

GRADO EN INGENIERIA MECANICA
TRABAJO FIN DE GRADO

EXCAVADORA DE CANGILONES

CALCULOS

Alumno/Alumna: Mena Rodriguez, Luis Alberto

Director/Directora (1): Lobato Gonzalez, Roberto

Curso: 2018-2019

Fecha: 15-02-2019

INDICE

	Pag
<u>1. Cálculo de la maniobra de excavación</u>	<u>4</u>
<u>1.1. Cálculo del volumen del cangilón</u>	<u>4</u>
<u>1.2. Cálculo de la capacidad nominal</u>	<u>4</u>
<u>1.3. Cálculo de velocidades en el punto de descarga</u>	<u>5</u>
<u>1.4. Cálculo del punto de recogida del material</u>	<u>6</u>
<u>1.5. Cálculo de la capacidad teórica</u>	<u>7</u>
<u>1.6. Cálculo de la capacidad horaria efectiva</u>	<u>9</u>
<u>1.7. Cálculo de la profundidad de ataque óptima</u>	<u>9</u>
<u>1.8. Cálculo de la velocidad de avance</u>	<u>11</u>
<u>1.9. Cálculo de la potencia de corte por cangilón</u>	<u>13</u>
<u>1.10. Cálculo de la potencia de aceleración</u>	<u>14</u>
<u>1.11. Cálculo de la potencia de elevación</u>	<u>14</u>
<u>1.12. Cálculo de la potencia total de excavación</u>	<u>17</u>
<u>1.13. Cálculo de la máxima fuerza de tracción en la cadena</u>	<u>18</u>
<u>1.14. Cálculo del momento torsor mínimo de accionamiento</u>	<u>18</u>
<u>2. Cálculo de la maniobra para alcanzar la profundidad de excavación</u>	<u>18</u>
<u>2.1. Cálculo de la profundidad de ataque óptima</u>	<u>20</u>
<u>2.2. Cálculo de la velocidad de avance</u>	<u>22</u>
<u>2.3. Cálculo de la potencia de corte por cangilón</u>	<u>23</u>
<u>2.4. Cálculo de la potencia de aceleración</u>	<u>24</u>
<u>2.5. Cálculo de la potencia de elevación</u>	<u>24</u>
<u>2.6. Cálculo de la potencia total de excavación</u>	<u>26</u>
<u>3. Cálculo del perfil de la rueda motriz</u>	<u>27</u>
<u>3.1. Cálculo del diámetro primitivo</u>	<u>27</u>
<u>3.2. Cálculo del diámetro de fondo</u>	<u>28</u>
<u>3.3. Cálculo del diámetro de verificación</u>	<u>28</u>
<u>3.4. Cálculo de la zona de trabajo</u>	<u>28</u>
<u>3.5. Cálculo del ángulo de flanco</u>	<u>29</u>
<u>3.6. Cálculo del diámetro máximo de la garganta</u>	<u>30</u>
<u>3.7. Cálculo del juego circunferencial</u>	<u>30</u>
<u>3.8. Cálculo del radio de asentamiento del rodillo</u>	<u>30</u>
<u>3.9. Cálculo del radio de cabeza</u>	<u>30</u>

<u>3.10. Cálculo del perfil del diente</u>	<u>30</u>
<u>3.11. Cálculo de la altura del diente</u>	<u>31</u>
<u>3.12. Cálculo del esfuerzo máximo en el diente</u>	<u>33</u>
<u>3.13. Cálculo de las fuerzas en la rueda motriz</u>	<u>34</u>
<u>4. Cálculo de los ejes</u>	<u>36</u>
<u>4.1. Cálculo del diámetro mínimo de la rueda motriz</u>	<u>36</u>
<u>4.2. Cálculo del diámetro mínimo del eje de la rueda guía</u>	<u>42</u>
<u>4.3. Cálculo de la sección de los ejes nervados</u>	<u>48</u>
<u>5. Cálculo de la sección mínima de los eslabones de la cadena</u>	<u>50</u>
<u>6. Pesos de los elementos</u>	<u>52</u>
<u>7. Cálculo del motor hidráulico</u>	<u>53</u>
<u>7.1. Cálculo de la presión requerida</u>	<u>53</u>
<u>7.2. Cálculo del caudal requerido</u>	<u>54</u>

1. Cálculo de la maniobra de excavación.

1.1. Cálculo del volumen del cangilón.

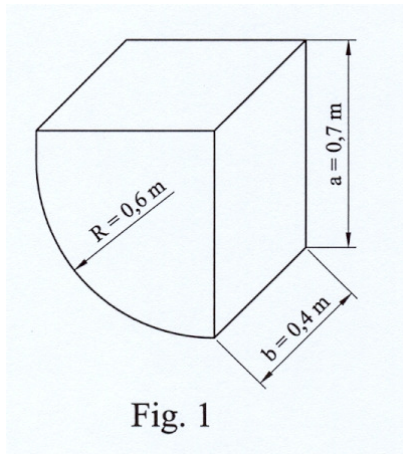
Se calcula el volumen del cangilón.

$$V = \frac{\pi R^2}{4} \cdot b + (b \cdot R \cdot (a - R))$$

V = Volumen [m³]

a = altura cangilón [m]

b = Anchura cangilón [m]



$$V = \frac{\pi(0,6)^2}{4} \cdot 0,4 + (0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,1) = 0,137 \text{ m}^3$$

Volumen cangilón = 0,137 m³

1.2. Cálculo de la capacidad nominal.

Es el volumen que ocupaba en el banco el material excavado.

$$C = \frac{C'}{f}$$

C = Capacidad en el banco [m³].

C' = Capacidad efectiva con montículo [m³].

f = Coeficiente de crecimiento.

C = 0,137/1,5 = 0,091 m³ (de arcilla en el banco)

Muéstrase que en la capacidad efectiva con montículo coincide con el volumen del cangilón, ya que como el cangilón va a excavar dentro de una zanja inundada, el montículo que se formará va a ser prácticamente nulo.

1.3. Cálculo de velocidades en el punto de descarga.

El punto de descarga será aquel en el que el material excavado se separa del cangilón.

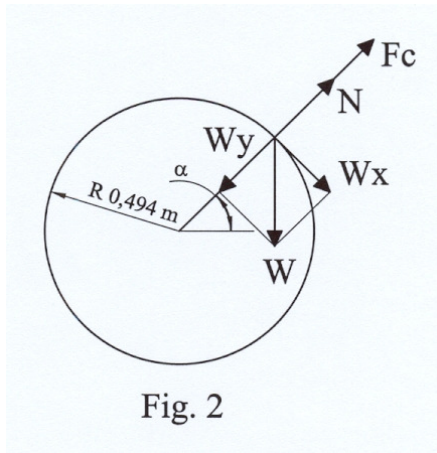


Fig. 2

- $W_y = W \text{ sen}\alpha$
- F_c = Fuerza centrífuga.
- N = Reacción normal.
- W = peso.
- α = ángulo de descarga.

$\Sigma F_y = 0, \quad N + F_c = W_y$ La condición de descarga implica que $N = 0$
 $F_c = W_y$

$m \cdot w^2 \cdot R = m \cdot g \cdot \text{sen}\alpha$

- w = Velocidad angular [rad/sg].
- m = Masa [Kg].
- R = Radio de giro [m].
- g = gravedad [m/sg²].

Luego:

$$\text{sen}\alpha = \frac{w^2 \cdot R}{g}$$

Interesa la V (velocidad tangencial) para un ángulo de descarga de $\alpha = 45^\circ$

Como $w = V / R$

V = Velocidad tangencial [m/sg].

w = Velocidad angular [rad/sg].

R = Radio de giro [m].

$$V = \sqrt{g \cdot R \cdot \text{sen } \alpha}$$

$$V = \sqrt{9,8 \cdot 0,494 \cdot \text{sen } 45^\circ} = 1,85 \text{ m/sg}$$

La velocidad angular será:

$$w = 3,745 \text{ rad/sg } \text{ ó } w = 35,76 \text{ r.p.m}$$

1.4. Cálculo del punto de recogida del material.

Para calcular la distancia a la que se situará la tolva donde se recoge el material extraído, se supone que la trayectoria del material vertido se corresponde con un tiro inclinado.

La velocidad en el punto de salida será tal y como se muestra en la figura:

V_0 = Velocidad tangencial [m/sg].

X_{max} = Alcance máximo [m].

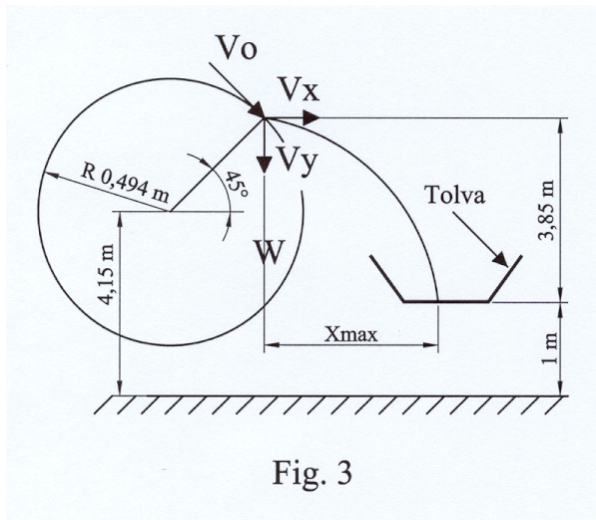


Fig. 3

Como el ángulo de descarga es $\alpha = 45^\circ$. Al descomponer según el eje horizontal y vertical se tiene las componentes V_{ox} y V_{oy} . La V_{ox} y V_{oy} serán iguales, por lo tanto quedaría lo siguiente:

$$V_{ox} = V_{oy} = V_o \text{ sen } 45^\circ$$

V_{ox} = Velocidad horizontal [m/sg].

V_{oy} = Velocidad vertical [m/sg].

$$V_{oy} = 1,85 \text{ sen } 45^\circ$$

$$V_{oy} = 1,31 \text{ m/sg}$$

Se calcula el tiempo necesario para el alcance máximo:

$$y = V_{oy} \cdot t + \left(\frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2\right)$$

y = altura [m].

V_{oy} = Velocidad vertical [m/sg]

t = tiempo [sg].

g = gravedad [m/sg²].

$$3,85 = 1,31 \cdot t + \frac{1}{2} 9,8 t^2$$

$$4,9 t^2 + 1,31 t - 3,85 = 0$$

Luego: $t = 0,76$ sg tomando de las dos soluciones posibles la de signo positivo.

Entonces el alcance máximo será:

$$X_{\max} = V_{ox} \cdot t = 1,31 \cdot 0,76$$

X_{\max} = Alcance máximo [m].

V_{ox} = Velocidad horizontal [m/sg]

t = Tiempo [sg].

$$X_{\max} = 1 \text{ m}$$

1.5. Cálculo de la Capacidad horaria teórica.

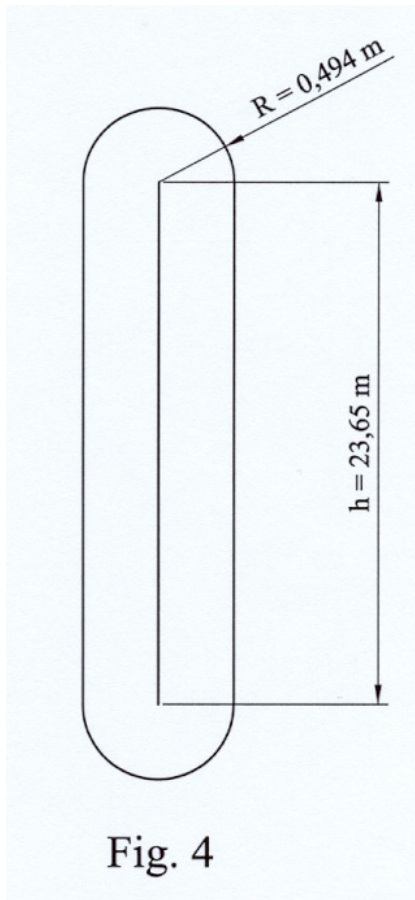
Primero se calcula la longitud de la cadena.

$$L = 2h + 2\pi R$$

L = Longitud de la cadena [m].

R = Radio de giro de la cadena [m].

h = Distancia entre centros [m].



$$L = (23,65 \cdot 2) + (2\pi \cdot 0,494) = 50,4 \text{ m}$$

Se dispone de 36 cangilones en la cadena luego el espaciado entre cangilones será:

$$\text{Longitud de la cadena} / \text{n}^\circ \text{ cangilones} = 1,4 \text{ m}$$

Como la V de la cadena = 111 m/min se calcula el n° de cangilones que pasan por un punto.

$$36 \text{ cangilones} / 50,4 \text{ m de cadena} = 0,714 \text{ cangilones/m}$$

Como la velocidad de la cadena es 111 m/min, el n° de cangilones vertidos por minuto será:

$$n = 111 \text{ m/min} \cdot 0,714 \text{ cangilón/m} = 79,254 \text{ cangilones/min} \cong 79 \text{ cangilones/min}$$

$$D' = \frac{C' \cdot n \cdot 60 \cdot \eta_{vol}}{f}$$

D' = capacidad horaria teórica [m^3/h].

C' = capacidad efectiva de cada cangilón [m^3].

n = nº cangilones vertidos por min [cangilón/min].

η_{vol} = rendimiento volumétrico de los cangilones.

f = coeficiente de crecimiento.

