



Diseño de estructura soportante, modelo dinámico y análisis de la máquina de fatiga en flexión Amsler

Ingeniería Mecánica Industrial

Sebastián Cueto del Fierro

Profesor guía: Ph.D. Alejandro Pacheco Sanjuan

Profesora correferente: Dra. Sheila Lascano Farak

9 de octubre de 2019

Contexto

- Laboratorio de tecnología mecánica.
- Máquina de fatiga en flexión y torsión.



Sebastián Cueto - Diseño de estructura soportante, modelo dinámico y análisis de la máquina de fatiga en flexión Amsler

Contexto

- Estado de la máquina
- Información disponible.



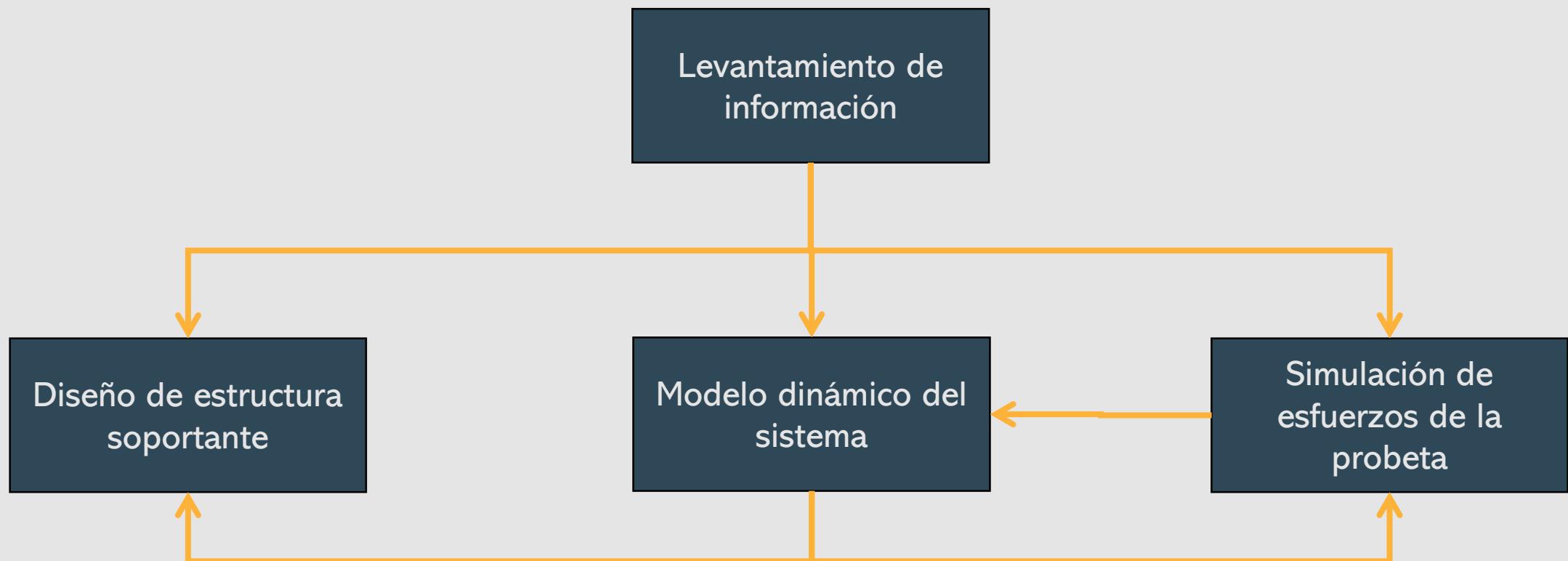
Problemáticas

- Debido a la antigüedad de la máquina, hay escasa información técnica y su manual no está disponible.
- La información existente debe ser corroborada.
- La máquina no se encuentra anclada al piso
 - La máquina es insegura de operar.
 - No es posible realizar ensayos de materiales.

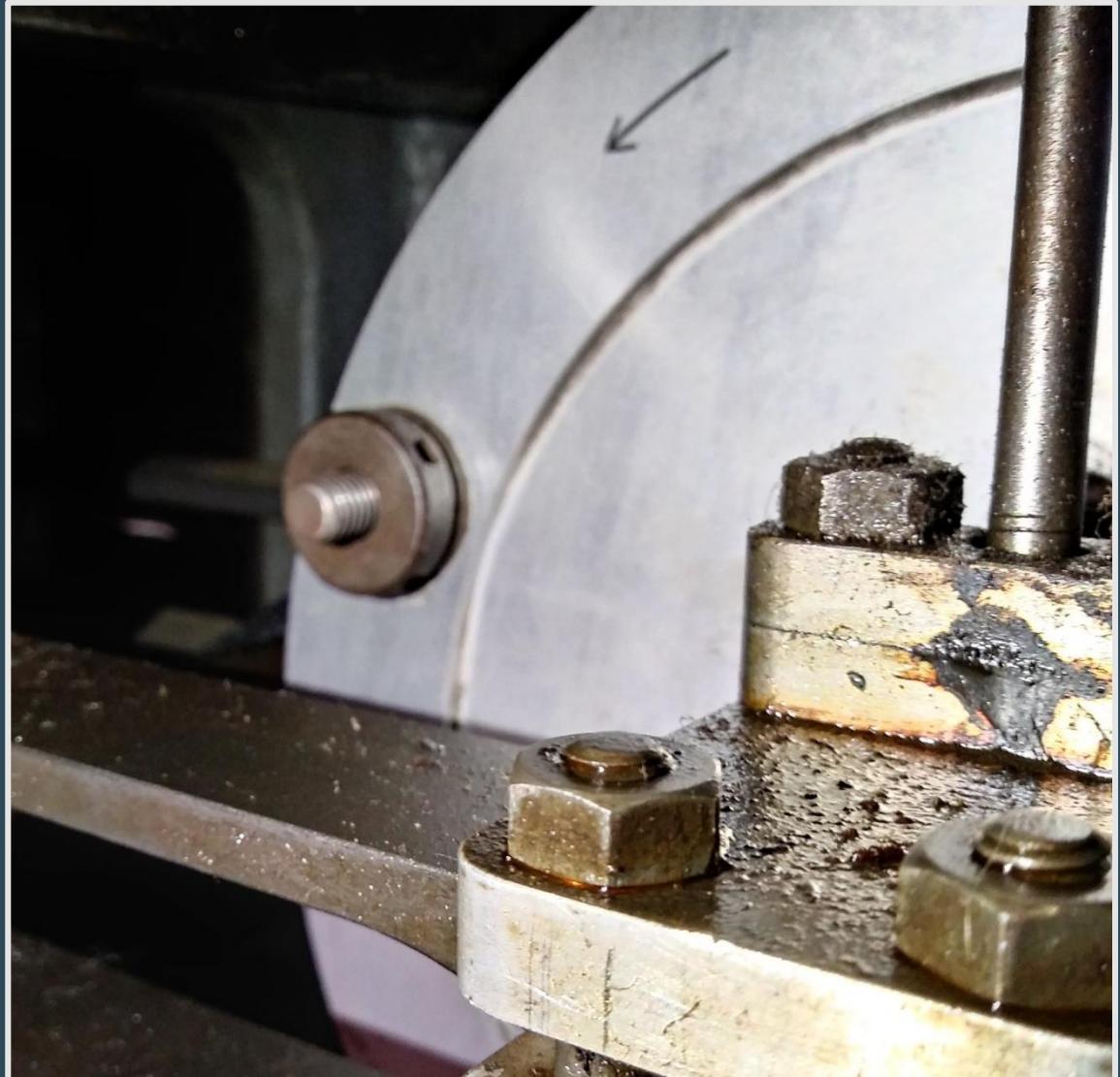
Objetivos

- Obtener información técnica sobre la **máquina de fatiga, el funcionamiento dinámico y sus componentes.**
- Diseñar una **estructura soportante** que permita una **correcta operación** de la máquina.
- Estudiar su **comportamiento dinámico** y predecir los **esfuerzos** de manera confiable, para contrastarlos con la información disponible.

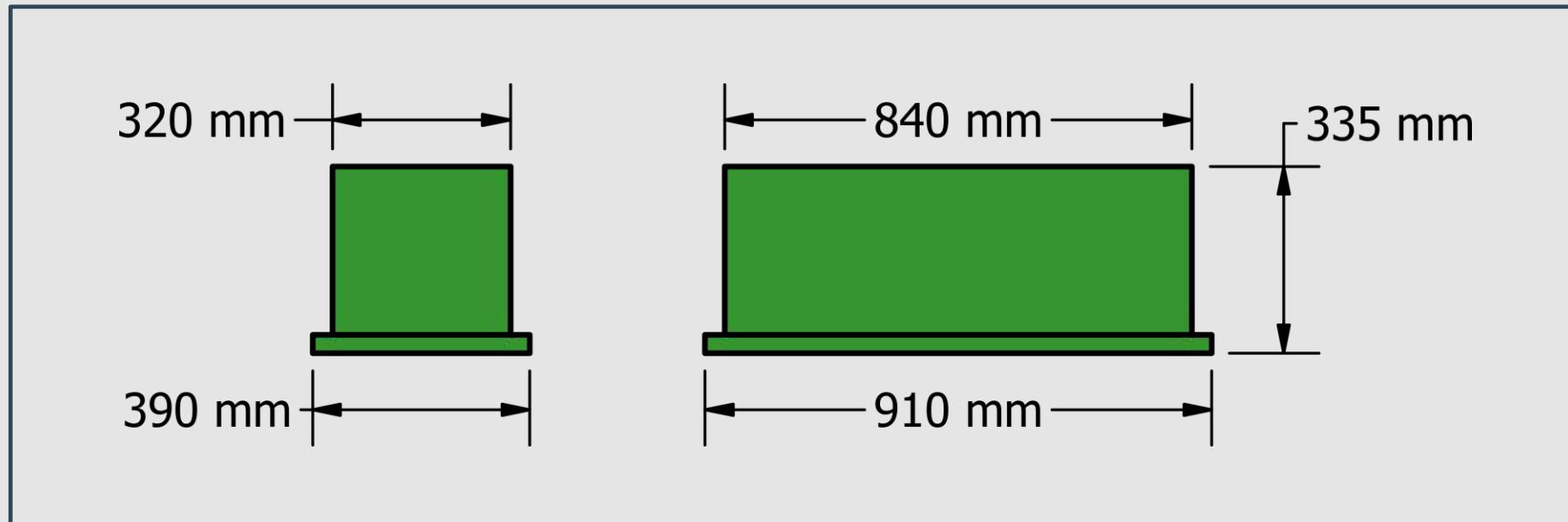
Metodología



Levantamiento de información



Levantamiento de información



Masa estimada de la máquina: **200 kg**

Levantamiento de información: Motor eléctrico

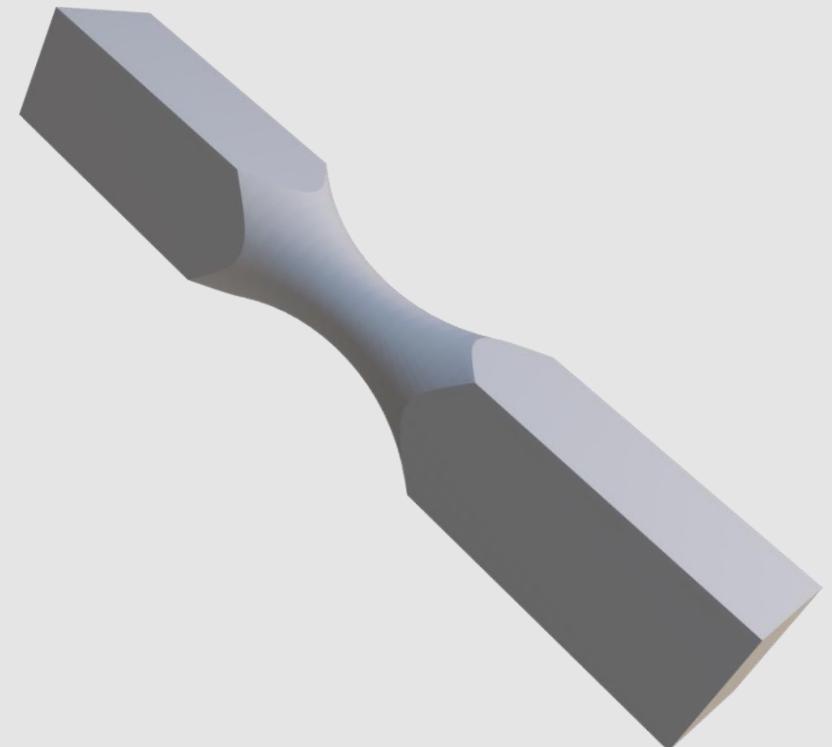


- Velocidad del motor:
- $\omega_{motor} = 1500 \text{ rpm}$
- La relación entre poleas es 1:1
- Por lo tanto

$$\omega_{motor} = \omega_{max}$$

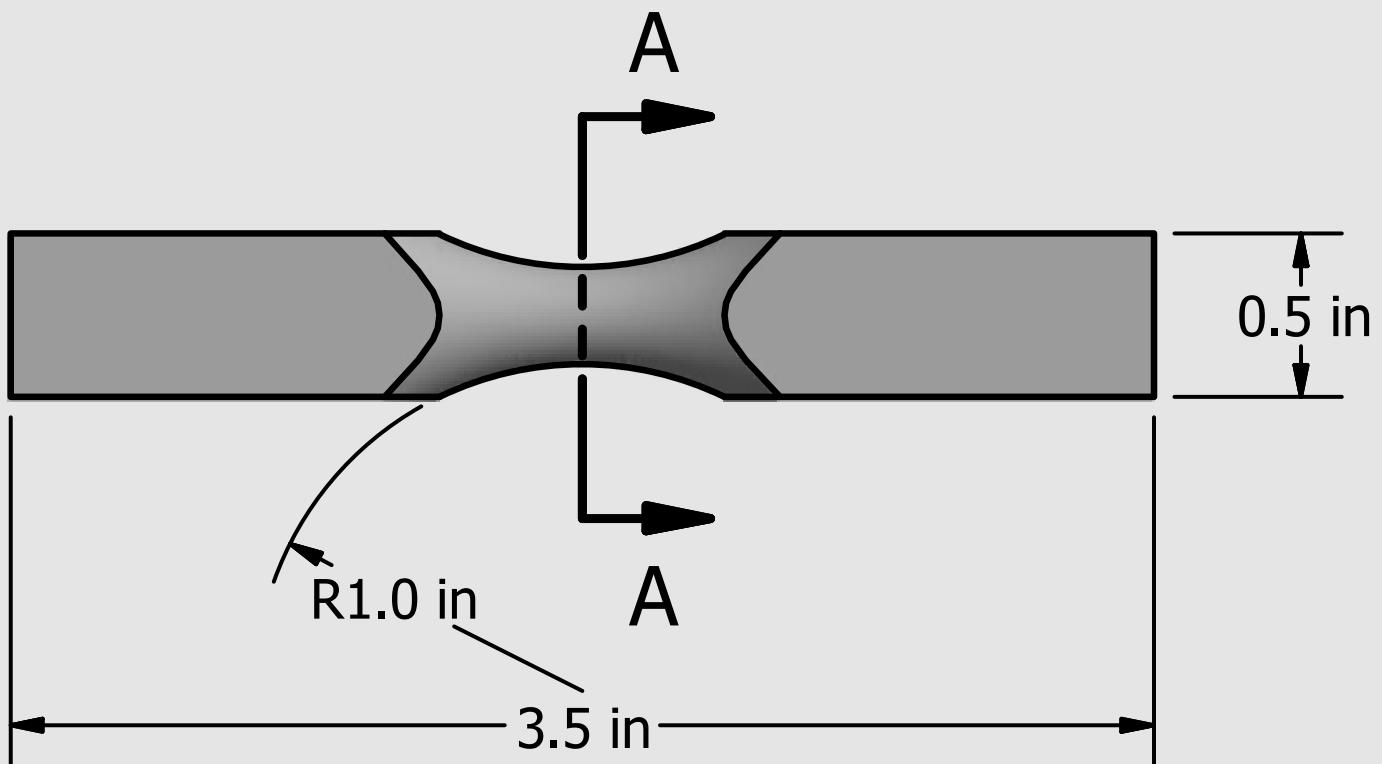
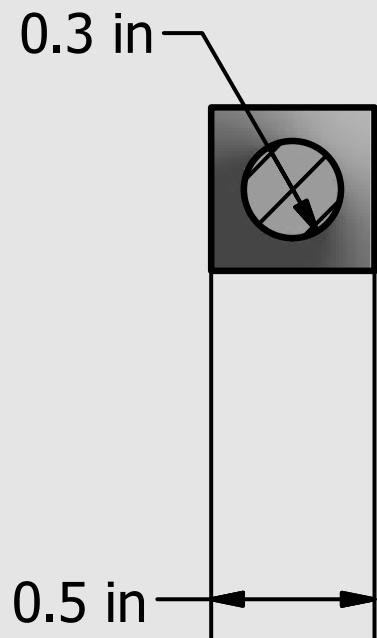
Levantamiento de información: Probeta

- Fabricado de acero SAE 1020 o 1040.
- Es fabricado a partir una barra cuadrada, la cual es torneada para obtener la sección media con un área transversal redonda.



