

ENGRANAJE DE TORNILLO SIN FIN Y CORONA

GENERALIDADES:

Es un caso particular de engranajes helicoidales de ejes gaussos (que se cruzan con un cierto ángulo generalmente a 90°)

Dientes del sinfín: Filetes - Guías o entradas -

Avance: Paso del tornillo en un giro

Angulo de inclinación: o de avance del tornillo: λ

Angulo de hélice: En el tornillo : β_1

En la corona : β_2

Si los ejes se cruzan a 90° resulta: $\lambda = \beta_2$

Los ángulos se refieren al diámetro primitivo.

ANGULO DE PRESION:

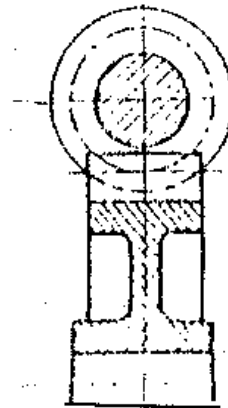
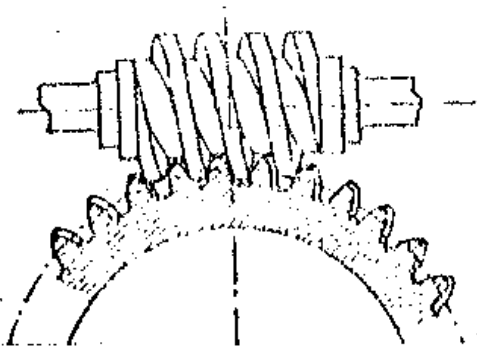
El ángulo de presión toma distintos valores en $f(\lambda)$:

Angulo λ	Angulo α_n	Campo de relaciones
$\leq 12^\circ$	$14,5^\circ$	25 - 100
12° á 20°	20°	10 - 30
20° á 25°	$22,5^\circ$	7 - 10
$> 25^\circ$	25°	< 7

CLASES DE EMPAREJAMIENTOS

(1) TORNILLO SIN FIN CILINDRICO TANGENCIAL

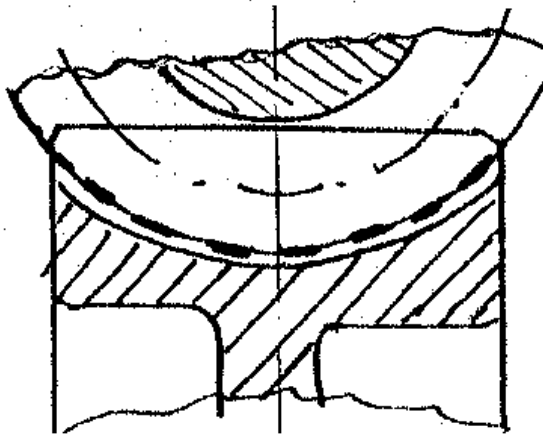
CORONA CILINDRICA HELICOIDAL FRESADA RADIALMENTE



CONTACTO PUNTUAL

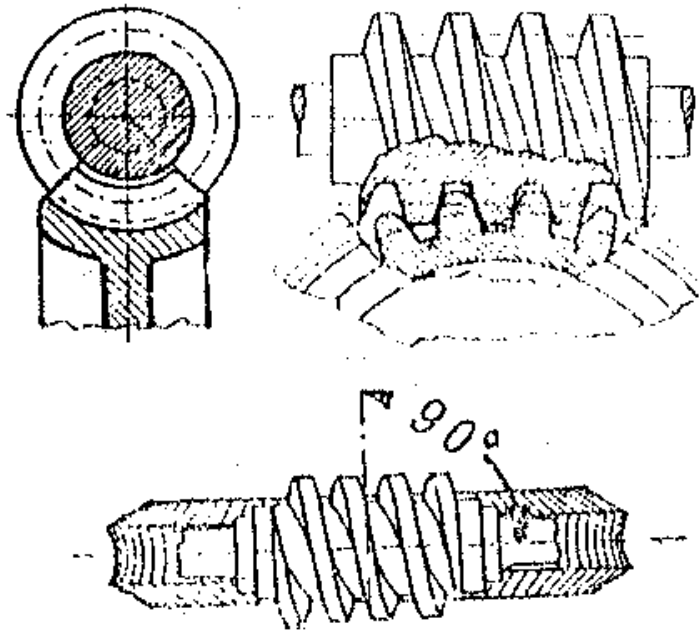
BAJOS ESFUERZOS

**(2) TORNILLO SIN FIN CILINDRICO TANGENCIAL
CORONA HELICOIDAL CILINDRICA TALLADA CON TOR-
NILLO FRESA Y TORNEADA CILINDRICA**



**CONTACTO POR PUNTOS
SISTEMAS DIVISORES
BAJOS ESFUERZOS**

**(3) TORNILLO SIN FIN CILINDRICO TANGENCIAL
CORONA HELICOIDAL CONCAVA O GLOBOIDE**



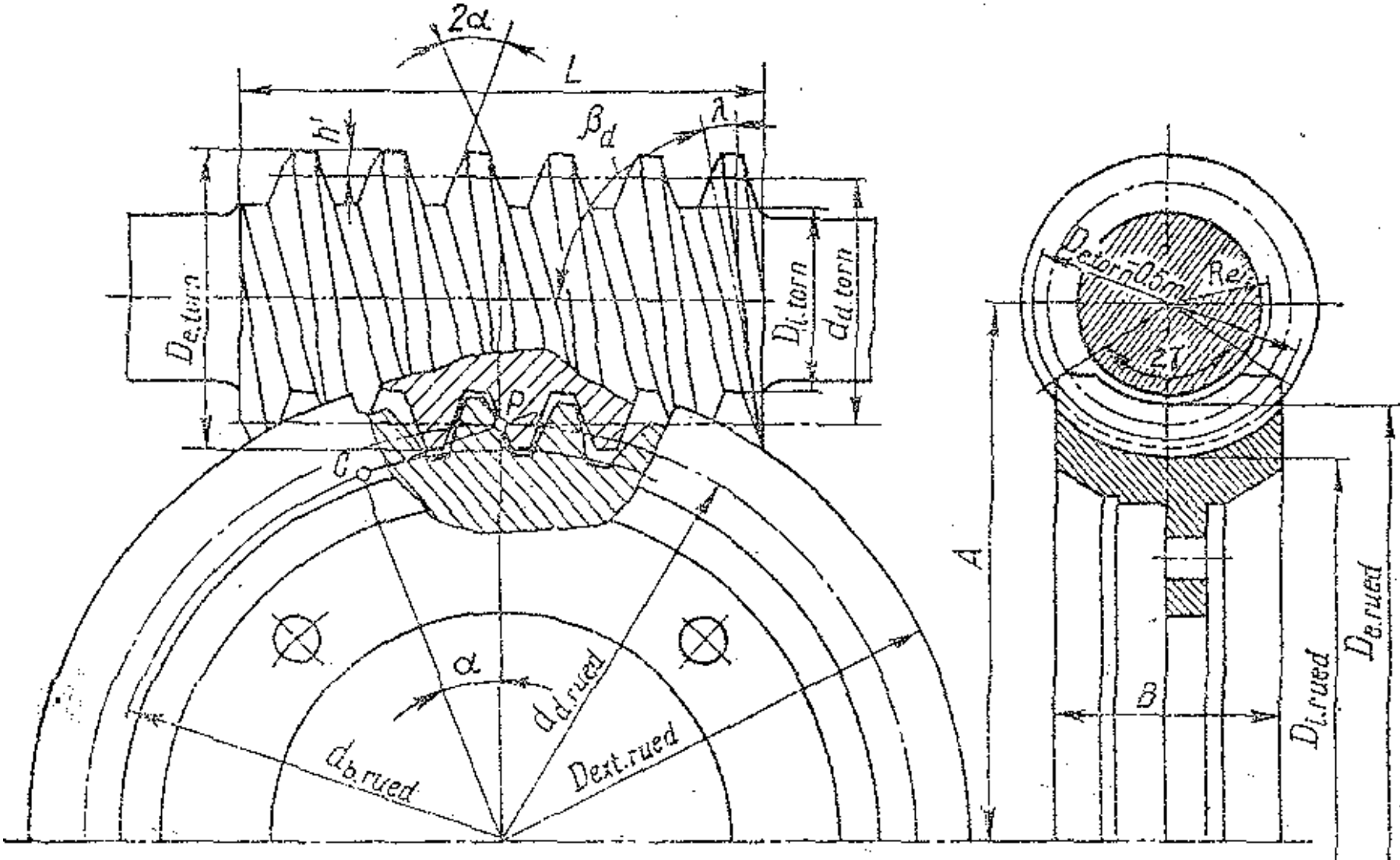
CONTACTO LINEAL

CAMPO DE ENGRANE

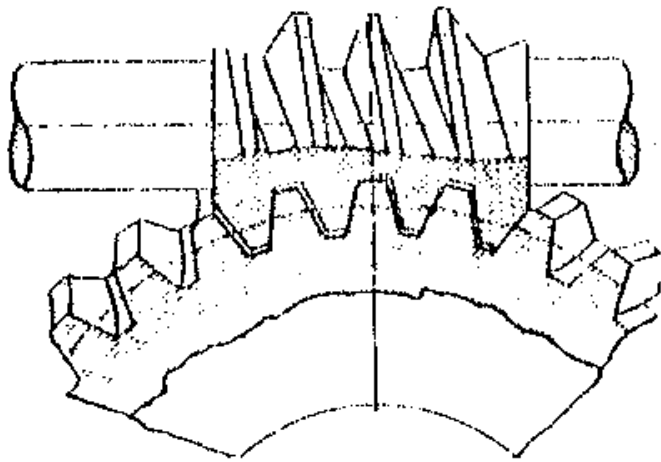
**USO INDUSTRIAL MAS FRE-
CUENTE**

**CORONA TALLADA CON FRE-
SA-MADRE DE IGUAL DIA-
METRO QUE EL TORNILLO
MEJOR FRESADA TANGENTE
DISTANCIA ENTRE CENTROS
IGUAL QUE EN SERVICIO**

CORONA GLOBOIDAL CON TORNILLO TANGENTE



**(4) TORNILLO SINFIN GLOBOIDE
CORONA HELICOIDAL CONCAVA O GLOBOIDE**

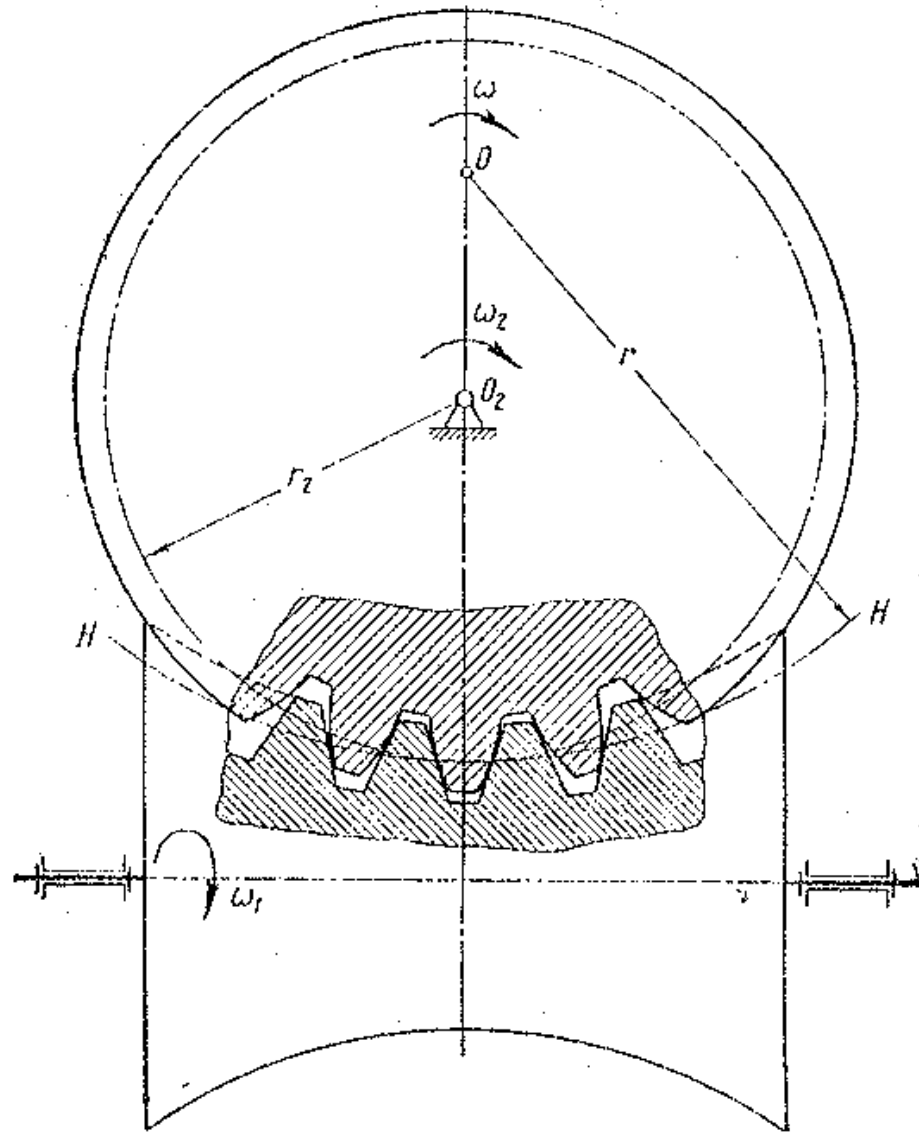


CAMPO DE ENGRANE

**EL DENTADO DEL SIN FIN
ABARCA NOVENA PARTE DE
DIENTES DE LA RUEDA LO
QUE INCREMENTA EL AREA
DE CONTACTO**

**REQUIERE MAYOR PRECI-
SION DE FABRICACION**

CORONA GLOBOIDAL CON TORNILLO GLOBOIDAL



ELEMENTOS DEL TORNILLO SIN FIN Y DE LA RUEDA HELICOIDAL

PASO NORMAL: t_n : DISTANCIA ENTRE DOS DIENTES
MEDIDA SOBRE DIAMETRO PRIMITIVO
SOBRE LA SECCION NORMAL

PASO AXIAL : t_a : DISTANCIA ENTRE DOS FILETES CONSECUTIVOS MEDIDO SOBRE LA GENERATRIZ
O DIAMETRO PRIMITIVO - SI LOS EJES
SE CRUZAN A 90° : $t_n = t_c$

