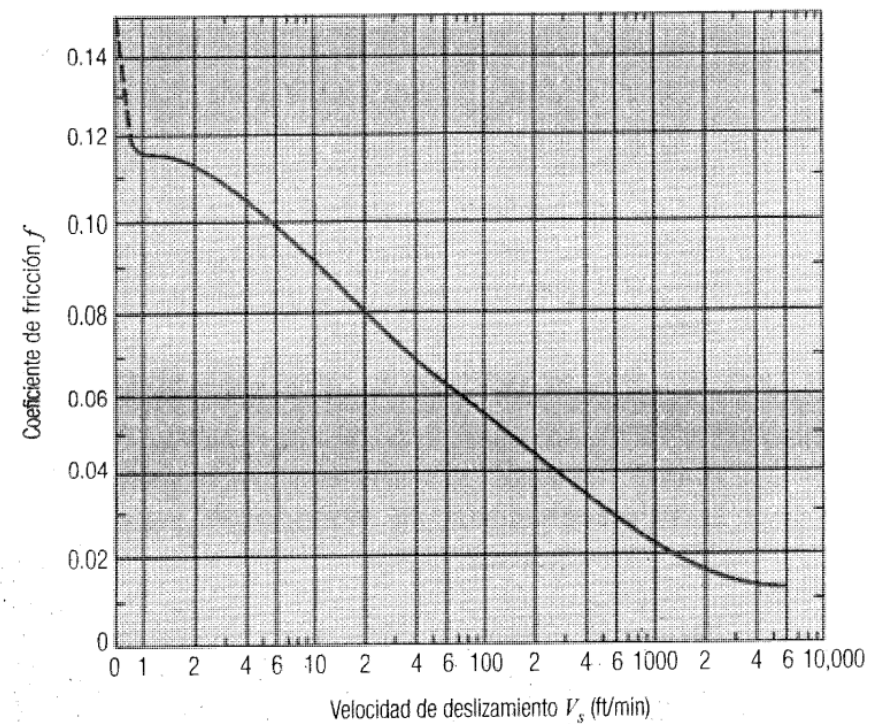
# ENGRANE DE TORNILLO SINFÍN



$$V_S = \frac{V_W}{\cos \lambda}$$



El coeficiente de fricción depende de la velocidad relativa o de deslizamiento



# Engranajes de tornillo sinfín: ecuación AGMA

La AGMA relaciona la fuerza tangencial permisible en el diente del engrane del tornillo sinfín  $W_t$  perm con los otros parámetros mediante

$$(W^t)_{\text{perm}} = C_s D_m^{0.8} F_e C_m C_v$$

$C_s$  = factor de materiales

$D_m$  = diámetro medio de la rueda, pulg (mm)

$F_e$  = ancho efectivo de cara de la corona (ancho de cara real, pero sin exceder  $0.67d_m$ , el diámetro medio del sinfín), pulg (mm)

$C_m$  = factor de corrección de relación

$C_v$  = factor de velocidad

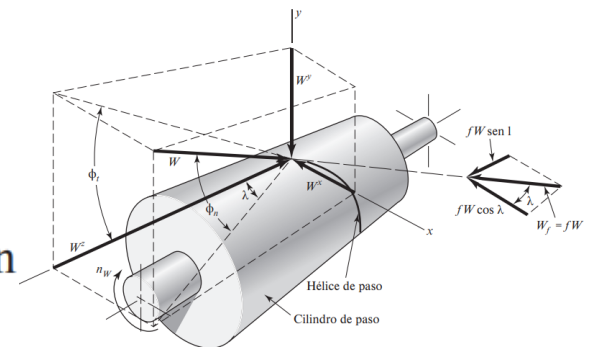
Fuerza de fricción

$$W_f = \frac{f W^t}{\cos \lambda \cos \phi_n}$$

$f$  = coeficiente de fricción

$\lambda$  = ángulo de avance del diámetro medio del sinfín

$\phi_n$  = ángulo normal de presión



Velocidad de deslizamiento

$$V_s = \frac{\pi n_w d_m}{12 \cos \lambda}$$

El par de torsión del sinfín

$$T_G = \frac{W^t D_m}{2}$$

La tasa de pérdida de calor  $H_{\text{pérdida}}$  de la superficie del tornillo sinfín-  
engrane en  $\text{pie} \cdot \text{lbf}/\text{min}$