Levantamiento de información: Probeta

Sección A-A



Levantamiento de información: Contrapesos



Número	1	2	3	4	5
Masa [g]	0,7582	2,2969	6,8541	20,5979	30,9199

Funcionamiento: Tabla de carga

Tabla de carga - Ensayo de fatiga, kg/cm^2

Nº	σ (MPa)	τ (MPa)	Combinación de contrapesos	m_1 [g]	m_2 [g]	Δm [g]	m_{total} [g]
1	40 (3,9)	20 (1,9)	(5) – (1+2+3+4)	30,9199	30,5071	0,4128	61,427
2	80 (7,8)	40 (3,9)	(1) – (0)	0,7582	0	0,7582	0,7582
3	120 (11,7)	60 (5,8)	(5) – (4+2+3)	30,9199	29,7489	1,171	60,6688
4	160 (15,7)	80 (7,8)	(2) – (1)	2,2969	0,7582	1,5387	3,0551
5	200 (19,6)	100 (9,8)	(5+1) – (2+3+4)	31,6781	29,7489	1,9292	61,427
6	240 (23,5)	120 (11,7)	(2) – (0)	2,2969	0	2,2969	2,2969

Funcionamiento: Tabla de carga

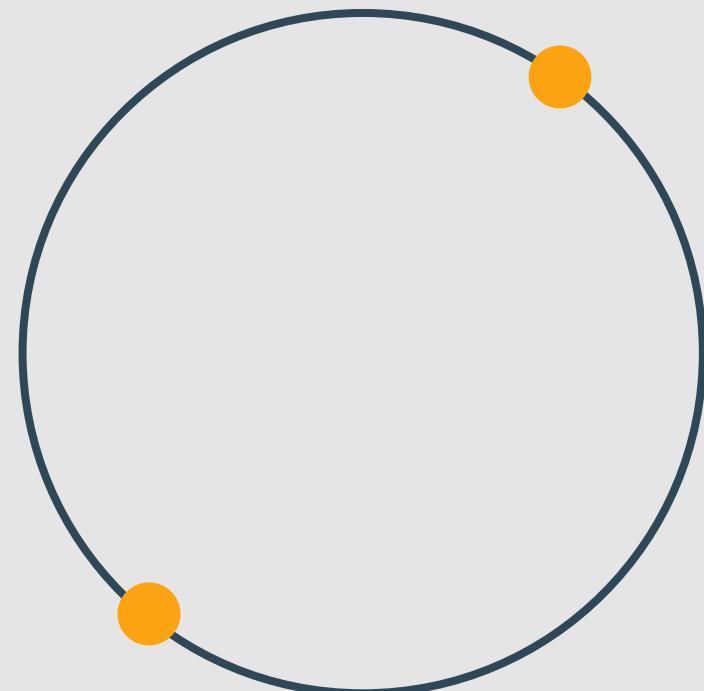
Tabla de carga - Ensayo de fatiga, kg/cm^2

Nº	σ (MPa)	τ (MPa)	Combinación de contrapesos	m_1 [g]	m_2 [g]	Δm [g]	m_{total} [g]
1	40 (3,9)	20 (1,9)	(5) – (1+2+3+4)	30,9199	30,5071	0,4128	61,427
2	80 (7,8)	40 (3,9)	(1) – (0)	0,7582	0	0,7582	0,7582
3	120 (11,7)	60 (5,8)	(5) – (4+2+3)	30,9199	29,7489	1,171	60,6688
:	:	:	:	:	:	:	:
201	9680 (949,6)	4840 (474,8)	(5+5+4+3+2+1)	92,3469	0	92,3469	92,3469

Funcionamiento: Tabla de carga

Tabla de carga - Ensayo de fatiga (kg/cm^2)

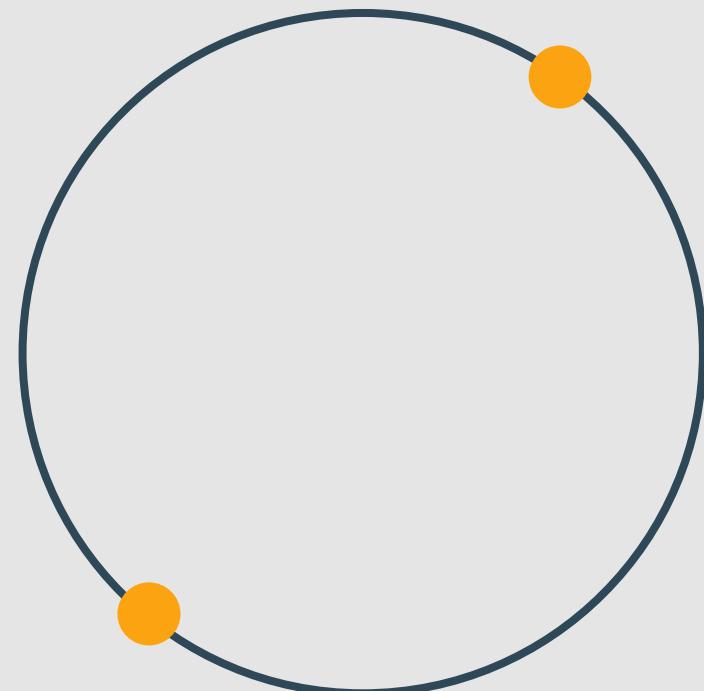
Nº	σ	τ	Combinación de contrapesos
1	40	20	(5) – (1+2+3+4)
2	80	40	(1) – (0)
3	120	60	(5) – (4+2+3)
4	160	80	(2) – (1)
5	200	100	(5+1) – (2+3+4)
6	240	120	(2) – (0)



Funcionamiento: Tabla de carga

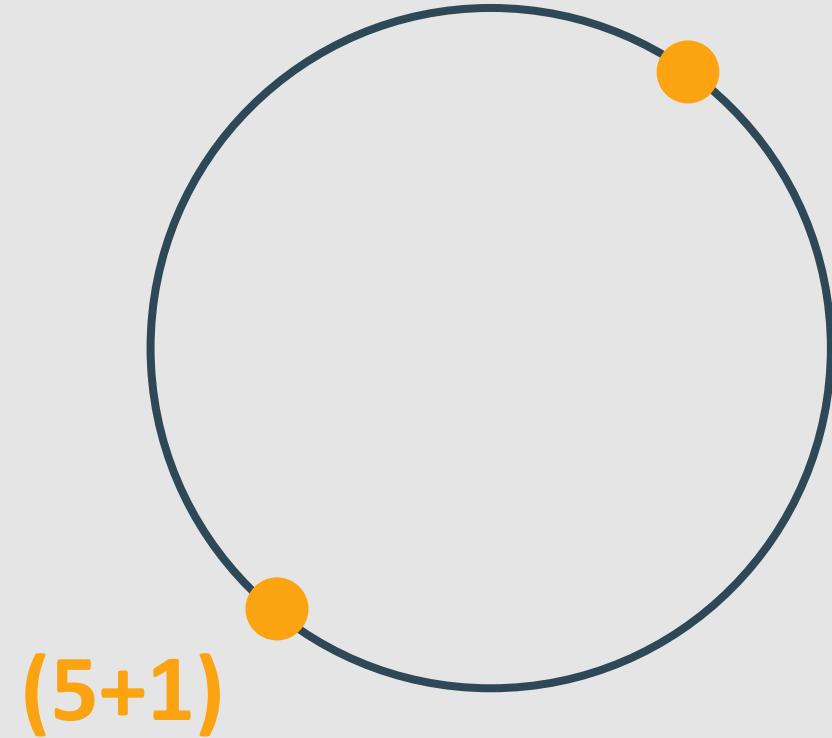
Tabla de carga - Ensayo de fatiga (kg/cm^2)

Nº	σ	τ	Combinación de contrapesos
1	40	20	(5) – (1+2+3+4)
2	80	40	(1) – (0)
3	120	60	(5) – (4+2+3)
4	160	80	(2) – (1)
5	200	100	(5+1) – (2+3+4)
6	240	120	(2) – (0)



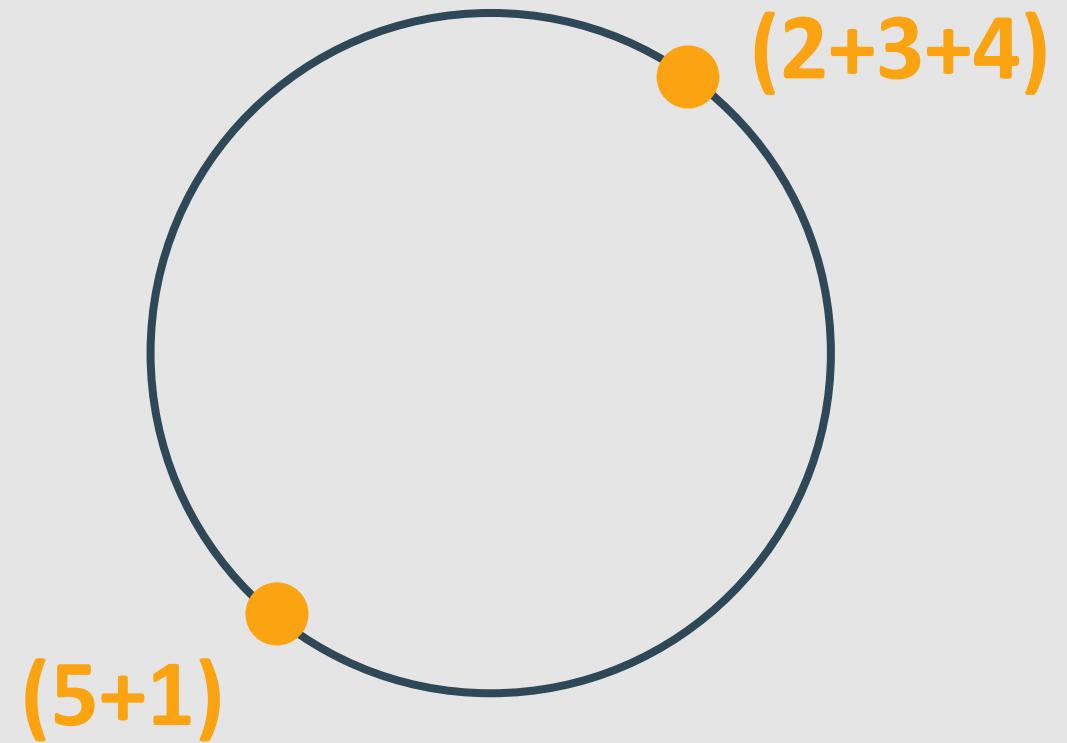
Funcionamiento: Tabla de carga

Tabla de carga - Ensayo de fatiga (kg/cm^2)			
Nº	σ	τ	Combinación de contrapesos
1	40	20	(5) – (1+2+3+4)
2	80	40	(1) – (0)
3	120	60	(5) – (4+2+3)
4	160	80	(2) – (1)
5	200	100	(5+1) – (2+3+4)
6	240	120	(2) – (0)



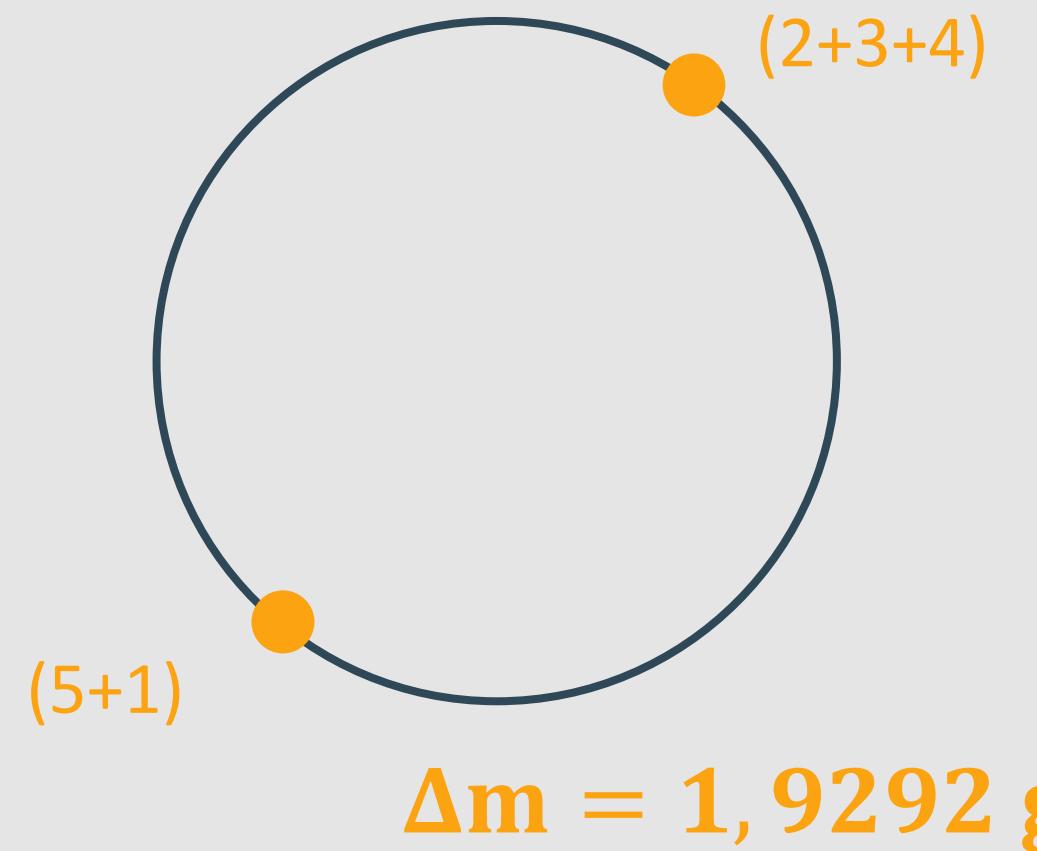
Funcionamiento: Tabla de carga

Tabla de carga - Ensayo de fatiga (kg/cm^2)			
Nº	σ	τ	Combinación de contrapesos
1	40	20	(5) – (1+2+3+4)
2	80	40	(1) – (0)
3	120	60	(5) – (4+2+3)
4	160	80	(2) – (1)
5	200	100	(5+1) – (2+3+4)
6	240	120	(2) – (0)

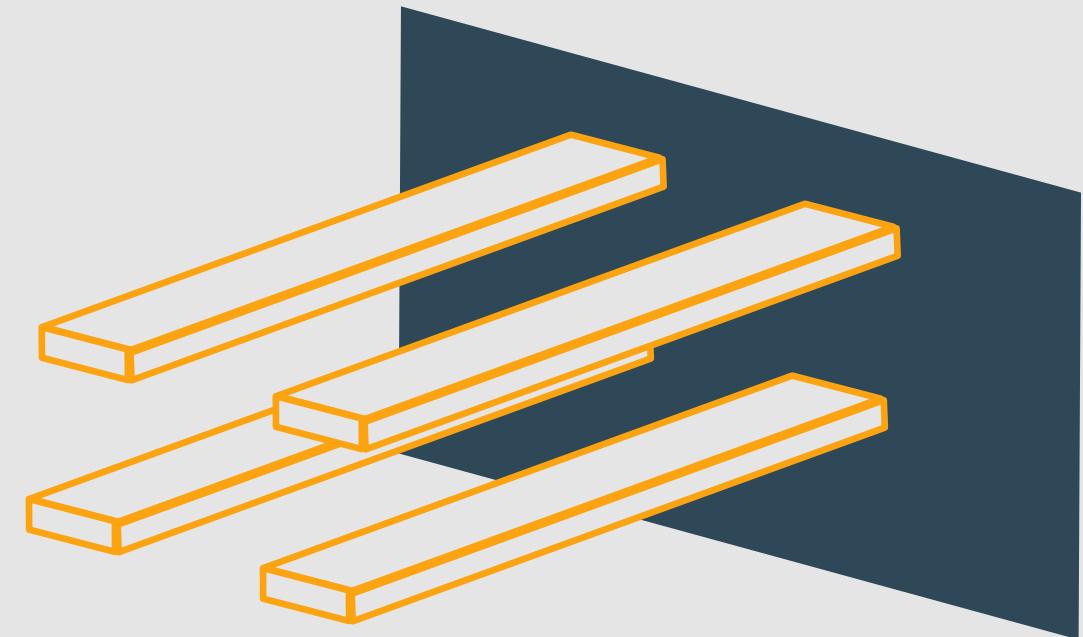
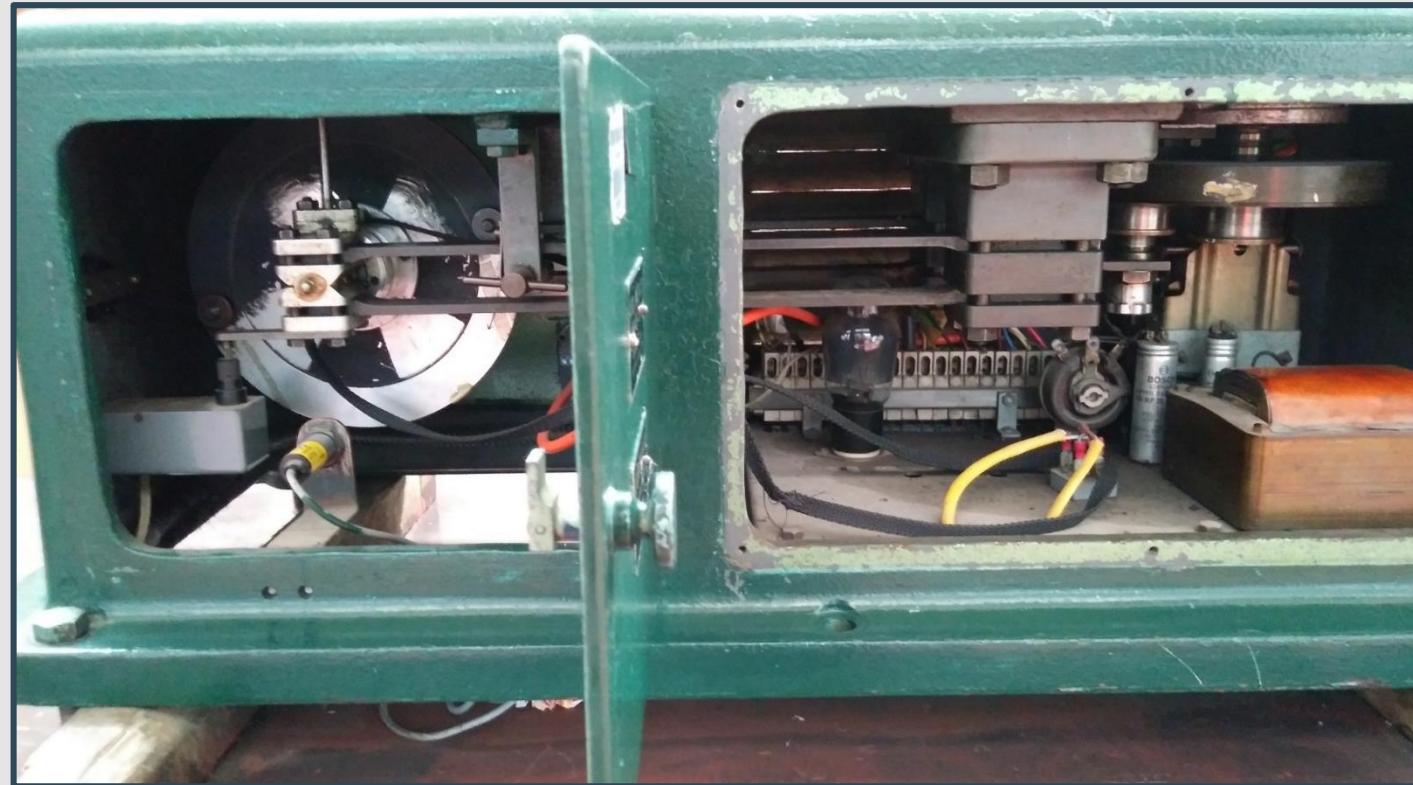


Funcionamiento: Tabla de carga

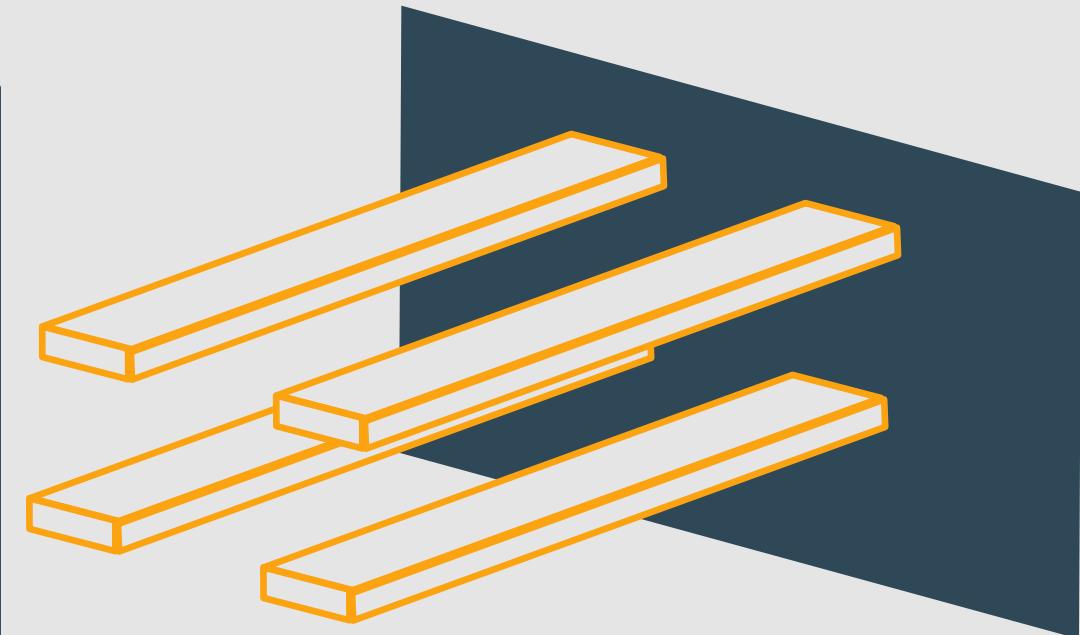
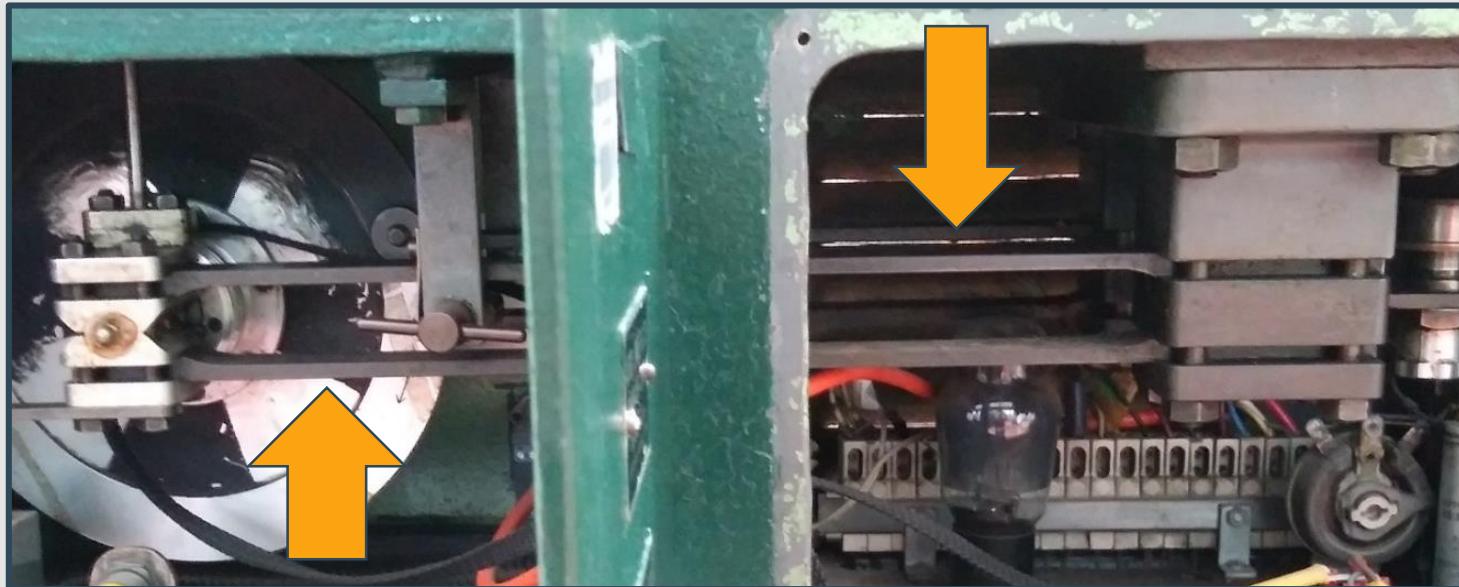
Tabla de carga - Ensayo de fatiga (kg/cm^2)			
Nº	σ	τ	Combinación de contrapesos
1	40	20	(5) – (1+2+3+4)
2	80	40	(1) – (0)
3	120	60	(5) – (4+2+3)
4	160	80	(2) – (1)
5	200	100	(5+1) – (2+3+4)
6	240	120	(2) – (0)