PASO CIRCUNFERENCIAL: t_c : PASO MEDIDO SOBRE LA CIRCUNFERENCIA PRIMITIVA DE
LA RUEDA

PASO AXIAL TOTAL: h : TAMBIEN LLAMADO AVANCE O PASO
DE LA HELICE - ES LA DISTANCIA ENTRE DOS ESPIRAS CONSECUTIVAS EN EL TORNILLO

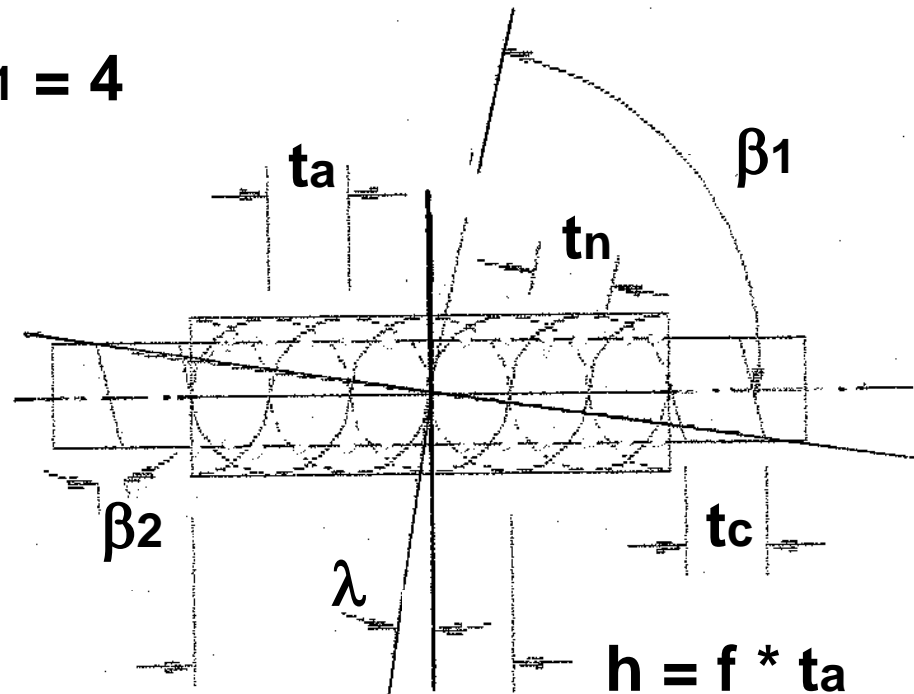
SI LLAMAMOS $f = Z_1$ AL NUMERO DE DIENTES. FILETES
 GUIAS O ENTRADAS DEL SIN FIN RESULTA :

$$h = f * t_a = Z_1 *$$

SI LOS EJES SE CRUZAN A 90° : $t_a = t_c$ Y LUEGO :

$$h = f * t_c = Z_1 *$$

$$f = Z_1 = 4$$



RELACION DE TRANSMISION

RANGO GENERAL: $10 \leq i \leq 60$

RANGO ESPECIAL: $5 \leq i < 10$ COSTOSA FABRICACION

$60 < i \leq 100$ BAJO RENDIMIENTO

COMBINACION MULTIPLES ETAPAS: HASTA $i = 5000$
MUY BAJO RENDIMIENTO

LAS RELACIONES ENTRE $60 \leq i \leq 250$ SE OBTIENEN
COMBINADOS CON PRE-CAJA DE ENGRANAJES CILINDRICOS
O CON ENGRANAJES CILINDRICOS COMO SEGUNDA
ETAPA

EN EL CONTACTO, LA VELOCIDAD DE AVANCE DEL TORNILLO ES IGUAL A LA VELOCIDAD TANGENCIAL DE LA CORONA:

$$U_{\text{torn.}} = U_{\text{rueda}}$$

$$U_{\text{torn.}} = \frac{z_1 * t_a * n_1}{60}$$

$$U_{\text{rueda}} = \frac{\pi * D_{p2} * n_2}{60}$$

$$\frac{z_1 * t_a * n_1}{60} = \frac{\pi * D_{p2} * n_2}{60}$$

⇒

$$z_1 * t_a * n_1 = \pi * D_{p2} * n_2$$

DIAMETRO PRIMITIVO DE LA RUEDA: $\pi * D_{p2} = t_c * z_2$

SI REEMPLAZAMOS:

$$z_1 * t_a * n_1 = t_c * z_2 * n_2$$

SI REEMPLAZAMOS:

$$Z_1 * t_a * n_1 = t_c * Z_2 * n_2$$

SI LOS EJES SE CRUZAN A 90° : $t_a = t_c$, LUEGO:

$$Z_1 * n_1 = Z_2 * n_2$$

Y FINALMENTE:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

**LA RELACION ES INDEPENDIENTE
DEL DIAMETRO DEL TORNILLO**

ADOPCION DE NUMERO DE FILETES DEL TORNILLO SEGUN LA RELACION DE TRANSMISION:

$i = \frac{z_2}{z_1}$	≥ 40	20 $\dot{\text{a}}$ 40	20 $\dot{\text{a}}$ 10	< 10
z	1	1 $\dot{\text{a}}$ 2	2 $\dot{\text{a}}$ 4	≥ 3

REVERSIBILIDAD E IRREVERSIBILIDAD

ACCIONADO DESDE EL TORNILLO (TORNILLO MOTRIZ Y RUEDA CONDUCCIDA), EL MECANISMO ADMITE AMBOS SEN TIDOS DE GIRO.

GOLPES, SACUDIDAS O VIBRACIONES PUEDEN PRODUCIR UNA INVERSION DEL MOVIMIENTO DESDE LA RUEDA HACIA EL TORNILLO (RUEDA SE COMPORTA COMO MOTRIZ Y EL TORNILLO COMO CONDUCCIDO) LO QUE SE DENOMINA "REVERSIBILIDAD" DEL MECANISMO.

BAJO CIERTAS CONDICIONES DE FABRICACION EL SISTEMA PUEDE SER "IRREVERSIBLE" O "AUTOFRENANTE"; PARA SUSPENSION DE UNA CARGA POR EJEMPLO; EN CUYO CASO, EL ANGULO DE INCLINACION λ DE LA HELICE DEL TORNILLO, DEBE SER MENOR QUE EL ANGULO DE ROZAMIENTO ENTRE LOS MATERIALES DEL SIN FIN Y RUEDA ($\lambda = \varphi$).

EN LA PRACTICA LA IRREVERSIBILIDAD SE LOGRA PARA
 $= \langle 4^\circ - z = 1 - i \rangle = 50 -$

En equipos de última tecnología la irreversibilidad \Rightarrow ángulo $\lambda \leq 3^\circ$

RENDIMIENTO MECANICO

El rendimiento mecánico del mecanismo depende del ángulo λ y del coeficiente rozamiento $\mu = \text{tg } \varphi$

Se cumple mayor auto retención con menor rendimiento

$$\eta = \frac{\text{Tg } \lambda * (\text{COS } \alpha_n - \mu \text{Tg } \lambda)}{\text{COS } \alpha_n * \text{Tg } \lambda + \mu}$$

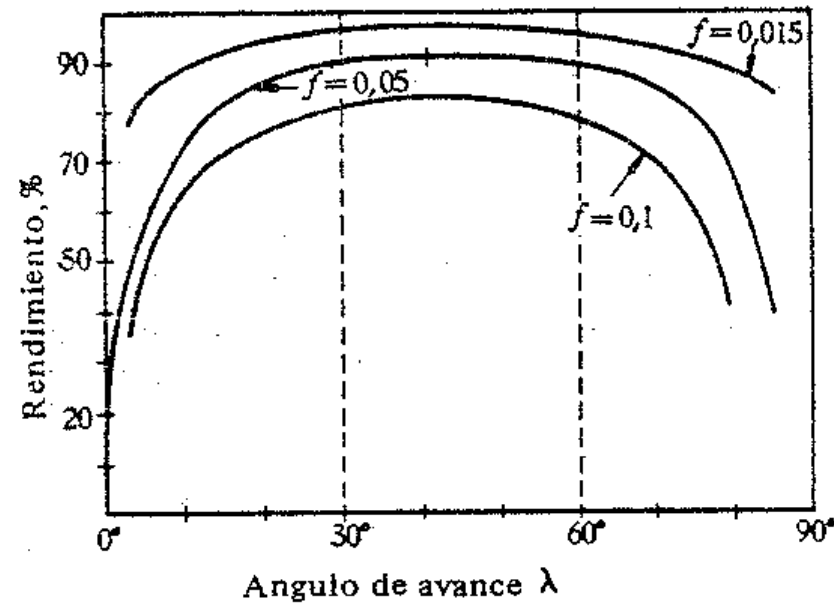
DEDUCCION FAIRES
PAG. 565

DERIVANDO E IGUALANDO A CERO, EL REND. MAX. ES

PARA $\text{Tg } \lambda = \sqrt{1 + \mu^2} - \mu$

CON DISTINTOS VALORES DE λ Y μ SE ENCUENTRA PARA $40^\circ < \lambda < 50^\circ$

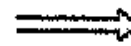
VARIA CON EL LUBRICANTE, TERMINACION SUPERFICIAL Y CON LA VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO.



EL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO μ VARIA CON LA VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO RELATIVO ENTRE TORNILLO Y RUEDA:

SEGUN UALLANCE Y DOUGHTIE: CON SINFINES ENDURECIDOS Y RECTIFICADOS Y RUEDAS TALLADAS CON FRESAS MADRES RECTIFICADAS.

$$U_d \text{ [m/min]} = \frac{\pi * D_{pl} * n_1}{100 * \cos}$$



$$\mu_0 = 0,626 * \frac{1}{U_d^{0,6}}$$

CASO MAS GENERAL

$$\mu = 1,25 \text{ a } 1,4 * \frac{0,626}{U_d^{0,6}}$$

$$D_{pl} = \text{[cm]}$$

$$n_1 = \text{[r.p.m.]}$$

SEGUN FAIRES : CON SINFINES ENDURECIDOS Y RECTIFICADOS Y RUEDAS TALLADAS CON FRESAS MADRES RECTIFICADAS .

PARA $0,90 \text{ m/min} < U \leq 21 \text{ m/min} \implies$

$$\mu_0 = \frac{0,122}{U_d^{0,2}}$$

PARA $21 \text{ m/min} < U \leq 910 \text{ m/min} \implies$

$$\mu_0 = \frac{0,208}{U_d^{0,36}}$$

CASO MAS GENERAL

$$\mu = 1,25 \text{ à } 1,4 * \mu_0$$

SEGUN FABRICANTES ARGENTINOS: \implies

$$\mu \approx \text{Tg } 4^\circ$$

SEGÚN FABRICANTES ITALIANOS: $\implies \mu \approx \text{Tg } 3^\circ$

EN EL USO PRACTICO, SE CALCULA EL RENDIMIENTO SU
 PONIENDO EL DIENTE RECTANGULAR (ERROR < 3 %) CON
 LAS FORMULAS SIGUIENTES:

TORNILLO MOTRIZ

$$\eta_{TM} = \frac{\operatorname{Tg} \lambda}{\operatorname{Tg} (\lambda + \varphi)}$$

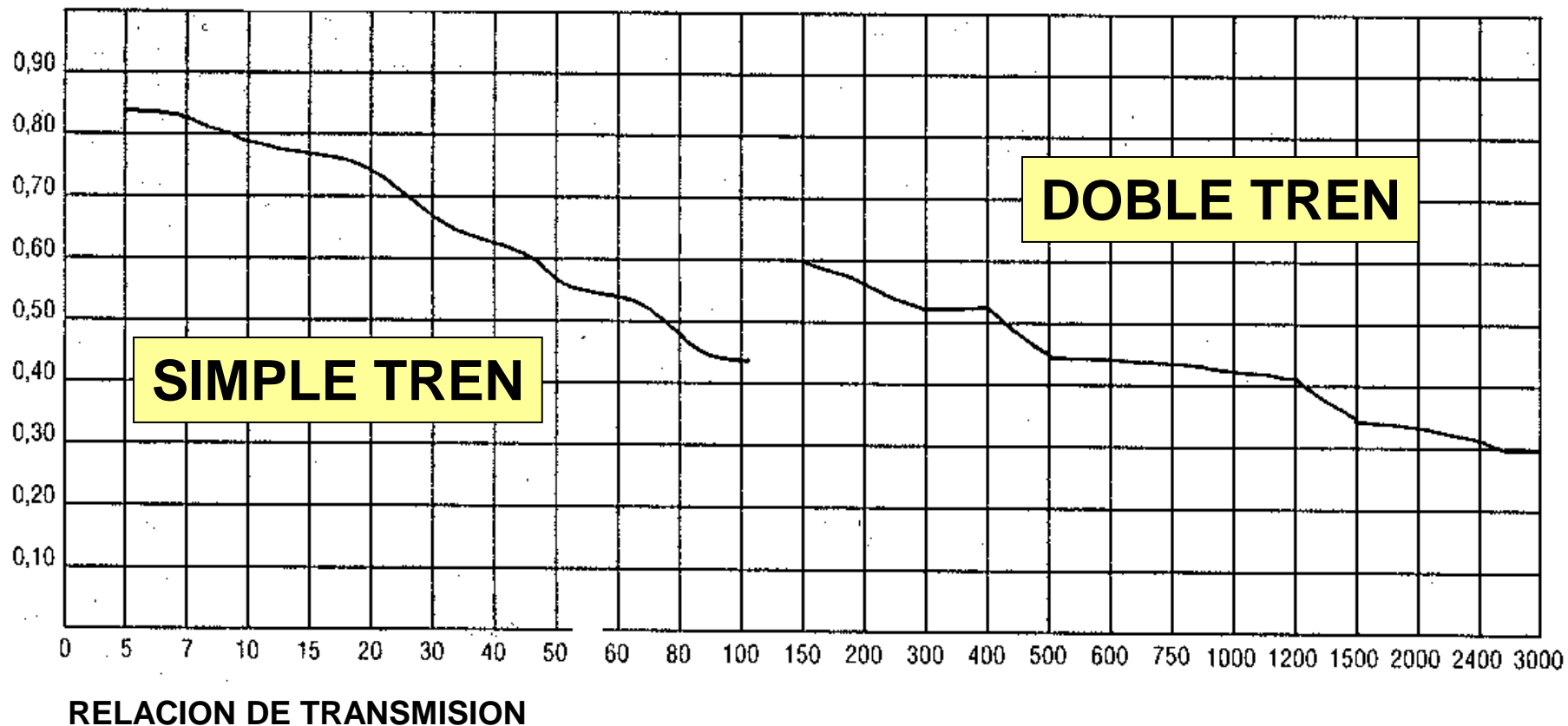
RUEDA MOTRIZ

$$\eta_{RM} = \frac{\operatorname{Tg} (\lambda - \varphi)}{\operatorname{Tg} \lambda}$$

CONDICION DE
 IRREVERSIBILIDAD

$$\lambda = < \varphi$$

RENDIMIENTOS : η %



CON TORNILLOS RECTIFICADOS

IRREVERSIBILIDAD ESTÁTICA

El estado de irreversibilidad estática se manifiesta en todos aquellos casos en que, introduciendo el movimiento por el eje lento, se obtiene una detención inmediata y espontánea del sistema de engranajes, que puede de todos modos transmitir pequeñas rotaciones si es sometido a vibraciones.