Luego la capacidad horaria será:

$$D' = \frac{0.137 \cdot 79 \cdot 60 \cdot 1}{1.5} = 432,92 \text{ m}^3/h$$

El η_{vol} de los cangilones hace referencia al % de llenado de los mismos, en este caso el 100 %.

1.6. Cálculo de la capacidad horaria efectiva.

$$D = D' \cdot (50/60) \cdot \eta_{obra}$$

D = Capacidad horaria efectiva [m^3/h].

D' = Capacidad horaria teórica [m^3/h].

η_{obra} = Rendimiento de la obra.

$$D = 432,92 \cdot (50/60) \cdot 0.9 = 324,69 \text{ m}^3/h$$

La masa del material extraído por hora es:

$$324,69 \text{ m}^3/h \cdot 1.8 \text{ Tn/m}^3 = 584,442 \text{ Tn/h}$$

Como el peso máximo que puede transportar un camión son 26 Tn, se tiene:

$$584,442 \text{ Tn/h} / 26 \text{ Tn/camión} = 22,5 \text{ camiones/h}$$

Como se puede apreciar cargar un camión con el material extraído cada 3 minutos es un rendimiento más que aceptable.

1.7. Cálculo de la profundidad de ataque optima.

La carrera de ataque óptima es la que asegura el llenado completo del cangilón en una sola parada.

$$L = \frac{C'}{a \cdot b \cdot f}$$

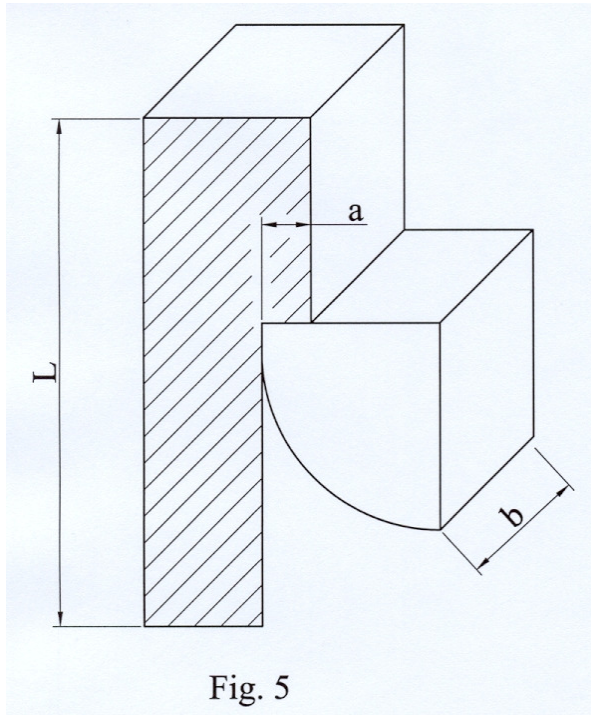
L = carrera de ataque optima [m].

C' = capacidad efectiva [m^3].

a = profundidad del ataque [m].

f = coeficiente de crecimiento.

 b = anchura de la cuchara [m].



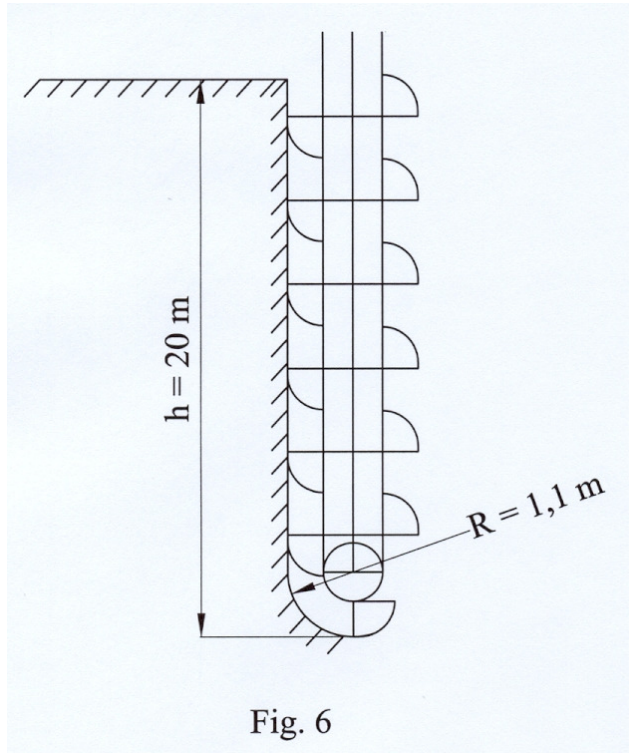
En este caso la carrera de ataque óptima tiene que ser:

$$L = \frac{2\pi R}{4} + (h - R)$$

L = carrera de ataque optimo [m].

h = altura trinchera [m].

R = radio de corte [m].



$$L = \frac{2\pi R}{4} + 18,9 = 20,62 \text{ m}$$

Y como interesa conocer la profundidad de corte:

$$a = \frac{C'}{L \cdot b \cdot f} = \frac{0,137}{20,62 \cdot 0,4 \cdot 1,5} = 0,01107 \text{ m} \cong 12 \text{ mm}$$

1.8. Cálculo de la velocidad de avance.

El avance de la máquina se calcula en base a la capacidad horaria teórica.

La capacidad teórica es el volumen que ocupaba el material excavado en su estado natural.

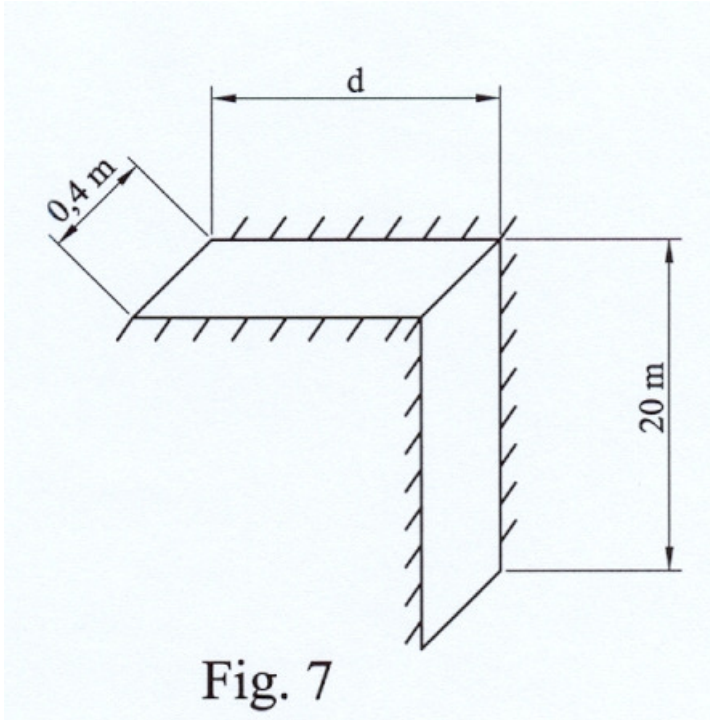
Las dimensiones de la trinchera excavada son:

$$D' = V_{\text{trinchera}}$$

D' = capacidad horaria teórica [m^3/h]

V = volumen trinchera [m^3].

D = longitud trinchera excavada por hora [m/h].



$$432,92 = d \cdot 0,4 \cdot 20$$

$$d = 54,115 \text{ m/h}$$

Esta longitud excavada por hora se corresponde con la velocidad de avance.

$$V_a = 54,115 \text{ m/h} \cdot \frac{1h}{60min} = 0,9 \text{ m/min} \quad V_a = \text{Velocidad de avance [m/min]}.$$

Comprobación:

En cada parada el cangilón avanza 0,01107 m, se supone que la parada es uniforme en toda la longitud de corte.

Multiplicando el nº de cangilones por minuto, con la profundidad del ataque se obtiene:

$$79,254 \text{ cangilones/min} \cdot 0,01107 \text{ m/cangilón} = 0,877 \text{ m/min}$$

Luego para asegurar el llenado correcto de los cangilones se usará la V menor, luego el avance será:

$$V_a = 0,877 \text{ m/min}$$

1.9. Cálculo de la potencia de corte por cangilón.

Para el cálculo de la potencia de corte primero se tiene que calcular la fuerza de corte.

La fuerza de corte depende del material a excavar y de la longitud a cortar. A efectos de cálculos se ha supuesto que se corta arcilla seca y compacta.

Se supone 20 mm en vez de 12 mm , que seria el avance por pasada.

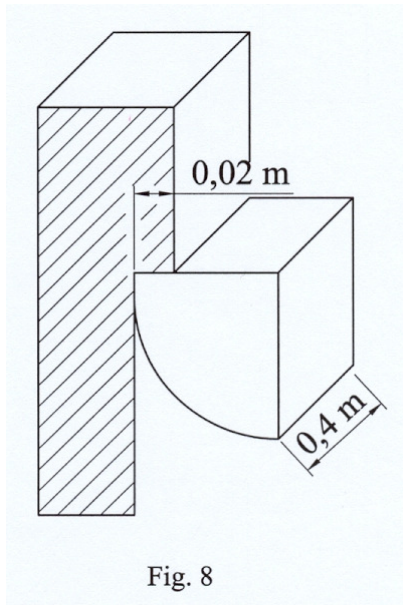
Se calcula la fuerza de corte:

$$F_c = K_L \cdot L$$

F_c = Fuerza de corte [N].

K_L = fuerza específica de corte [N/m].

L = longitud de arista de corte [m].



$$F_c = 8000 \cdot (0,4 + 2 \cdot 0,02) = 3520 \text{ N}$$

En todo momento hay 15 cangilones excavando. Luego la fuerza de corte total será:

$$F_{CT} = 3520 \cdot 15 = 52800 \text{ N}$$

Luego la potencia de corte será:

$$P_c = F_{CT} \cdot V$$

P_c = Potencia de corte [W].

F_{CT} = Fuerza de corte total [N].

V = Velocidad de la cadena m/sg].

$$P_c = 52800 \cdot 1,85$$

$$P_c = 97680 \text{ W}$$

1.10. Cálculo de potencia aceleración.

La potencia de aceleración es la potencia necesaria para poner en movimiento el material excavado:

$$P_a (W) = \frac{\rho \cdot D' \cdot V_c^2}{3600}$$

ρ = Densidad [Kg/m³].

D' = Capacidad horaria teórica [m³/h].

V_c = Velocidad de corte [m/sg].

P_a = Potencia aceleración [W]

$$P_a (W) = \frac{1800 \cdot 432,92 \cdot (1,85)^2}{3600} = 740,83 \text{ W}$$

1.11. Cálculo de la potencia de elevación.

La potencia de elevación del material arrancado se calculará a partir de la masa del material contenido en los cangilones. La separación de los cangilones es 1,42 m.

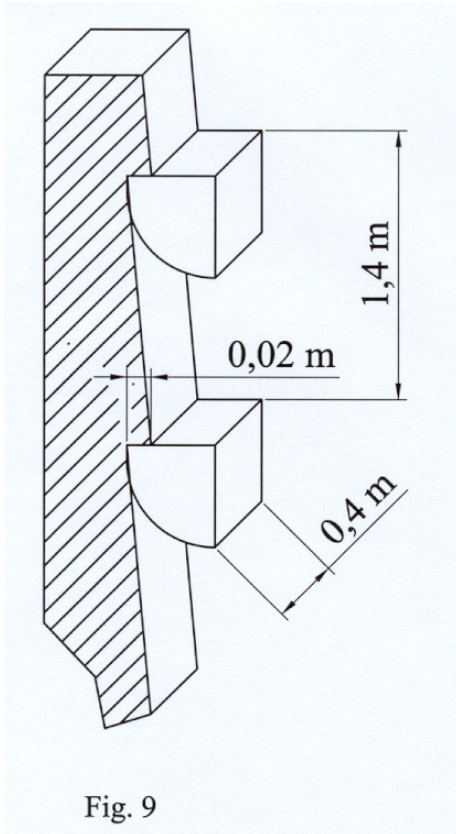


Fig. 9

Cuando un cangilón ocupa la posición del cangilón que le precede, este ha excavado un volumen de tierra igual a la distancia entre cangilones por la sección de corte en cada parada.

$$V = d \cdot (S_c)$$

$$V = \text{Volumen [m}^3\text{]}$$

$$d = \text{Distancia entre cangilones [m]}$$

$$S_c = \text{Sección de corte [m}^2\text{]}$$

$$V = 1,4 \cdot 0,4 \cdot 0,012$$

$$V = 6,72 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Como la ρ del material en el banco es $\rho = 1800 \text{ Kg/m}^3$, la masa del material a excavar en una distancia igual a $d = 1.42 \text{ m}$ será:

$$M_i = V \cdot \rho$$

$$M_i = \text{masa [Kg]}$$

$$\rho = \text{densidad [Kg/m}^3\text{]}.$$

$$V = \text{volumen [m}^3\text{]}.$$

$$M_i = 6,72 \cdot 10^{-3} \cdot 1800 = 12,168 \text{ Kg}$$

Se supone que el cangilón nº1 está vacío ya que todavía no ha comenzado a excavar. El nº2 ha excavado una masa M_i y así sucesivamente. (Ver Fig. 10)

nº2	M_i	nº8	$7 M_i$	nº14	$13 M_i$
nº3	$2 M_i$	nº9	$8 M_i$	nº15	$14 M_i$
nº4	$3 M_i$	nº10	$9 M_i$		
nº5	$4 M_i$	nº11	$10 M_i$		
nº6	$5 M_i$	nº12	$11 M_i$		
nº7	$6 M_i$	nº13	$12 M_i$		