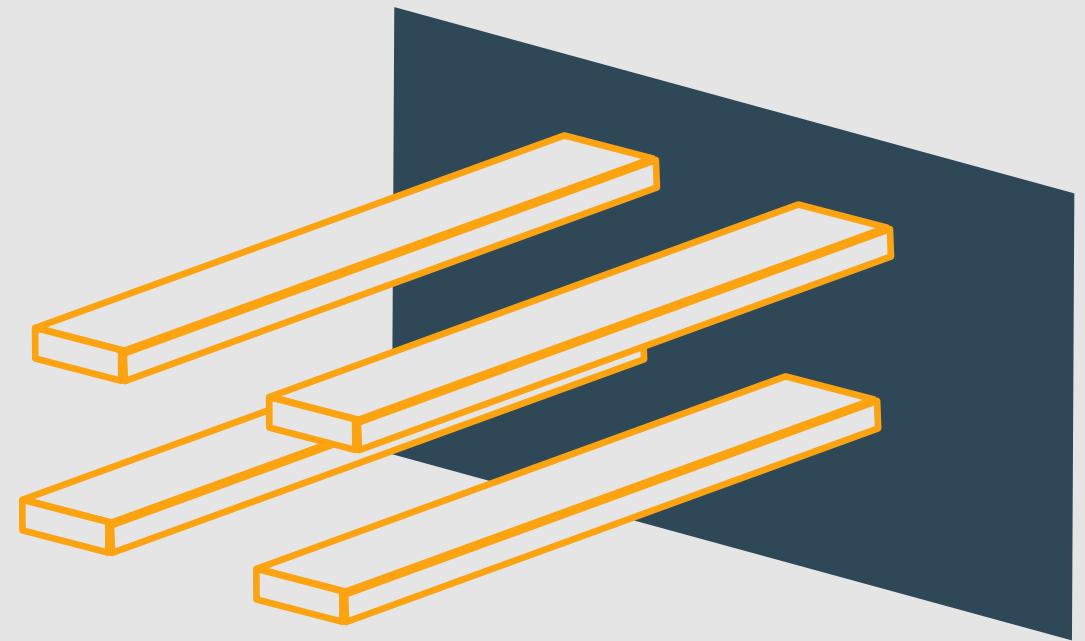
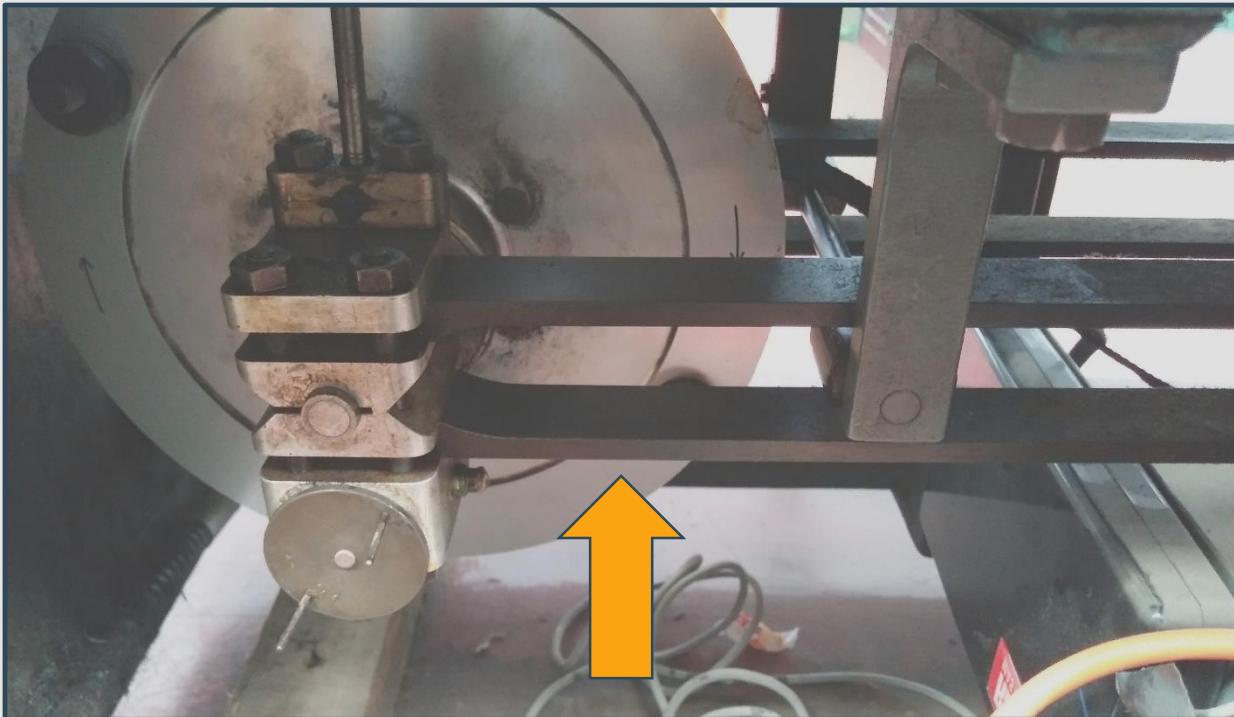
Funcionamiento: Vigas de acero



Funcionamiento: Vigas de acero



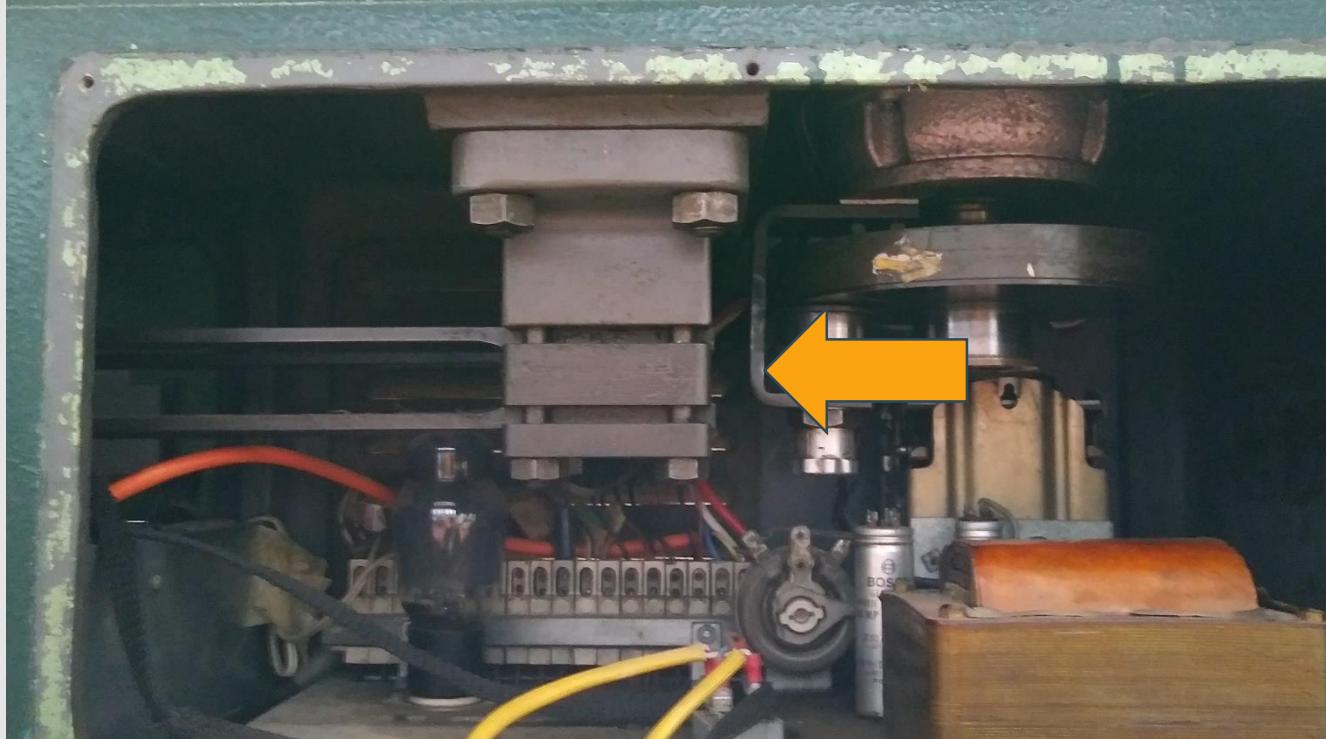
Funcionamiento: Vigas de acero



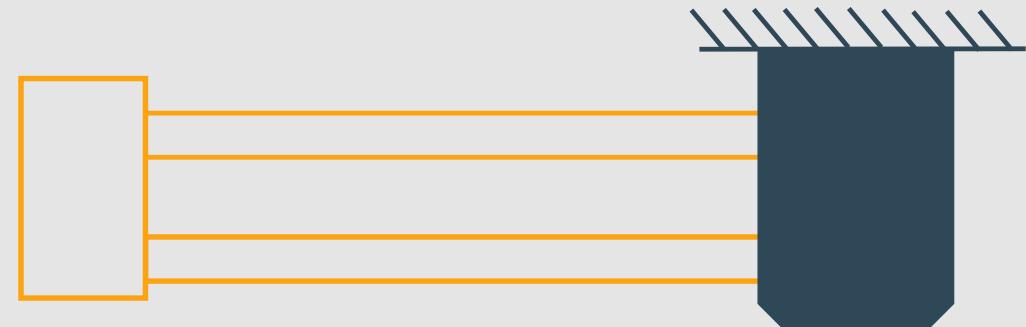
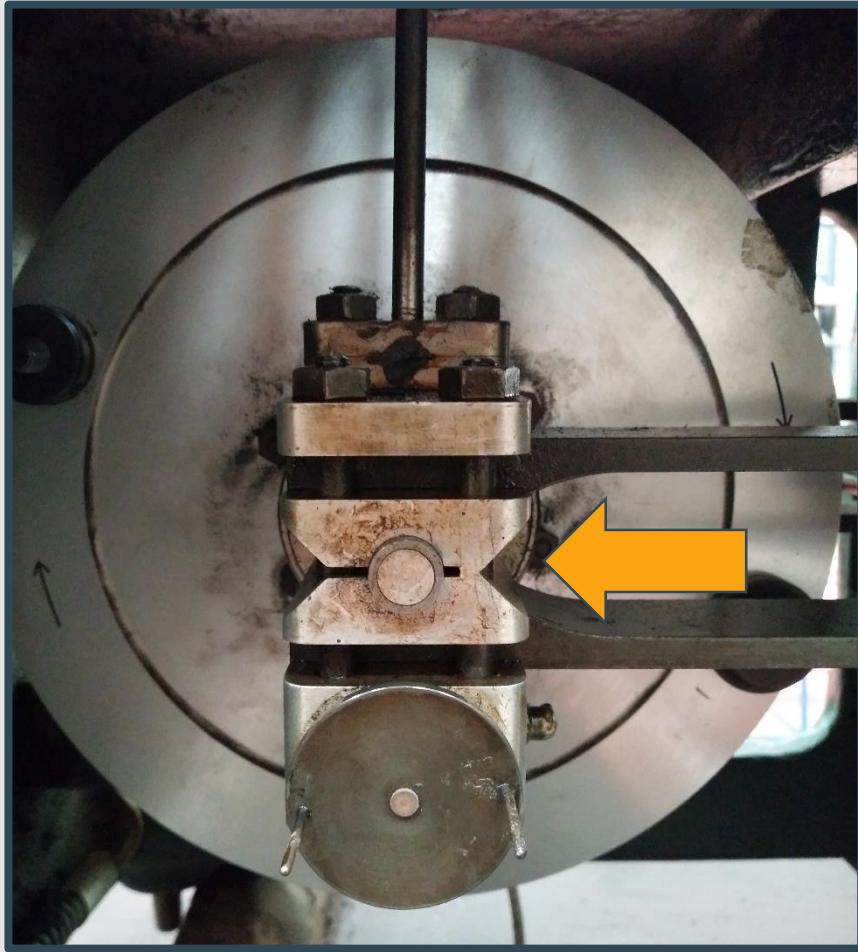
Funcionamiento: Vigas de acero



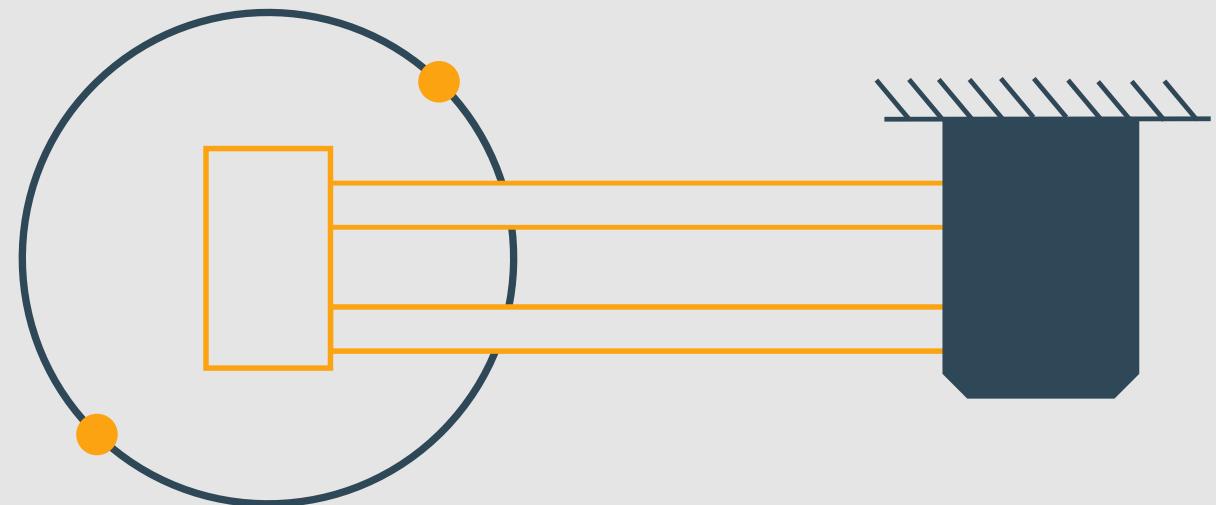
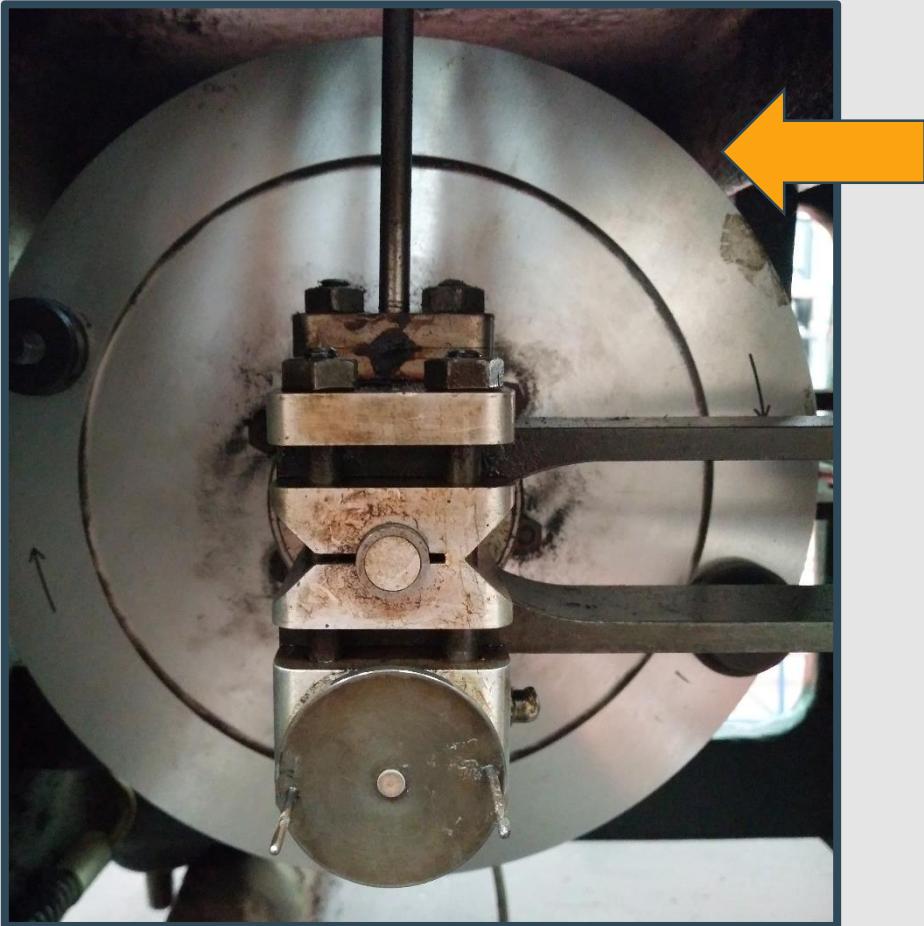
Funcionamiento: Vigas de acero