En estos casos es necesaria la adopción de un freno adecuado situado sobre el tornillo sin fin.

Las condiciones susodichas cambian notablemente en función de la relación de transmisión, porque al variar la misma varía también el valor del rendimiento η .

El estado de irreversibilidad es además influenciado por otros distintos parámetros como: ángulo de la hélice, tipo del material que compone el sistema de engranajes, grado de acabado, precisión de los mecanizados, lubricación, etc.

Para que se verifique el estado de irreversibilidad estática, son necesarias las siguientes condiciones teóricas: $\eta_{\text{estático}} < 0,4 \div 0,5$ si $\eta_{\text{estático}} > \div 0,5$ se obtendrá un estado de irreversibilidad que será MENOR al aumentar del valor de $\eta_{\text{estático}}$:

η ESTÁTICO	IRREVERSIBILIDAD ESTÁTICA
$< 0,4 \div 0,5$	Aceptable
$> 0,4 \div 0,55$	Incierta
$> 0,6$	Nula

IRREVERSIBILIDAD DINAMICA

Es un estado de detención espontánea e inmediata de la rotación que se manifiesta si se interrumpe la introducción de movimiento sobre el tornillo sin fin.

En realidad es prácticamente imposible que dicho fenómeno se manifieste porque el mismo está fuertemente condicionado por las características específicas de los distintos tipos de propulsores (excluidos los motores autofrenantes) los que, en distinta medida transmiten siempre, en la fase de detención, una cantidad de inercia suficiente sobre el tornillo sin fin que impide la condición susodicha.

Cuando subsiste la exigencia de obtener una detención inmediata es indispensable dotar al órgano propulsor de un freno adecuado, pero poniendo mucha atención, en estos casos, al tipo de carga de inercia que puede manifestarse en el eje lento, porque valores que exceden la capacidad del sistema de engranajes pueden provocar la rotura del mismo.

RELACION	IRREVERSIBILIDAD ESTATICA	IRREVERSIBILIDAD DINAMICA
1:5	— INEXISTENTE — INVERSION RAPIDA DEL MOVIMIENTO	— INEXISTENTE — INVERSION RAPIDA DEL MOVIMIENTO
1:7		
1:10		
1:15		
1:20		
1:30	— INCIERTA — INVERSION RAPIDA DEL MOVIMIENTO EN PRESENCIA DE VIBRACIONES	— INEXISTENTE — INVERSION RAPIDA DEL MOVIMIENTO EN PRESENCIA DE VIBRACIONES
1:40		
1:50		
1:60	— ACEPTABLE — INVERSION MINIMA DEL MOVIMIENTO EN PRESENCIA DE VIBRACIONES	— INEXISTENTE — INVERSION MINIMA DEL MOVIMIENTO EN PRESENCIA DE VIBRACIONES
1:80		
1:100		

MATERIALES UTILIZADOS

SE UTILIZA EN LA CORONA MATERIAL MAS BLANDO QUE EN EL SINFIN Y ANTI-FRICCION. EMPAREJAMIENTO MAS USUAL: ACERO-BRONCE -

PARA TORNILLO: ACERO SAE 1045 BONIFICADO; SAE 4140 NITRURADO Y SAE 3315 O 3115 CEMENTADO, TEMPLADO, REVENIDO Y RECTIFICADO.

PARA LA RUEDA: BRONCE FOSFOROSO AL NIQUEL CALIDAD SAE 64 ó SAE 65, EN PARTICULAR ESTE ULTIMO EN EQUIPOS IMPORTANTES, COMO FUNDICION CENTRIFUGADA Y A PARTIR DE MATERIALES VIRGENES Y NO DE CHATARRA.

CUANDO LA CORONA ES DE GRANDES DIMENSIONES SE FABRICA COMO ARO DE BRONCE SOBRE NUCLEO CENTRAL DE ACERO O HIERRO FUNDIDO.

DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO

HAY DIFERENTES CALCULOS QUE RESPONDEN A LOS CONCEPTOS BASICOS. DAREMOS UN EJEMPLO:

A) POTENCIA DE CALCULO

SE CONVIENE EN ADOPTAR COMO POTENCIA DE CALCULO LA DE ENTRADA AL SINFIN POR LO QUE SE ESTIMA COMO PRIMERA ORIENTACION UN RENDIMIENTO.

$N_{1(ENT)}$ = POTENCIA DE CALCULO DE ENTRADA [CU]

$N_{REQ.}$ = POTENCIA REQUERIDA DE SALIDA (EFECTIVA) [CU]

F_s = FACTOR DE SERVICIO

η = REND. ESTIMADO

$$N_1 = N_{REQ.} * F_s / \eta$$

Nota: Observar que el ejemplo (Fuente: Tedeschi) considera un Factor de Servicio para definir la Potencia de Cálculo - Otros cálculos parten de la potencia de régimen a transmitir

B) DISTANCIA ENTRE CENTROS APROXIMADA

SE PUEDE TOMAR SEGUN GRAFICOS (NIEMANN) O MEDIANTE LA FORMULA SIGUIENTE (TEDESCHI):

$$A = 100 * \left(\frac{N_i * (i + 5)}{\sqrt{n_i} * f} \right)^{\frac{1}{2,6}}$$

A = [MM] D.E.C.

N = [CV]

n = [r.p.m.]

f = 16 Ks = 1,2

Ks : FACTOR DE RESISTENCIA AL DESGASTE - EL VALOR APROXIMADO 1,2 ES PARA CALCULO ORIENTATIVO.

C) DIAMETRO PRIMITIVO DEL TORNILLO

EL DIAMETRO PRIMITIVO DEL TORNILLO ES INDEPENDIENTE DE LA RELACION DE TRANSMISION. SE UTILIZAN LAS SIGUIENTES FORMULAS DE ORIENTACION EMPIRICAS:

SEGUN FAB. ARGENTINOS	$D_{pl} = 0,3 * (A + 25)$
SEGUN NIEMANN (D ₁ : DIAM. RAIZ)	$D_1 = 0,6 * A^{0,85}$
SEGUN FAB. U.S.A.	$D_{pl} = 0,68 * A^{0,875}$
SEGUN NORMAS A.G.M.A.	$D_{pl} = A/S$ PARA $1,5 < S < 2,45$

SI EL SIN FIN SE CONSTRUYE SOLIDARIO DEBE VERIFICARSE A FLEJO-TORSION EL DIAMETRO DEL NUCLEO RESISTENTE Y A LA RIGIDEZ TORSIONAL Y ELASTICA.

SI ES ENCHAUETADO, SE RECOMIENDA $D_1 \geq 1,8 D_{RESISTENTE}$

D) CALCULO DEL MODULO

TENIENDO EN CUENTA LAS SIGUIENTES RELACIONES:

$$D_{p1} = D_1 + 2,4 M_n \quad \text{Y} \quad D_{p2} = M_a * Z_2 = \frac{M_n}{\cos \lambda} * Z_2$$

$$2 * A = D_{p1} + D_{p2} = D_1 + 2,4 M_n + \frac{M_n}{\cos \lambda} * Z_2$$

$$2 * A = D_{p1} + D_{p2} = D_1 + 2,4 M_a * \cos \lambda + M_a * Z_2$$

TENEMOS DESPEJANDO MODULOS:

$$M_n = \frac{2 * A - D_1}{\frac{Z_2}{\cos \lambda} + 2,4}$$

$$M_a = \frac{2 * A - D_1}{2,4 * \cos \lambda + Z_2}$$

SUPONIENDO $\cos \lambda \approx 1$ PODEMOS APROXIMAR EL MODULO

$$M \approx \frac{2 * A - D_1}{2,4 + Z_2}$$

o

$$M \approx \frac{2 * A - D_{pl}}{Z_2}$$

SE ADOPTA MODULO NORMALIZADO (AXIAL O NORMAL) IGUAL O MAYOR AL APROXIMADO POR LA FORMULA, Y SE OBTIENE LA GEOMETRIA DEL ENGRANAJE.

Nota: Como debe utilizarse una herramienta de corte para la corona del mismo diámetro que el tornillo sinfín con el que trabajará es necesario fabricar gran cantidad de creadores-patrón por lo que se elige el módulo normalizado según conveniencia.

E) VERIFICACIONES

Obtenidas las características geométricas del engranaje de sin fin y corona, deberán verificarse (p.e. s/Niemann Pag. 598 - Ed. 1973) -

E-1) Comprobación a la seguridad de flancos

E-2) Comprobación de seguridad al calentamiento

E-3) Comprobación a la flexión del árbol tornillo sin fin.

E-5) Comprobación de la seguridad a rotura del diente.

E-6) Comprobación de potencias de pérdidas y del rendimiento.

Estas comprobaciones pueden realizarse también aplicando las ecuaciones de Lewis y Buckingham o de acuerdo a Normas A.G.M.A. -

LIMITE TERMICO

Es de suma importancia en estos equipos ya que varia sustancialmente con el angulo λ y por ende con la relacion de transmision.

$$N_1 = (0.1 \text{ a } 0.125) * \frac{A^{1.5}}{i + 5} \quad \text{[CU] para } A = \text{[MM]}$$

0,1 con caja lisa - 0,125 con caja nervada

El calor producido se disipa a traves de la caja por conduccion, radiacion y conveccion.

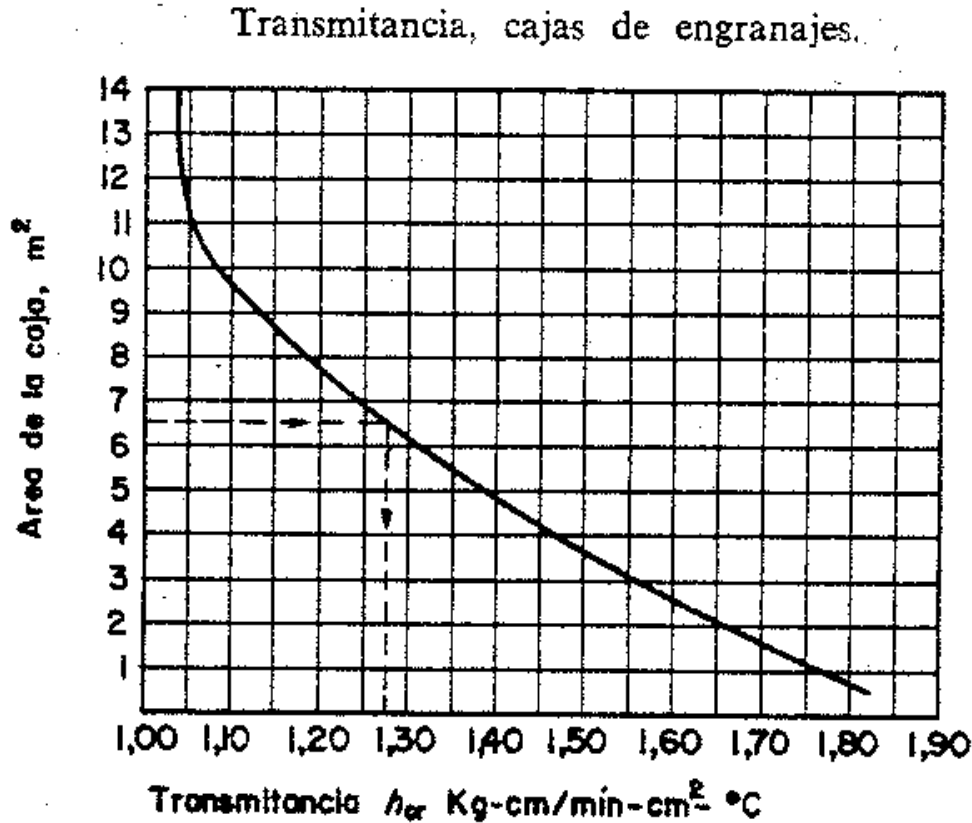
$$Q = h_{ct} * S * \Delta t \quad \text{Kgf*cm/min}$$

Donde S: es el area radiante de la caja (sin contar la base) -

Δt : aumento de la temperatura del lubricante respecto de la temperatura ambiente. La temperatura del lubricante $< 88^\circ$ -

La norma A.G.M.A. recomienda un área de disipación mínima

$$S_{\min} = 57,25 A^{1,7} \quad [\text{cm}^2]$$



Extractado de Faires

Si no verifica la caja a a di sipacion termi ca requerida por el servicio es necesario re frigerar median te 1) serpentina de agua fria en el interior. 2) Circulando y re frigerando el a ceite exterior mente o 3) Utili zando ventila cion forzada.

