

# **Anexo II: Definición del Mecanismo.**



---

# ÍNDICE

---

<b>III.1</b>	<b>Introducción</b>	<b>AIII-3</b>
<b>III.2</b>	<b>Parámetros de las Distintas Estaciones</b>	<b>AIII-3</b>
<b>III.3</b>	<b>Dimensiones del Sistema piñón-cremallera</b>	<b>AIII-8</b>
	<i>III.3.1 Piñón</i>	<i>AIII-8</i>
	<i>III.3.2 Cremallera</i>	<i>AIII-10</i>

## ANEXO III

### III.1. Introducción.

El tercer capítulo del volumen de Anexos pretende describir el mecanismo del que se sirve el útil de izado para mover la eslinga. Dicho mecanismo está compuesto por distintas estaciones: una manivela acciona el tornillo sin fin de una caja reductora, (cuyo modelo se especifica en el Anexo II) que a su vez hace girar un piñón colocado en el eje de salida de la misma. El piñón está engranado con una cremallera que sube o baja dependiendo del sentido de giro del piñón. En la Figura AIII.1 se muestra un esquema del mecanismo descrito.

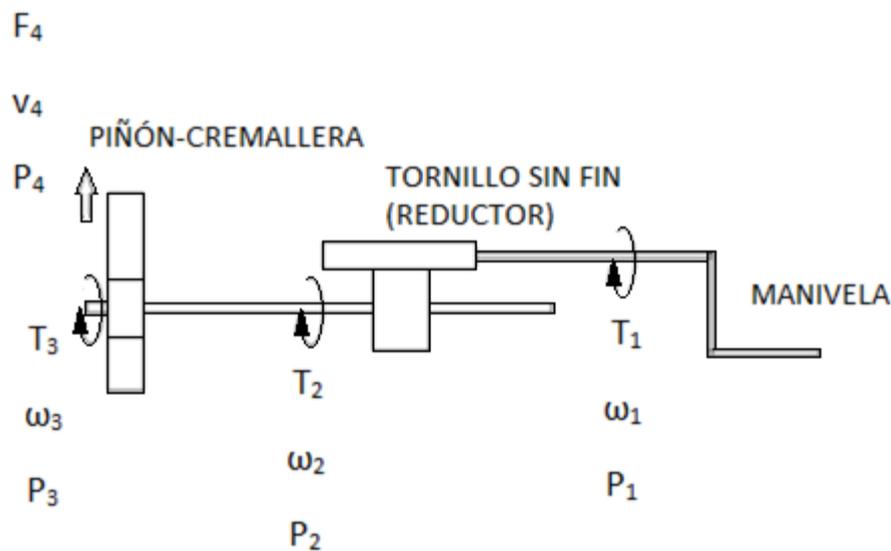


Figura AIII.1: Esquema del mecanismo.

### III.2. Parámetros de las distintas estaciones.

En primer lugar se definen las magnitudes señaladas en la Figura AIII.1 para cada estación del mecanismo.

En este apartado se disponen de las magnitudes de la estación 4. La carga que soporta el mecanismo en contacto con la eslinga se calcula en el Anexo I y la potencia a desarrollar se calcula en el Anexo II.

$$F_4 = 913.82N$$

$$v_4 = 0.002m/s$$

$$P_4 = 1.83W$$

Es necesario definir algunos parámetros antes de continuar con los cálculos que permitirán obtener los parámetros de las demás estaciones:  $\eta_{P-C}$  (rendimiento del sistema piñón-cremallera),  $K_{P-C}$  (coeficiente de seguridad del sistema piñón-cremallera),  $m$  (módulo de dentado recto) y  $N$  (número de dientes del piñón). Lo recomendable para este tipo de casos es tomar  $N = 18$ .

Dado que en el presente proyecto se basará en las recomendaciones de la empresa KOOM para el diseño de los engranajes, se toma un rendimiento para el sistema piñón-cremallera  $\eta_{P-C} = 0.9$ .

Llegados a este punto, para definir DP (diámetro primitivo del piñón), se opta por seguir un proceso iterativo en el que es necesario contar con  $\omega_1$  y RD (rendimiento dinámico de la caja reductora). Si se multiplican los valores estimados de número de dientes y módulo de dentado recto, es posible hacerse una idea de la horquilla que contendrá al valor óptimo de DP. Por otro lado, del catálogo de la caja reductora se obtiene ( $n_1$  equivale a  $\omega_1$ ):

RD ( $n_1$ ) para UI 40 y $i=28$	
$n_1$ (rpm)	RD (%)
500	61
900	64
1400	67
2800	71

Tabla AIII.1: Rendimiento dinámico en función de la velocidad angular de entrada.