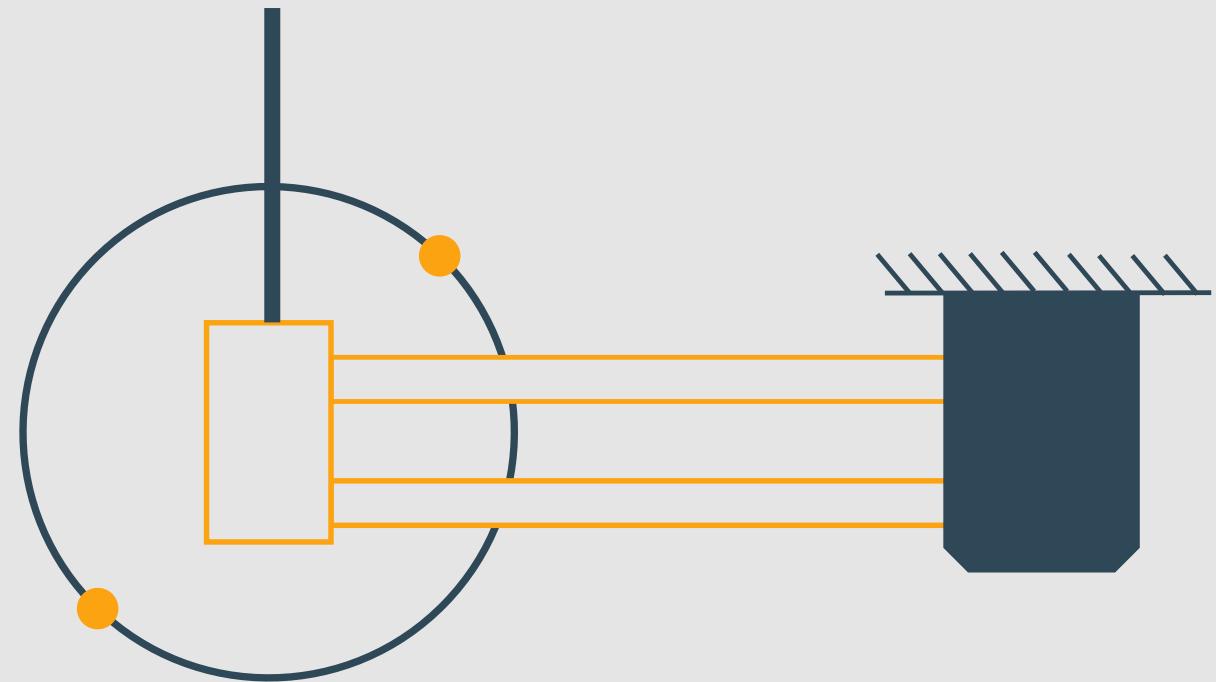
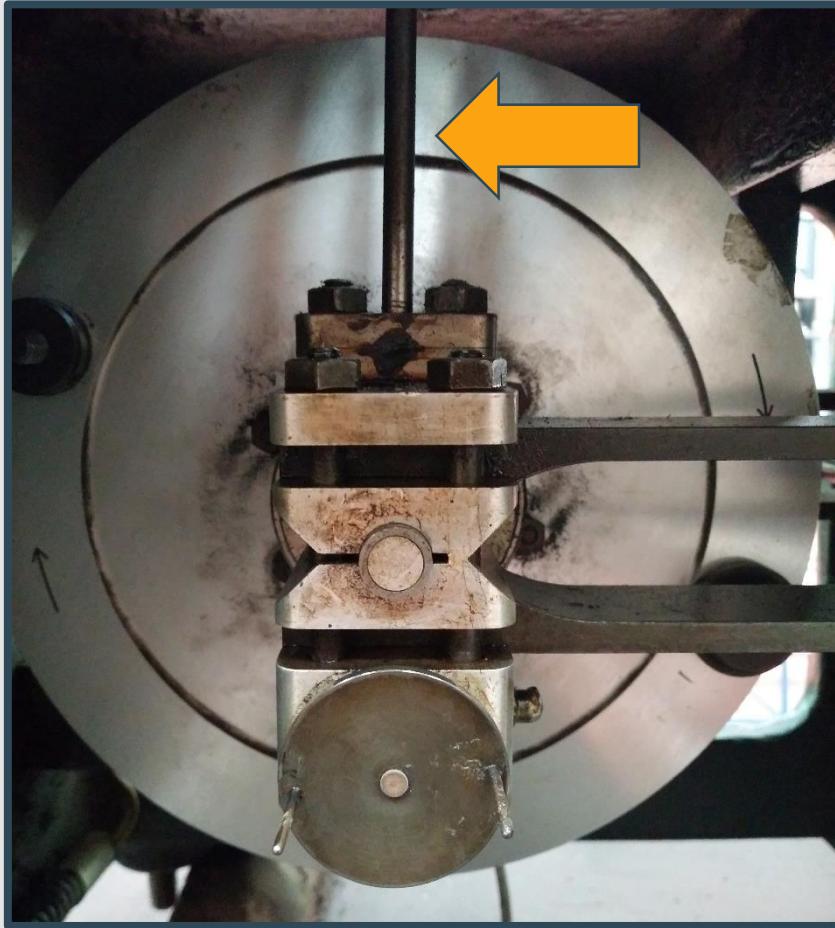
Funcionamiento: Conjunto soporte



Funcionamiento: Disco

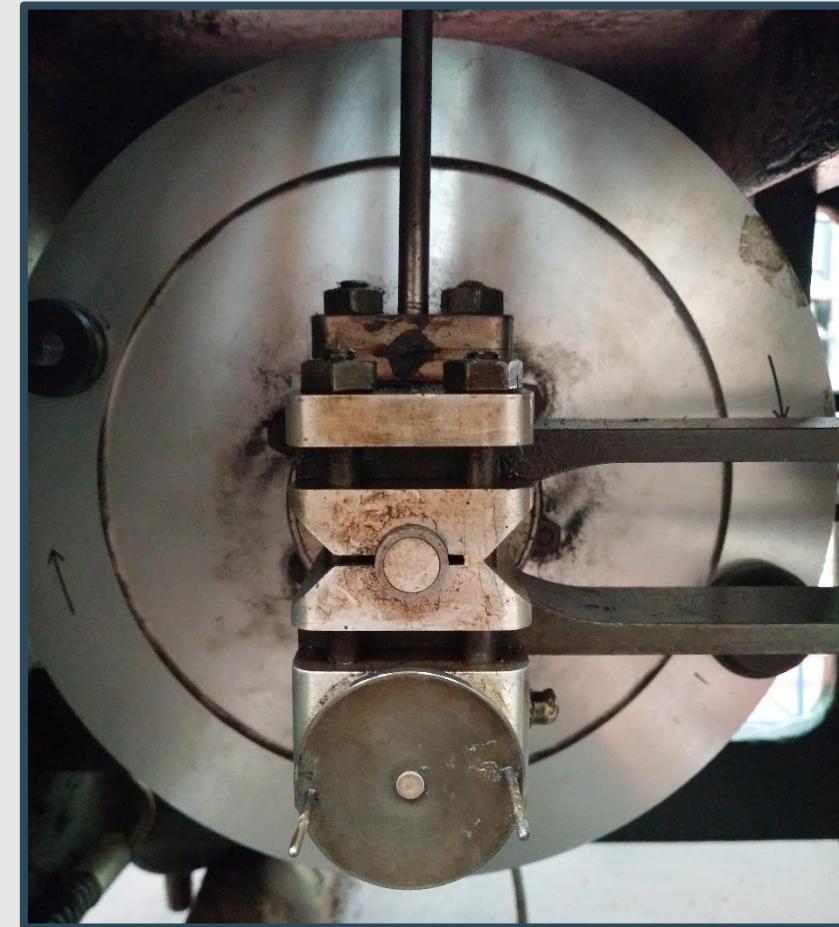
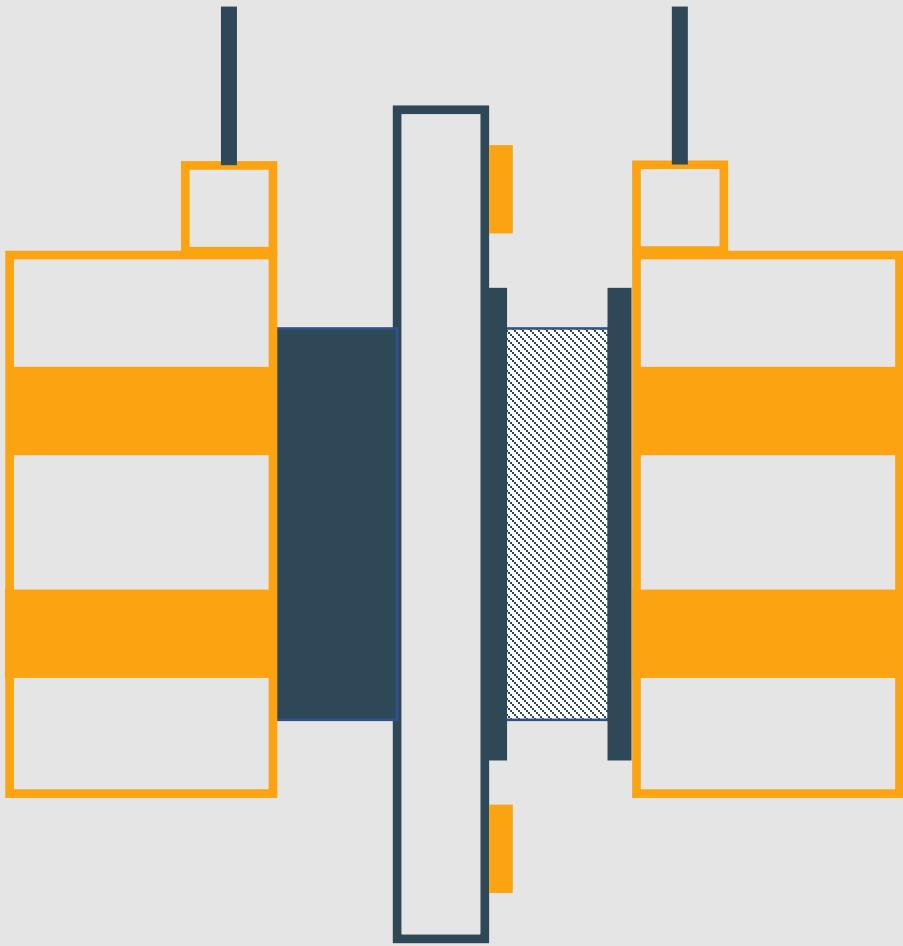


Funcionamiento: Barra de transmisión de fuerza

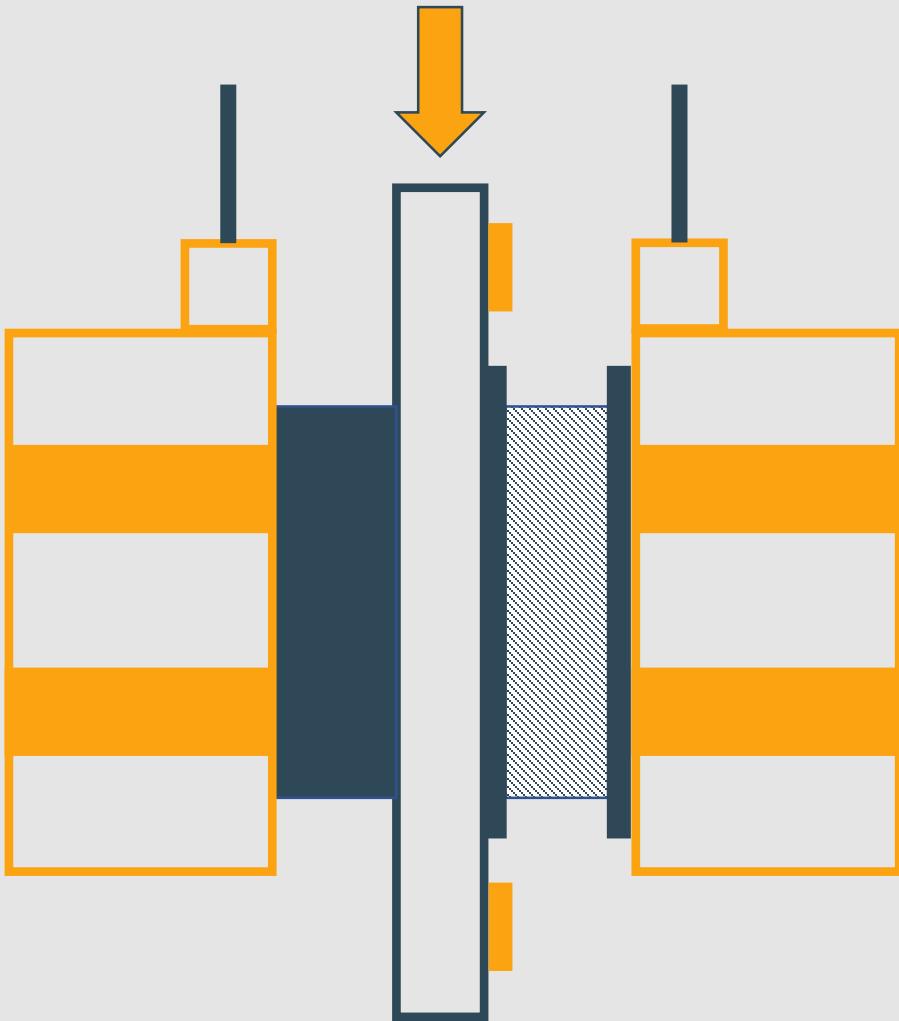


Funcionamiento:

Vista frontal del conjunto: disco, soporte y polea

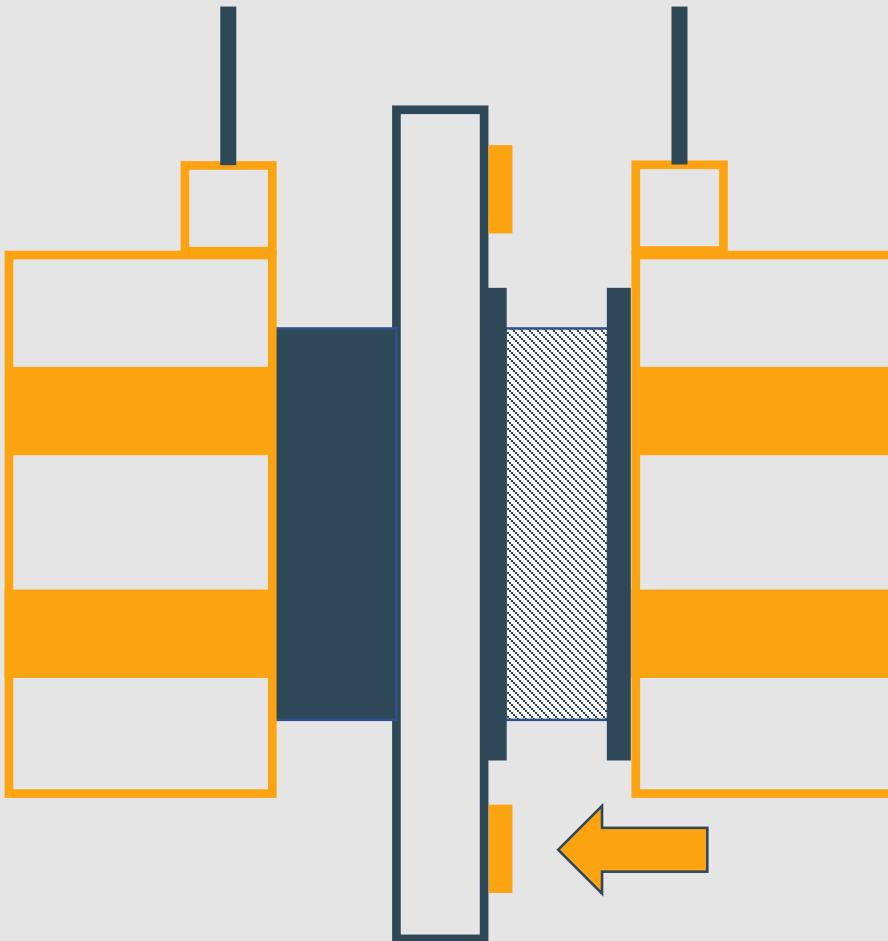


Funcionamiento: Vista frontal del conjunto: disco, soporte y polea



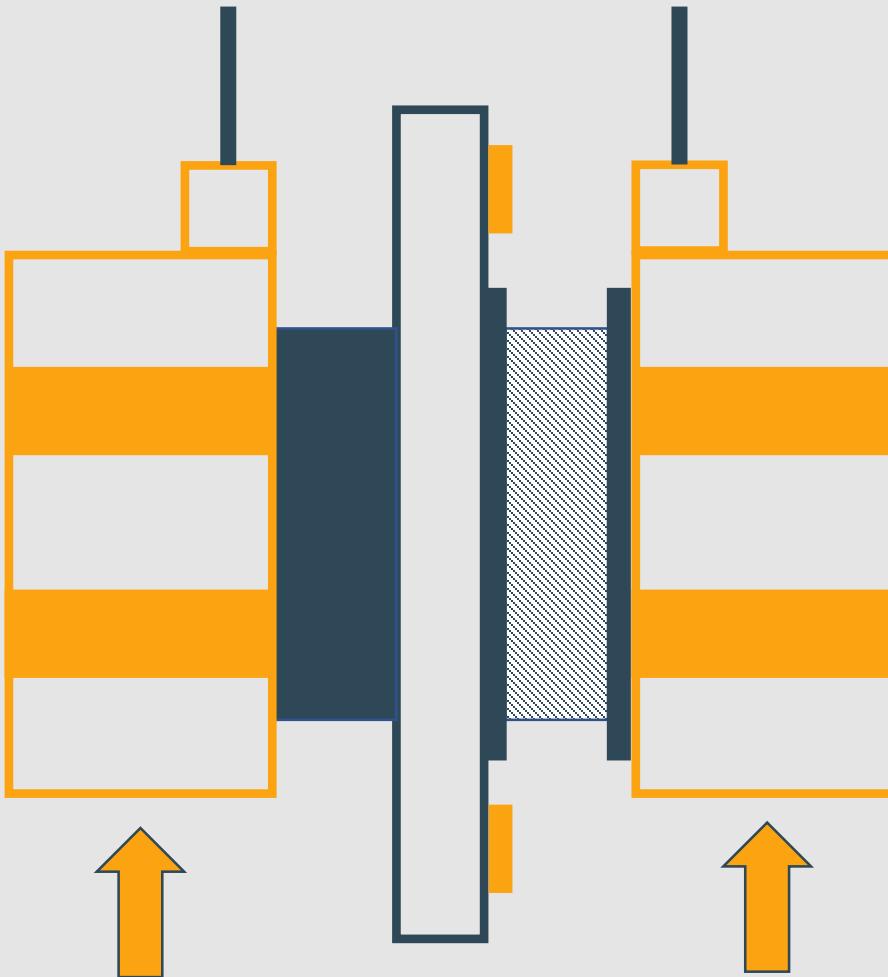
(a) Disco

Funcionamiento: Vista frontal del conjunto: disco, soporte y polea



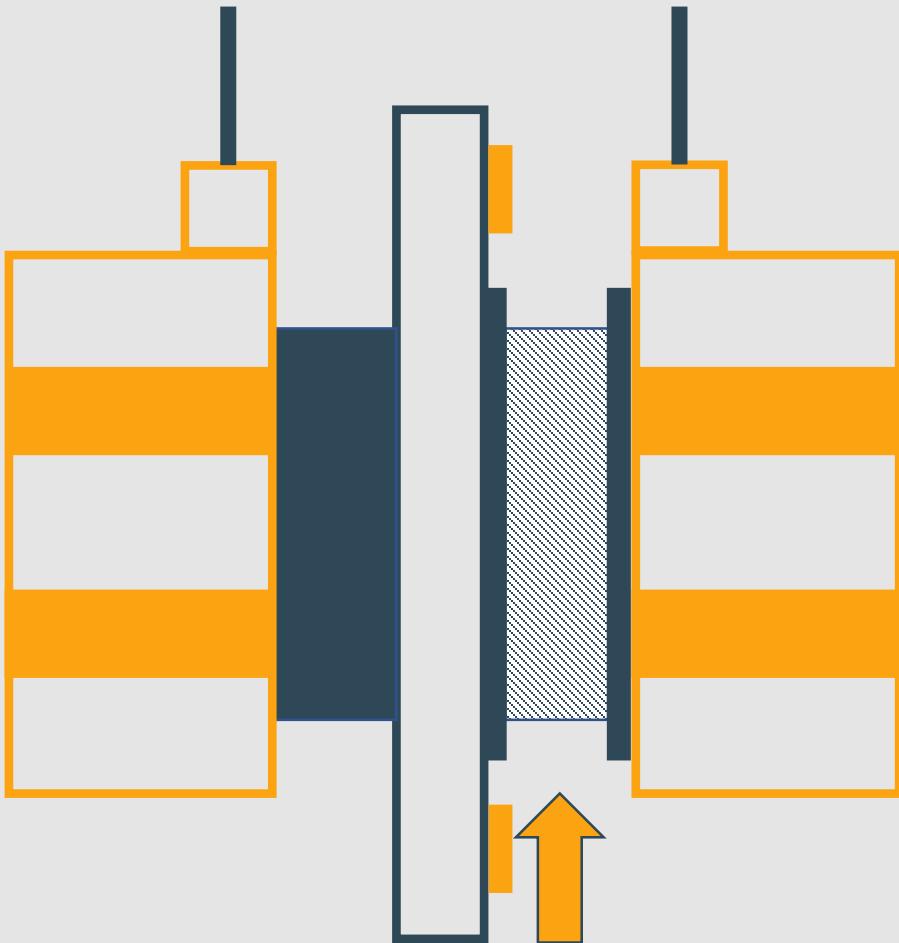
- (a) Disco
- (b) Contrapesos

Funcionamiento: Vista frontal del conjunto: disco, soporte y polea



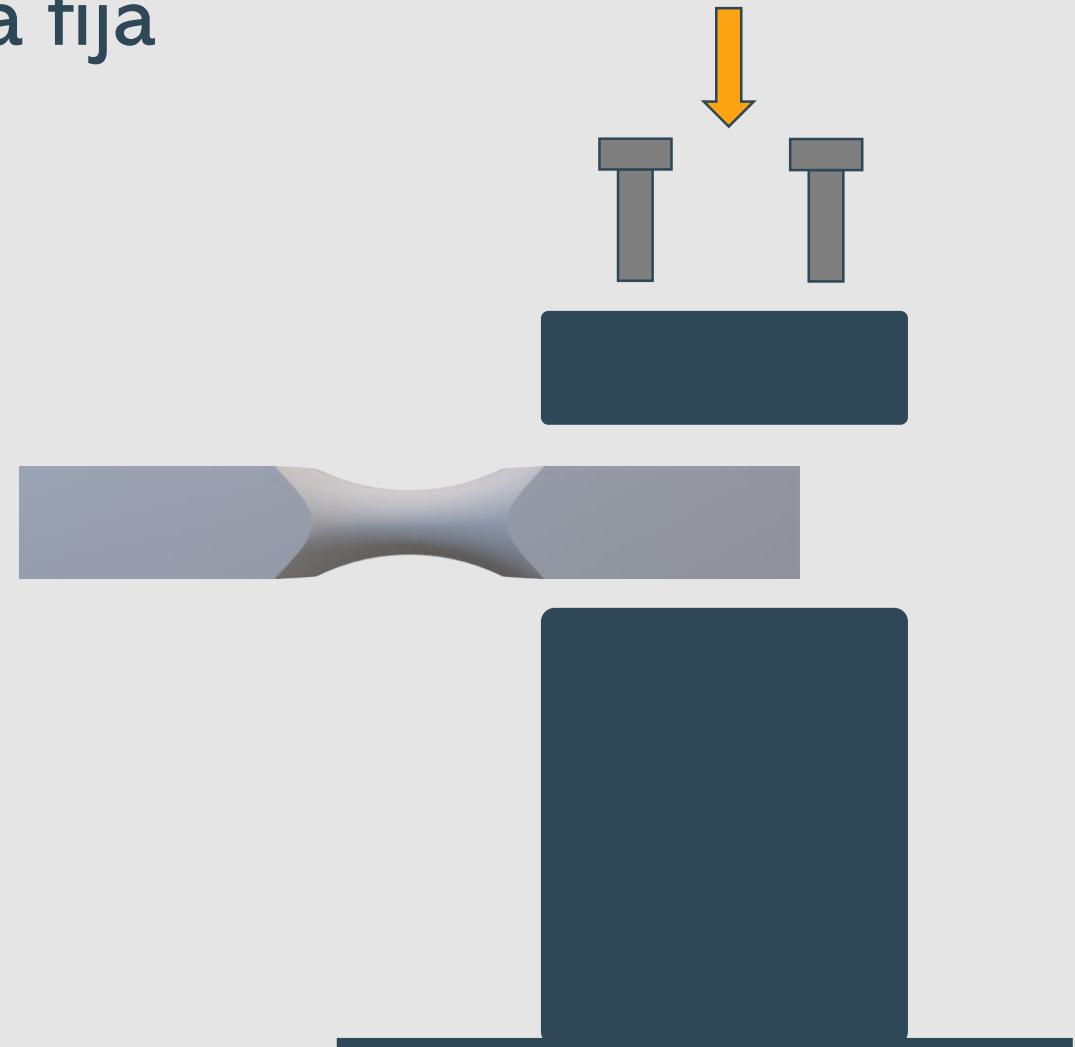
- (a) Disco
- (b) Contrapeso
- (c) Soportes