Este ultimo medio es el mas sencillo y habitual. La ganancia de potencia conseguida puede evaluar se a traves de la siguiente expresion:

$$N_v = N * [1 + 0.00055 * (n_1 - 500)]$$

Donde: N_v es la potencia con reductor ventilado

N es potencia con reductor sin ventilar

n_1 r.p.m. del sinfin

El ventilador se aplica en el eje del sin fin -
Vemos que a 1500 rpm la ganancia es del 55% pe-
ro a 500 rpm es nula -

MISCELANEAS

La longitud dentada del tornillo debe ser $L > 10 m$

$L > m * (11 + 0,06 Z_2)$ para $Z_1 : 1 \dot{ó} 2$

$L > m * (12,5 + 0,09 Z_2)$ para $Z_1 \geq 3$ S/Dobrovolsky

El ángulo β abrazado por la rueda: $Tg = \frac{Tg \alpha^n}{Tg \lambda}$

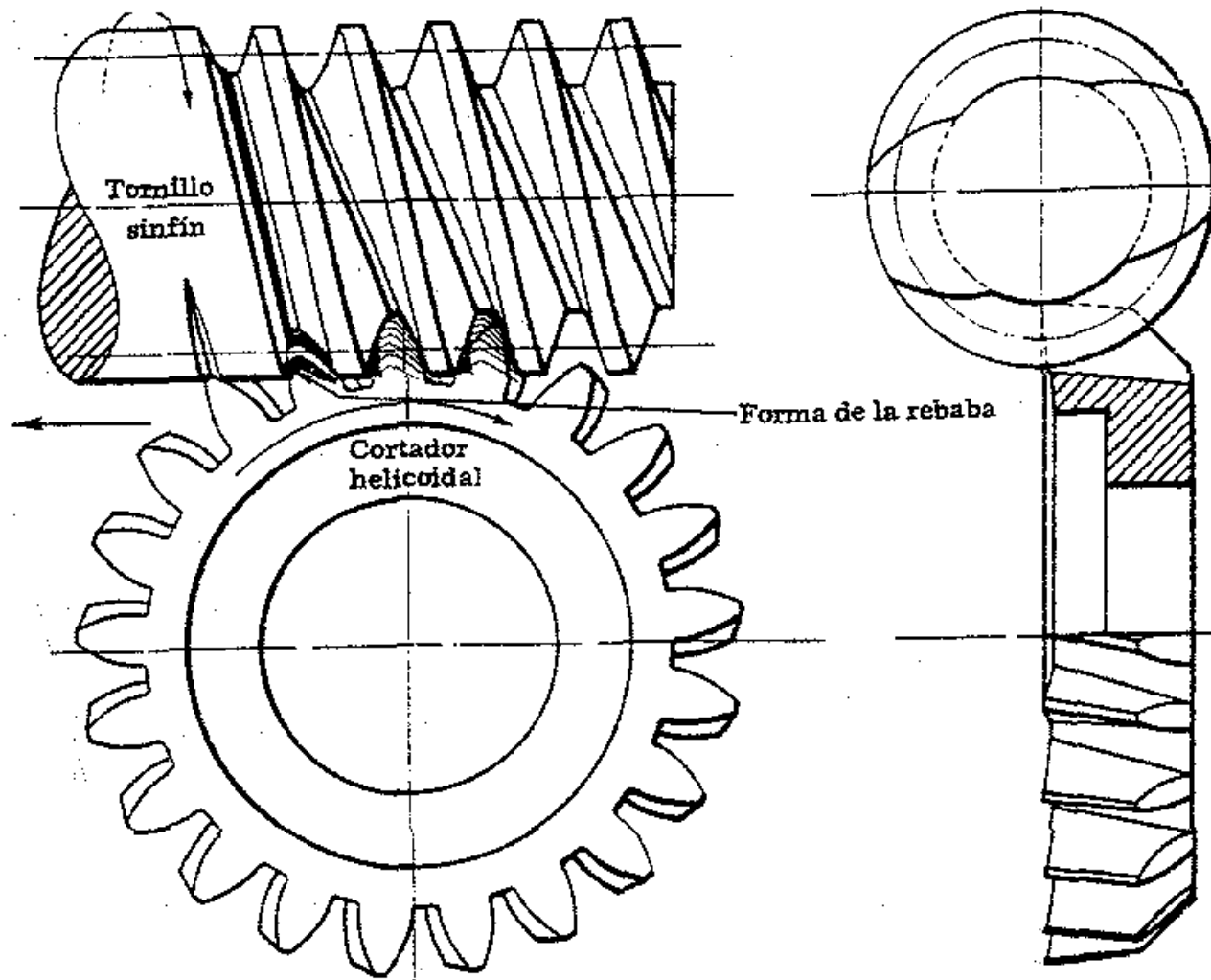
segun Shepard y comprendido entre: 60° y 120°

Si la velocidad tangencial es $\leq 4 m/s$ el sinfin debe ser inferior o en su defecto garantizar la lubricacion por algun medio -

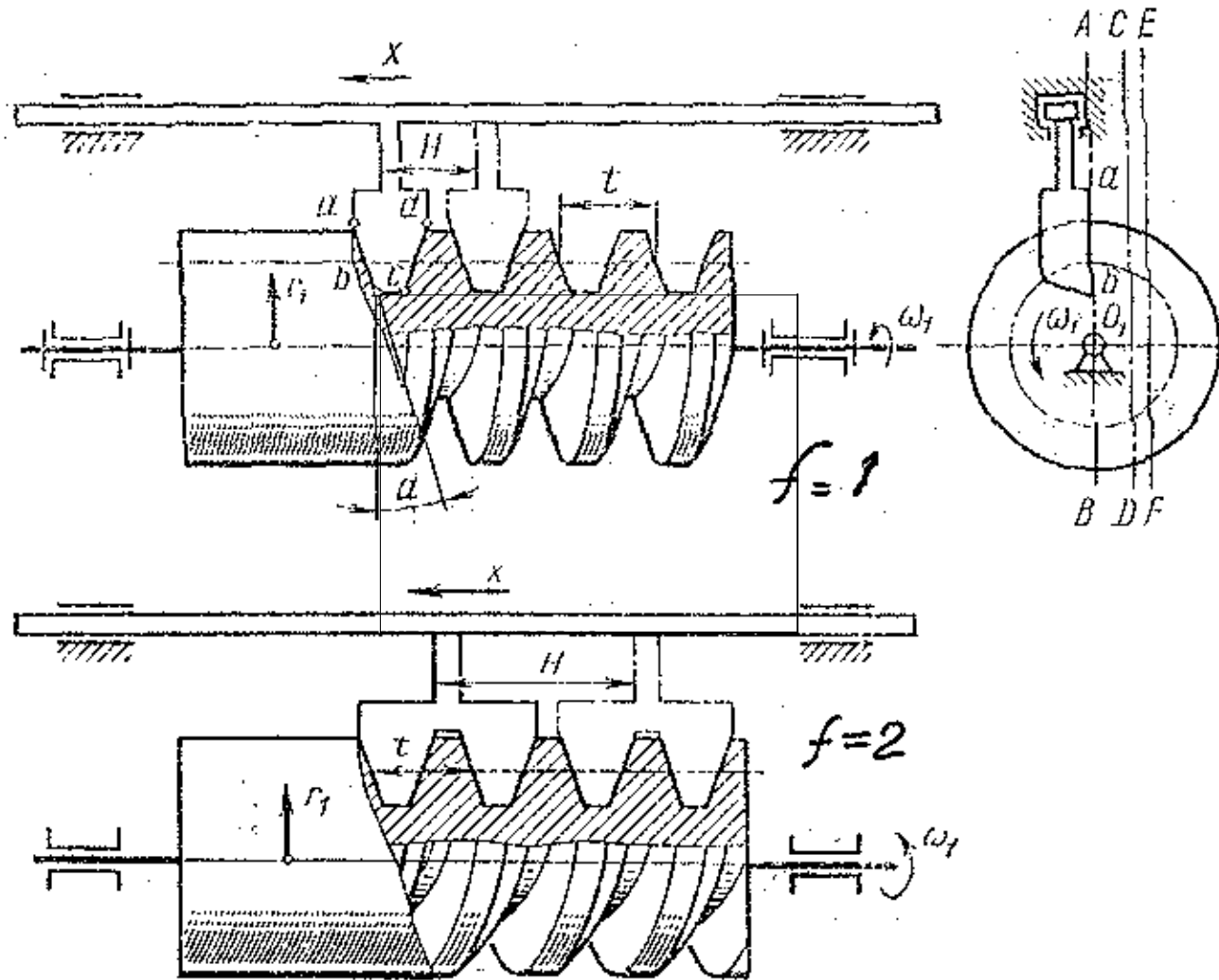
El ancho de la rueda: $b_2 = < 0,75 d_{el}$ para $Z_1 < 3$

$b_2 = < 0,66 d_{el}$ para $Z_1 \geq 3$

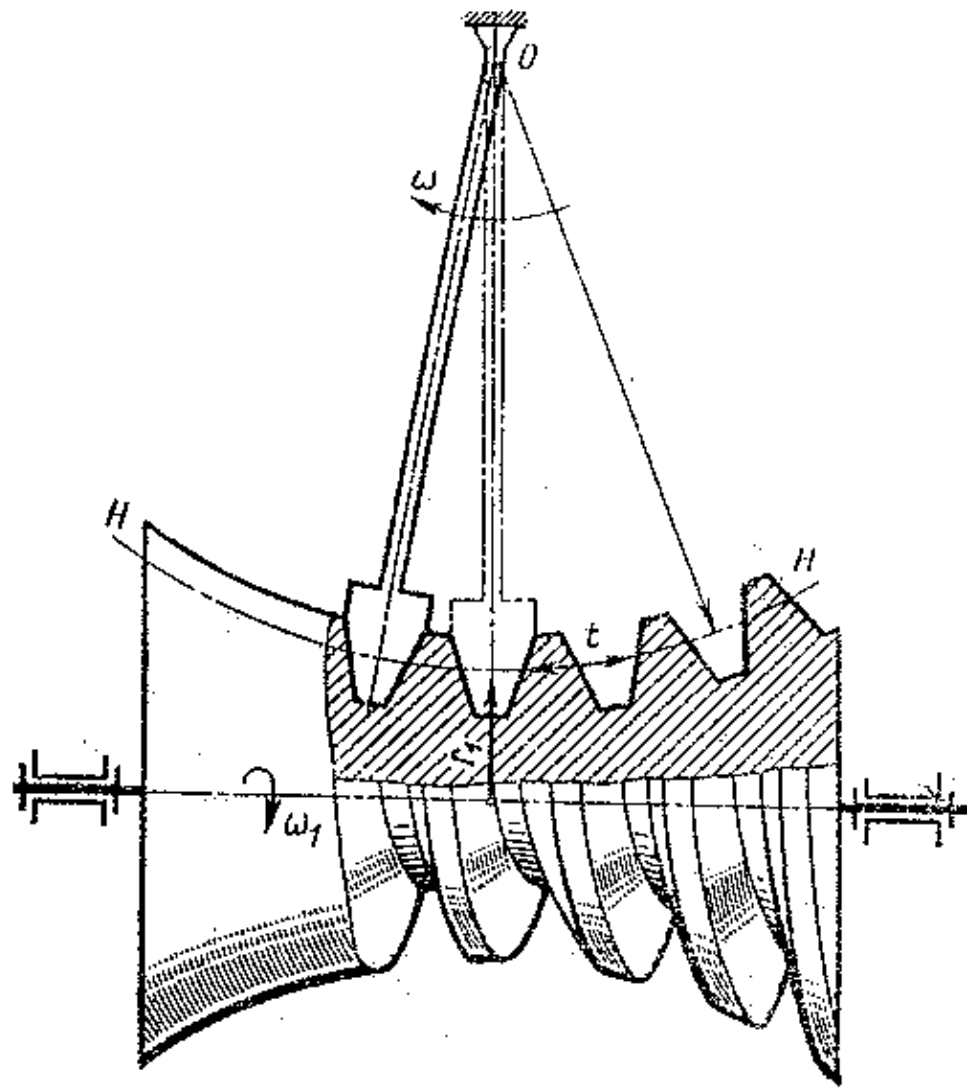
FABRICACION DEL TORNILLO CON CORTADOR HELICOIDAL



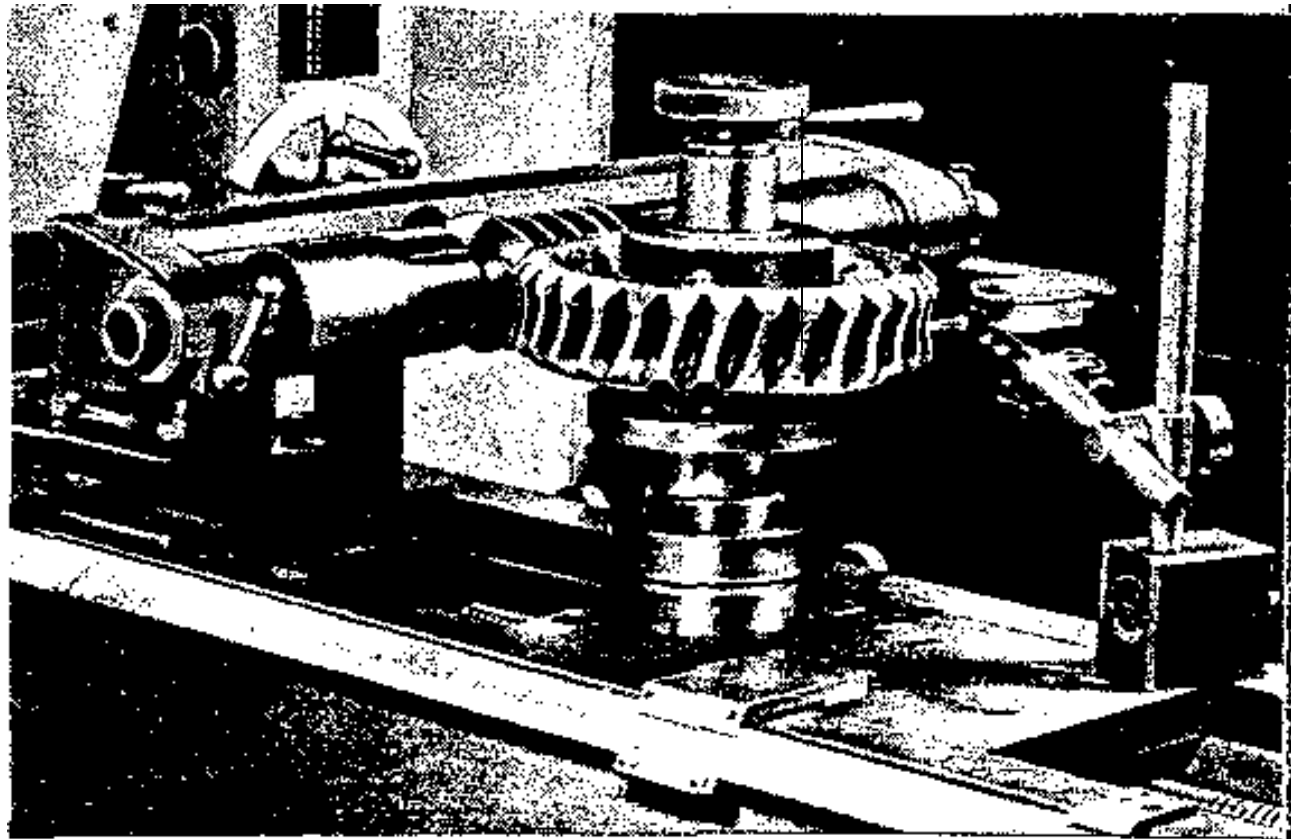
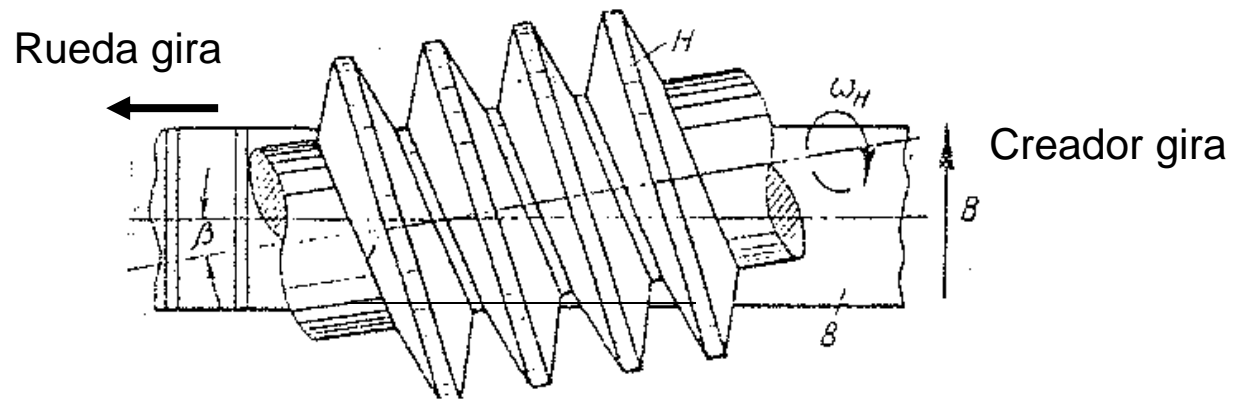
FABRICACION DE TORNILLO SINFIN CON BURIL