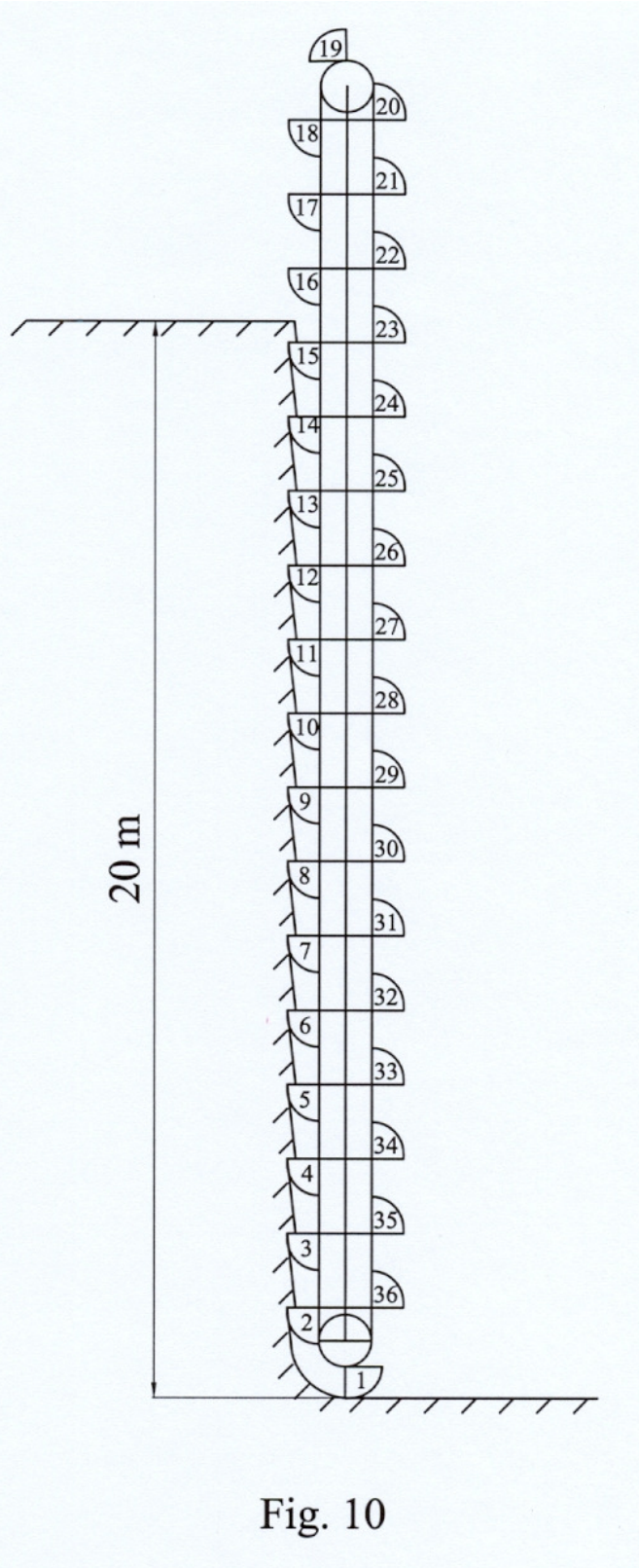


Fig. 10

Luego la masa total de tierra distribuido en todos los cangilones que excavan a la vez será la suma de todos los volúmenes de tierra excavados:

$$M_T' = \sum M_i$$

$$M_T' = M_i + 2 M_i + 3 M_i + \dots + 13 M_i + 14 M_i = 105 M_i$$

Como $M_i = 12,168 \text{ Kg}$

$$M_T' = 105 M_i$$

$$M_T' = 1277,64 \text{ Kg}$$

A esta masa se le sumará la masa de los 4 cangilones llenos que hay hasta el punto de descarga (Ver figura 10).

$$M_T = M_T' + 4 \cdot (\rho \cdot V)$$

$M_T =$ Masa total [Kg].

$\rho =$ Densidad [Kg/m^3]

$V =$ Volumen cangilón. [m^3]

$$M_T = 1277,64 \text{ Kg} + 4 (1800 \cdot 0,137) = 2264,04 \text{ Kg}$$

El peso del material excavado será:

$$P = m g$$

$P =$ Peso [N]

$m =$ Masa [Kg]

$g =$ Gravedad [m/sg^2]

$$P = 2264,04 \cdot 9,8 = 22187,6 \text{ N}$$

Luego la potencia necesaria para elevar el material excavado será:

$$P_e = P V$$

$P_e =$ Potencia elevación [W]

$P =$ Peso [N]

$V =$ Velocidad de la cadena [m/sg]

$$P_e = 22187,6 \cdot 1,85 = 41047 \text{ W}$$

1.12. Cálculo de la potencia total de excavación.

La potencia total de excavación será la suma de las potencias calculadas anteriormente, se ha de tener en cuenta el efecto de las pérdidas. La potencia perdida será a causa de rozamientos con el terreno y de pérdidas mecánicas. Se supone que el rendimiento total de la máquina es del 92%.

Para el cálculo de la potencia total no se tendrá en cuenta el peso de la propia cadena ya que al ser la distribución de esta simétrica respecto al eje, el peso de un lado contrarresta el peso del otro, requiriendo solamente una mínima potencia de puesta en marcha.

Esta potencia de puesta en marcha es compensada con la potencia de corte que no es necesaria en el momento de la puesta en marcha.

$$P_T = \frac{P_c + P_a + P_e}{\eta}$$

P_T = Potencia total excavación. [W]

P_e = Potencia excavación. [W]

P_c = Potencia de corte. [W]

P_a = Potencia aceleración. [W]

η = Rendimiento total de la máquina.

$$P_T = \frac{97680 + 740,83 + 41047}{0,92}$$

$$P_T = 151596 \text{ W}$$

Como 1 C.V / 736 W

$$P_T = 206 \text{ C.V}$$

1.13. Cálculo de la máxima fuerza de tracción en la cadena.

$$F = P_T/V$$

F = Fuerza [N].

P = Potencia Total [W]

V = Velocidad [m/sg]

$$F = 151596 / 1,89 = 82210 \text{ N}$$

1.14. Cálculo del momento tursor mínimo de accionamiento.

$$M = P_T/w$$

M = Momento tursor [N·m].

P = Potencia total [W].

w = Velocidad angular [rad/sg].

$$M = 151596 / 3,745 = 40480 \text{ N·m}$$

2. Cálculo de la maniobra para alcanzar la profundidad de excavación.

Para alcanzar la profundidad de excavación de manera que la máquina pueda trabajar de forma normal primero se ha de alcanzar dicha profundidad.

Para ello la máquina realizará una excavación vertical hasta la profundidad de excavación.

La velocidad de rotación de la cadena es la misma que durante su periodo de trabajo normal, para así mantener el mismo punto de descarga.

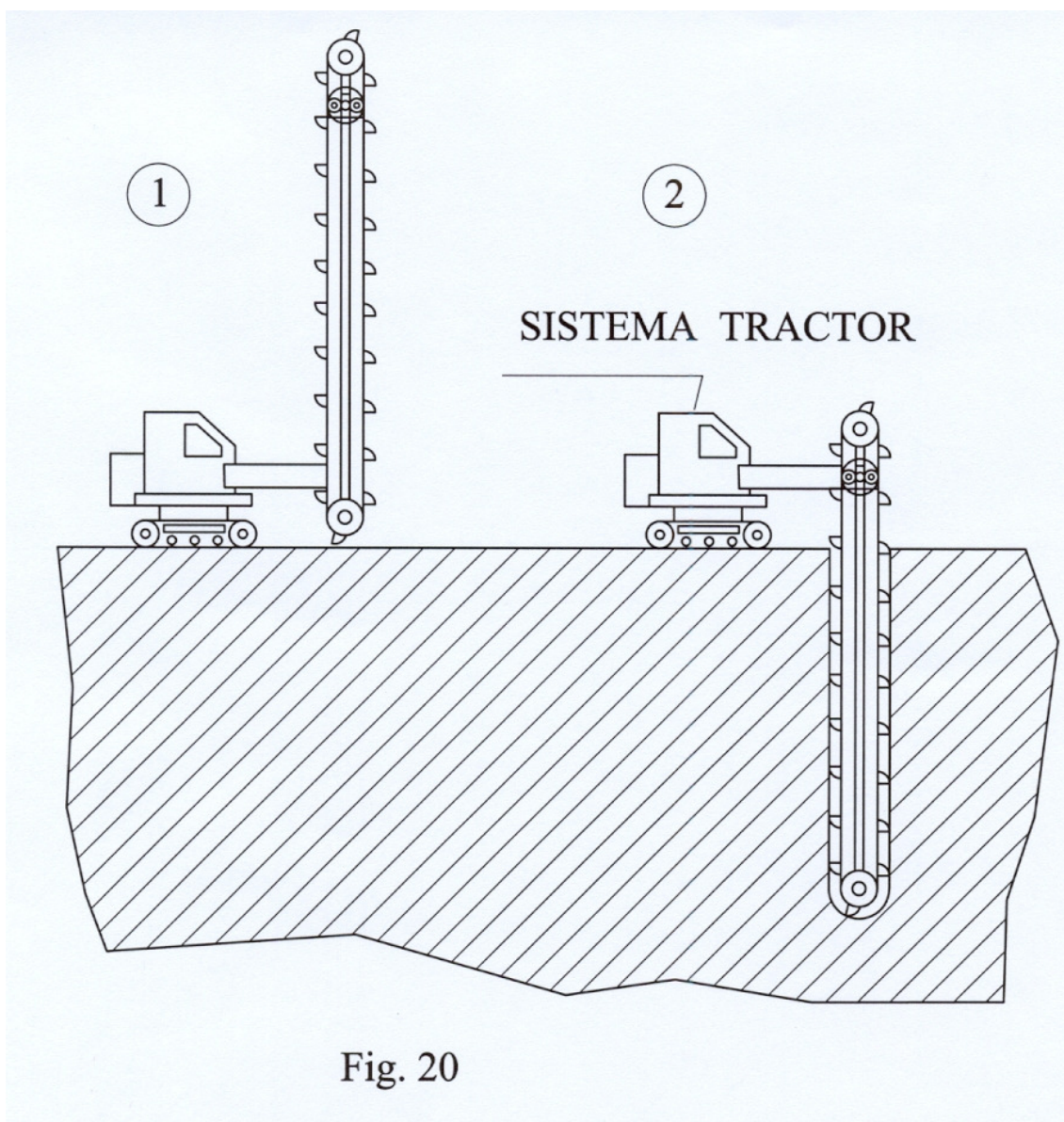


Fig. 20

2.1 Cálculo de la profundidad de ataque óptima.

La carrera de ataque óptima es la que asegura el llenado completo del cangilón en una sola parada.

$$L = \frac{C'}{a \cdot b \cdot f}$$

L = carrera de ataque óptima [m].

C' = capacidad efectiva [m³].

a = profundidad del ataque [m].

f = coeficiente de crecimiento.

b = anchura de la cuchara [m].

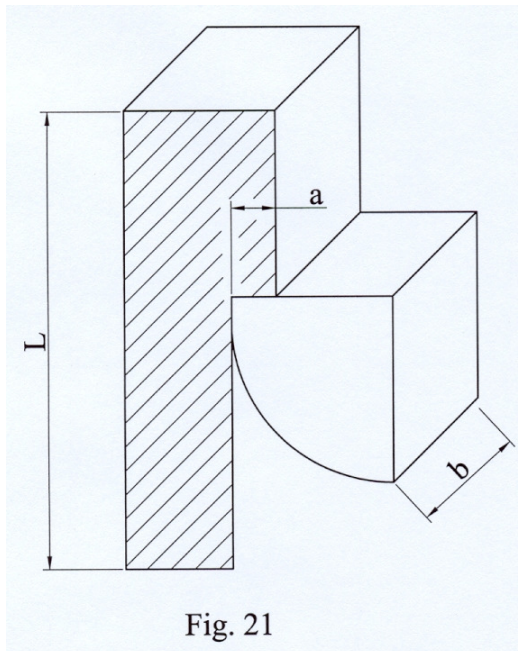


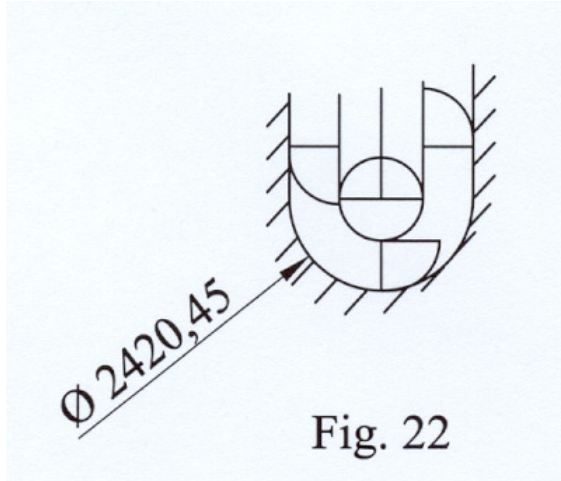
Fig. 21

En este caso la carrera de ataque óptima tiene que ser:

$$L = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 1/2$$

L = carrera de ataque óptimo [m].

d = diámetro de corte [m].



$$L = \frac{\pi(2,42)^2}{4} \cdot 1/2 = 2,3 \text{ m}$$

Y como interesa conocer la profundidad de corte:

$$a = \frac{C'}{L \cdot b \cdot f} = \frac{0,137}{2,3 \cdot 0,4 \cdot 1,5} = 0,09927 \text{ mm} \cong 0,1 \text{ m}$$

2.2. Cálculo de la velocidad de avance.

El avance de la máquina se calcula en base a la capacidad horaria teórica.