Funcionamiento: Vista frontal del conjunto: disco, soporte y polea

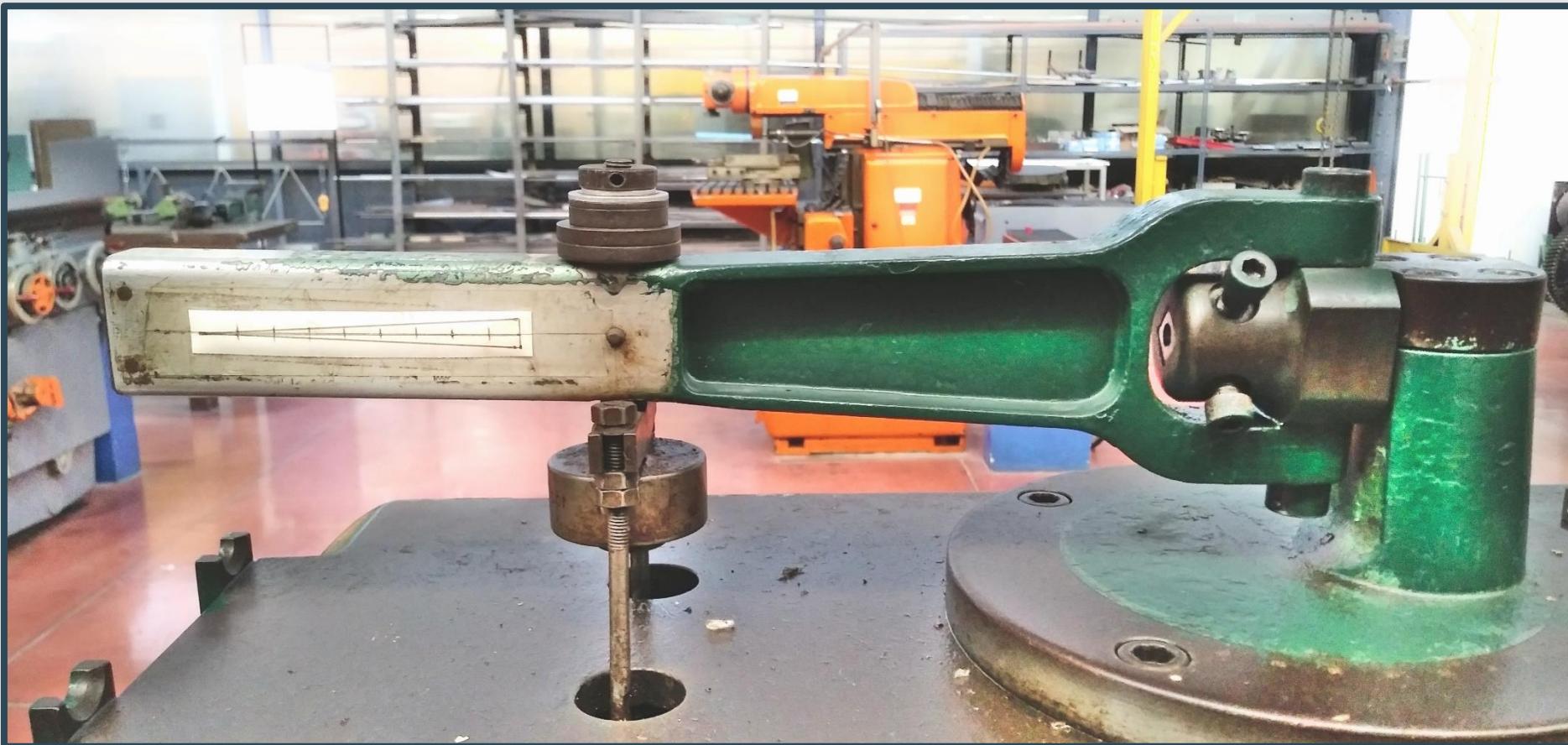


- (a) Disco
- (b) Contrapeso
- (c) Soportes
- (d) Polea

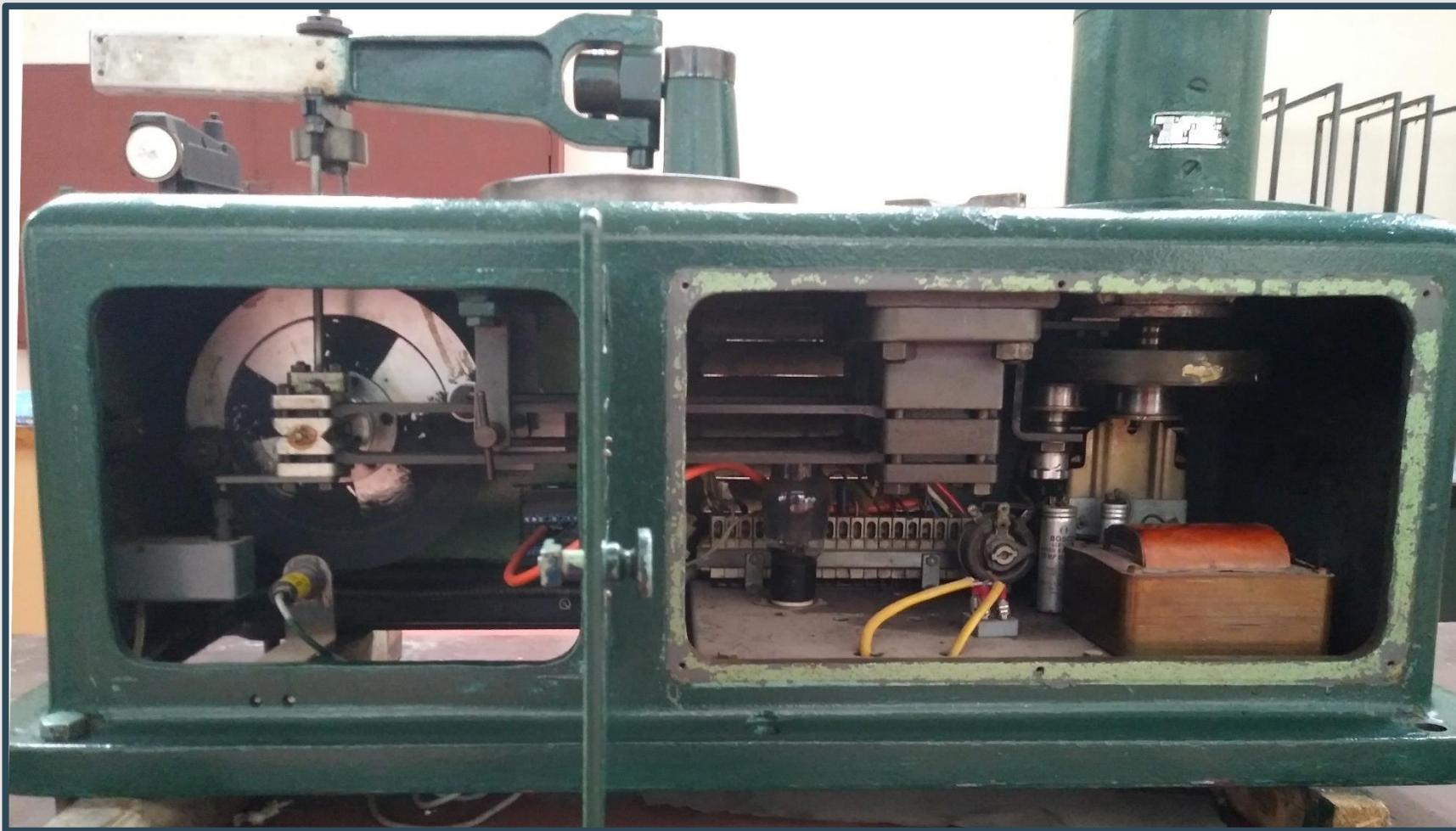
Funcionamiento: Mordaza fija



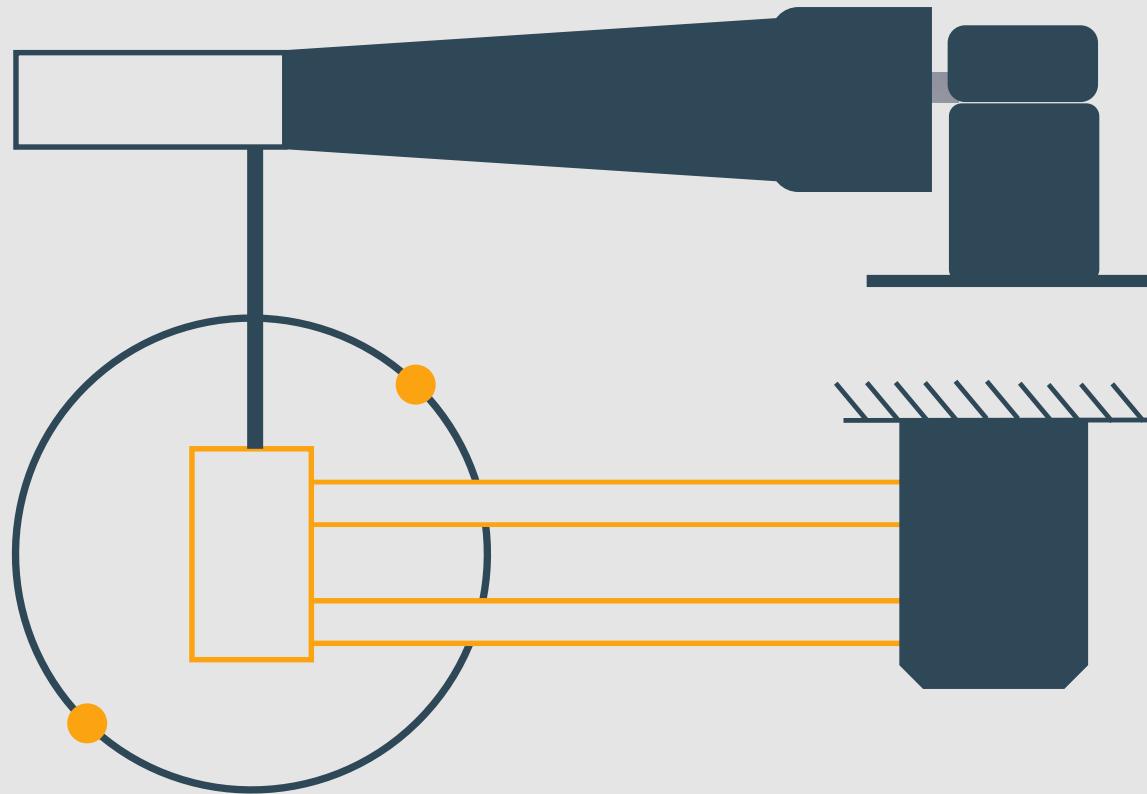
Funcionamiento: Brazo de carga



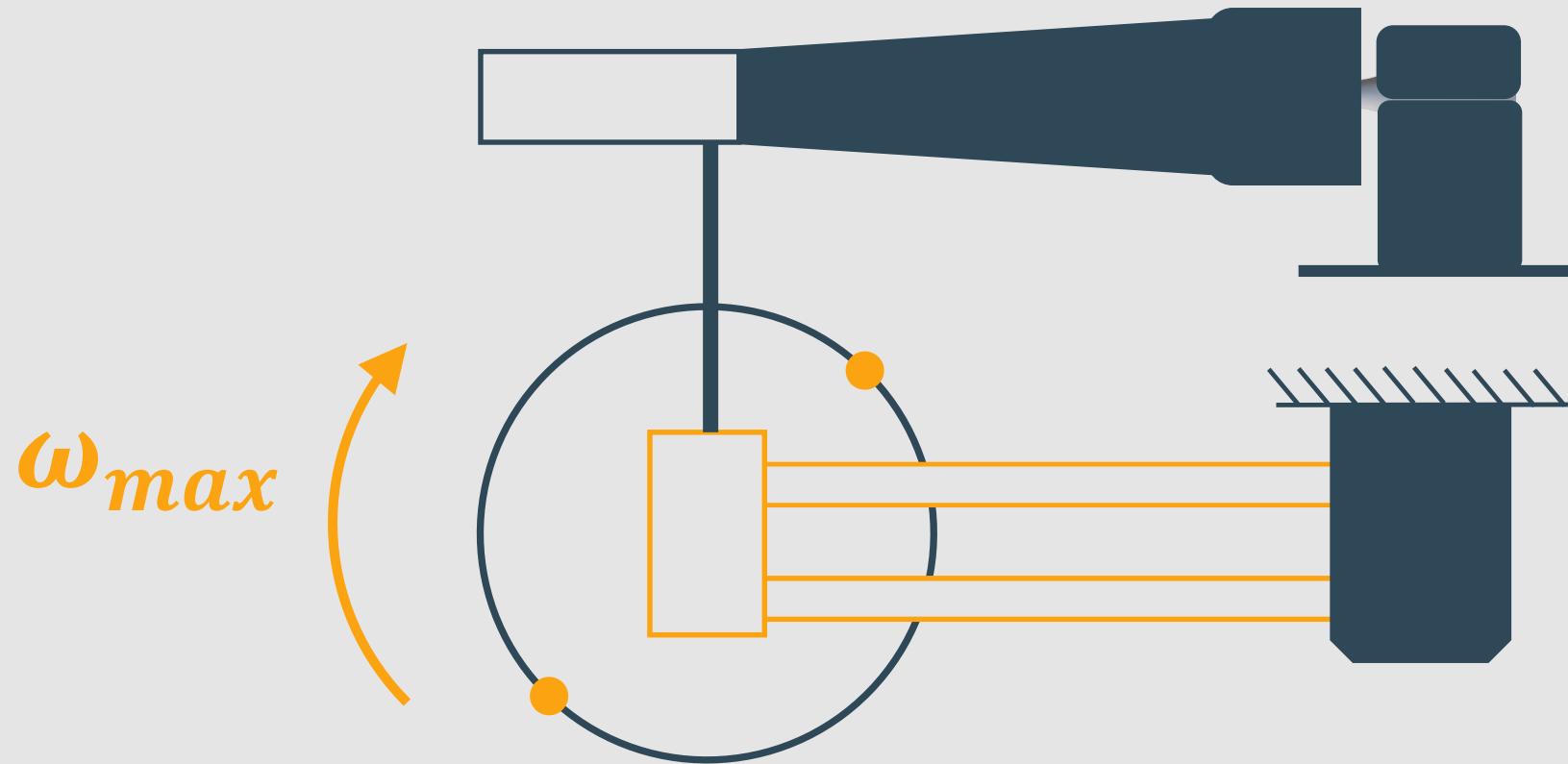
Funcionamiento: Máquina de fatiga



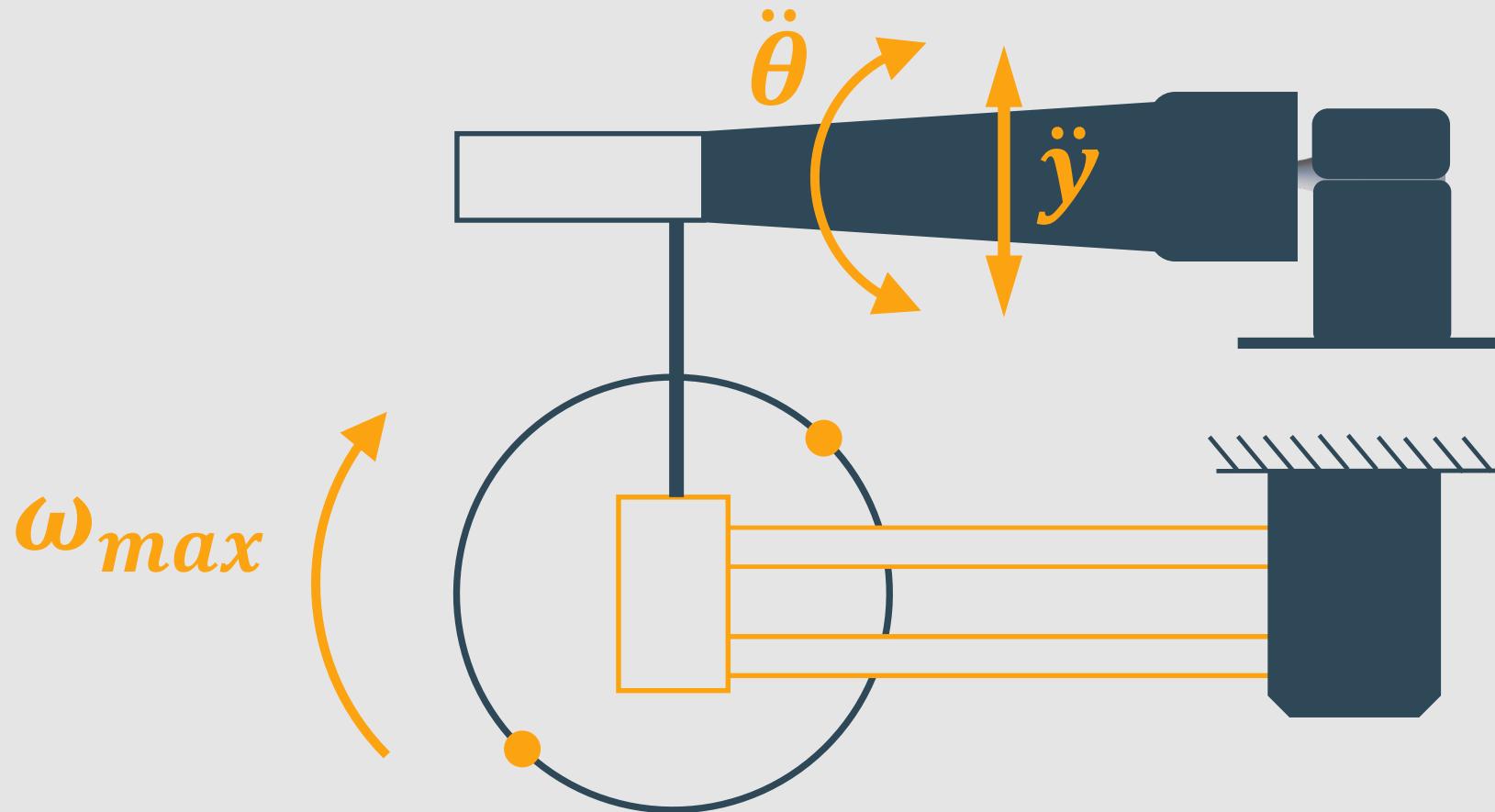
Funcionamiento: Máquina de fatiga



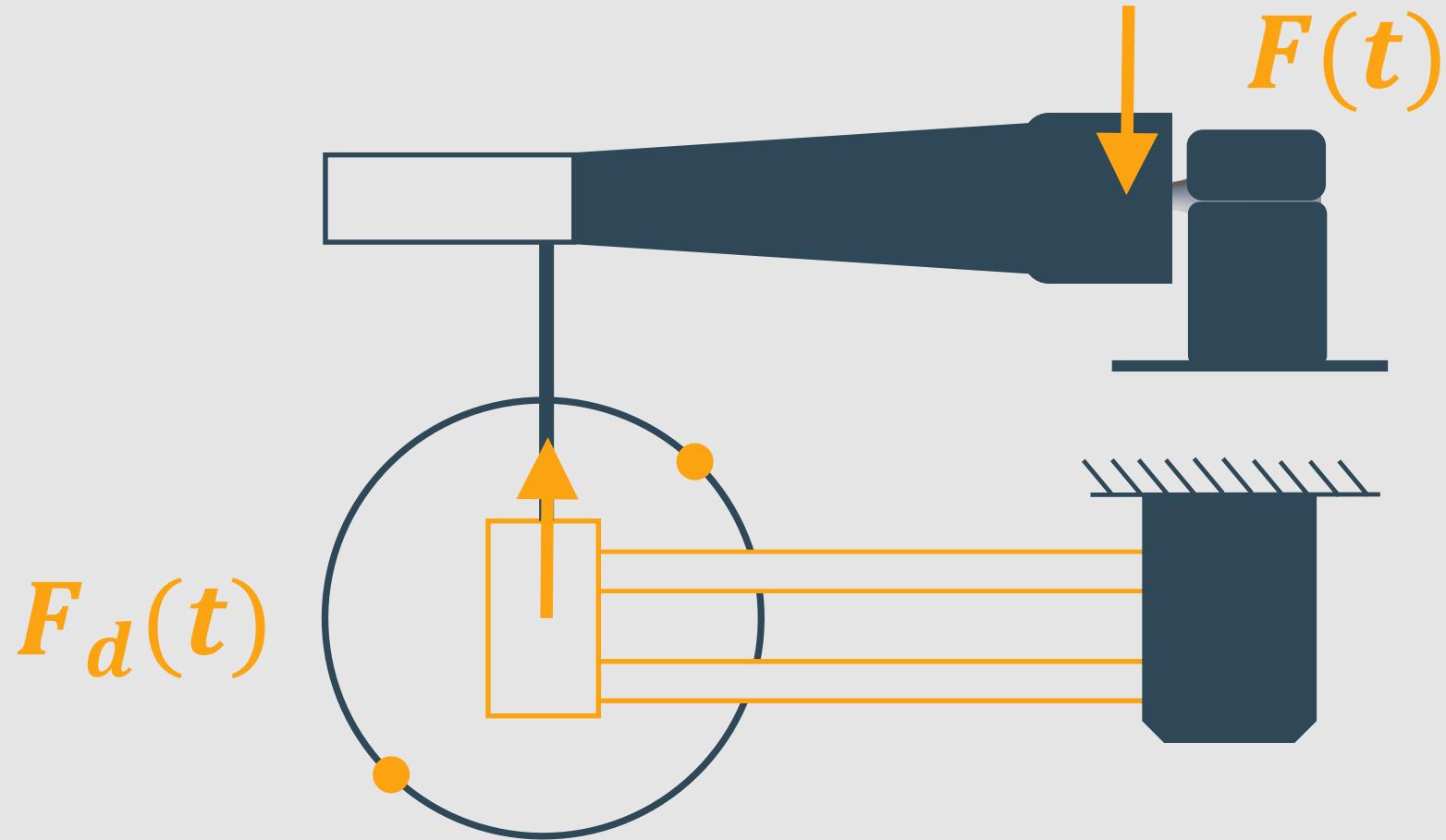
Funcionamiento: Máquina de fatiga



Funcionamiento: Máquina de fatiga



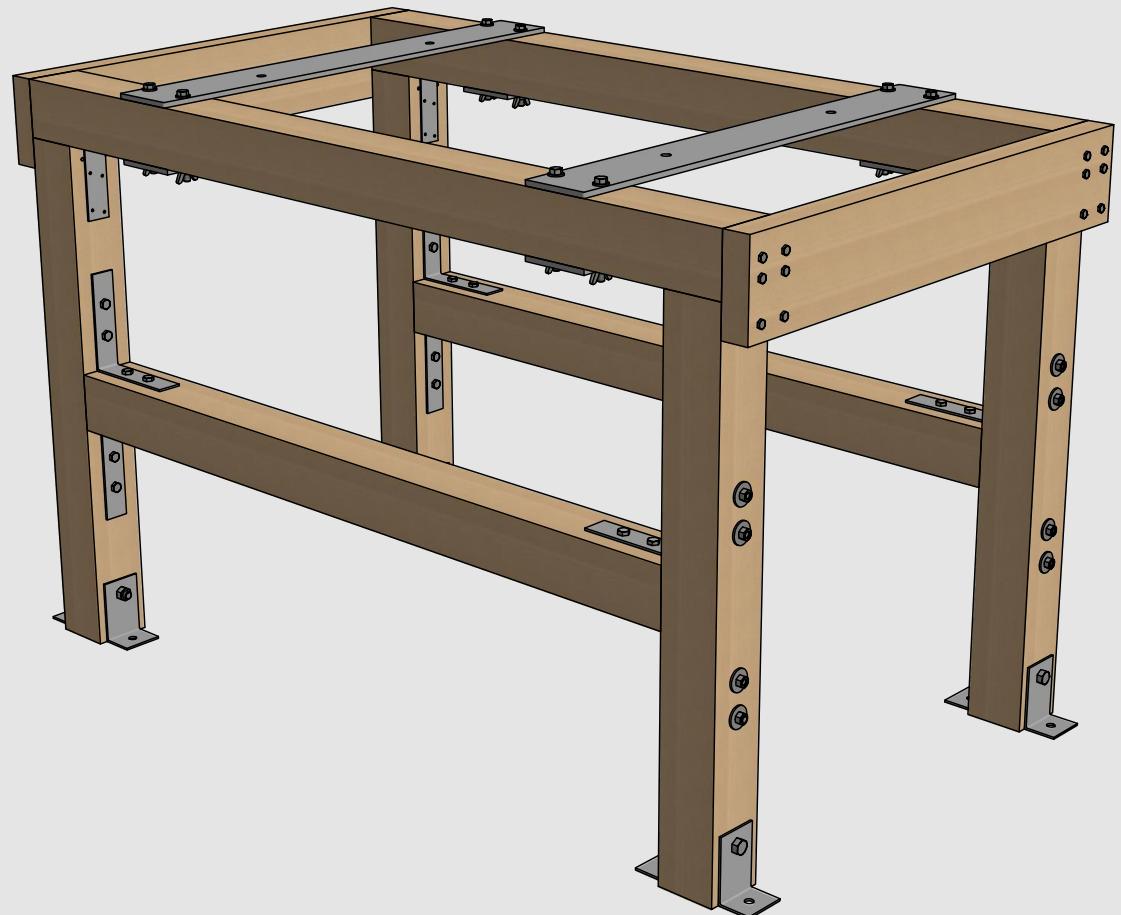
Funcionamiento: Máquina de fatiga



Diseño de estructura

Diseño de estructura soportante

- Su objetivo es fijar y soportar la máquina durante su operación
- Se busca:
 - Durabilidad
 - Piezas modulares
 - Modificable en el futuro.
- Diseñado en madera y acero, utilizando la norma NCh 1198.



Cargas soportadas

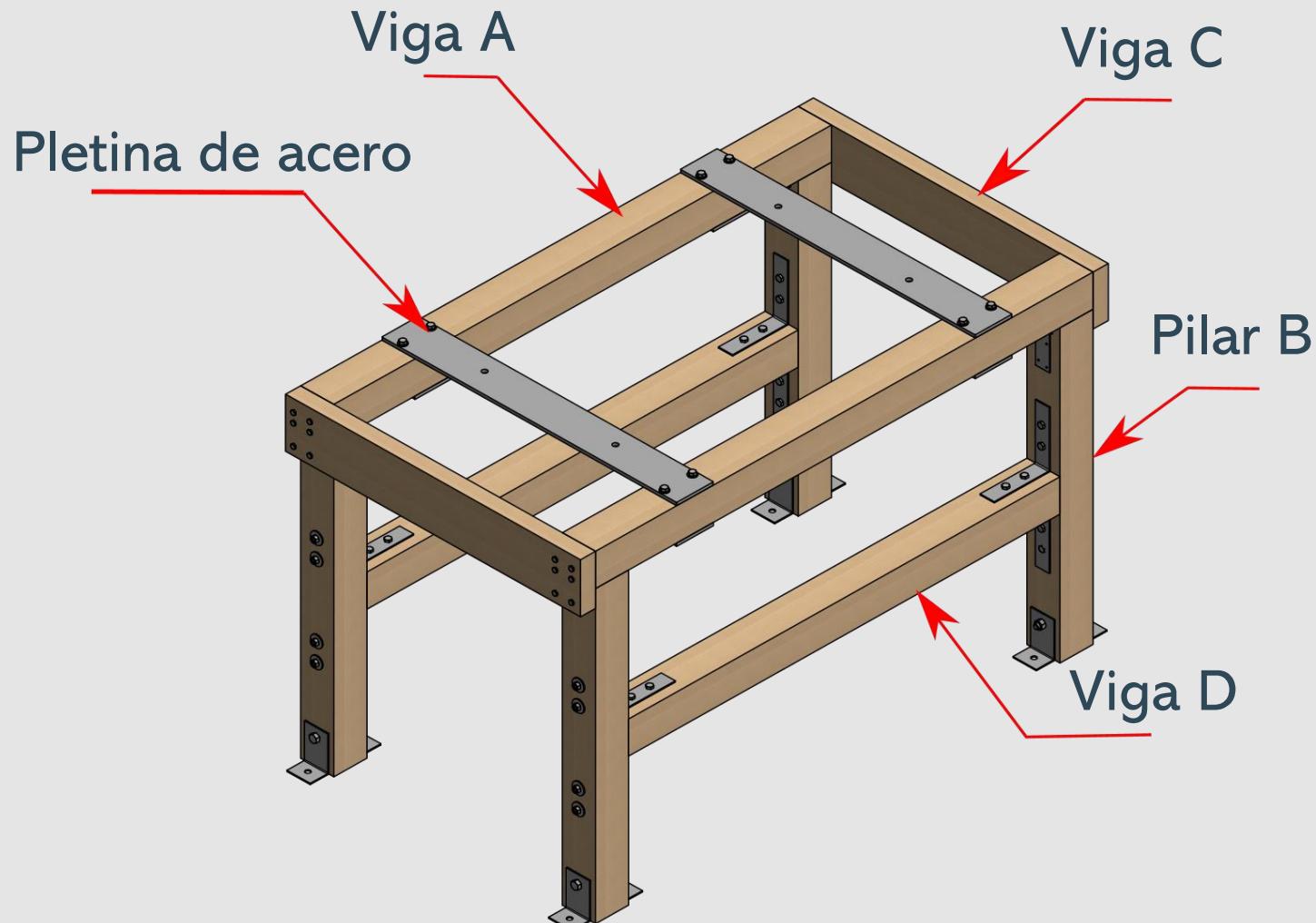
Cargas estáticas

- Peso de la máquina de fatiga
 - $m = 200 \text{ kg}$
- Peso de los componentes utilizados.
 - q_{madera}
 - q_{acero}

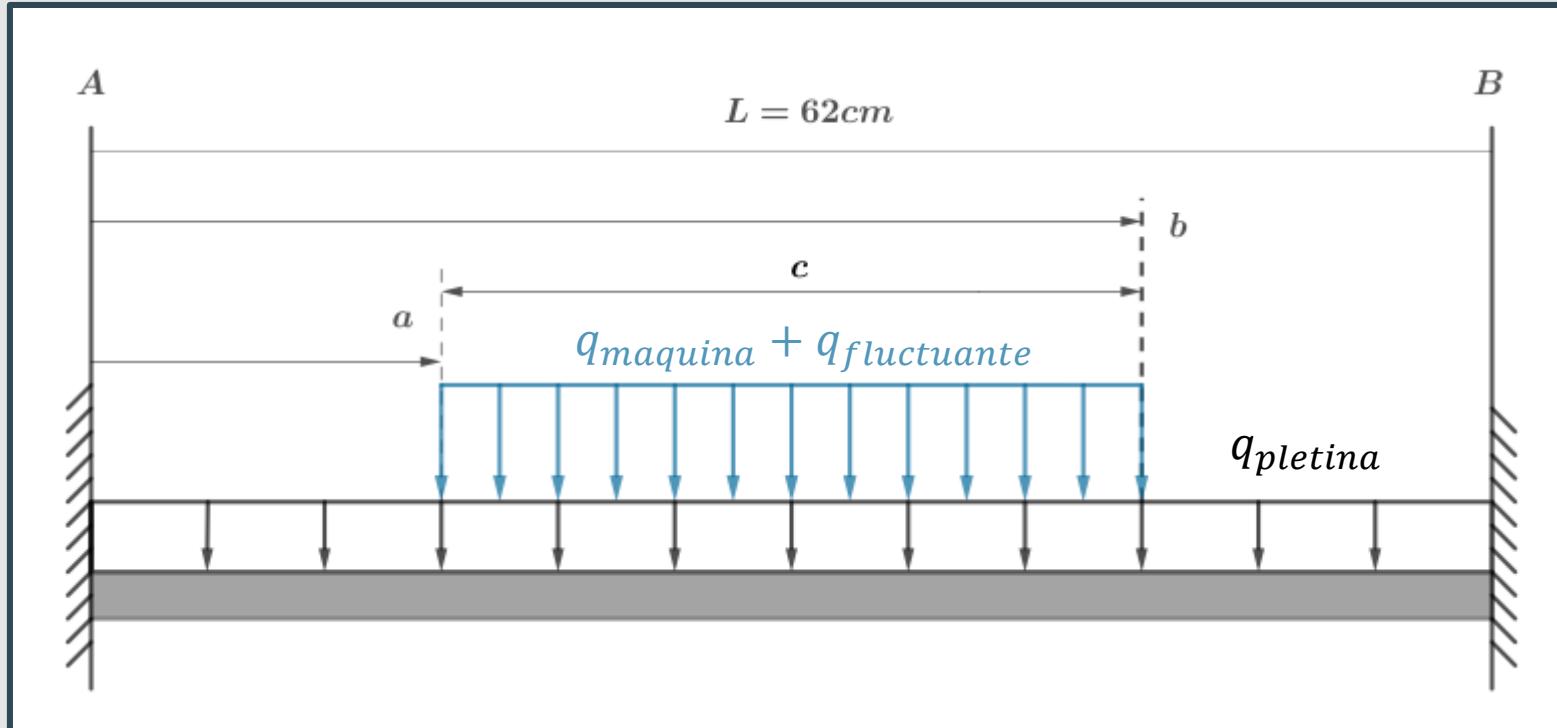
Cargas dinámica

- Carga de la máquina en operación
 - $F_d(t)$

Diseño de estructura soportante



Pletina de acero



- Se utilizó un **acero** A270
- Sus dimensiones son 100x8 mm
- El momento flector máximo esta en A y B.