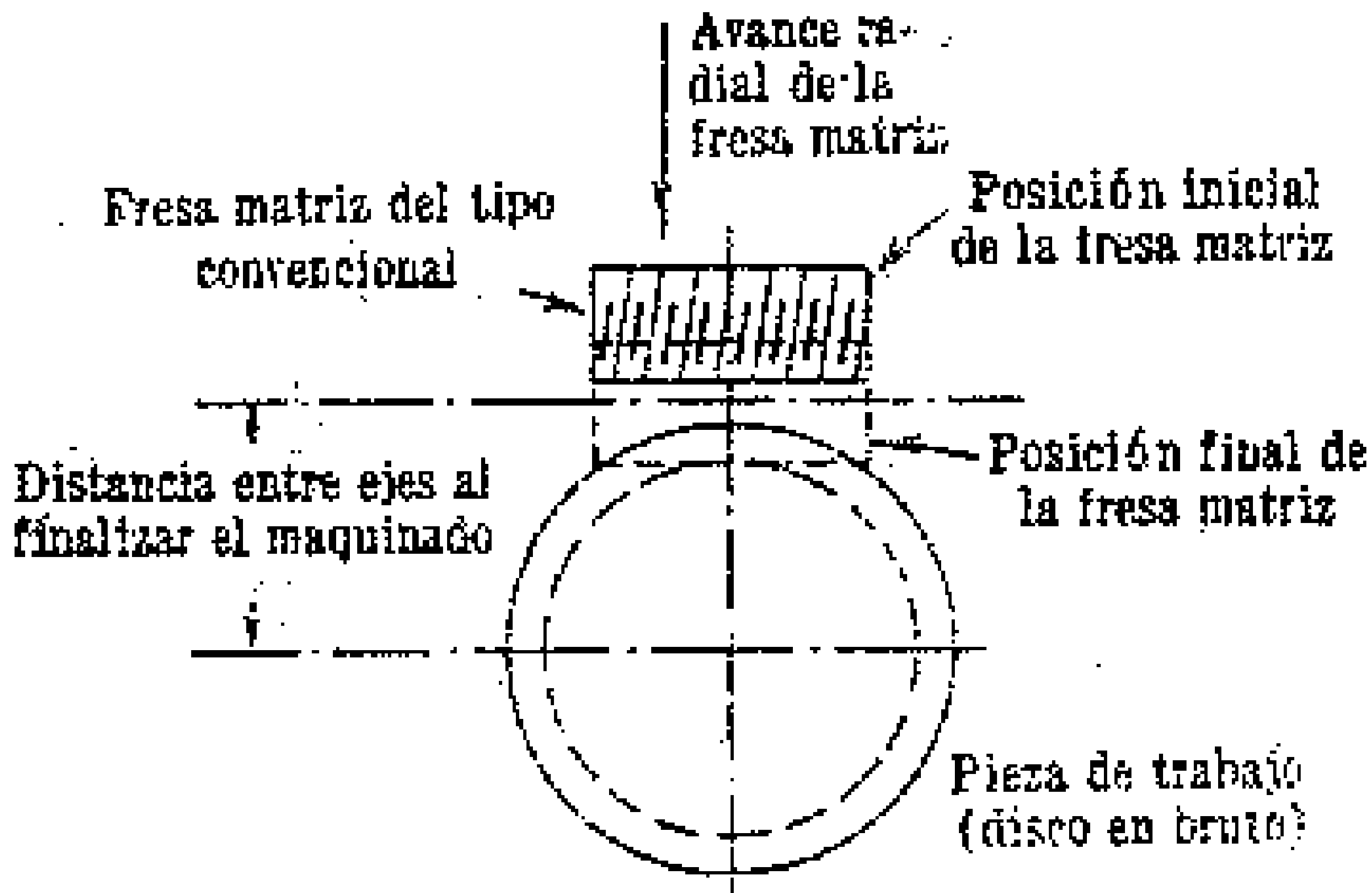


FABRICACION DE TORNILLO GLOBOIDAL

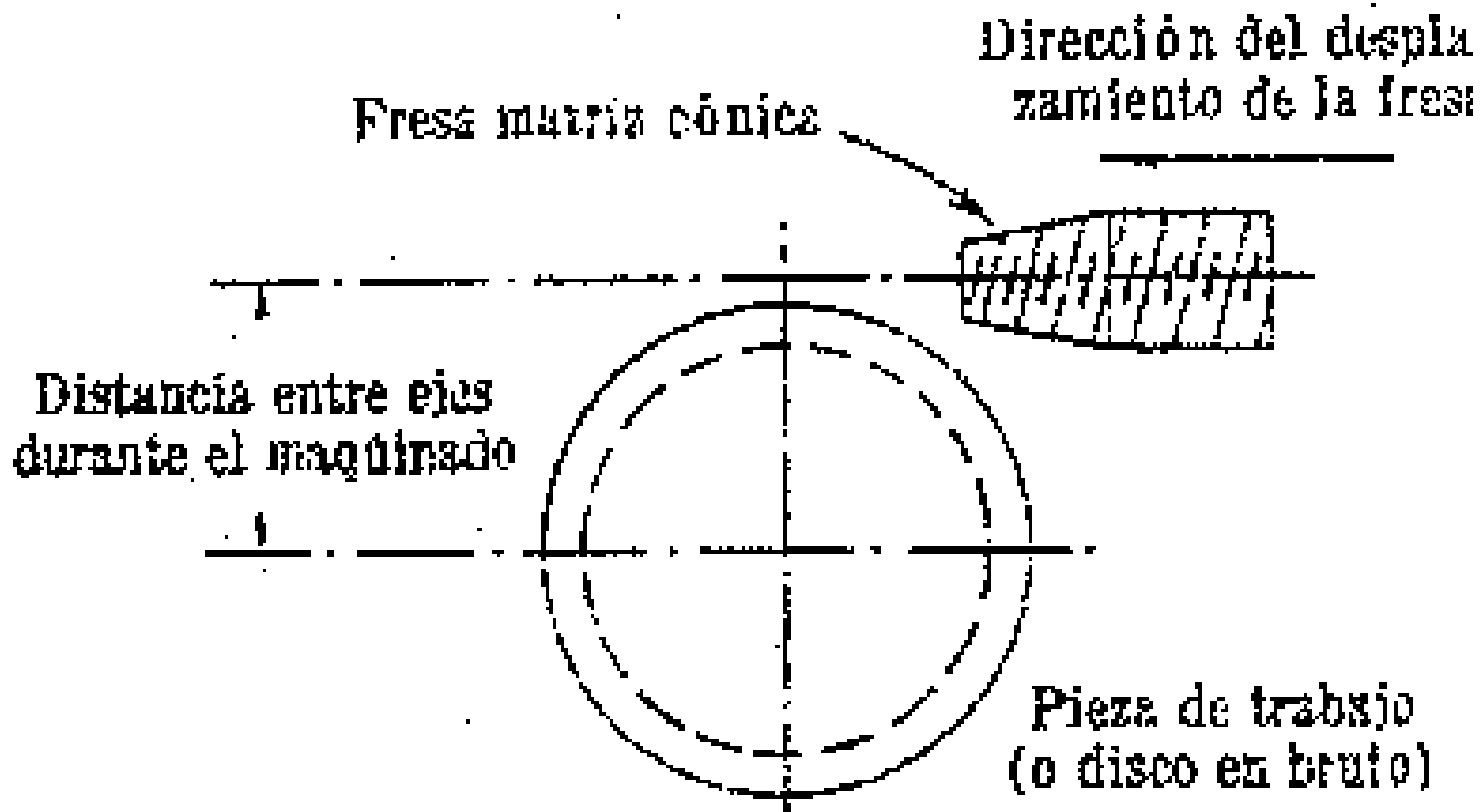


FABRICACION DE CORONA HELICOIDAL



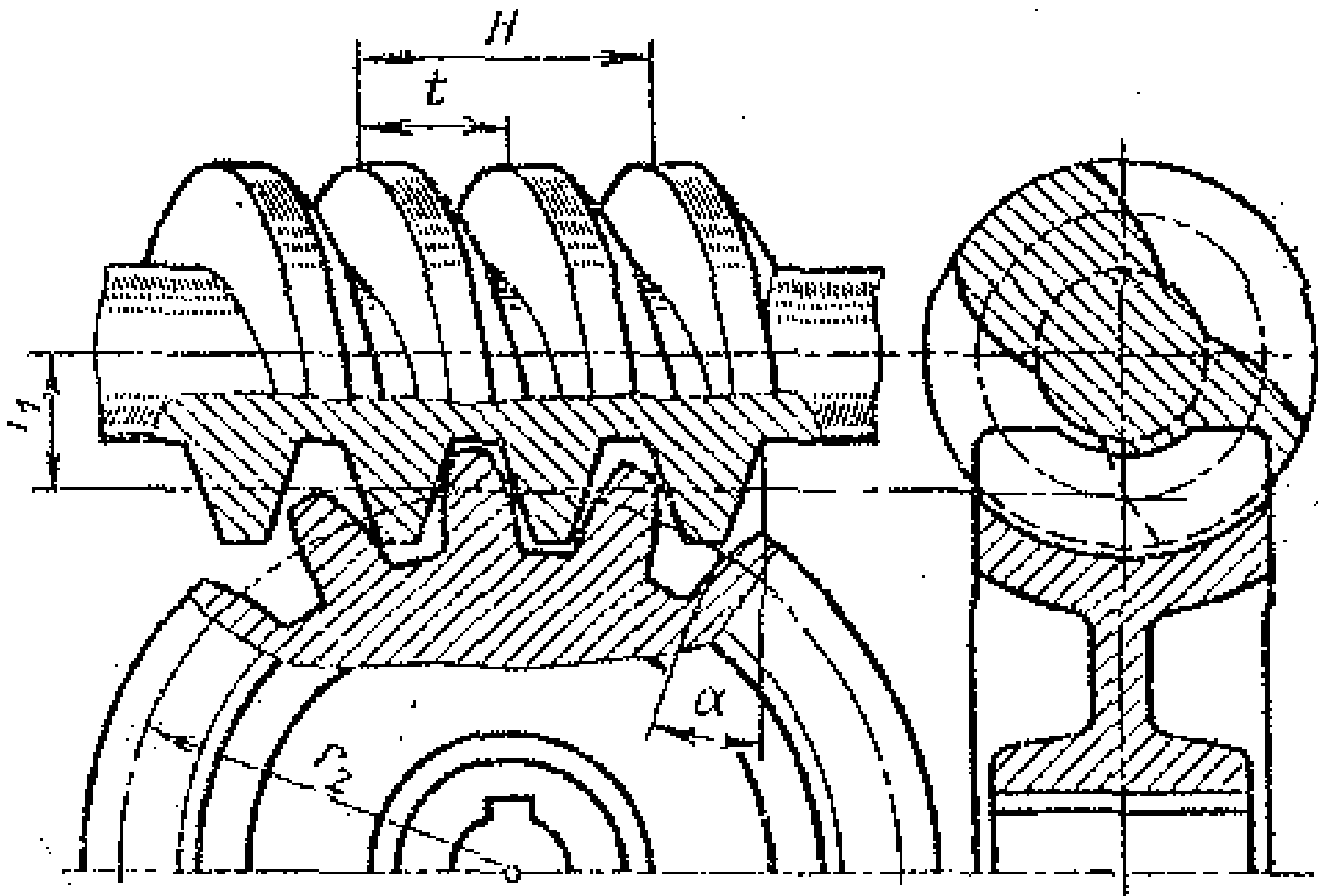


Método de avance directo
(o de avance radial)