La capacidad teórica es el volumen que ocupaba el material excavado en su estado natural.

Las dimensiones de la trinchera excavada son:

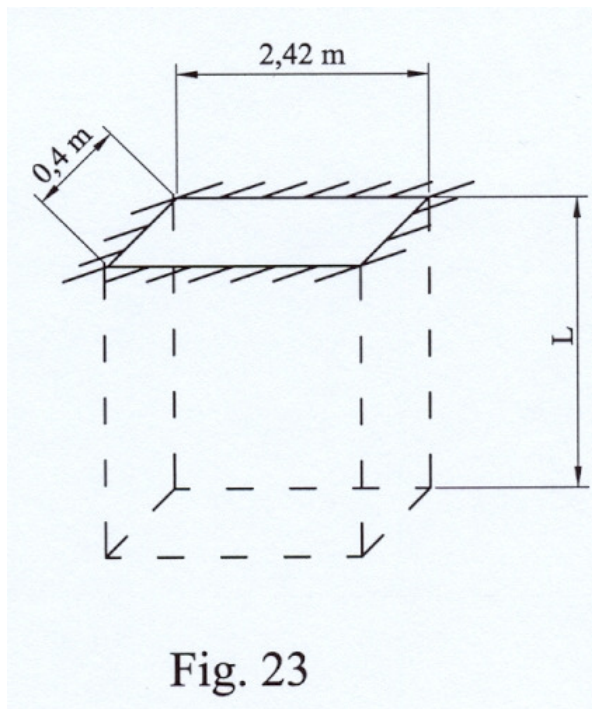


Fig. 23

$$D'/60 = V_{\text{trinchera}}$$

D' = capacidad horaria teórica [m^3/h]

V = volumen trinchera [m^3].

L = longitud trinchera excavada por hora [m/h].

$$432,92/60 = L \cdot 0,4 \cdot 2,42$$

$$L = 7,45 \text{ m/min}$$

Esta longitud excavada por min se corresponde con la velocidad de avance.

$$V_a = 7,45 \text{ m/min}$$

V_a = Velocidad de avance [m/min].

Comprobación:

En cada parada el cangilón avanza 0,1 m, se supone que la pasada es uniforme en toda la longitud de corte.

Multiplicando el nº de cangilones por minuto, con la profundidad del ataque se obtiene:

$$79,254 \text{ cangilones/min} \cdot 0,1 \text{ m/cangilón} = 7,89 \text{ m/min}$$

Luego para asegurar el llenado correcto de los cangilones se usará la V menor, luego el avance será:

$$V_a = 7,45 \text{ m/min}$$

Como conclusión podemos decir que en aproximadamente 3 minutos se alcanza la profundidad de excavación.

2.3. Cálculo de la potencia de corte por cangilón.

Para el cálculo de la potencia de corte primero se tiene que calcular la fuerza de corte.

La fuerza de corte depende del material a excavar y de la longitud a cortar. A efectos de cálculos se ha supuesto que se corta arcilla seca y compacta.

El avance por pasada es 100 mm

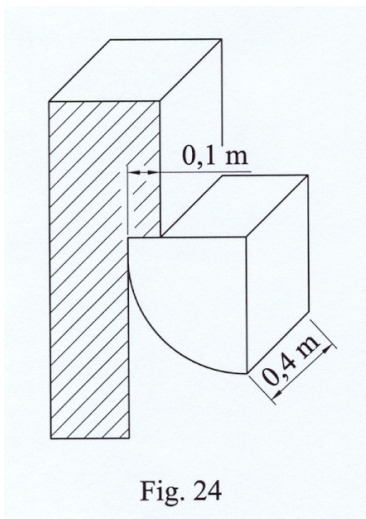
Se calcula la fuerza de corte:

$$F_c = K_L \cdot L$$

F_c = Fuerza de corte [N].

K_L = fuerza específica de corte [N/m].

L = longitud de arista de corte [m].



$$F_c = 8000 \cdot (0,4 + 2 \cdot 0,1) = 4800 \text{ N}$$

En todo momento hay 2 cangilones excavando. Luego la fuerza de corte total será:

$$F_{CT} = 4800 \cdot 2 = 9600 \text{ N}$$

Luego la potencia de corte será:

$$P_c = F_{CT} \cdot V$$

P_c = Potencia de corte [W].

F_{CT} = Fuerza de corte total [N].

V = Velocidad de la cadena [m/sg].

$$P_c = 9600 \cdot 1,85$$

$$P_c = 17760 \text{ W}$$

2.4. Cálculo de potencia aceleración.

La potencia de aceleración es la potencia necesaria para poner en movimiento el material excavado:

$$P_a \text{ (W)} = \frac{\rho \cdot D' \cdot V_c^2}{3600}$$

ρ = Densidad [Kg/m³].

D' = Capacidad horaria teórica [m³/h].

V_c = Velocidad de corte [m/sg].

P_a = Potencia aceleración [W]

$$P_a \text{ (W)} = \frac{1800 \cdot 432,92 \cdot (1,85)^2}{3600} = 740,83 \text{ W}$$

2.5. Cálculo de la potencia de elevación.

La potencia de elevación del material arrancado se calculará a partir de la masa del material contenido en los cangilones.

Como los cangilones se llenan totalmente al describir una trayectoria igual a la mitad del perímetro de la rueda guía.

Podemos decir que desde que en todo momento tenemos 20 cangilones llenos de material. (Ver figura 25).

$$M_T = n \cdot (\rho \cdot V)$$

M_T = Masa total [Kg].

ρ = Densidad [Kg/m³]

n = n° de cangilones

V = Volumen cangilón. [m³]

$$M_T = 20 (1800 \cdot 0,137) = 4932 \text{ Kg}$$

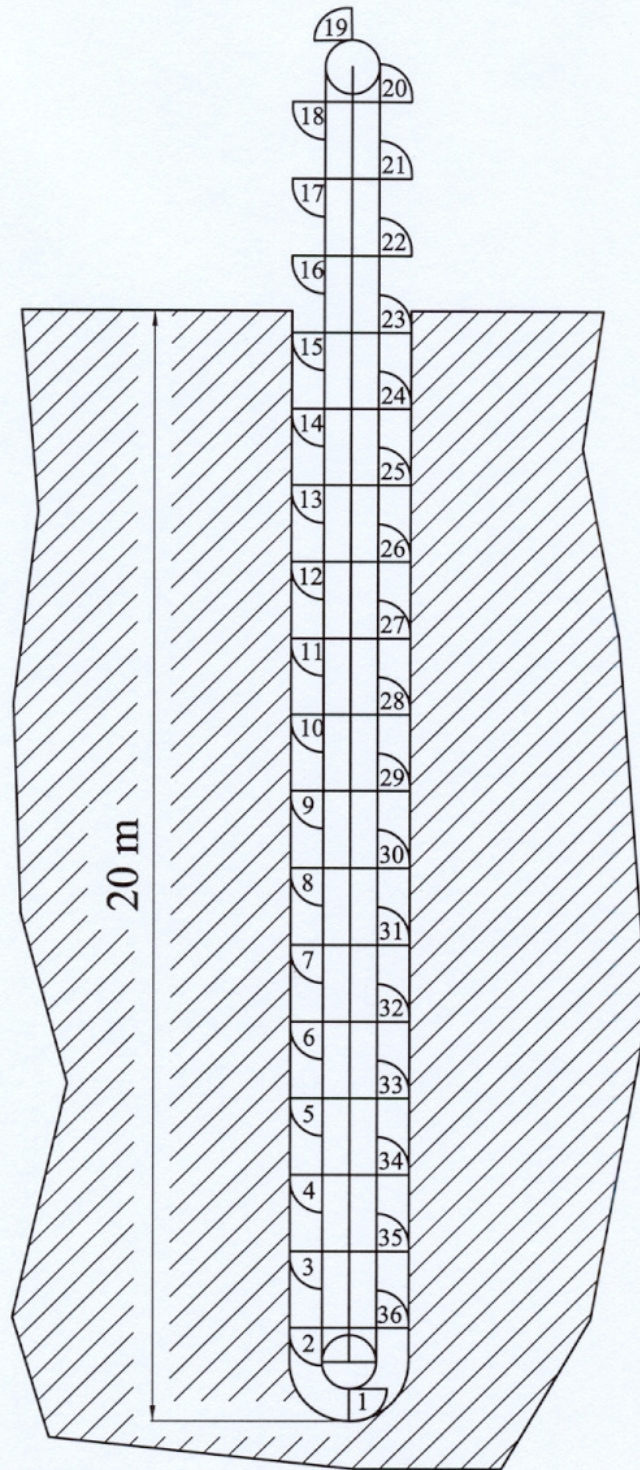


Fig. 25

El peso del material excavado será:

$$P = m \cdot g$$

$$P = \text{Peso [N]}$$

$$m = \text{Masa [Kg]}$$

$$g = \text{Gravedad [m/s}^2\text{]}$$

$$P = 4932 \cdot 9,8 = 48333,6 \text{ N}$$

Luego la potencia necesaria para elevar el material excavado será:

$$P_e = P \cdot V$$

$$P_e = \text{Potencia elevación [W]}$$

$$P = \text{Peso [N]}$$

$$V = \text{Velocidad de la cadena [m/s]}$$

$$P_e = 48333,6 \cdot 1,85 = 89417 \text{ W}$$

2.6. Cálculo de la potencia total de excavación.

La potencia total de excavación será la suma de las potencias calculadas anteriormente, se ha de tener en cuenta el efecto de las pérdidas. La potencia perdida será a causa de rozamientos con el terreno y de pérdidas mecánicas. Se supone que el rendimiento total de la máquina es del 92%.

Para el cálculo de la potencia total no se tendrá en cuenta el peso de la propia cadena ya que al ser la distribución de esta simétrica respecto al eje, el peso de un lado contrarresta el peso del otro, requiriendo solamente una mínima potencia de puesta en marcha.

Esta potencia de puesta en marcha es compensada con la potencia de corte que no es necesaria en el momento de la puesta en marcha.

$$P_T = \frac{P_c + P_a + P_e}{\eta}$$

$$P_T = \text{Potencia total excavación. [W]}$$

$$P_e = \text{Potencia excavación. [W]}$$

$$P_c = \text{Potencia de corte. [W]}$$

$$P_a = \text{Potencia aceleración. [W]}$$

$$\eta = \text{Rendimiento total de la máquina.}$$

$$P_T = \frac{17760 + 740,83 + 89417}{0,92}$$

$$P_T = 117302 \text{ W}$$

$$P_T = 160 \text{ C.V}$$

3. Cálculo del perfil de la rueda motriz.

El cálculo se ha efectuado siguiendo las indicaciones de la norma UNE 18-149-82.

El material de la rueda será fundición gris con una $\sigma_F = 15 \text{ Kg/mm}^2$.

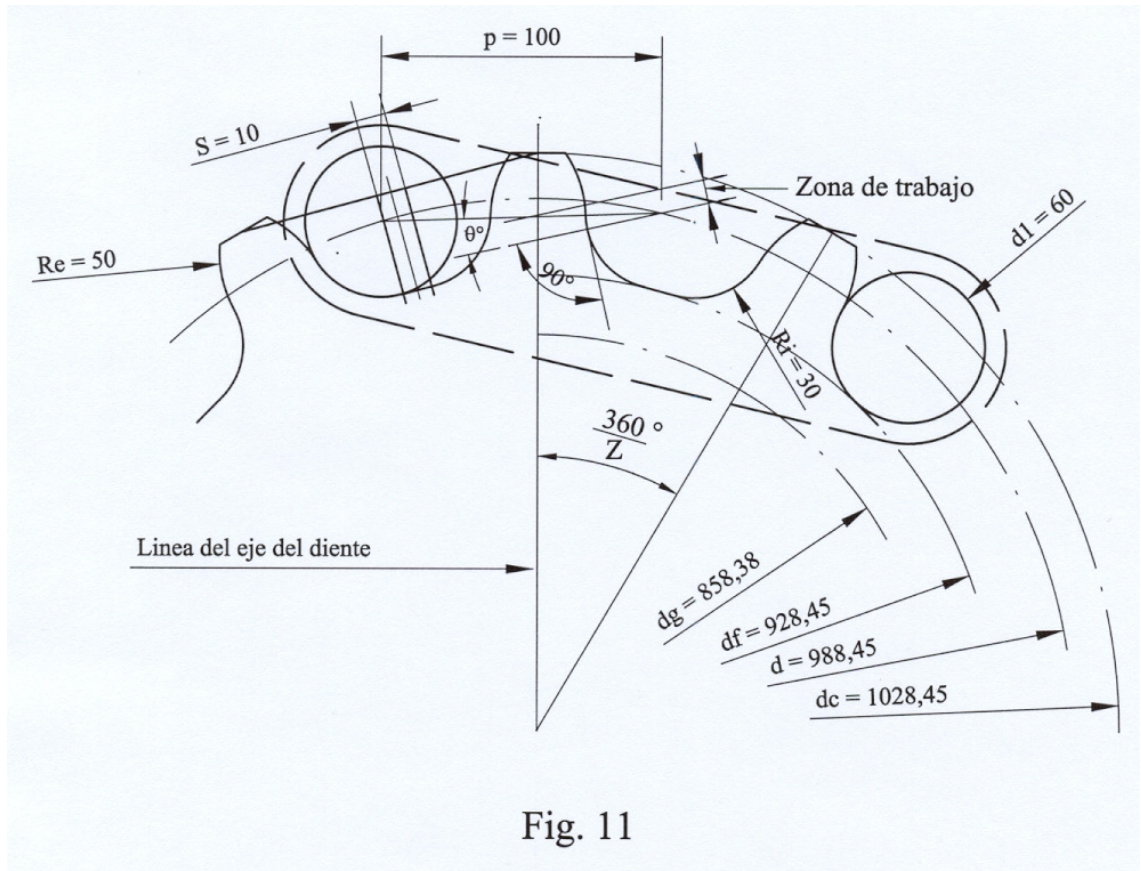


Fig. 11

3.1. Cálculo del diámetro primitivo.

Según la norma UNE 18-149-82 se ha elegido una rueda de diámetro primitivo, $d = 988,45 \text{ mm}$ para un número de dientes, $z = 31$.