Si se representan estos datos en una gráfica es posible estudiar la tendencia de los valores del rendimiento en función de la velocidad angular de entrada y aproximar dicho comportamiento mediante una curva polinómica de grado 3, que ofrece un valor  $R^2 = 1$  y por lo tanto es muy fiable (Figura AIII.2). A partir de este ajuste polinómico se obtienen los valores del rendimiento dinámico que se emplean en cada uno de los pasos del proceso iterativo.

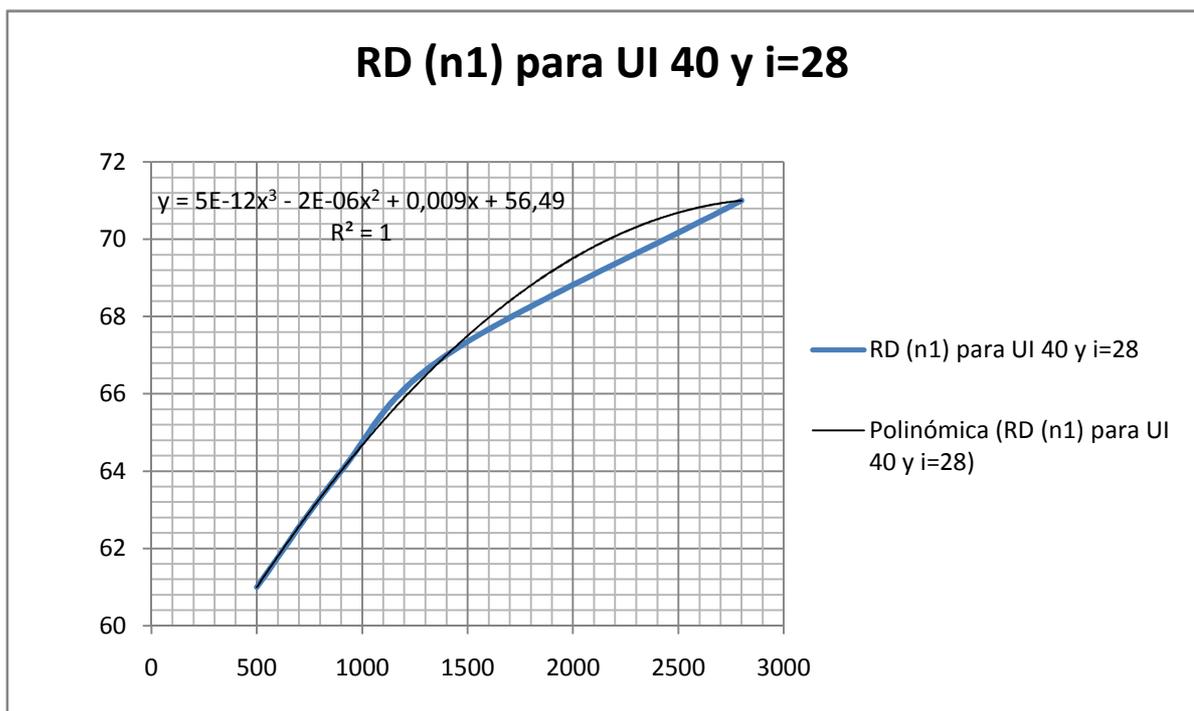


Figura AIII.2: Rendimiento dinámico de la caja reductora en función de la velocidad angular y curva polinómica de ajuste.

Del estudio mecánico de esta distribución de engranajes se obtienen las siguientes ecuaciones de la teoría transmisión de potencia. Es necesario el valor del coeficiente de reducción ( $i = 28$ ) de la caja reductora que se acuerda en el Anexo II:

$$\omega_3 = \omega_2 = \frac{v_4}{\pi \cdot D_P}$$

$$T_3 = T_2 = \frac{D_P \cdot F_4}{2\eta_{P-C}}$$

$$\omega_1 = i \cdot \omega_2$$

$$T_1 = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{\omega_1 \cdot RD}$$

$$F_1 = \frac{T_1}{\text{longitud manivela}}$$

$$m_1 = \frac{F_1}{g}$$

Es necesario destacar que se han definido las magnitudes  $F_1$  y  $m_1$  para analizar la fuerza y masa respectivamente que soporta la persona que activa el mecanismo. Para ello es necesario conocer el valor de la longitud de la palanca de la manivela.