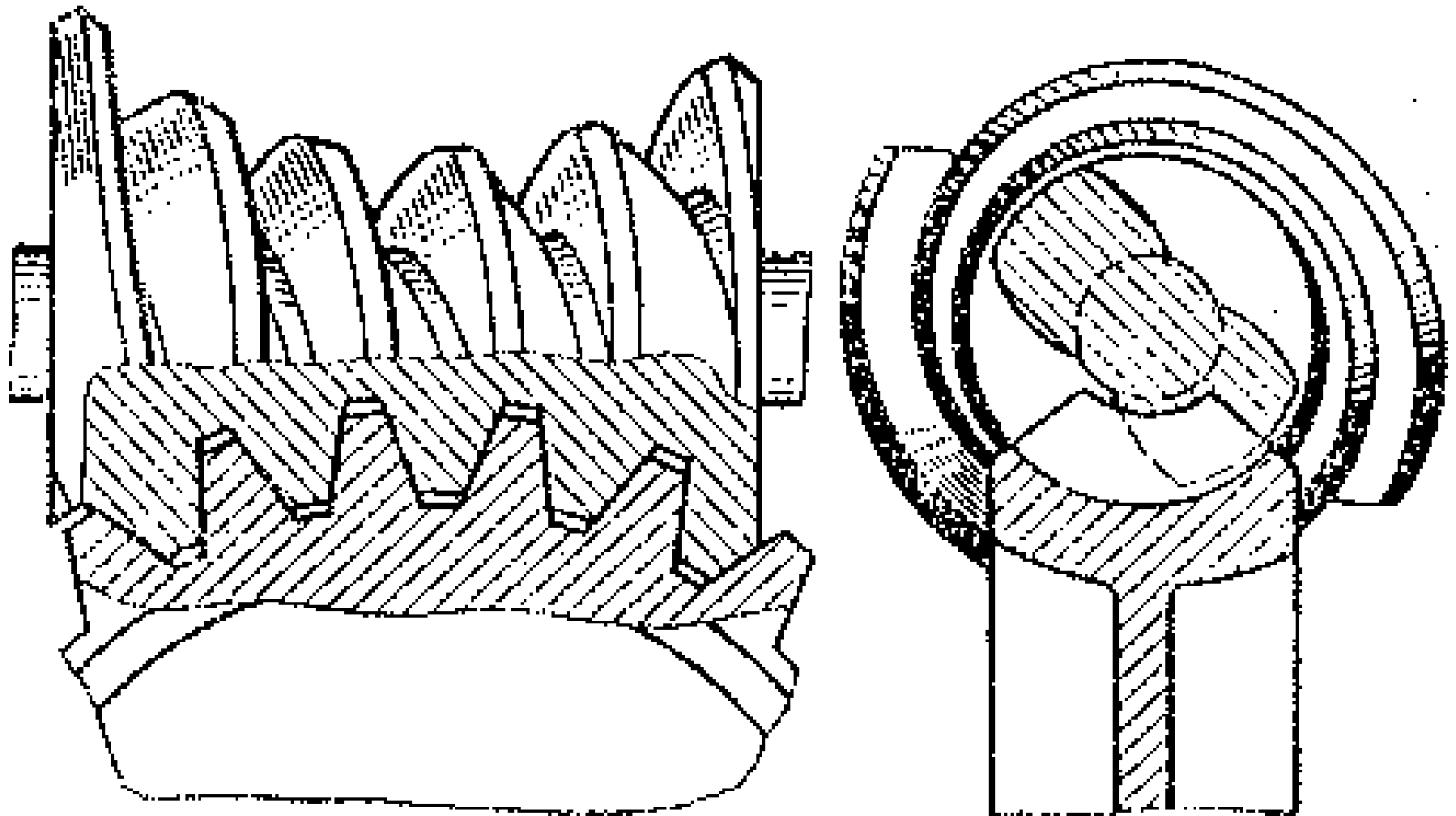


Método de avance tangencial

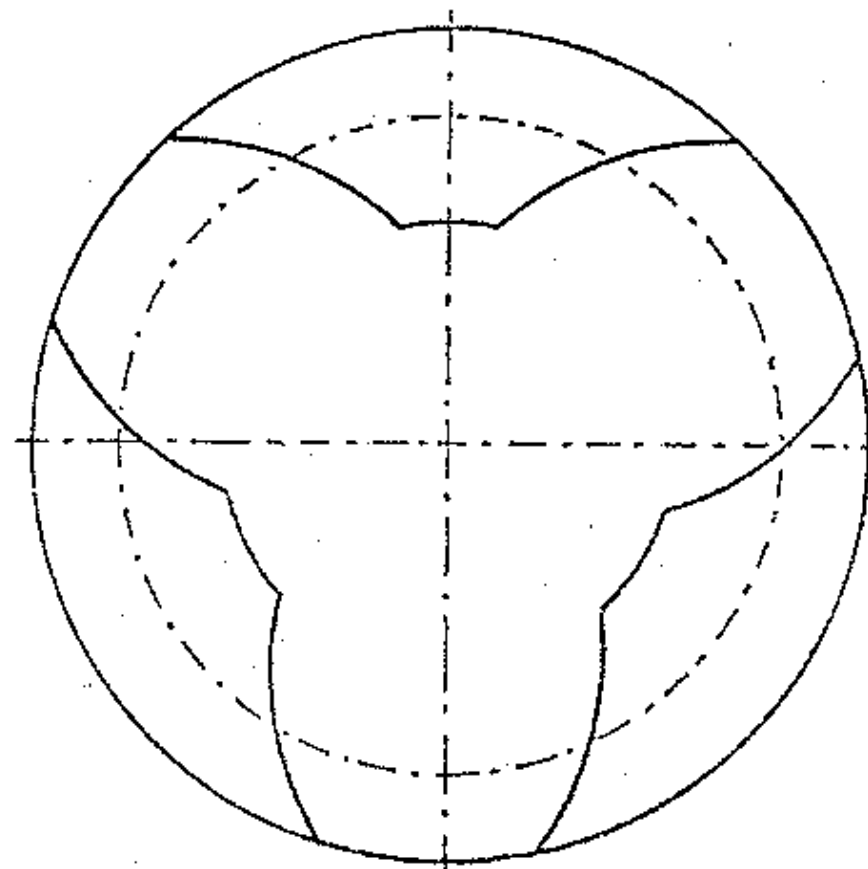
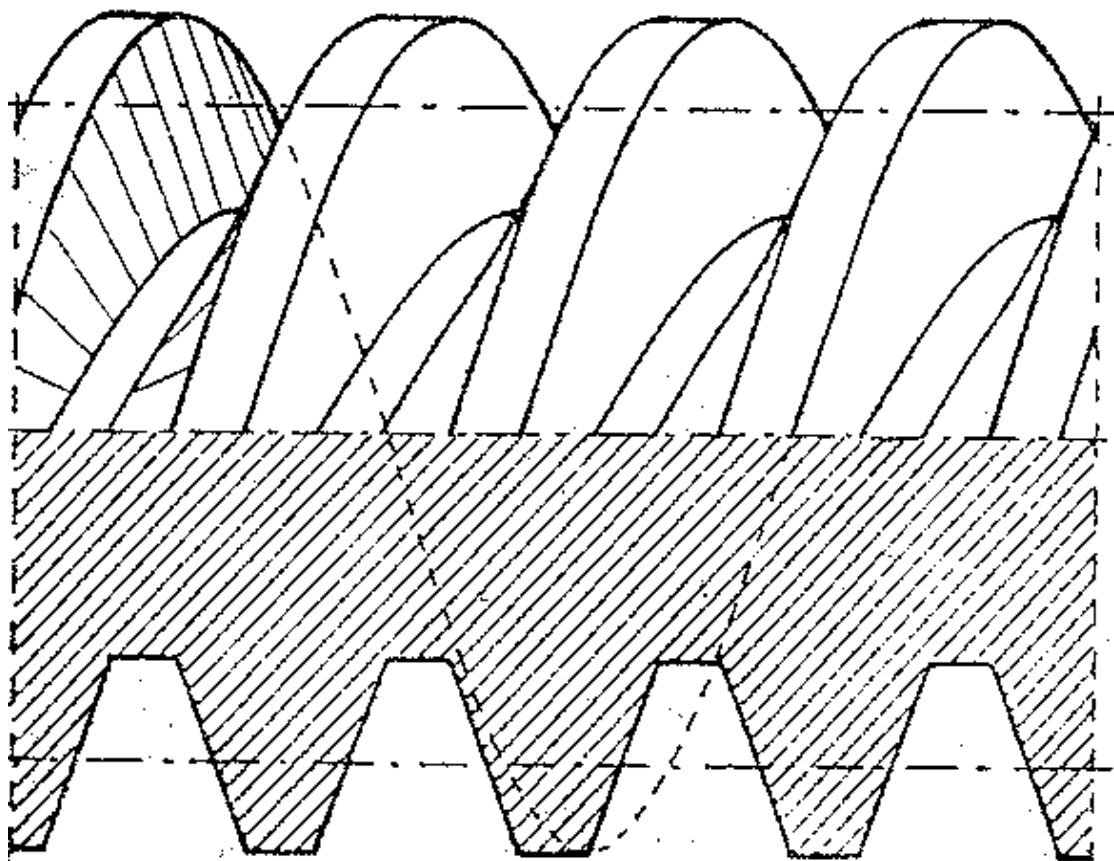
ENGRANAJE DE TORNILLO SINFIN DE DOBLE ENTRADA