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ / z)}$$

d = diámetro primitivo [mm].

p = paso [mm].

z = número de dientes

$$p = d \cdot (\sin(180^\circ / z)) = 100 \text{ mm}$$

3.2. Cálculo del diámetro de fondo.

$$d_f = d - d_1$$

d_f = diámetro de fondo de dientes [mm]

d = diámetro primitivo

d_1 = diámetro del rodillo.

$$d_f = 988.45 - 60 = 928,45 \text{ mm}$$

3.3. Cálculo del diámetro de verificación.

Como $z = 31$

$$M_R = d \cdot \cos 90^\circ/2 + d_R$$

M_R = diámetro de verificación [mm].

$d_1 = d_R$ = diámetro del rodillo [mm].

$$M_R = 988,45 \cdot \cos 45^\circ + 60 = 758,94 \text{ mm}$$

3.4. Cálculo de la zona de trabajo.

Se asegura un correcto funcionamiento de la cadena aun con un alargamiento del 6% en la longitud.

$$L = 0,01 \cdot p \cdot z$$

L = longitud de la zona de trabajo [mm]

p = paso [mm].

$z = n^\circ$ de dientes.

$$L = 0,01 \cdot 100 \cdot 31 = 31 \text{ mm}$$

3.5. Cálculo del ángulo de flanco.

Esta normalizado, depende del número de dientes en este caso: (Ver figura 12)

$$\theta = 24 \pm 2^\circ$$

Número de dientes Z	Diámetro primitivo	Número de dientes Z	Diámetro primitivo	Número de dientes Z	Diámetro primitivo
9	2,923 8	57	18,152 9	105	33,427 5
10	3,236 1	58	18,471 0	106	33,745 8
11	3,549 4	59	18,789 2	107	34,064 0
12	3,863 7	60	19,107 3	108	34,382 3
13	4,178 6	61	19,425 5	109	34,700 6
14	4,494 0	62	19,743 7	110	35,018 8
15	4,809 7	63	20,061 9	111	35,337 1
16	5,125 8	64	20,380 0	112	35,655 4
17	5,442 2	65	20,698 2	113	35,973 7
18	5,758 8	66	21,016 4	114	36,291 9
19	6,075 5	67	21,334 6	115	36,610 2
20	6,392 5	68	21,652 8	116	36,928 5
21	6,709 5	69	21,971 0	117	37,246 7
22	7,026 6	70	22,289 2	118	37,565 0
23	7,343 9	71	22,607 4	119	37,883 3
24	7,661 3	72	22,925 6	120	38,201 6
25	7,978 7	73	23,243 8	121	38,519 8
26	8,296 2	74	23,562 0	122	38,838 1
27	8,613 8	75	23,880 2	123	39,156 4
28	8,931 4	76	24,198 5	124	39,474 6
29	9,249 1	77	24,516 7	125	39,792 9
30	9,566 8	78	24,834 9	126	40,111 2
31	9,884 5	79	25,153 1	127	40,429 5
32	10,202 3	80	25,471 3	128	40,747 8
33	10,520 1	81	25,789 6	129	41,066 0
34	10,838 0	82	26,107 8	130	41,384 3
35	11,155 8	83	26,426 0	131	41,702 6
36	11,473 7	84	26,744 3	132	42,020 9
37	11,791 6	85	27,062 5	133	42,339 1
38	12,109 6	86	27,380 7	134	42,657 4
39	12,427 5	87	27,699 0	135	42,975 7
40	12,745 5	88	28,017 2	136	43,294 0
41	13,063 5	89	28,335 5	137	43,612 3
42	13,381 5	90	28,653 7	138	43,930 6
43	13,699 5	91	28,971 9	139	44,248 8
44	14,017 6	92	29,290 2	140	44,567 1
45	14,335 6	93	29,608 4	141	44,885 4
46	14,653 7	94	29,926 7	142	45,203 7
47	14,971 7	95	30,244 9	143	45,522 0
48	15,289 8	96	30,563 2	144	45,840 3
49	15,607 9	97	30,881 5	145	46,158 5
50	15,926 0	98	31,199 7	146	46,476 8
51	16,244 1	99	31,518 0	147	46,795 1
52	16,562 2	100	31,836 2	148	47,113 4
53	16,880 3	101	32,154 5	149	47,431 7
54	17,198 4	102	32,472 7	150	47,750 0
55	17,516 6	103	32,791 0		
56	17,834 7	104	33,109 3		

3.6. Cálculo del diámetro máximo de la garganta.

Se tomará $r_a = 1 \text{ cm}$

$$d_g = p \cdot \cot(180^\circ/z) - (1,05 h_2) - (2r_a)$$

d_g = diámetro de la garganta [mm]

z = nº de dientes

p = paso [mm]

h_2 = altura del eslabón [mm].

r_a = radio máximo de enlace [mm]

$$d_g = 100 \cdot \cot(180^\circ/31) - (1,05 \cdot 100) - (2 \cdot 10)$$

$$d_g = 858,38 \text{ mm}$$

3.7. Cálculo del juego circunferencial.

Se calcula para las peores condiciones de trabajo, es decir en un medio de suciedad.

$$S = 0,1 p$$

S = Juego circunferencial [mm]

p = paso [mm]

$$S = 0,1 \cdot 100 = 10 \text{ mm}$$

3.8. Cálculo del radio de asentamiento del rodillo.

$$r_{j\max} = d_1/2$$

$r_{j\max}$ = radio de asentamiento [mm].

d_1 = diámetro del rodillo [mm].

$$r_{j\max} = 60/2 = 30 \text{ mm}$$

3.9. Cálculo del radio de cabeza.

$$r_c = p/2$$

r_c = radio de cabeza [mm]

p = paso [mm]

$$r_c = 100/2 = 50 \text{ mm}$$

3.10. Cálculo del perfil del diente.

$$b_{f\max} = 0,9 b_1$$

$b_{f\max}$ = anchura del diente [mm]

$$b_{f\max} = 0,9 \cdot 80 = 72 \text{ mm}$$

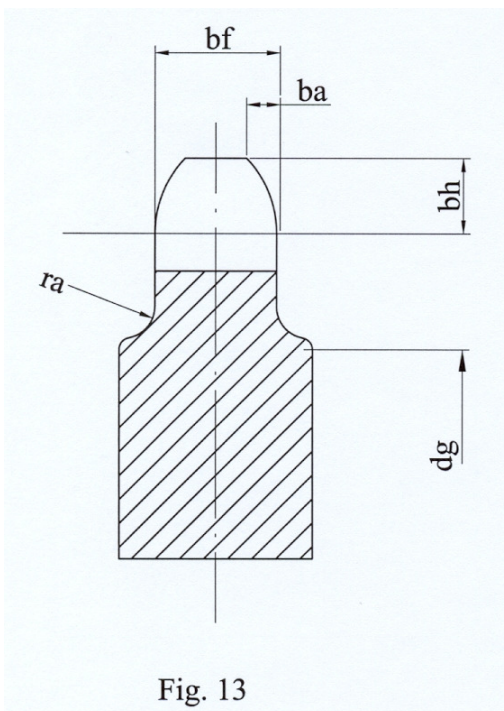
b_1 = distancia entre eslabones.

$$b_a \approx 0,2 b_f$$

$$b_a \approx 0,2 \cdot 72 \approx 14,4 \text{ mm}$$

$$b_h \approx 0,5 d_1$$

$$b_h \approx 0,5 \cdot 60 \approx 30 \text{ mm}$$



3.11. Cálculo de la altura del diente:

$$h_{amin} = 0.5 (p - d_1)$$

h_{amin} = altura del diente mínima sobre el diámetro primitivo [mm]

p = paso [mm].

d_1 = diámetro del rodillo [mm].

$$h_{amin} = 0.5 (100 - 40) = 20 \text{ mm}$$

$$d_c = d + 2 h_a$$

d_c = diámetro de cabeza [mm].

h_a = altura mínima [mm].

d = diámetro del rodillo [mm].

$$d_c = 988,45 + 2 \cdot 20 = 1028,45 \text{ mm}$$

$$h_{\text{diente}} = (d_c - d_f)/2$$

h_{diente} = altura del diente [mm].

d_c = diámetro de cabeza [mm].

d_f = diámetro de fondo de diente [mm].

$$h_{\text{diente}} = (1028,45 - 928,45)/2 = 50 \text{ mm}$$

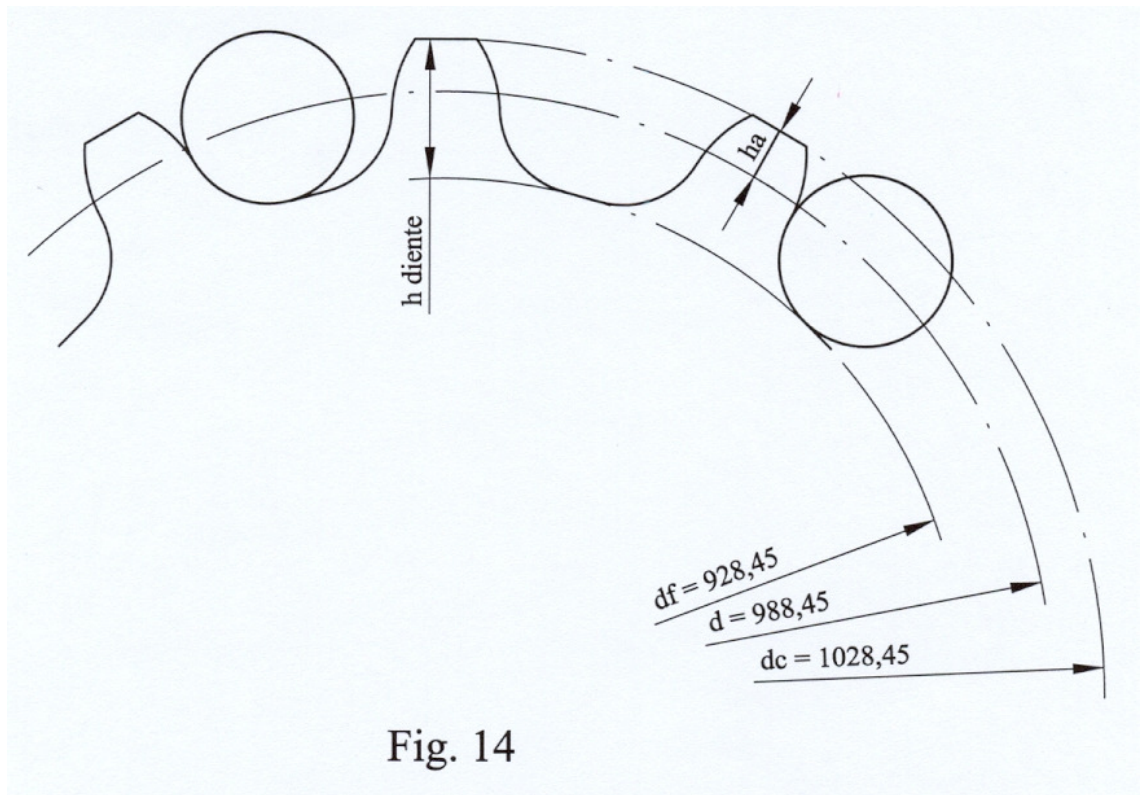


Fig. 14

3.12. Cálculo del esfuerzo máximo en el diente.

Para dientes rectos se utilizarán las formulas de la flexión. Se supone que el diente se comporta como una viga empotrada.

$$M_{\text{fmax}} = F_t \cdot h$$

La sección más desfavorable del diente es la base del mismo. La fuerza F_t se supone que esta uniformemente repartida a lo largo del banco del diente.