Pletina de acero

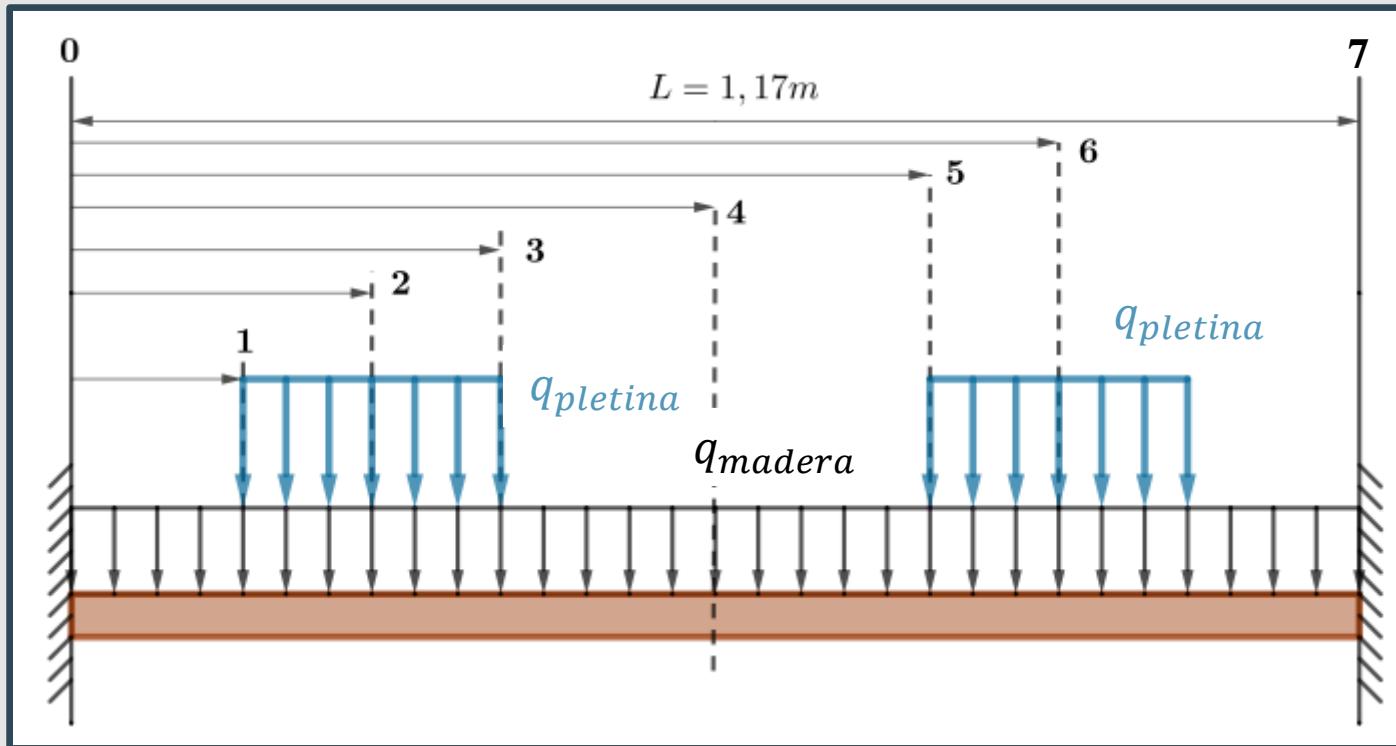
Esfuerzos

- Estático
 - $\sigma_{pletina,e} = 94,66 \text{ MPa}$
- Alternante
 - $\sigma_{pletina,a} = 47,27 \text{ MPa}$

Factor de seguridad

- Estático
 - $FS_{pletina,e} = 2,85 [-]$
- Alternante
 - $FS_{pletina,a} = 2,22 [-]$

Viga de madera A



- Pino Oregón.
- Sus dimensiones son de 110x110 mm, cepillado.
- El momento flector máximo se encuentra en los puntos 0 y 7

Viga de madera A

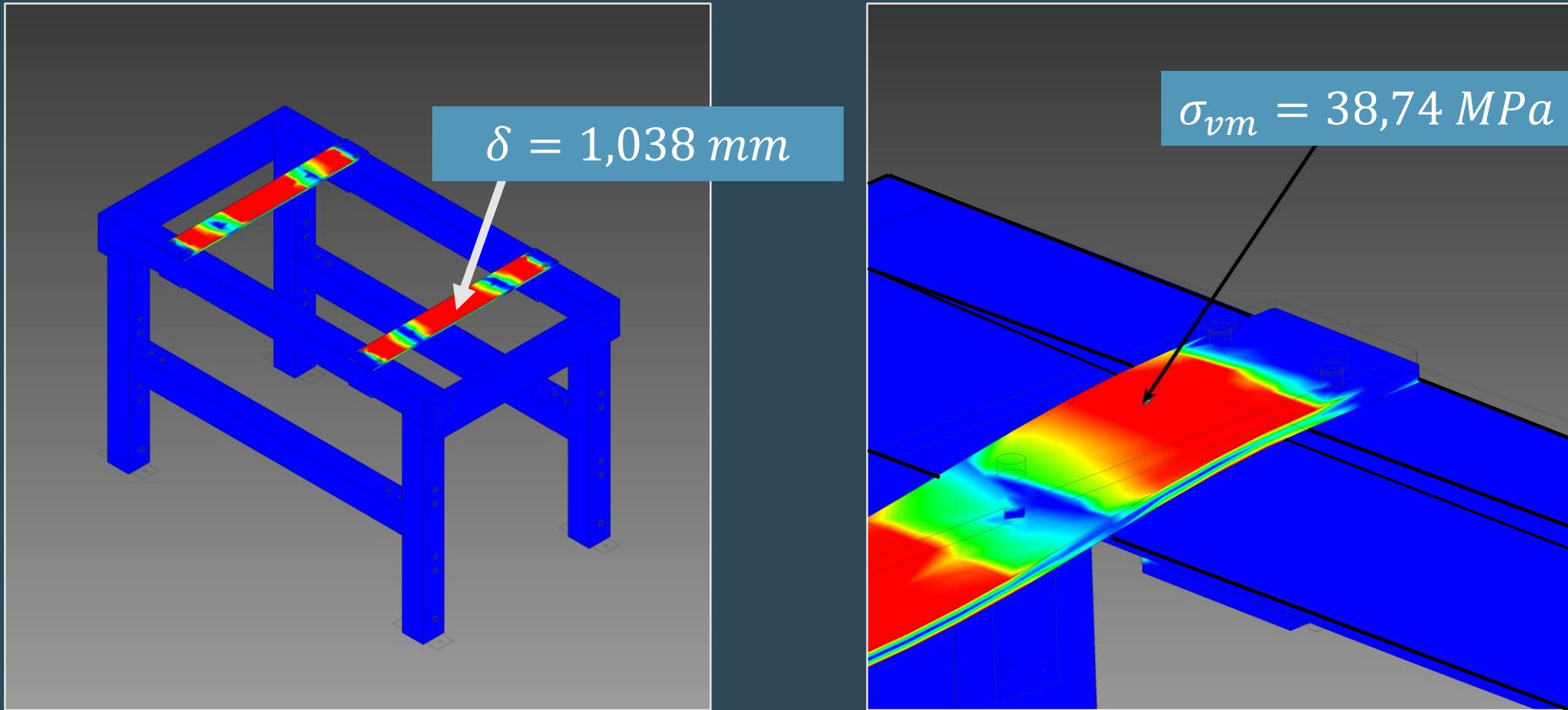
Esfuerzos

- Flexo-traccionado
 - $F_{ft,dis} = 7,08 \text{ MPa}$
- Flexo-comprimido
 - $F_{fv,dis} = 7,74 \text{ MPa}$
- Cizalle
 - $F_{cz,dis} = 0,09 \text{ MPa}$

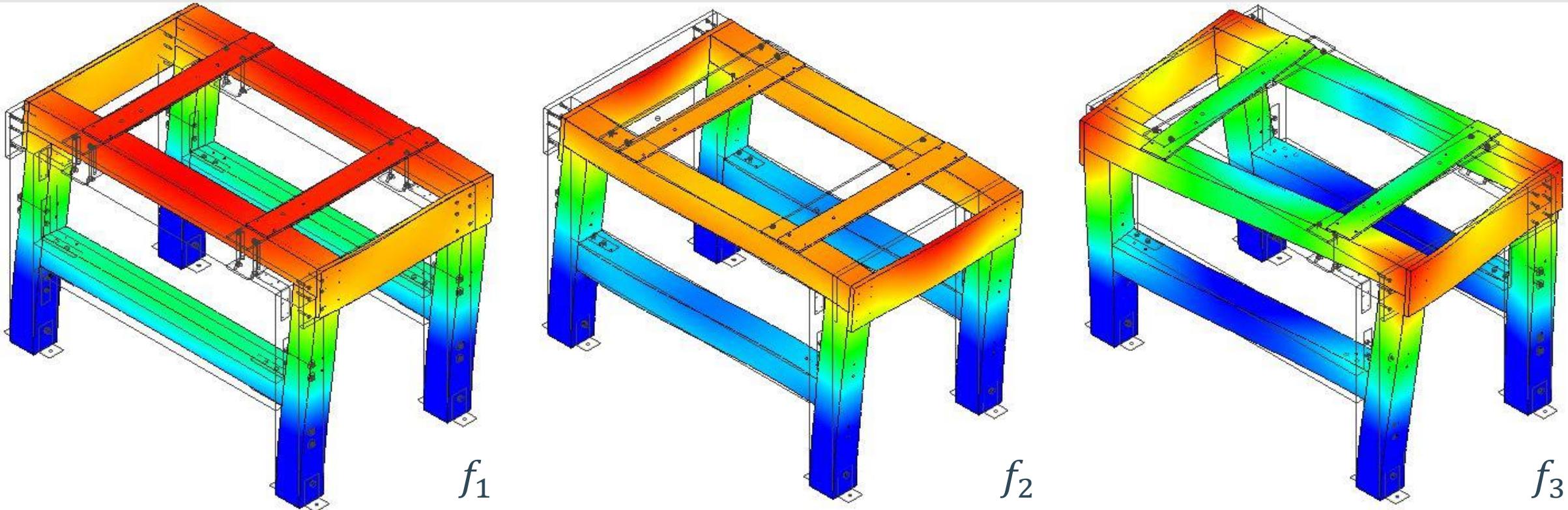
Factor de seguridad

- Flexo-traccionado
 - $FS_{ft} = 12,85 [-]$
- Flexo-comprimido
 - $FS_{fv} = 14,03 [-]$
- Cizalle
 - $FS_{cz} = 7,84 [-]$

Simulación estática

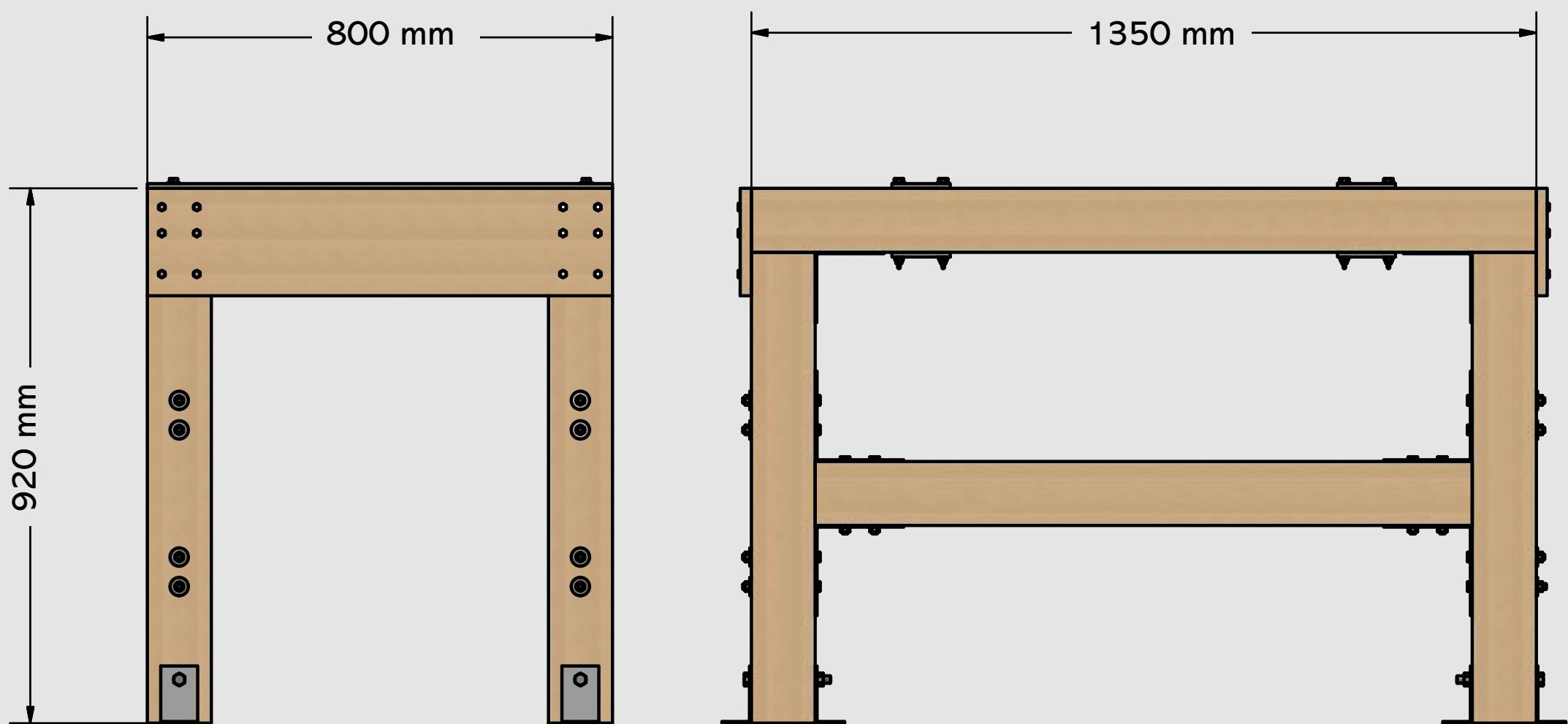


Simulación modal



Nº	f_{motor}	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
Frecuencia [Hz]	25	128,43	135,24	143,48	145,79	175,23	189,92

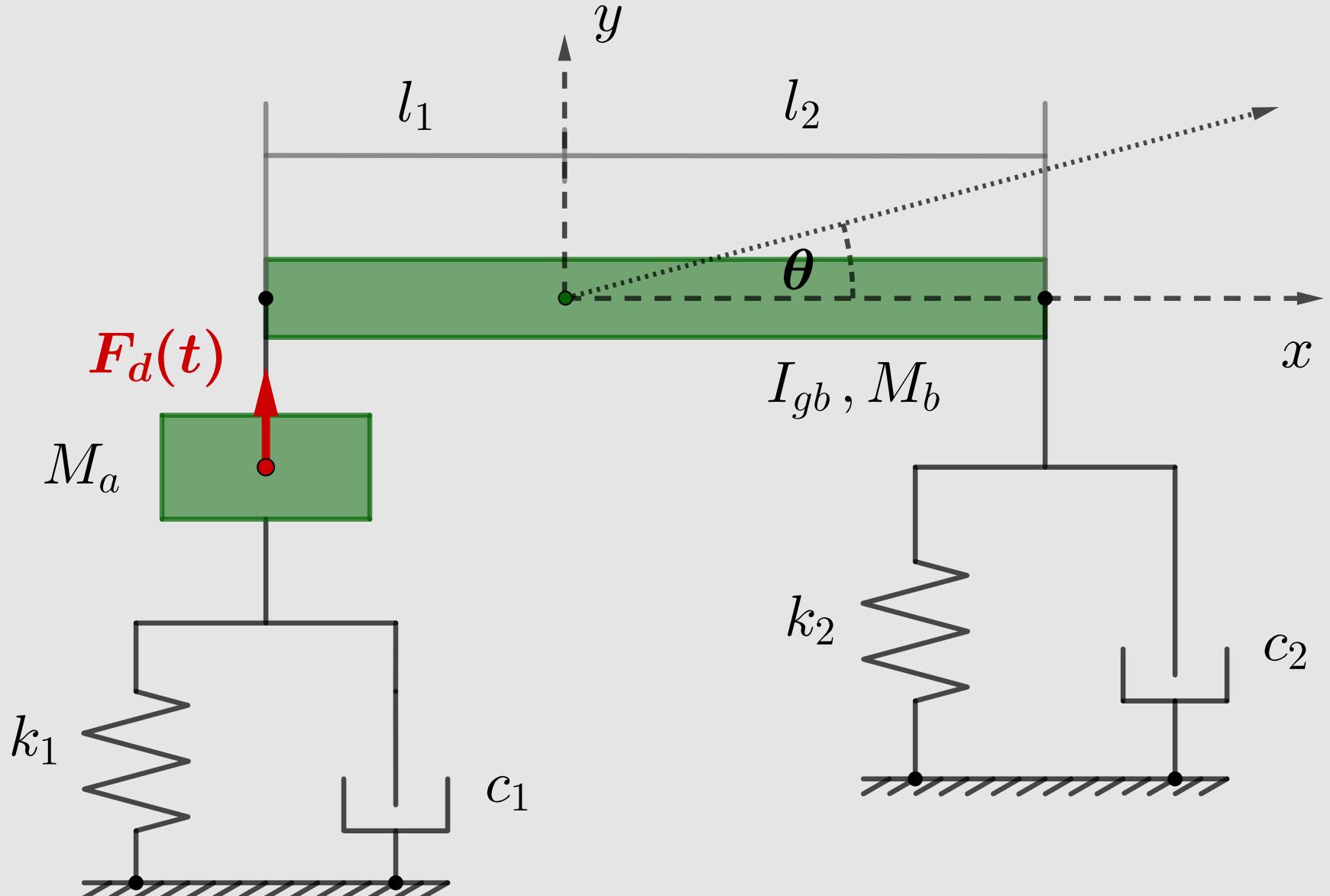
Dimensiones del diseño



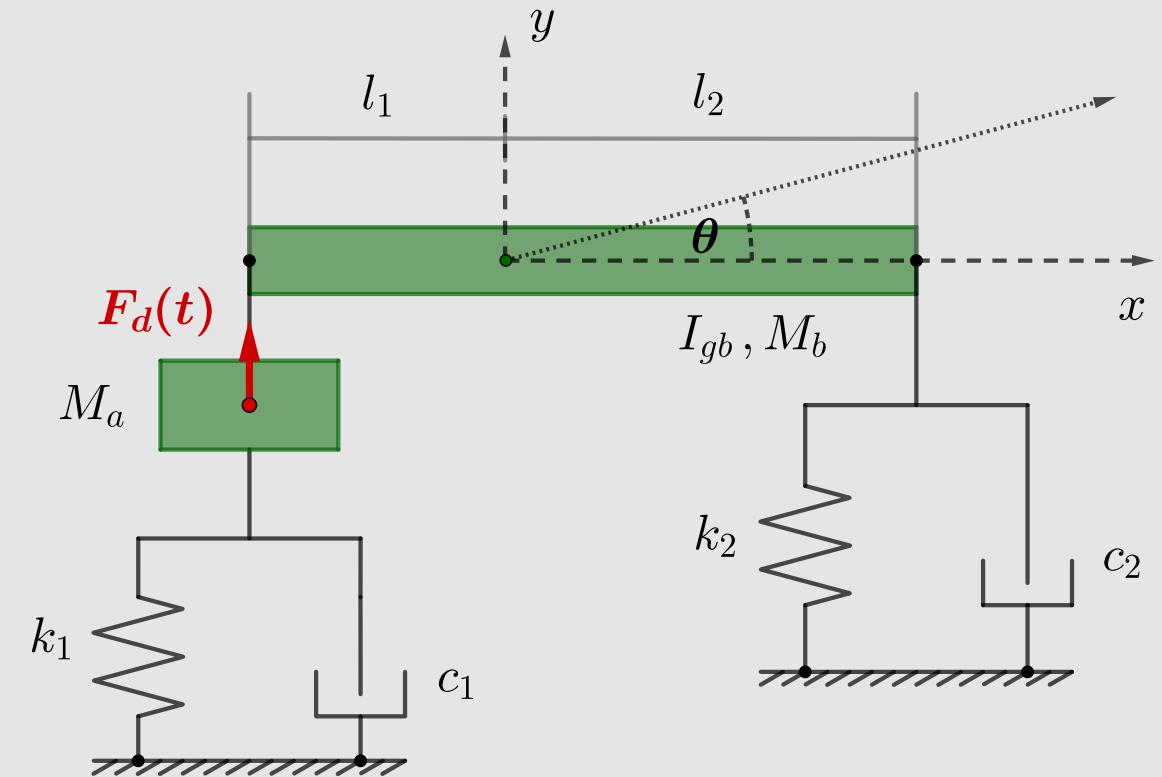
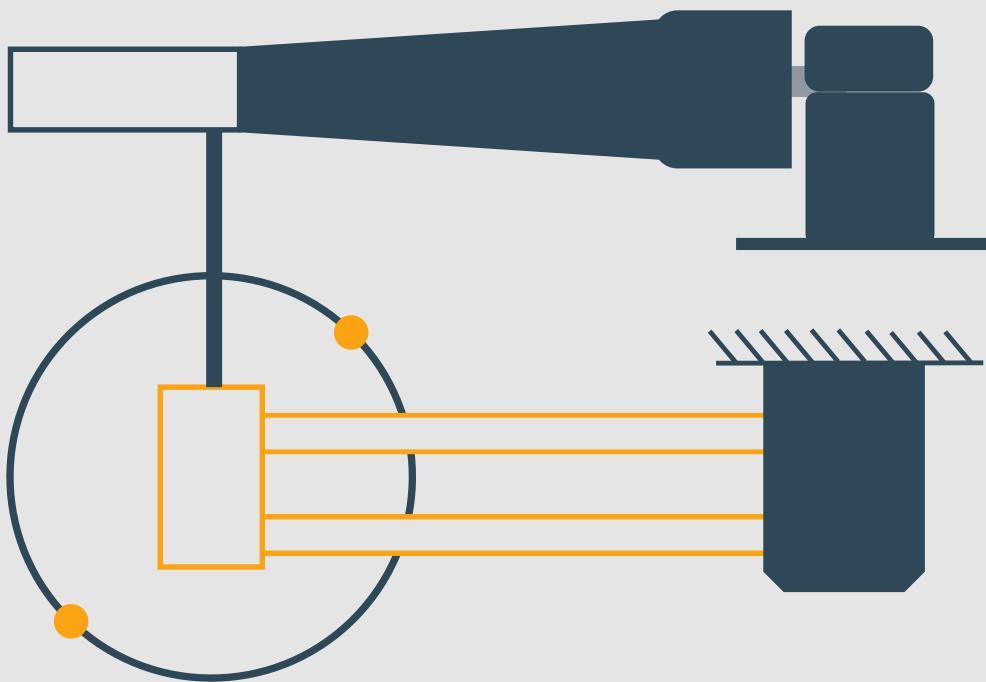
Estudio del comportamiento dinámico de la máquina de fatiga