$$H_{\text{perdida}} = 33\,000(1 - e)H_{\text{entrada}}$$

La temperatura del colector de aceite  $t_s$  está dada por  $t_s = t_a + \frac{H_{\text{perdida}}}{h_{\text{CR}}A} = \frac{33\,000(1 - e)(H)_{\text{entrada}}}{h_{\text{CR}}A} + t_a$

Área mínima  $A_{\text{mín}} = 43.20C^{1.7}$   $A_{\text{mín}}$  en  $\text{pulg}^2$

$$h_{\text{CR}} = \begin{cases} \frac{n_W}{6\,494} + 0.13 & \text{sin ventilador sobre el tornillo sinfín} \\ \frac{n_W}{3\,939} + 0.13 & \text{con ventilador sobre el tornillo sinfín} \end{cases}$$

Para asegurar que el engrane-tornillo sinfín controle al sinfín,

$$f_{\text{estat}} < \cos \phi_n \tan \lambda$$

Cuando el sinfín controla el engranaje, la eficiencia mecánica  $e_W$  está dada por

$$e_W = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cot \lambda}$$

$$\eta = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cot \lambda}$$

Si el engrane controla el engranaje, la eficiencia  $e_G$  está dada por

$$e_G = \frac{\cos \phi_n - f \cot \lambda}{\cos \phi_n + f \tan \lambda}$$

# Diseño del acoplamiento de un engrane y un tornillo sinfín

Un conjunto de decisiones útil para un acoplamiento de un tornillo sinfín y un engrane (rueda) incluye

- Función: potencia, velocidad,  $m_G$ ,  $K_a$
  - Factor de diseño:  $n_d$
  - Sistema de dientes
  - Materiales y procesos
  - Número de hilos en el tornillo sinfín:  $N_W$
  - Paso axial del tornillo sinfín:  $p_x$
  - Diámetro de paso del tornillo sinfín:  $d_W$
  - Ancho de cara de la rueda:  $F_G$
  - Área lateral de la superficie:  $A$
- } Decisiones *a priori*
- } Decisiones de diseño

# RESISTENCIA A LA FLEXIÓN Y A LA FATIGA RESISTENCIA A LA FLEXIÓN Y A LA FATIGA

Según AGMA Fuerza tangencial permisible en el diente del engrane del tornillo sinfín

$$(W^t)_{\text{perm}} = C_s D_m^{0.8} F_e C_m C_v$$

Carga de desgaste permisible en engranes de tornillo sinfín de Buckingham

$$(W_G^t)_{\text{perm}} = K_w d_G F_e$$

$K_w$  = factor de carga de la corona

$d_G$  = diámetro de paso de la corona

$F_e$  = ancho de cara efectivo de la corona

- Factor de desgaste Kw de un engranaje de tornillo sinfín

Tornillo sinfín	Material Rueda	Ángulo de rosca $\phi_n$			
		$14\frac{1}{2}^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$	$30^\circ$
Acero endurecido*	Bronce enfriado	90	125	150	180
Acero endurecido*	Bronce	60	80	100	120
Acero 250 BHN (mín.)	Bronce	36	50	60	72
Fundición de hierro de alta resistencia	Bronce	80	115	140	165
Fundición gris†	Aluminio	10	12	15	18
Fundición de hierro de alta resistencia	Fundición gris	90	125	150	180
Fundición de hierro de alta resistencia	Acero fundido	22	31	37	45
Fundición de hierro de alta resistencia	Fundición de hierro de alta resistencia	135	185	225	270
Acero 250 BHM (mín.)	Fenólico laminado	47	64	80	95
Fundición gris	Fenólico laminado	70	96	120	140

\* Mayor de 500 BHN en la superficie.

† Para tornillo sinfín de acero, multiplique los valores dados por 0.6.

# FIN