Empleando el módulo de ergonomía de CATIA como muestra la Figura AIII.3, se toma la medida que hay desde el brazo extendido de un hombre medio europeo hasta el suelo, 818.7 mm.

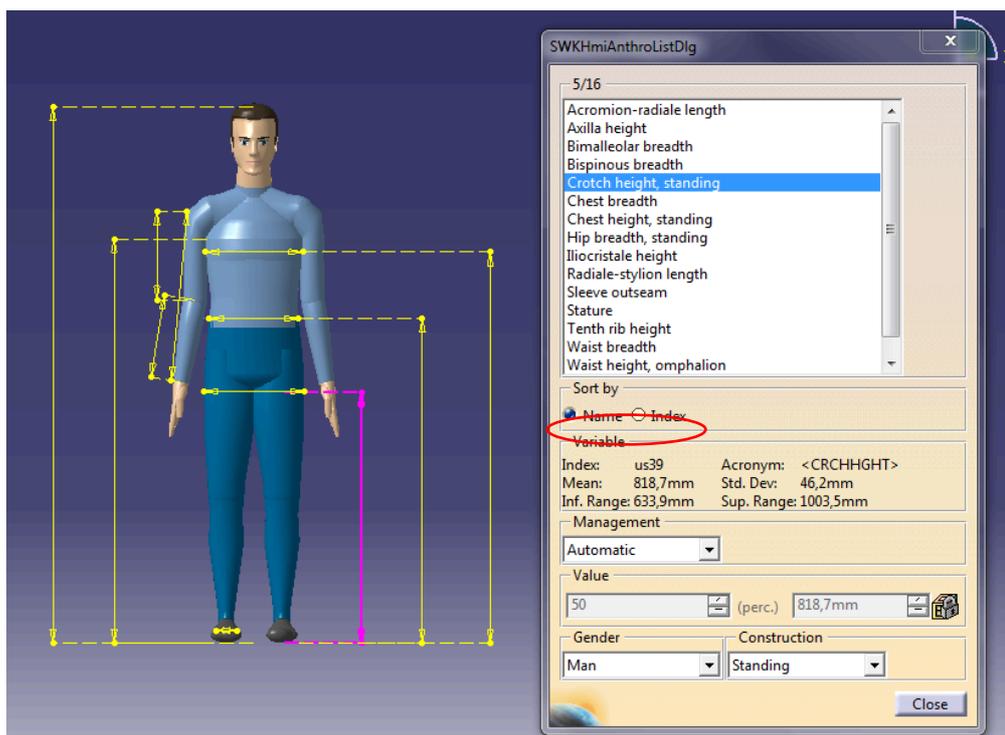


Figura AIII.3: Medida desde el extremo del brazo hasta el suelo de un hombre medio europeo.

Tomando in-situ la medida de donde se estima que irá el eje de la manivela hasta el suelo de la grada, se obtiene un valor de 0.7019 m (Figura AIII.4).