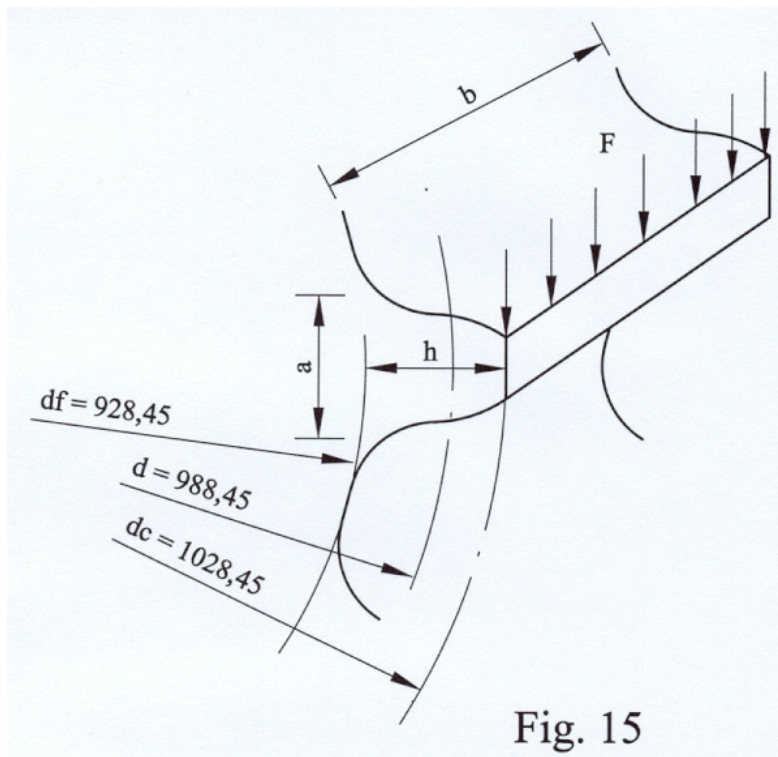


Fig. 15

$$\sigma = M_F / W$$

Sabiendo que:

$$M_F = F_t \cdot h \cdot \cos\alpha$$

σ = esfuerzo a tracción [N/mm²].

M_F = momento flector máximo [N·mm].

W = momento resistente [mm³]

M_F = momento flector máximo [N·mm].

h = altura del diente [mm].

F_t = fuerza [N].

$\cos\alpha$ = angulo de contacto.

Y que:

$$W = (b \cdot a^2) / 6$$

W = momento resistente [mm³].

b = anchura del diente [mm].

a = anchura de la base del diente [mm].

Se obtiene:

$$\sigma = \frac{6 \cdot F \cdot h \cdot \cos \alpha}{b \cdot a^2} = \frac{6 \cdot 82210 \cdot 50 \cdot \cos 20^\circ}{72 \cdot 40^2} \approx 201,2 \text{ N/mm}^2 \approx 20,5 \text{ Kg/mm}^2$$

Luego hemos de elegir un material más resistente que la fundición gris FG15-UNE 36-111, 105 Kg/mm².

Elegiremos un F1560 según UNE 36013 con una $\sigma_E = 105 \text{ Kg/mm}^2$, aplicándose de esta manera un coeficiente de seguridad igual a cinco.

3.13. Cálculo de las fuerzas en la rueda motriz.

Para el calculo de la fuerza tangencial se ha supuesto una distribución de fuerzas igual a las que actúan sobre los dientes de una rueda dentada de dientes rectos.

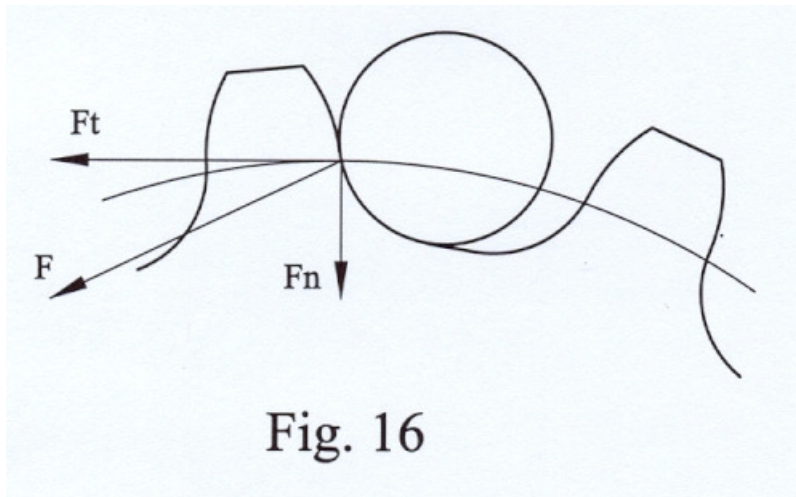


Fig. 16

$$F_T = 71620 \frac{N}{n \cdot R_m}$$

N = Potencia [C.V.].

N = Velocidad [r.p.m.].

R = Radio primitivo [cm].

F_T = Fuerza tangencial [Kg]

$$F_T = 71620 \frac{206,24}{35,76 \cdot 49,4}$$
$$F_T = 8361,472 \text{ Kg} = 81942,42 \text{ N}$$

La fuerza normal viene dada por:

$$\operatorname{tg} \alpha = F_N / F_T$$

F_N = Fuerza radial [N]

F_T = Fuerza tangencial [N]

α = ángulo de presión [°]

$$F_N = 81942,42 \cdot \operatorname{tg} 24^\circ$$

$$F_N = 36483,12 \text{ N}$$

En definitiva, las fuerzas que actúan sobre el diente de la rueda son:

$$F_T = 81942,42 \text{ N}$$

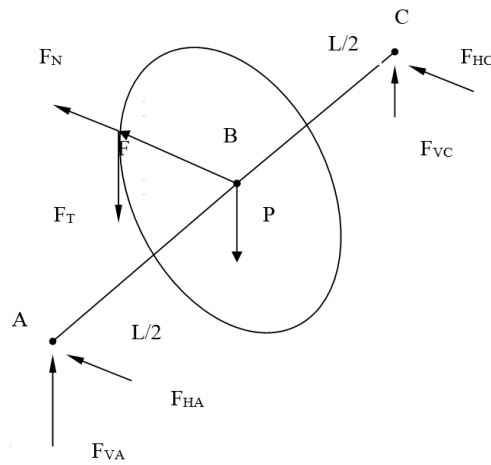
$$F_N = 36483,12 \text{ N}$$

4. Cálculo de los ejes.

4.1. Cálculo del diámetro mínimo del eje de la rueda motriz.

Este eje gira solidario con la rueda guía y está apoyado en sus dos extremos en dos motores hidráulicos. El esquema de dicho eje es el siguiente:

DATOS
$F_N = 36483,13 \text{ N}$
$F_T = 81942,42 \text{ N}$
$P = 100072 \text{ N}$
$L = 0,424 \text{ m}$
$R = 0,494 \text{ m}$



F_{HA} = Componente horizontal de la reacción en A [N]

F_{VA} = Componente vertical de la reacción en A [N]

F_{VB} = Componente vertical de la reacción en B [N]

F_{HB} = Componente horizontal de la reacción en B [N]

F_T = Fuerza tangencial en un diente de la rueda motriz [N]

F_N = Fuerza normal en un diente de la rueda motriz [N]

P = Peso de la rueda motriz y de los elementos de la cadena [N]

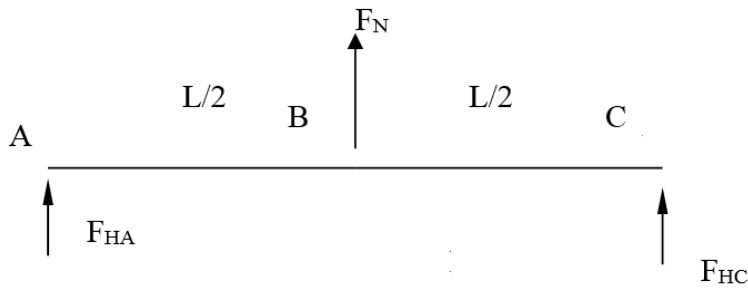
L = Longitud entre apoyos [m]

R = Radio primitivo de la rueda motriz [m]

Descompondremos las fuerzas representadas en el esquema, según un plano horizontal y un plano vertical.

FUERZAS EN EL PLANO HORIZONTAL

El esquema es el siguiente:



Aplicamos las ecuaciones de la estática, como en los casos anteriores.

$$\sum F_V = 0 \Rightarrow F_{HA} + F_N + F_{HC} = 0 \quad [1]$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_N \frac{L}{2} = -F_{HC} \cdot L \quad [2]$$

F_N = Fuerza normal en el diente de la cadena [N]

F_{HA} = Reacción horizontal en el punto A [N]

F_{HC} = Reacción horizontal en el punto C [N]

L = Longitud entre apoyos [m]

De la ecuación [2], despejamos “ F_{HC} ” para obtener su valor y sustituyendo en la ecuación [1] se obtiene F_{HA} . Los valores obtenidos se enseñan a continuación.

	VALORES	DIRECCIÓN
F_{HA}	18241,6	↓
F_{HC}	18241,6	↓


Una vez conocidas las reacciones en los apoyos, calculamos el momento flector en el plano horizontal en el punto “B” ya que en los puntos “A” y “C” dicho momento es cero.

$$M_H = F_{HA} \cdot L/2$$

M_H = momento flector en el plano horizontal [N]

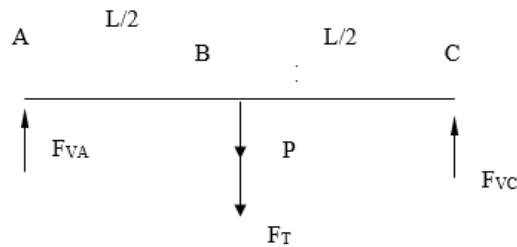
F_{HA} = reacción horizontal en el punto A [N]

L = longitud entre apoyos [m]

	VALORES	DIRECCION
M	3867,2 N·m	

FUERZAS EN EL PLANO VERTICAL

El esquema de fuerzas para este plano es el siguiente:



Aplicamos las ecuaciones de la estática en este plano para hallar las reacciones en los apoyos.

$$\sum F_V = 0 \Rightarrow F_{VA} + F_{VC} = F_T + P \quad [3]$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_T \frac{L}{2} + P \cdot \frac{L}{2} = F_{VC} \cdot L \quad [4]$$

F_{VA} = reacción vertical de la fuerza en el punto A [N]

F_{VC} = reacción vertical de la fuerza en el punto C [N]

L = longitud entre apoyos [m]

F_T = fuerza tangencial en el diente de la cadena [N]

P = peso de la rueda motriz y de los elementos de la cadena [N]

De la ecuación [4], despejando " F_{VC} " se obtiene un valor y sustituyendo en la ecuación [3] se obtiene F_{VA} .

Los valores obtenidos se enseñan a continuación.

	VALORES	DIRECCION
F_{VA}	91007,21 N	↑
F_{VC}	91007,21 N	↑

Una vez conocidas las reacciones en los apoyos podremos calcular el momento flector en el plano vertical en el punto “B”, ya que en los puntos “A” y “C” los momentos flectores son cero. Lo haremos de la siguiente forma:

$$M_v = F_{VA} \cdot L/2$$

M_v = momento flector en el plano vertical [N·m]

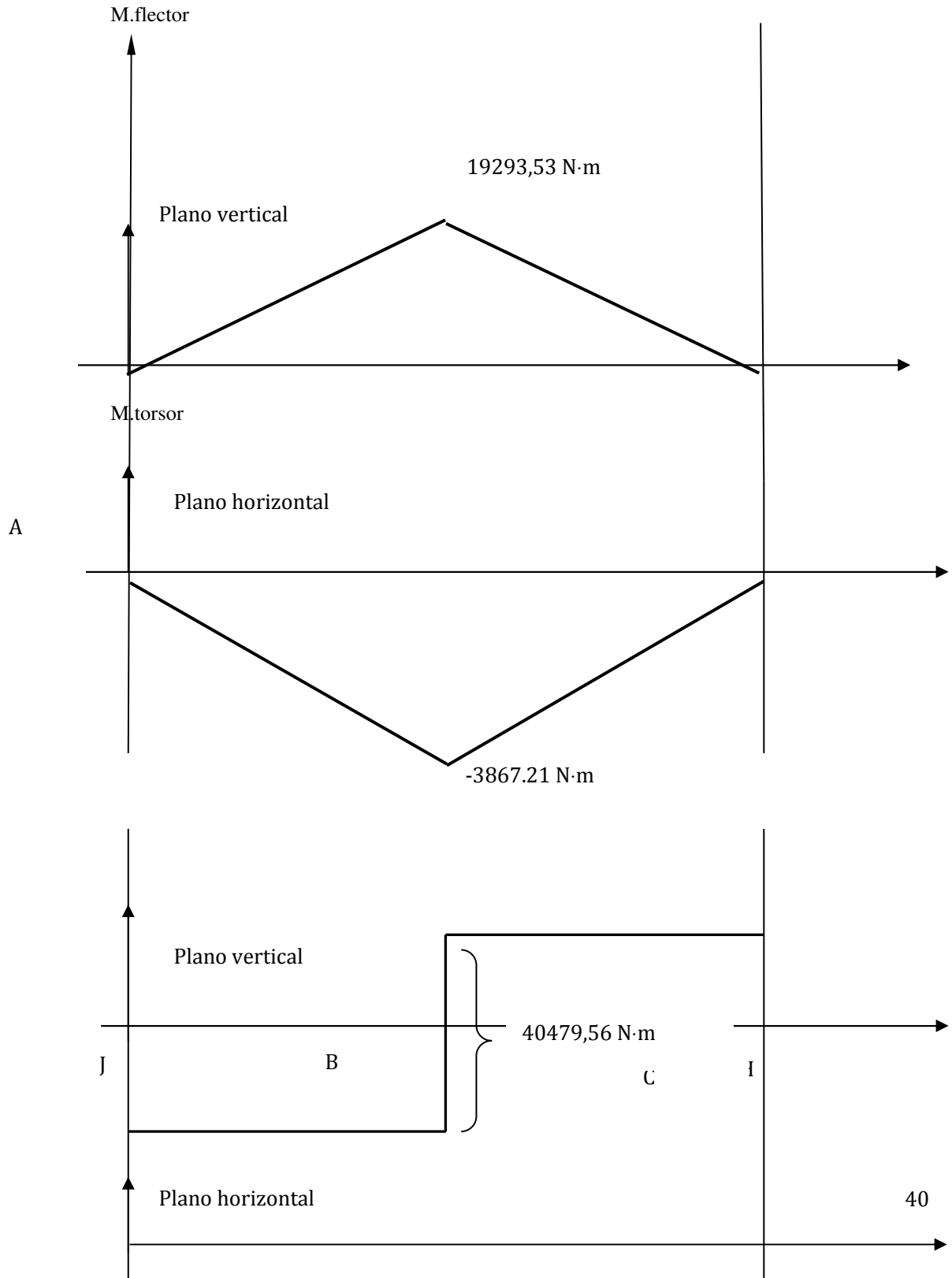
F_{VA} = reacción vertical en el punto A [N]

L = longitud entre apoyos [m]

	VALORES	DIRECCION
M_{FV}	19293,53 N m	↷

Con estos datos podemos dibujar los diagramas de solicitaciones para los momentos flectores y torsores de este eje en ambos planos.