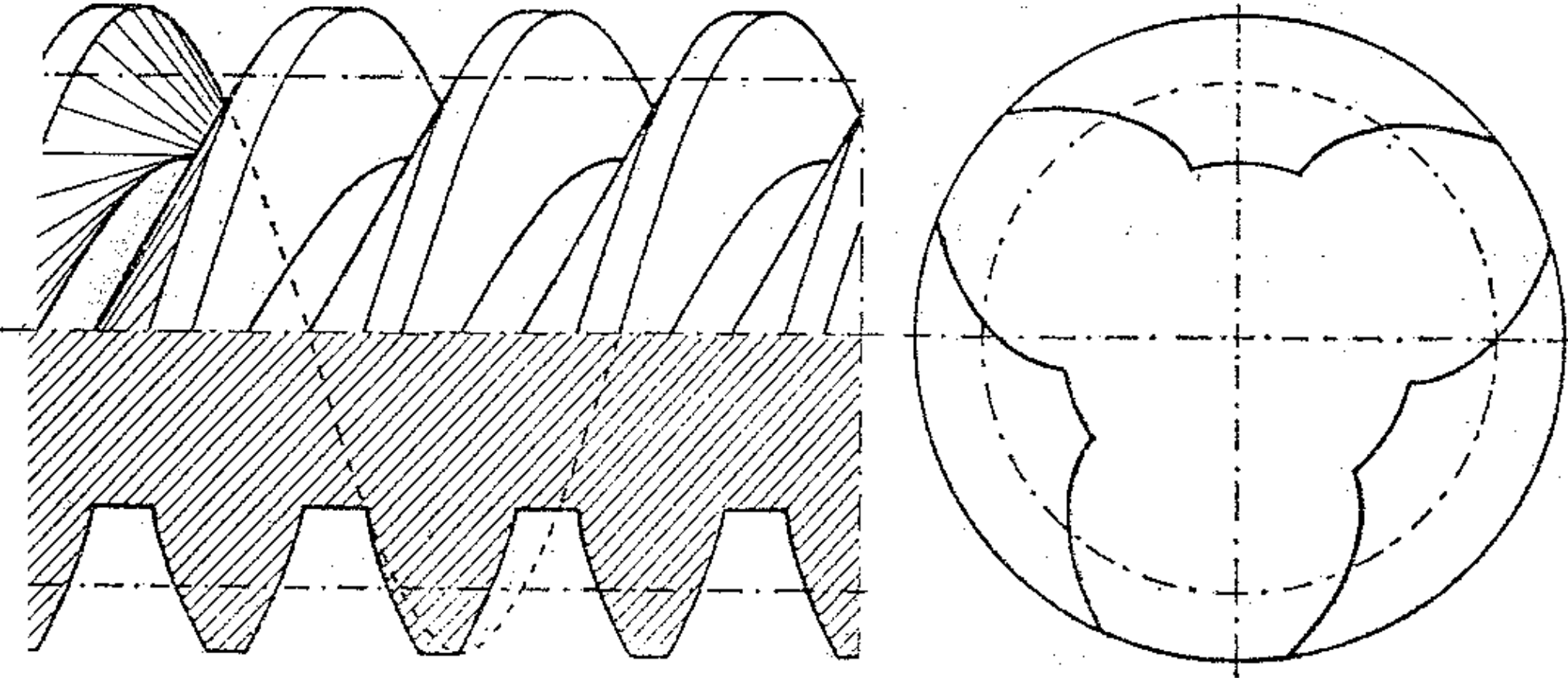
ENGRANAJE DE TORNILLO SINFÍN Y CORONA GLOBOIDE DE DOBLE ENTRADA



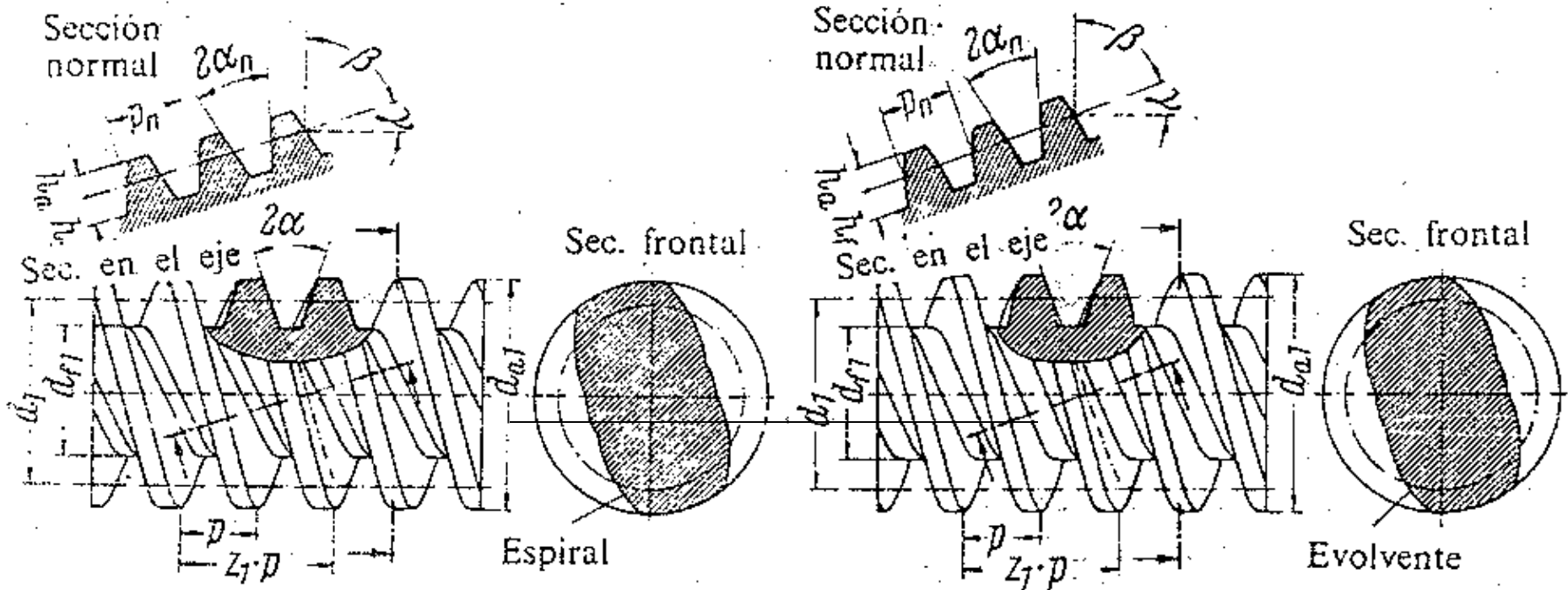
TORNILLO EN ESPIRAL DE ARQUIMEDES



TORNILLO DE EVOLVENTES



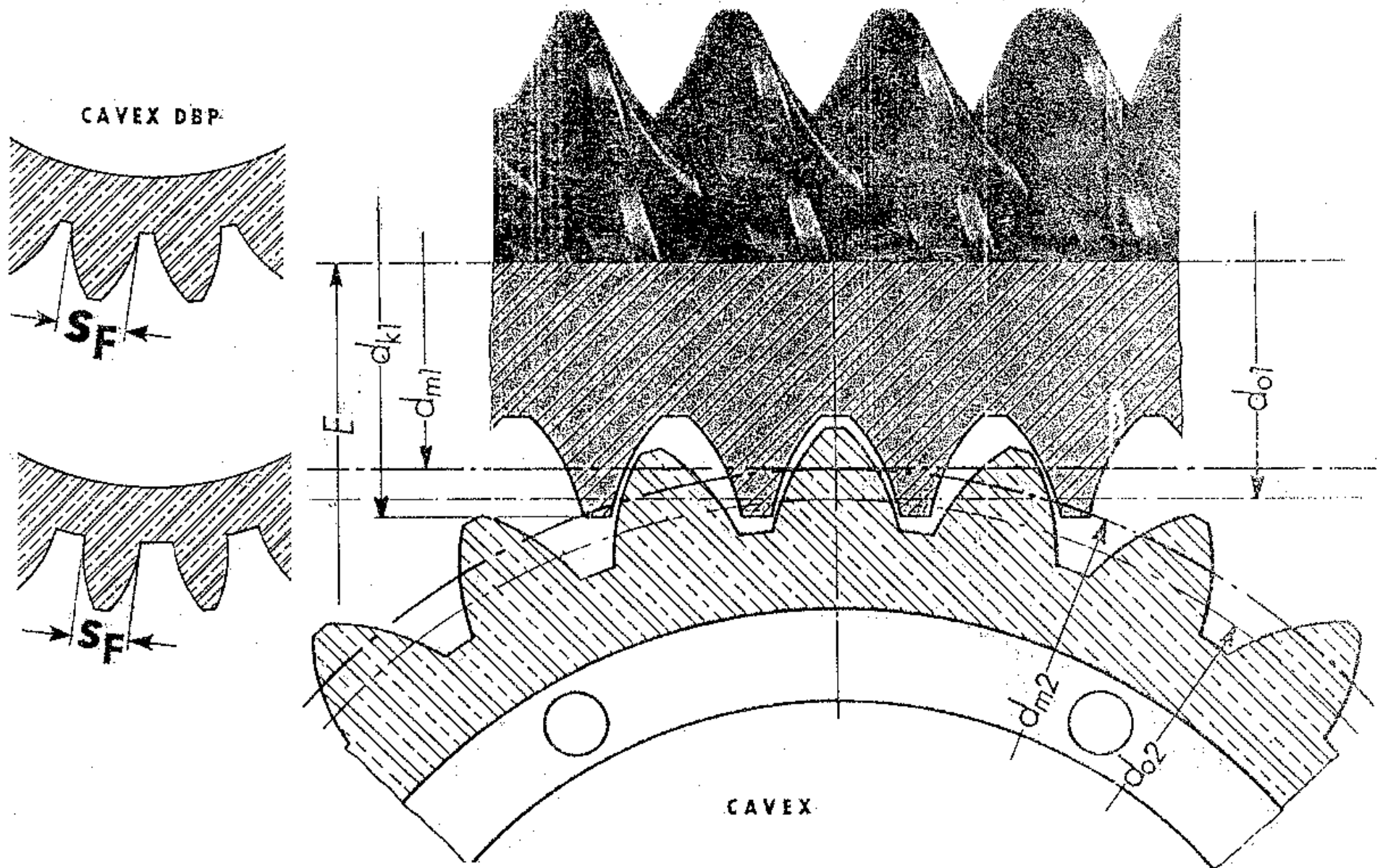
COMPARACION ENTRE SINFÍN ESPIRAL Y DE EVOLVENTE



Sinfin espiral.

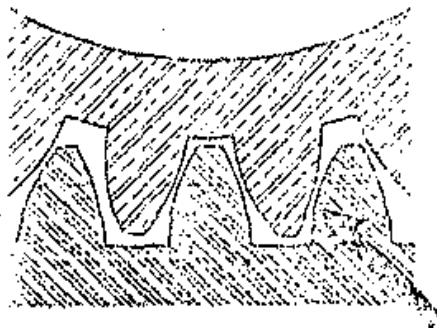
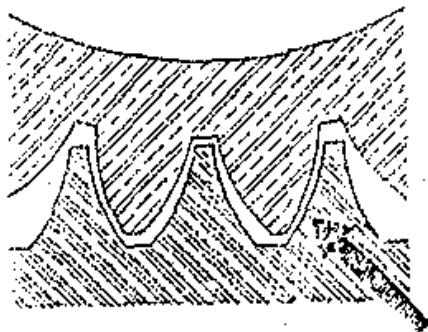
Sinfin de evolvente.

TORNILLO SINFÍN CAVEX DE PERFIL CONCAVO



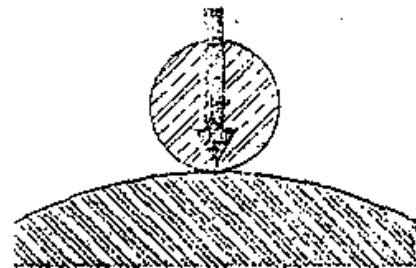
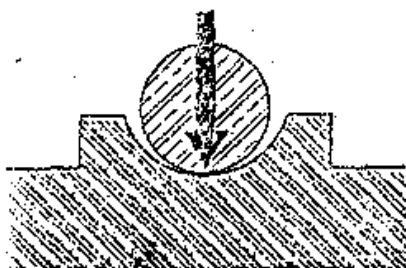
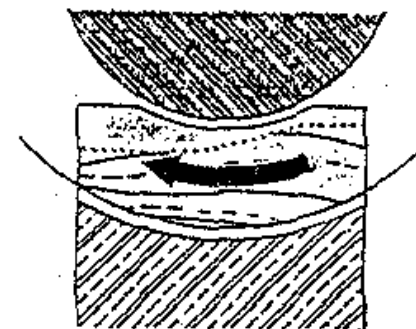
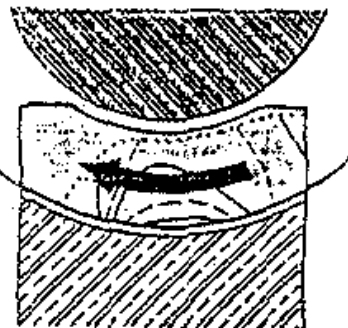
CAVEX DBP

Übliches Schneckengetriebe



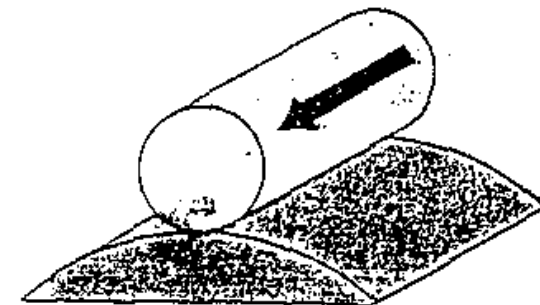
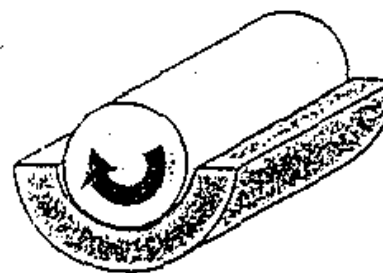
CAVEX DBP

Übliches Schneckengetriebe



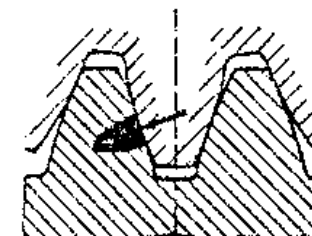
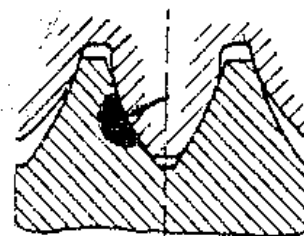
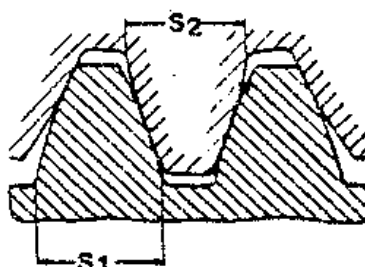
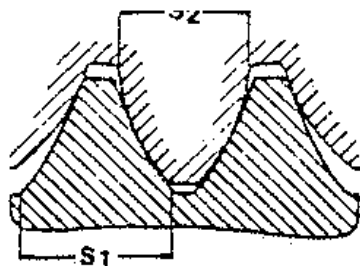
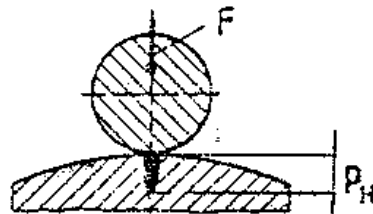
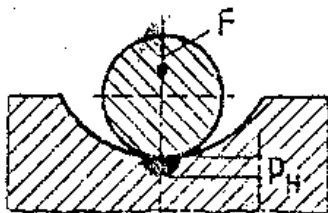
Zahneingriff konkav-konvex

Zahneingriff konvex-konvex



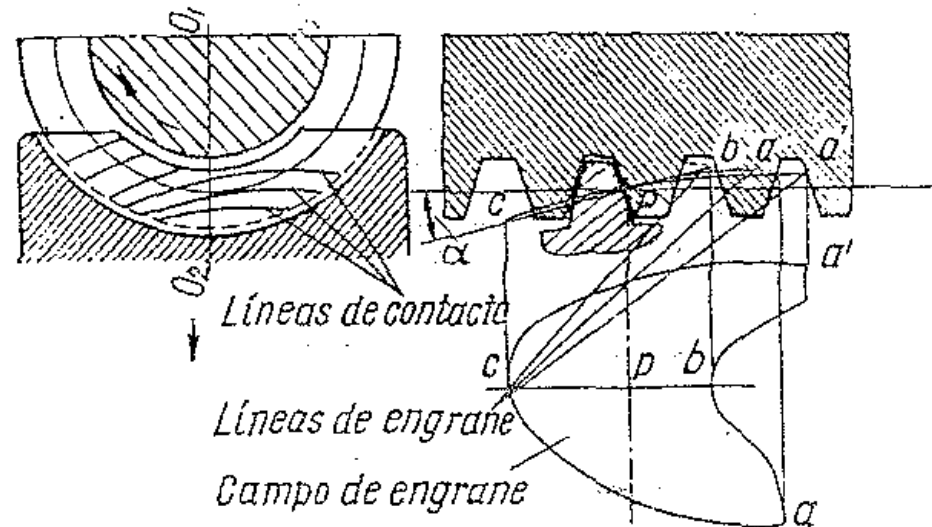
Berührungslinien mit guter Schmierdruck-Bildung