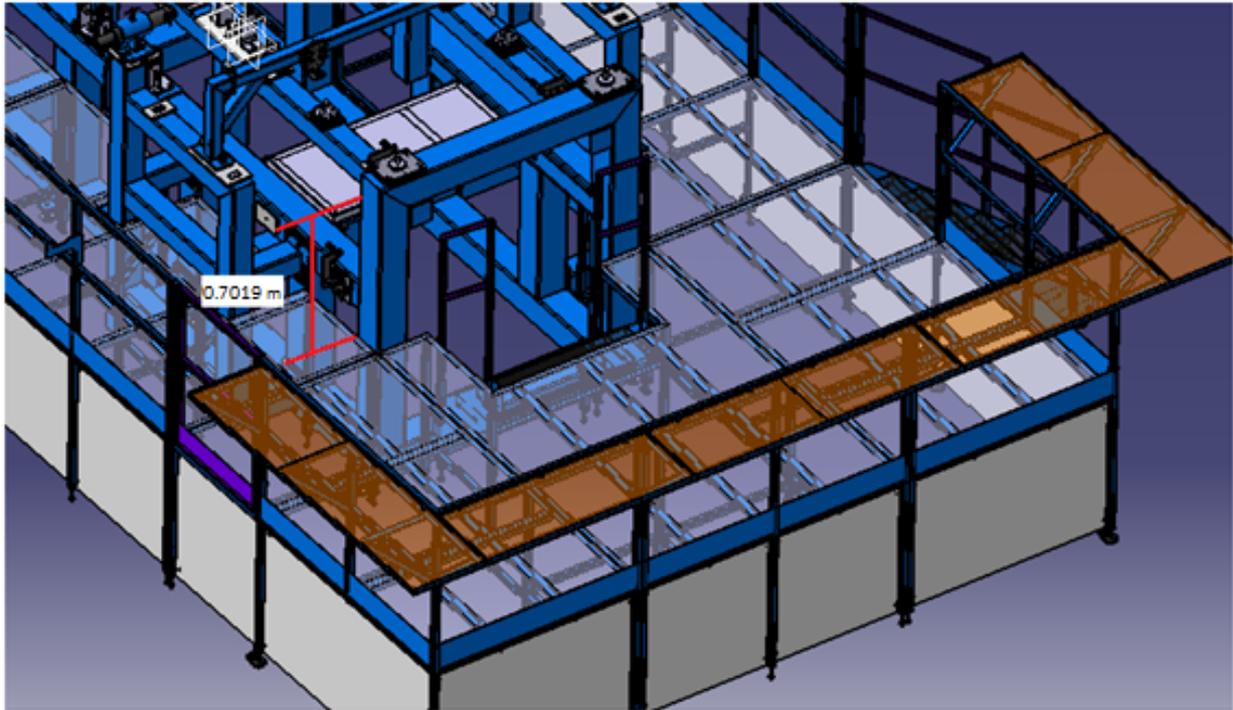


Figura AIII.4: Medida desde el eje estimado de la manivela hasta el suelo de la grada.

Por tanto se tiene de forma aproximada para los cálculos que:

$$\textit{longitud manivela} = 0.8187 - 0.7019 = 0.1168m$$

Tomando además  $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ , los resultados del proceso iterativo se muestran a continuación en la Tabla AIII.2:

$D_{pi}$ (mm)	$\omega_{ii}$ (rpm)	RD <sub>i</sub> (°)	$F_{ii}$ (N)	$m_{ii}$ (Kg)
45	23,76713817	0,56702775	12,31955816	1,257097771
43	24,87258646	0,56712616	11,76997941	1,201018307
41	26,08588336	0,56723412	11,22040255	1,144939035
39	27,42362096	0,56735309	10,67082787	1,088859986
37	28,90597885	0,56748483	10,12125572	1,032781195
36	29,70892271	0,56755615	9,84647072	1,00474191
35	30,55774907	0,56763152	9,571686525	0,976702707
33	32,40973387	0,56779587	9,022120831	0,920624575
31	34,50068444	0,56798126	8,472559302	0,864546868
29	36,88004199	0,568192	7,923002793	0,808469673
27	39,61189695	0,56843369	7,373452409	0,752393103
25	42,7808487	0,56871368	6,823909602	0,696317306
23	46,5009225	0,56904184	6,274376329	0,640242483
21	50,92958179	0,56943179	5,724855276	0,584168906

Tabla AIII.2: Resultados del proceso iterativo para determinar el diámetro primitivo óptimo.

Se opta por un valor DP = 36 mm ya que proporciona una combinación de velocidad angular de entrada y resistencia (kg) que se consideran cómodas y adecuadas para un ser humano y además aporta un valor de módulo de dentado recto exacto como se puede ver en la siguiente expresión obtenida de la teoría de engranajes:

$$m = \frac{D_P}{N} = \frac{36}{18} = 2mm$$

Siguiendo con las recomendaciones de KOOM que pueden consultarse en la Figura AIII.5, se define ahora un coeficiente de seguridad  $K_{P.C} = 1.8$  atendiendo a que la carga es moderada y el tiempo de trabajo es ocasional

Tiempo de trabajo	Tipo de carga		
	Uniforme	Moderada	Pesada
Ocasional (1/2 hora)	1.5	1.8	2.3
Intermitente (3 horas)	1.8	2	2.5
8-10 horas	2	2.25	2.8
24 horas	2	2.5	3

Figura AIII.5: Coeficiente de seguridad para el sistema piñón-cremallera de KOOM.