DIAGRAMAS DE SOLICITACIONES.



El punto más peligroso en este eje es el punto “B” para el cual se concentran los mayores momentos flectores tanto en la dirección vertical como en la horizontal.

Determinaremos el momento flector máximo componiendo los momentos máximos en la dirección vertical y horizontal.

$$M_F = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$

M_F = momento flector total [N·m]

M_V = momento flector vertical [N·m]

M_H = momento flector horizontal [N·m]

$$M_F = \sqrt{(-3867,28)^2 + (19293,53)^2} = 2007886 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

En cuanto al momento torsor es constante a lo largo de todo el eje y su valor es:

$$M_T = F_T \cdot R$$

F_T = Fuerza tangencial en un diente de la rueda motriz [N]

R = Radio primitivo de la rueda motriz [m]

M_T = momento torsor [Kg·mm]

$M_T = 4130567,34 \text{ Kg mm}$

Una vez conocidos el momento torsor y el momento flector máximo, hallaremos el diámetro mínimo aplicando la teoría de Mises- Hencky para ejes.

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot C \cdot S}{\sigma_{FL}} \cdot \sqrt{\left(M_{AV} + \frac{K \cdot \sigma_{FL}}{\sigma_E} \cdot M_R\right)^2 + 0.75 \cdot \left(T_{AV} + \frac{K_T \cdot \sigma_{FL}}{\sigma_E} \cdot T_R\right)^2}}$$

El material del eje es acero 18CrNi8, cuyas características son las siguientes:

- $\sigma_{ROT} = 120 \text{ Kg/mm}^2$
- $\sigma_{FL} = 30 \text{ Kg/mm}^2$
- $\sigma_E = 52 \text{ Kg/mm}^2$

- M_R es el momento flector fluctuante y M_{AV} es el momento flector medio. En nuestro caso, por cada vuelta que da el eje, el momento flector fluctúa totalmente, es decir, una parte del eje sufre compresión durante medio giro mientras la otra parte del eje sufre tracción durante la otra mitad del giro, con lo cual:

$$M_{AV}=0; M_R=2007,886 \text{ Kg mm}$$

- T_{AV} es el momento torsor medio y T_R es el momento torsor fluctuante:

$$T_R=0; T_{AV} = 4130567,34 \text{ Kg mm}$$

- K es un coeficiente que depende de la concentración de tensiones, las cuales aparecen debido a los cambios bruscos de sección en el eje. En nuestro caso y en el punto de esfuerzo máximo, el mayor problema es la existencia del chavetero.

$$K=1$$

- $C.S$ es el coeficiente de seguridad. Tomaremos 1.7 ya que es el valor recomendado por el código ASME.

Sustituyendo estos valores en la ecuación de arriba, obtenemos el diámetro mínimo para el eje de salida.

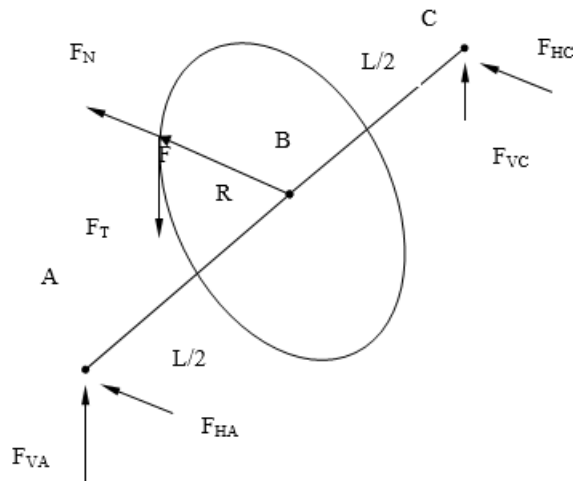
$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,7}{30 \cdot} \cdot \sqrt{\left(\frac{1 \cdot 30}{52} \cdot 2007886\right)^2 + 0,75 \cdot (4130567,34)^2}}$$

$$d_{\min} = 130 \text{ mm}$$

4.2 Cálculo del diámetro mínimo del eje de la rueda guía.

Este eje gira solidario con la rueda guía y está apoyado en sus dos extremos. El esquema de dicho eje es el siguiente:

DATOS
$F_N = 36483,13 \text{ N}$
$F_T = 81942,42 \text{ N}$
$L = 0,424 \text{ m}$
$R_3 = 0,494 \text{ m}$

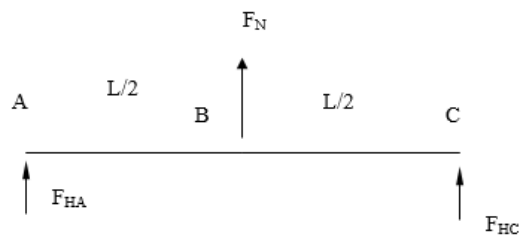


Descompondremos las fuerzas representadas en el esquema, según un plano horizontal y un plano vertical.

- F_{HA} = Componente horizontal de la reacción en A [N]
- F_{VA} = Componente vertical de la reacción en A [N]
- F_{VB} = Componente vertical de la reacción en B [N]
- F_{HB} = Componente horizontal de la reacción en B [N]
- F_T = Fuerza tangencial en un diente de la rueda motriz [N]
- F_N = Fuerza normal en un diente de la rueda motriz [N]
- P = Peso de todos los elementos de la cadena [N]
- L = Longitud entre apoyos [m]
- R = Radio primitivo de la rueda motriz [m]

FUERZAS EN EL PLANO HORIZONTAL

El esquema es el siguiente:



Aplicamos las ecuaciones de la estática, como en los casos anteriores.

$$\sum F_V = 0 \Rightarrow F_{HA} + F_N + F_{HC} = 0 \quad [1]$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_N \frac{L}{2} = -F_{HC} \cdot L \quad [2]$$

F_N = Fuerza normal en un diente de la cadena [N]

F_{HA} = Reacción horizontal en el punto A [N]

F_{HC} = Reacción horizontal en el punto C [N]

L = Longitud entre apoyos [m]

De la ecuación [2], despejamos " F_{HC} " para obtener su valor y sustituyendo en la ecuación [1] se obtiene F_{HA} . Los valores obtenidos se enseñan a continuación.

	VALORES	DIRECCIÓN
F_{HA}	18241,6	↓
F_{HC}	18241,6	↓

Una vez conocidas las reacciones en los apoyos, calculamos el momento flector en el plano horizontal en el punto “B” ya que en los puntos “A” y “C” dicho momento es cero.

$$M_H = F_{HA} \cdot L/2$$

M_V = momento flector en el plano vertical [N·m]

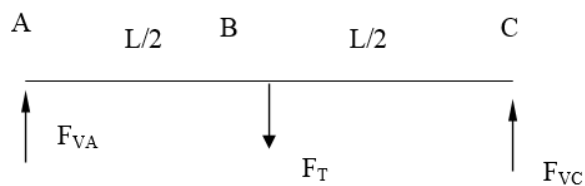
F_{VA} = reacción vertical en el punto A [N]

L = longitud entre apoyos [m]

	VALORES	DIRECCION
M_H	3867,2 N·m	↻

FUERZAS EN EL PLANO VERTICAL

El esquema de fuerzas para este plano es el siguiente:



Aplicamos las ecuaciones de la estática en este plano para hallar las reacciones en los apoyos.

$$\sum F_V = 0 \Rightarrow F_{VA} + F_{VC} = F_T \quad [3]$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_T \frac{L}{2} = F_{VC} \cdot L \quad [4]$$

F_{VA} = reacción vertical de la fuerza en el punto A [N]



F_{VC} = reacción vertical de la fuerza en el punto C [N]

L = longitud entre apoyos [m]

F_T = fuerza tangencial en un diente de la rueda dentada [N]

De la ecuación [4], despejando " F_{VC} " se obtiene un valor y sustituyendo en la ecuación [3] se obtiene F_{VA} .

Los valores obtenidos se enseñan a continuación.

	VALORES	DIRECCION
F_{VA}	40971,2 N	
F_{VC}	40971,2 N	


Una vez conocidas las reacciones en los apoyos podremos calcular el momento flector en el plano vertical en el punto "B", ya que en los puntos "A" y "C" los momentos flectores son cero. Lo haremos de la siguiente forma:

$$M_v = F_{VA} \cdot L/2$$

M_v = momento flector en el plano vertical [N·m]

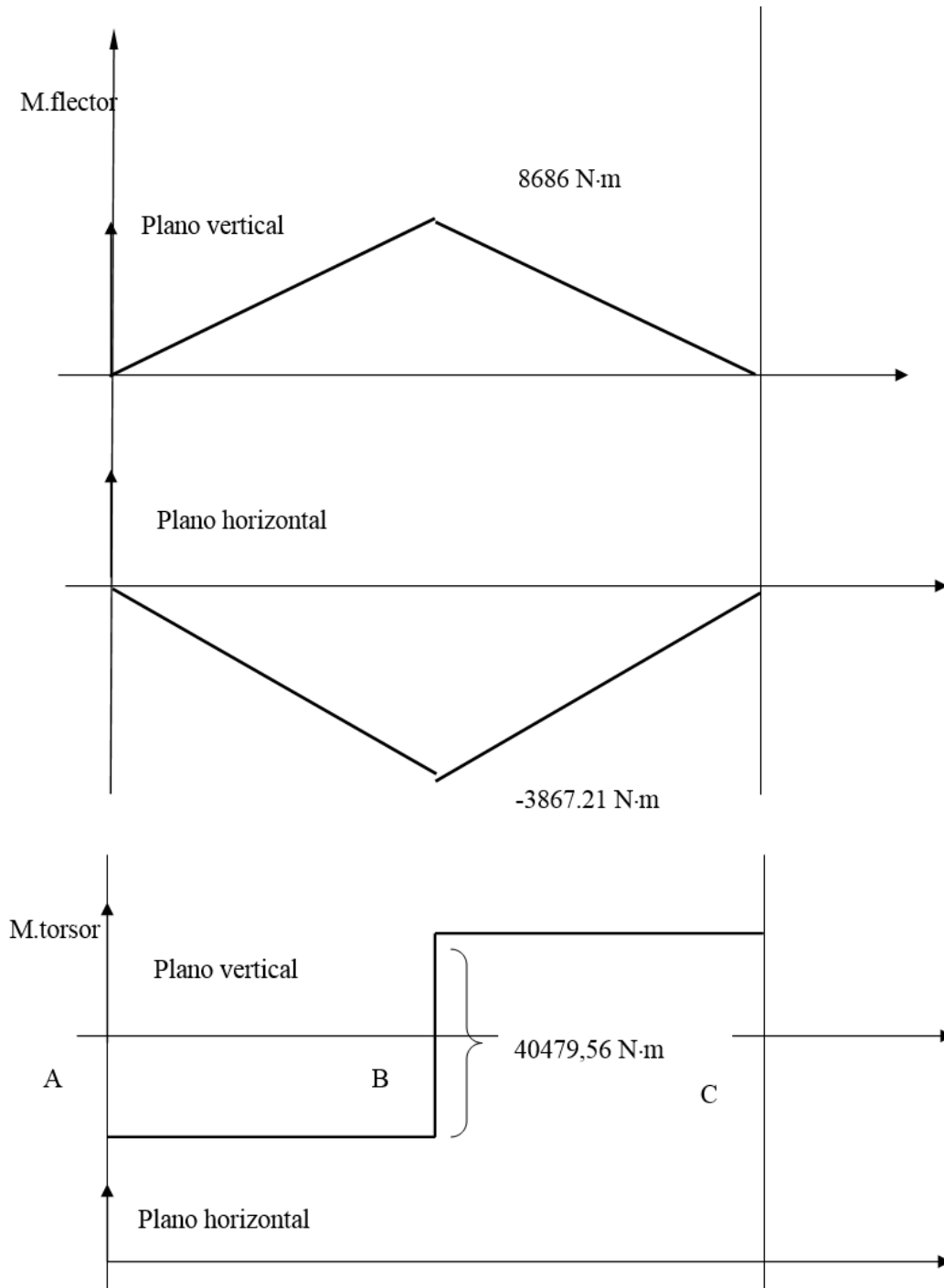
F_{VA} = reacción vertical en el punto A [N]

L = longitud entre apoyos [m]

	VALORES	DIRECCION
M_v	8686 N m	

Con estos datos podemos dibujar los diagramas de sollicitaciones para los momentos flectores y torsores de este eje en ambos planos.