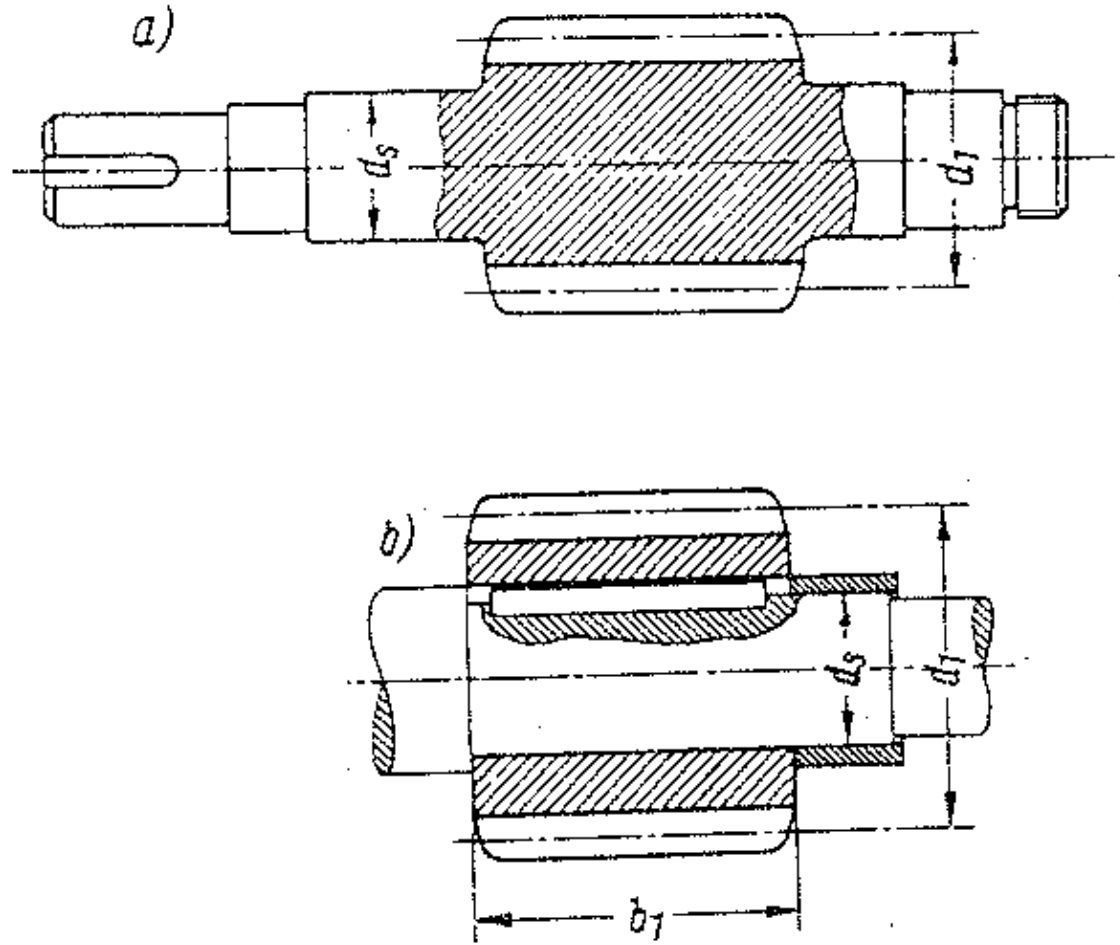
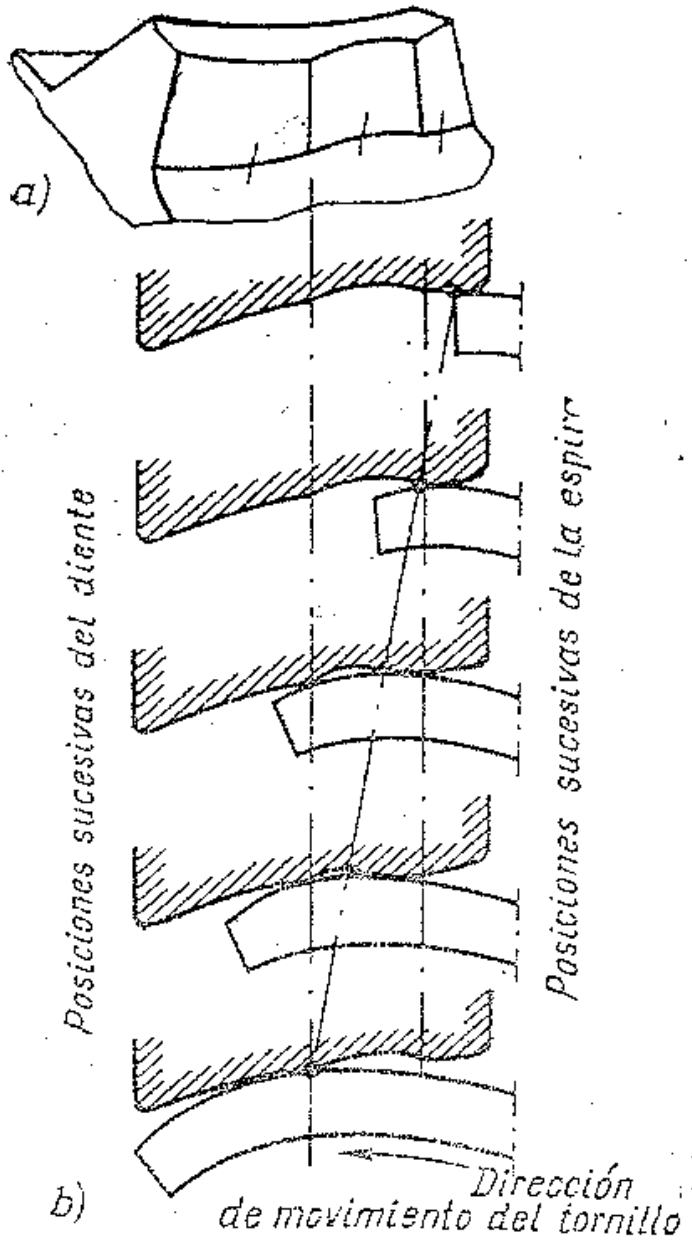
Berührungslinien mit geringer Schmierdruck-Bildung

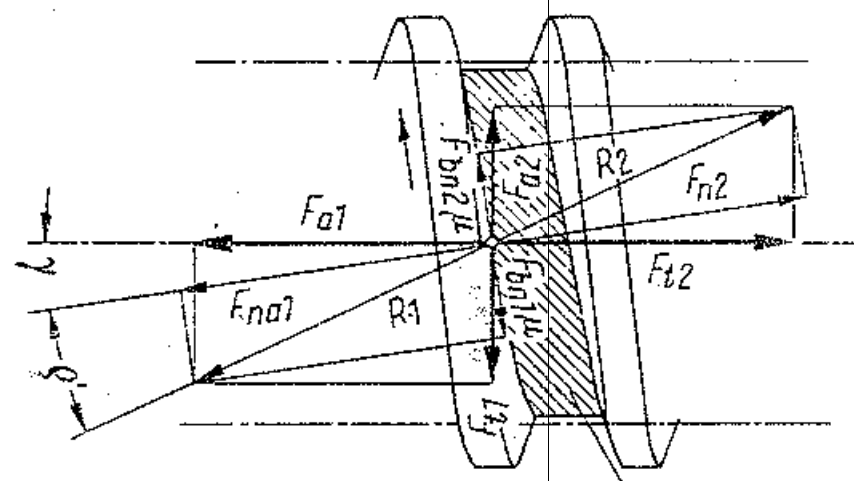
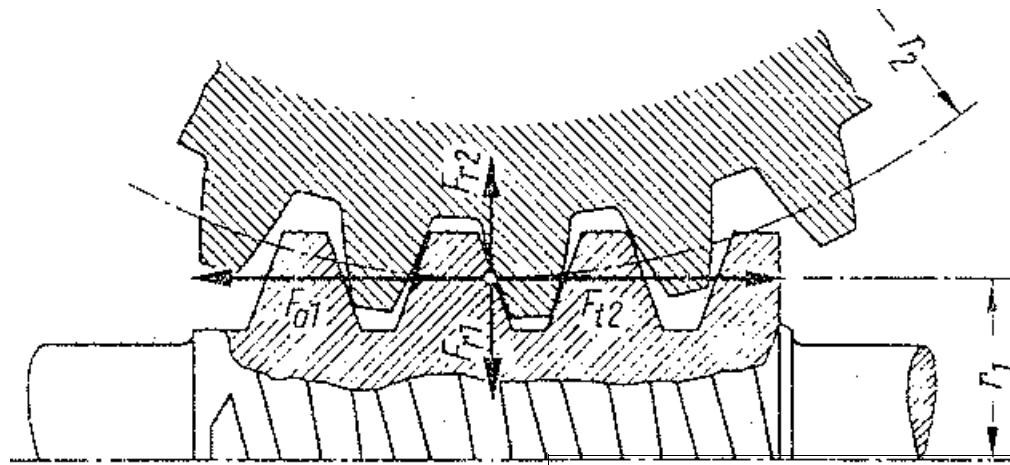


Proceso de transmisión de carga por engranaje. La transmisión por tornillo sin fin es una de las variedades de la transmisión por engranaje helicoidal, con la diferencia de que aquélla tiene un pequeño número de dientes (entradas en el elemento conductor, es decir, en el tornillo sin fin) y el contacto entre los dientes tiene lugar por líneas de contacto y no por puntos. Se obtiene el contacto por líneas debido a que los dientes de la rueda helicoidal se tallan por el método de rodamiento (directo) mediante una fresa sin fin que tiene las mismas dimensiones que los elementos de engrane del tornillo sin fin, en par con el cual trabajará la rueda helicoidal.

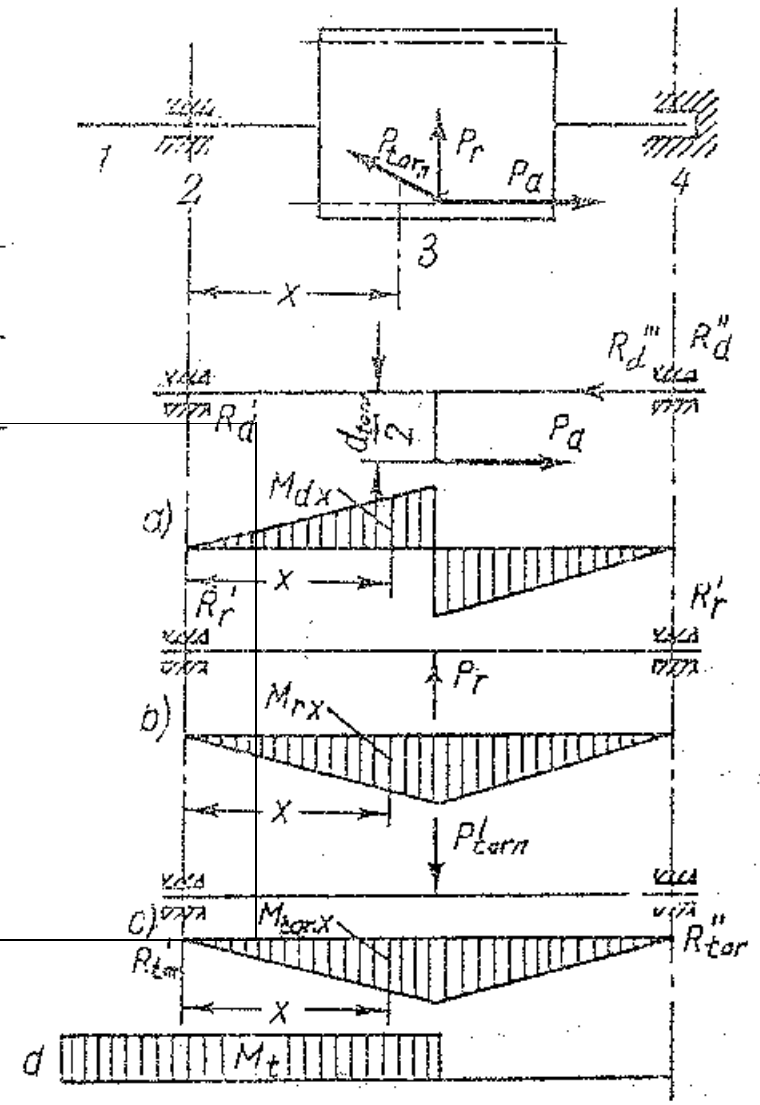
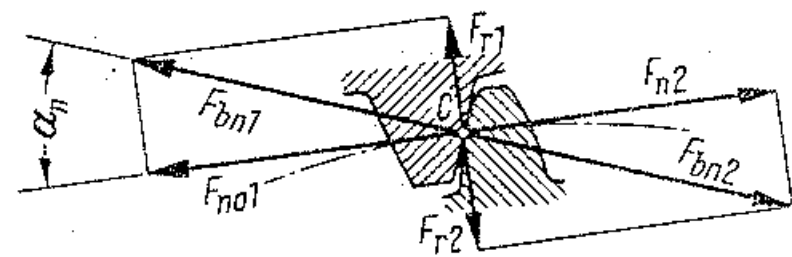
En el momento de terminar de dentar la rueda, la distancia entre los ejes de la rueda y de la fresa sin fin debe ser igual a la distancia entre los ejes de la transmisión por tornillo sin fin. Para aumentar la longitud de las líneas de contacto, la superficie exterior de la rueda helicoidal se hace cóncava con el fin de que abrace el tornillo en los límites de cierto ángulo.



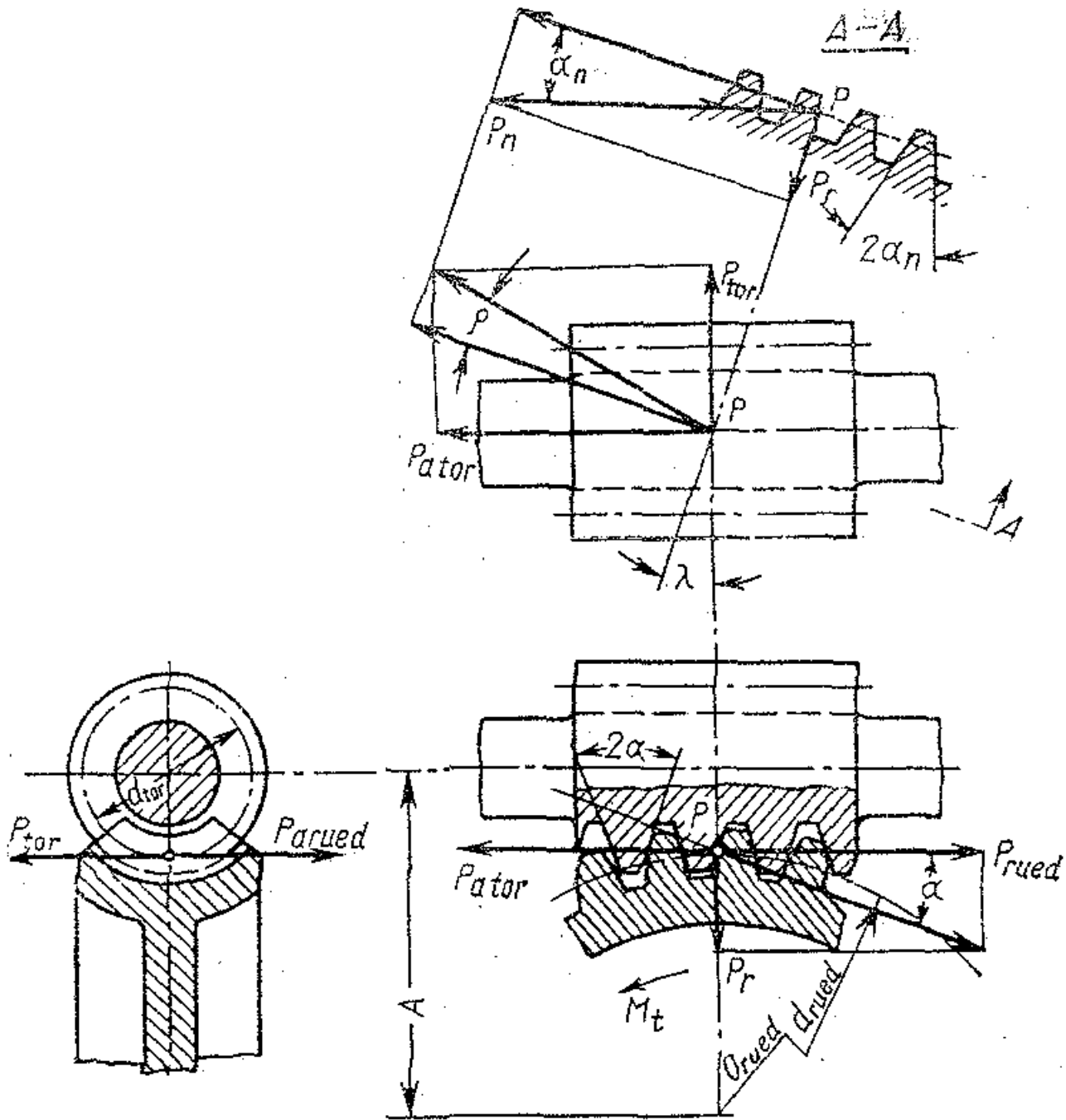




Diente de la rueda



Relaciones de las fuerzas en un engranaje sin fin.



SINFÍN Y CORONA CON LIMITADOR DE TORQUE