Entrando en la gráfica de la Figura AIII.6 con un valor de carga corregida de  $F_{4CORREGIDA} = 1.8 \times 913.82 = 1644.87$  N:

Tabla DMD. Módulo dentado recto

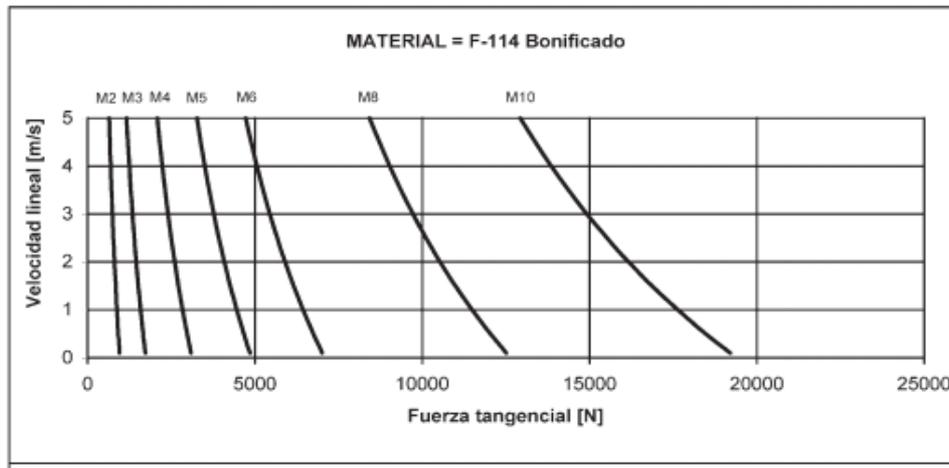


Figura AIII.6: Módulo de dentado recto para el piñón de KOOM. En este caso el valor de entrada a la gráfica es  $1.8 \times 921.03 = 1657.85$  N.

Es posible observar que para la baja velocidad lineal, requisito del cliente, se está en una zona próxima a la curva  $m = 2$ mm y por tanto todos los cálculos cuadran.

Por tanto, los parámetros de las distintas estaciones son los siguientes:

$\omega_3$ (rpm)	1,06103295
$\omega_3$ (rad/s)	0,11111111
$T_3$ (Nm)	18,2763852
$\omega_2$ (rpm)	1,06103295
$\omega_2$ (rad/s)	0,11111111
$T_2$ (Nm)	18,2763852
$\omega_1$ (rad/s)	3,11111111
$\omega_1$ (rpm)	29,7089227
$T_1$ (Nm)	1,15006778

Tabla AIII.3: Parámetros que definen las distintas estaciones del mecanismo.

### III.3. Dimensiones del Sistema piñón-cremallera.

#### III.3.1. Piñón.

Para definir la geometría del piñón, se establece primero que las dimensiones serán las de un engranaje normal, lo cual cumple las siguientes condiciones:

- El módulo de dentado recto "m" tiene un valor normalizado y se expresa en mm.
- El ángulo de presión " $\alpha$ " es de  $10^\circ$ .
- La altura de cabeza " $h_a$ " es igual a 1 módulo.
- La altura de fondo " $h_f$ " es igual a 1.25 módulos.
- El espesor del diente "s" y del hueco "e" son iguales a la mitad del paso.

En la Figura AIII.7 pueden verse gráficamente las magnitudes que definen el piñón.

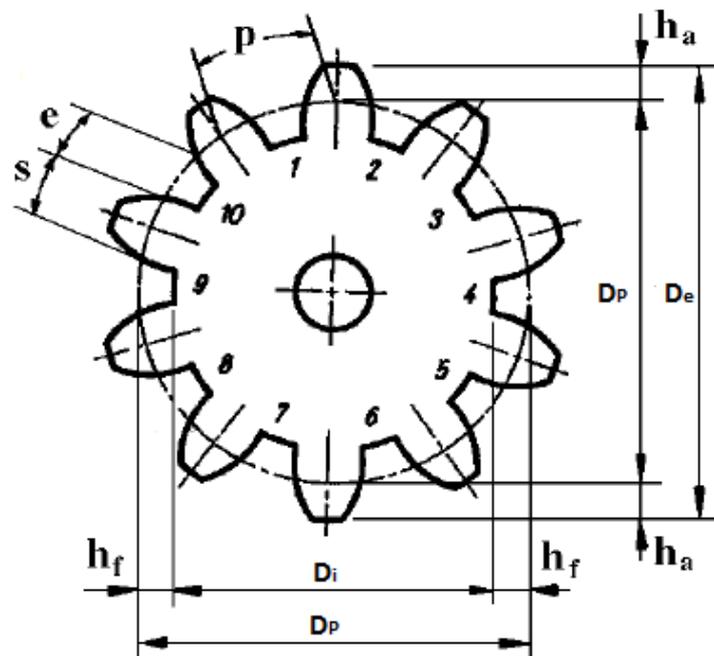


Figura AIII.7: Definición de las dimensiones del piñón.