DIAGRAMA DE SOLICITACIONES



El punto más peligroso en este eje es el punto “B” para el cual se concentran los mayores momentos flectores tanto en la dirección vertical como en la horizontal.

Determinaremos el momento flector máximo componiendo los momentos máximos en la dirección vertical y horizontal.

$$M_F = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$

M_F = momento flector máximo [N·m]

M_V = momento flector vertical [N·m]

M_H = momento flector horizontal [N·m]

$$M_F = \sqrt{(-3867,28)^2 + (8686)^2} = 970204,1 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

En cuanto al momento torsor es constante a lo largo de todo el eje y su valor es:

$$M_T = F_T \cdot R$$

F_T = Fuerza tangencial en un diente de la rueda motriz [N]

R = Radio primitivo de la rueda motriz [m]

M_T = momento torsor [N m]

$$M_T = 4130567,34 \text{ Kg mm}$$

Una vez conocidos el momento torsor y el momento flector máximo, hallaremos el diámetro mínimo aplicando la teoría de Mises- Hencky para ejes.

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot C.S}{\sigma_{FL}} \cdot \sqrt{\left(M_{AV} + \frac{K \cdot \sigma_{FL}}{\sigma_E} \cdot M_R\right)^2 + 0.75 \cdot \left(T_{AV} + \frac{K_T \cdot \sigma_{FL}}{\sigma_E} \cdot T_R\right)^2}}$$

El material del eje es acero 18CrNi8, cuyas características son las siguientes:

- $\sigma_{ROT} = 120 \text{Kg/mm}^2$
- $\sigma_{FL} = 30 \text{Kg/mm}^2$
- $\sigma_E = 52 \text{Kg/mm}^2$

- M_R es el momento flector fluctuante y M_{AV} es el momento flector medio. En nuestro caso, por cada vuelta que da el eje, el momento flector fluctúa totalmente, es decir, una parte del eje sufre compresión durante medio giro mientras la otra parte del eje sufre tracción durante la otra mitad del giro, con lo cual:

$$M_{AV}=0; M_R=970204,1 \text{ Kg mm}$$

- T_{AV} es el momento torsor medio y T_R es el momento torsor fluctuante:

$$T_R=0; T_{AV} = 4130567,34 \text{ Kg mm}$$

- K es un coeficiente que depende de la concentración de tensiones, las cuales aparecen debido a los cambios bruscos de sección en el eje. En nuestro caso y en el punto de esfuerzo máximo, el mayor problema es la existencia del chavetero.

$$K=1$$

- $C.S$ es el coeficiente de seguridad. Tomaremos 1.7 ya que es el valor recomendado por el código ASME.

Sustituyendo estos valores en la ecuación de arriba, obtenemos el diámetro mínimo para el eje de salida.

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,7}{30} \cdot \sqrt{\left(\frac{1 \cdot 30}{52} \cdot 970204,1\right)^2 + 0,75 \cdot (4130567,34)^2}}$$

$$d_{\min} = 127,85 \text{ mm}$$

4.3. Cálculo de la sección de los ejes nervados.

Para conseguir un acoplamiento óptimo entre las ruedas y sus respectivos ejes vamos a tallar en estos unos nervios para que así tanto eje como rueda giren solidarios.

También utilizaremos este sistema para el acoplamiento de los motores hidráulicos.

Los nervios estarán sometidos, como en el caso de las chavetas a una determinada presión en sus flancos. A consecuencia de las inevitables tolerancias de fabricación, esta presión la soportan entre el 75 % y el 90 % de los nervios. Bajo estas condiciones esta presión se calcula por medio de la formula (según “Elementos de maquinarias” de V.Dobrovolski).

$$P = K \frac{F_T}{h \cdot L \cdot i}$$

P = presión sobre los flancos de los nervios [N/mm]

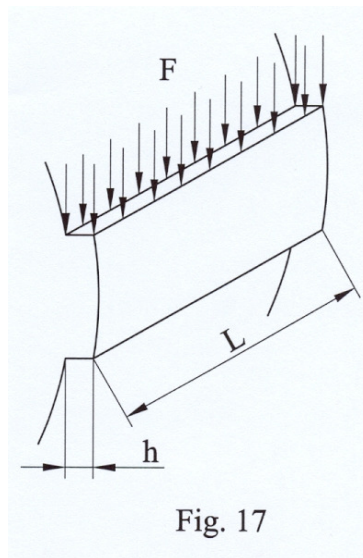
K = factor de soporte.

F_T = fuerza tangencial sobre el eje [N]

h = altura de los nervios [mm]

L = longitud de la unión [mm]

i = número de dientes en la periferia.



$$P = 1,35 \cdot \frac{578285,7}{5 \cdot 100 \cdot 9} = 17,7 \text{ Kg/mm}^2$$

El dimensionado que hemos hecho de las nervaduras es correcto ya que el esfuerzo de trabajo es menor que el esfuerzo de fluencia del material.

Este cálculo nos vale tanto para el eje de la rueda motora como para el eje de la rueda guía ya que ambos ejes están sometidos al mismo momento torsor, y además el eje de la rueda guía no está sometido al peso de la cadena.

5. Cálculo de la sección mínima de los eslabones de la cadena.

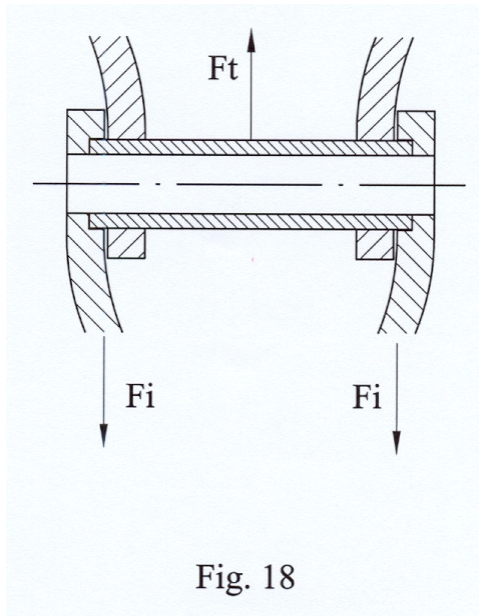
La fuerza a la que está sometida la cadena es de tracción simple y debido a la velocidad a la que se mueve, se ha de aplicar un coeficiente de seguridad de $n = 12$.

La fuerza total que actúa en la cadena es:

$$F_T = 82210 \text{ N}$$

Como se tiene dos eslabones, cada eslabón soportará la mitad de esta fuerza, es decir:

$$F_i = 41105 \text{ N}$$



Suponemos que el diámetro del pasador es 40 mm. El esfuerzo cortante en el pasador será:

$$\tau_{\max} = F_i/A$$

τ_{\max} = esfuerzo cortante máximo [N/mm²]

F_i = fuerza cortante [N]

A = área de la sección [mm²]

$$\tau_{\max} = \frac{41105}{\pi \cdot \frac{(40)^2}{4}} = 32,71 \text{ N/mm}^2$$

Como $\sigma = 2 \tau_{\max}$

σ = esfuerzo de tracción [N/mm²]

τ_{\max} = esfuerzo cortante [N/mm²]

$$\sigma = 2 \cdot 32,71 = 65,42 \text{ N/mm}^2 = 6,67 \text{ Kg/mm}^2$$

Si se aplica un coeficiente de seguridad $n = 12$ se obtiene:

$$\sigma_E = \sigma \cdot 12$$

$$\sigma_E = \sigma \text{ de fluencia [Kg/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_E = 80 \text{ Kg/mm}^2$$

Luego se necesitará un material con una σ_E superior a 80 Kg/mm². Se elige F1560 según UNE 36013, templado y cementado.

Para determinar la sección mínima del eslabón se utilizará el mismo método.

Supondremos una sección mínima de 1000 mm², como se indica en la figura y se calculará el valor del esfuerzo máximo a tracción.

$$A_T = 2 [(20 \cdot 15) + (10 \cdot 10)] = 800 \text{ mm}^2$$

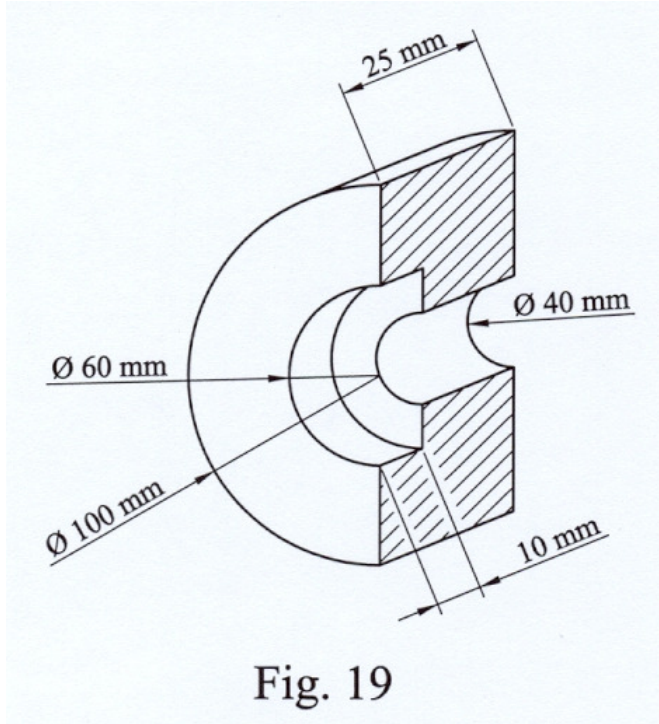


Fig. 19

$$\sigma = F_i/A$$

$$\sigma = \text{esfuerzo de tracción [N/mm}^2\text{]}$$

$$F_i = \text{fuerza de tracción [N]}$$

$$A = \text{área de la sección [mm}^2\text{]}$$

$$\sigma = 41105/800 = 51,38 \text{ N/mm}^2 = 5,2 \text{ Kg/mm}^2$$

Luego aplicando el coeficiente de seguridad anterior $n = 12$ se tiene:

$$\sigma_E = \sigma \cdot 12 = 63 \text{ Kg/mm}^2$$

Luego se necesitará un material con una σ_E superior a 63 Kg/mm^2 . Se elige F1580 según UNE 36013. templado y cementado.

Nuestra cadena tiene un total de 252 pasos. Entre cangilón y cangilón hay 7 pasos.

6. Pesos de los elementos.

Para el cálculo del peso de las piezas que componen el brazo de excavación de la excavadora de cangilones hemos calculado su volumen, y multiplicado este por la densidad del acero $\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3$.

Para el cálculo de los volúmenes se ha aproximado las geométricas complicadas a otras de fácil cálculo:

A continuación se detalla los pesos de los elementos que componen la cadena de cangilones y sus ruedas motoras y guías.

Eslabón acodado.....	5,3 Kg
Eslabón plano exterior.....	6,4 Kg
Eslabón plano interior.....	5,4 Kg
Pasador.....	1,8 Kg
Casquillos.....	1,7 Kg
Pasador Cangilón.....	2,3 Kg
Cangilón.....	161 Kg
Rueda Motora.....	586 Kg
Rueda guía.....	682,5 Kg
Eje rueda motora.....	86 Kg
Eje rueda guía.....	38 Kg
Rodillo.....	6 Kg
Casquillo interior.....	1 Kg
Casquillo exterior.....	1 Kg
Eje.....	3 Kg
Chapa.....	0,3 Kg
Tapa.....	0,5 Kg
Estructura principal.....	11.000 Kg
Estructura soporte.....	3000 Kg

7. Cálculo del motor hidráulico.

La elección de los motores hidráulicos se hará en función del par requerido y la velocidad de giro.

En nuestro caso el par a transmitir es $M = 40533 \text{ N}\cdot\text{m}$

Como se van a colocar 2 motores hidráulicos iguales entonces se calculará para que cada uno suministre la mitad del par.

$$M_i = M/2$$

M = momento torsor necesario [N· m]

M_i = par de salida del motor [N·m]

$$M_i = 40533 / 2 = 20266,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Luego nuestras condiciones para la elección del motor serán:

$$M_i = 20266,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$W = 35,76 \text{ r.p.m.}$$

Se elige un motor de 4 puertos para que pueda girar en ambos sentidos y además le acoplamos una válvula de seguridad para proteger al motor y al sistema de accidentales subidas de presión.

Se elige un motor de la marca comercial **HÄGGLUNDS- DRIVES**. El modelo es **CA100**.

El motor se elige directamente de las tablas que nos facilita el fabricante en función del par requerido y de la velocidad de giro.

Nuestro motor se accionara con una bomba de aceite del mismo fabricante. Para la elección de la bomba necesaria se calcula la presión y el caudal de funcionamiento.

7.1. Cálculo de la presión requerida.

$$p = \frac{T}{t_s \cdot \eta_m} + \Delta p_1 + p_c$$

p = Presión requerida [bar].

T = Par de salida [N·m].

t_s = Par específico [N·m /bar].

η_m = Rendimiento mecánico.

Δp_1 = Presión perdida [bar].

p_c = Presión de carga [bar].

$$p = \frac{202665}{100 \cdot 0,97} + 4 + 2,5 = 215,43 \text{ bar}$$

7.2. Cálculo del caudal requerido.

$$Q = \frac{n \cdot V_i}{1000} + Q_L$$

Q = Caudal requerido [l/min].

n = Velocidad de giro [r.p.m].

V_i = Desplazamiento [cm³/r.p.m].

Q_L = Caudal perdido [l/min].

$$Q = \frac{35,76 \cdot 6280}{1000} + 3,8 = 228,37 \text{ l/min}$$