Se aplican las siguientes ecuaciones de la teoría de engranaje:

$$p = \pi \cdot m$$

$$\alpha = \frac{180^\circ}{N}$$

$$e = s = \frac{p}{2}$$

$$h_a = m$$

$$h_f = 1.25 \cdot m$$

$$D_e = D_p + 2h_a$$

$$D_i = D_p - 2h_f$$

De donde se obtiene en la Tabla AIII.4:

$\omega_3$ (rpm)	1,06103295
$\omega_3$ (rad/s)	0,11111111
$T_3$ (Nm)	18,2763852
$\omega_2$ (rpm)	1,06103295
$\omega_2$ (rad/s)	0,11111111
$T_2$ (Nm)	18,2763852
$\omega_1$ (rad/s)	3,11111111
$\omega_1$ (rpm)	29,7089227
$T_1$ (Nm)	1,15006778

Tabla AIII.4: Dimensiones del piñón según las ecuaciones de la teoría de engranaje para un engranaje normal.

### III.3.2. Cremallera.

La condición que debe cumplirse para garantizar un correcto engranaje entre piñón y cremallera es que las dos piezas deben poseer el mismo paso "p", el mismo módulo de dentado "m" y el mismo ángulo de presión " $\alpha$ ".

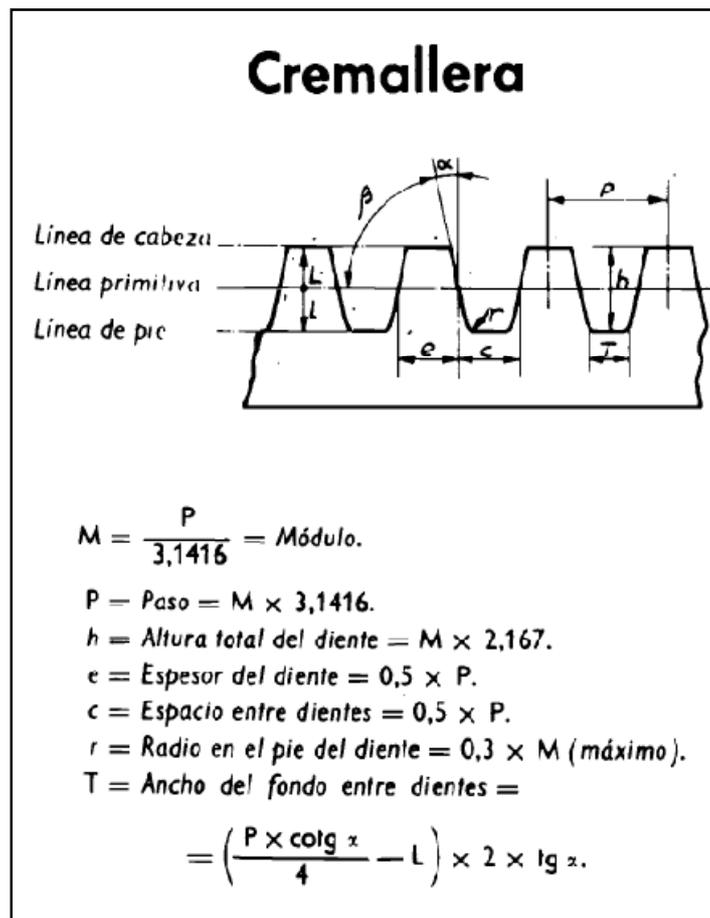


Figura AIII.8: Definición de las dimensiones del piñón y ecuaciones que las relacionan.

Siguiendo las ecuaciones de la Figura AIII.8, se obtienen los resultados de la Tabla AIII.5:

<b>m (mm)</b>	2
<b>p (mm)</b>	6,28318531
<b><math>\alpha</math> (deg)</b>	10
<b>h (mm)</b>	4,334
<b>e (mm)</b>	3,14159265
<b>c (mm)</b>	3,14159265
<b>r máximo(mm)</b>	0,6
<b>L (mm)</b>	2,167
<b>T (mm)</b>	2,37739152

Tabla AIII.5: Dimensiones de la cremallera según las ecuaciones de la teoría de engranaje.