Modelo dinámico del sistema

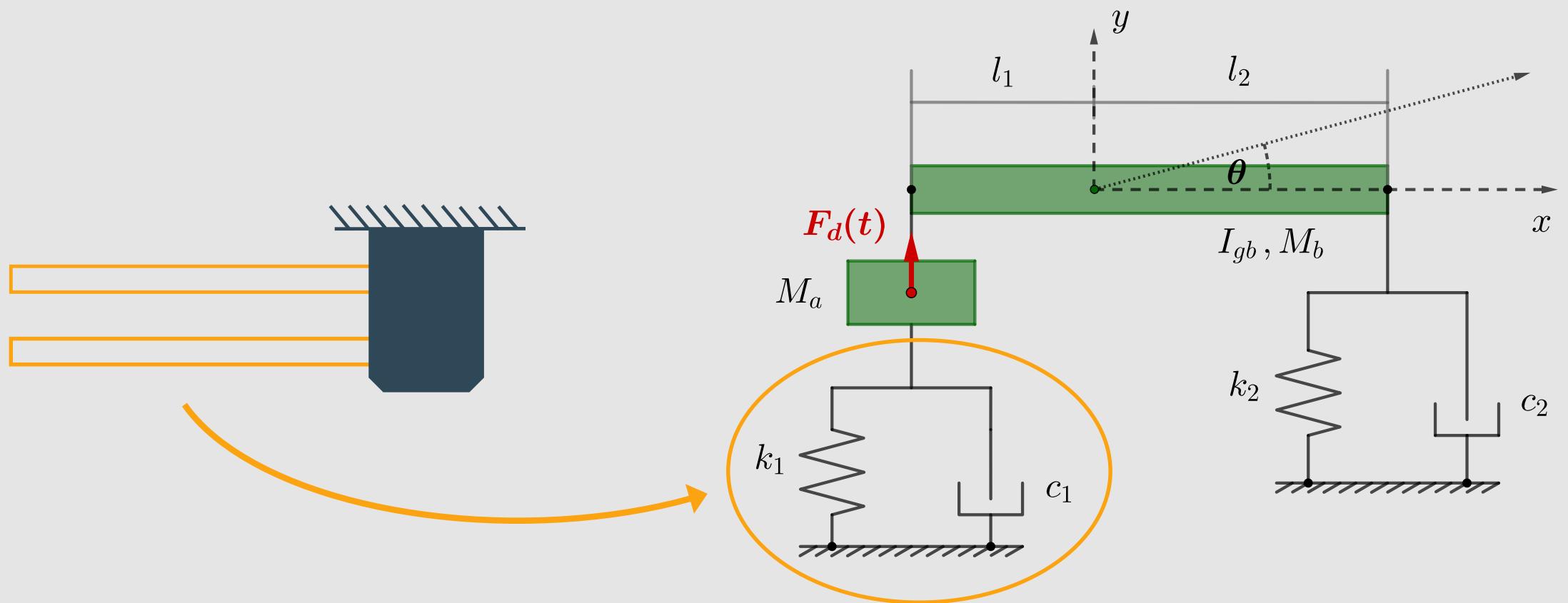
- Estudiar el comportamiento del sistema
- Determinar la fuerza ejercida sobre la probeta (k_2)



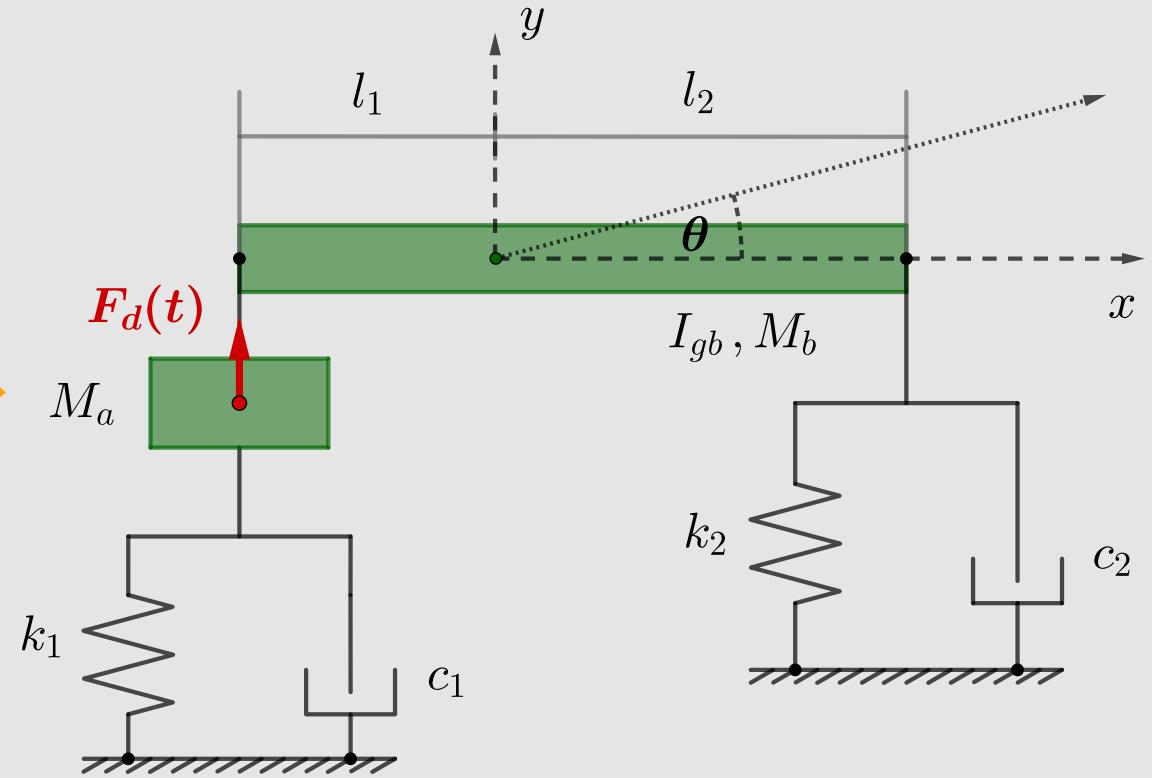
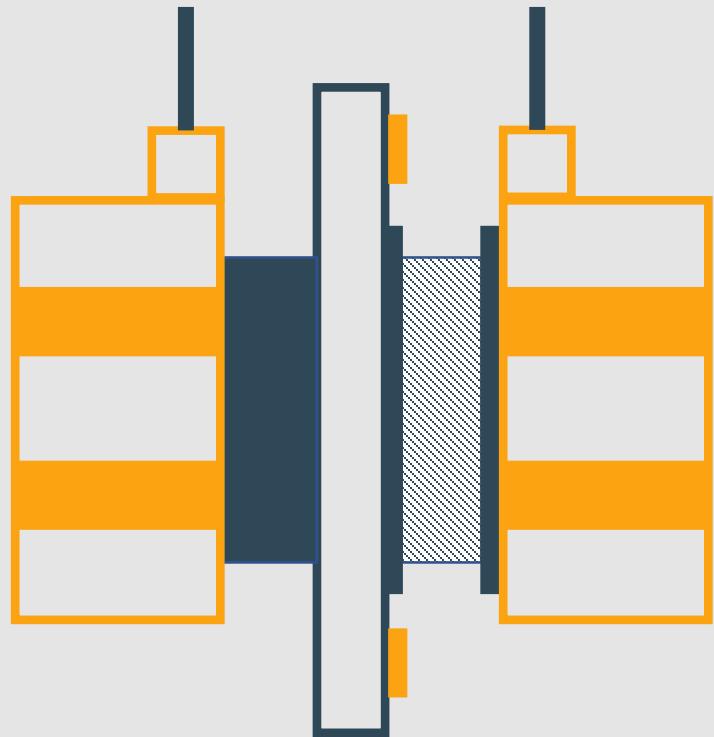
Elementos del modelo:



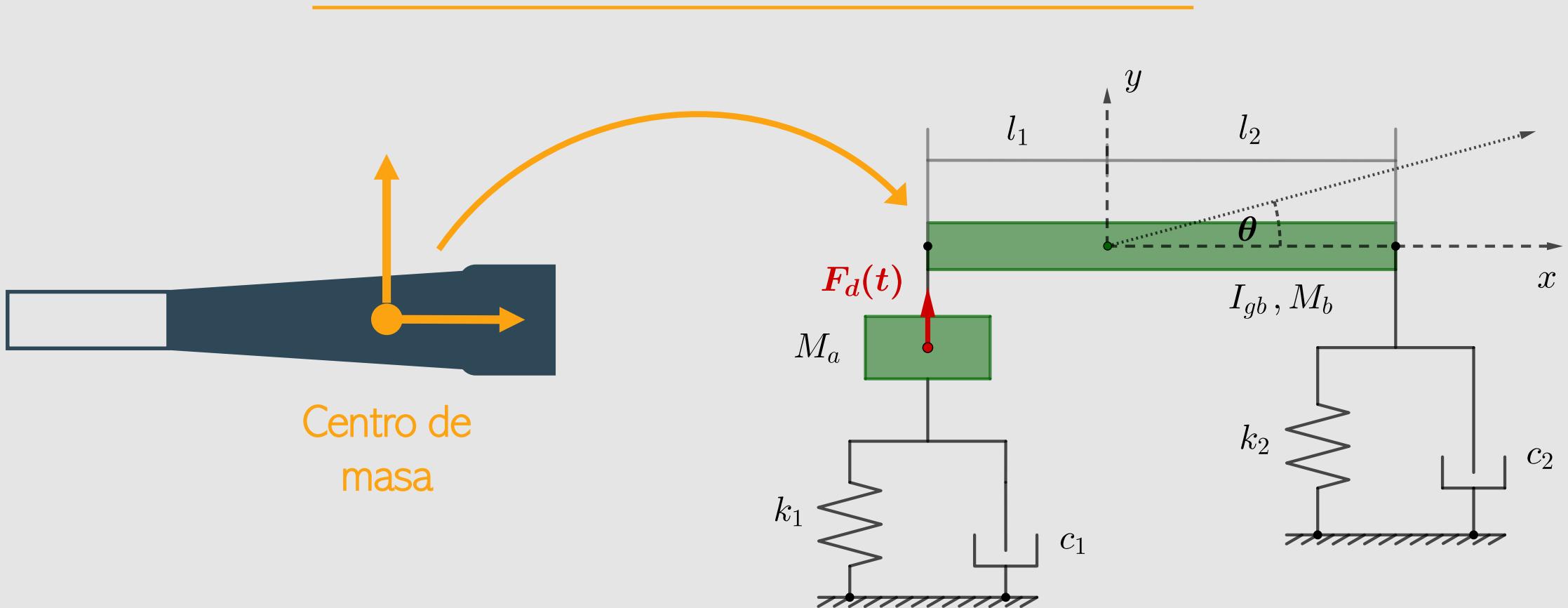
Elementos del modelo: Rigidez de las vigas de acero



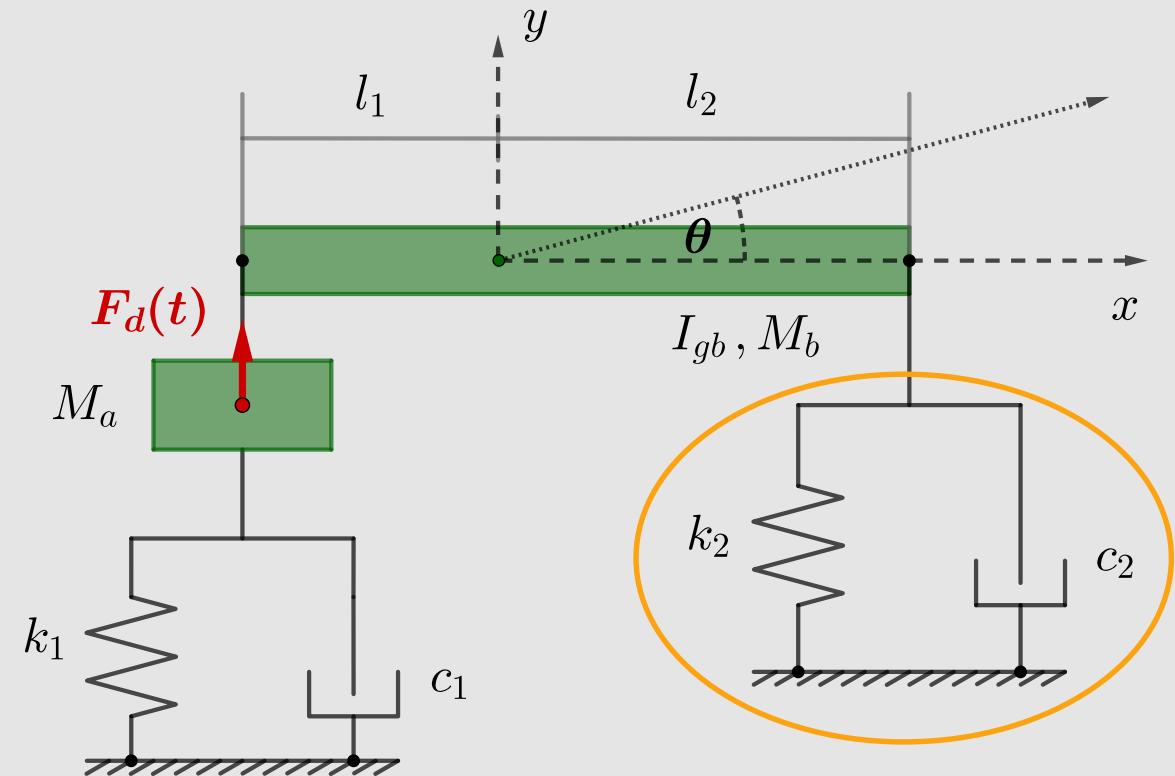
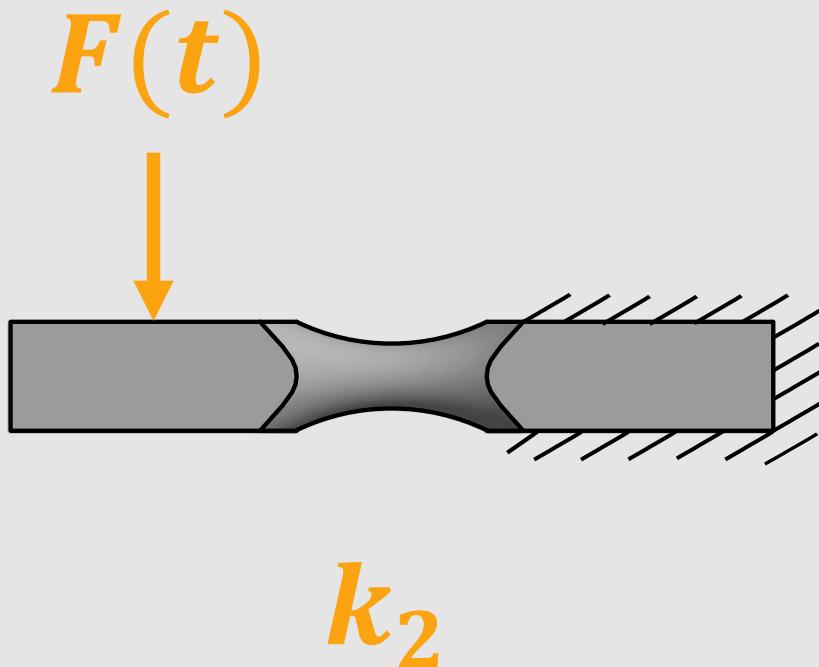
Elementos del modelo: Masa del conjunto disco, soporte, polea



Elementos del modelo: Brazo de carga



Elementos del modelo: Rigidez de la probeta



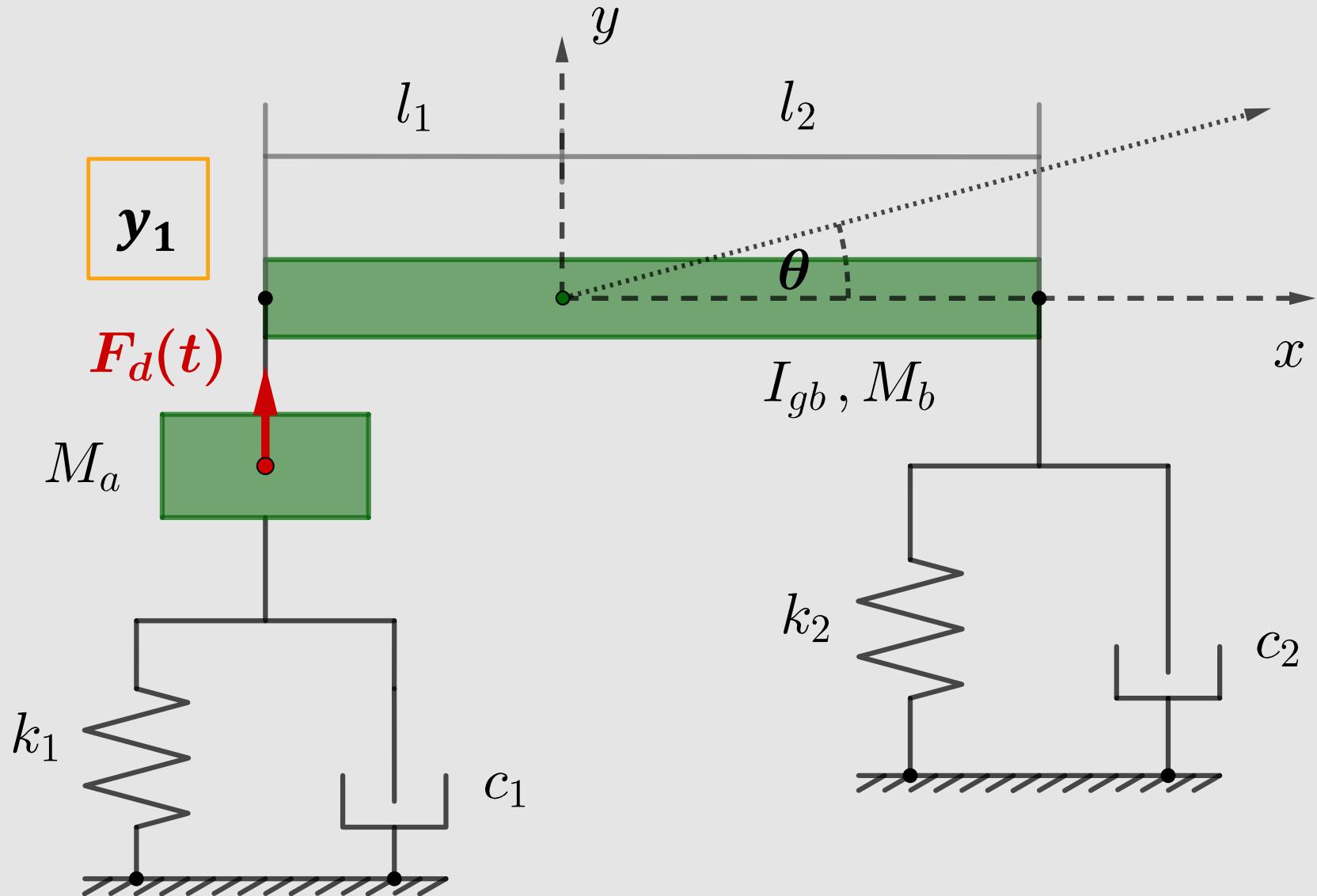
Definiciones del sistema

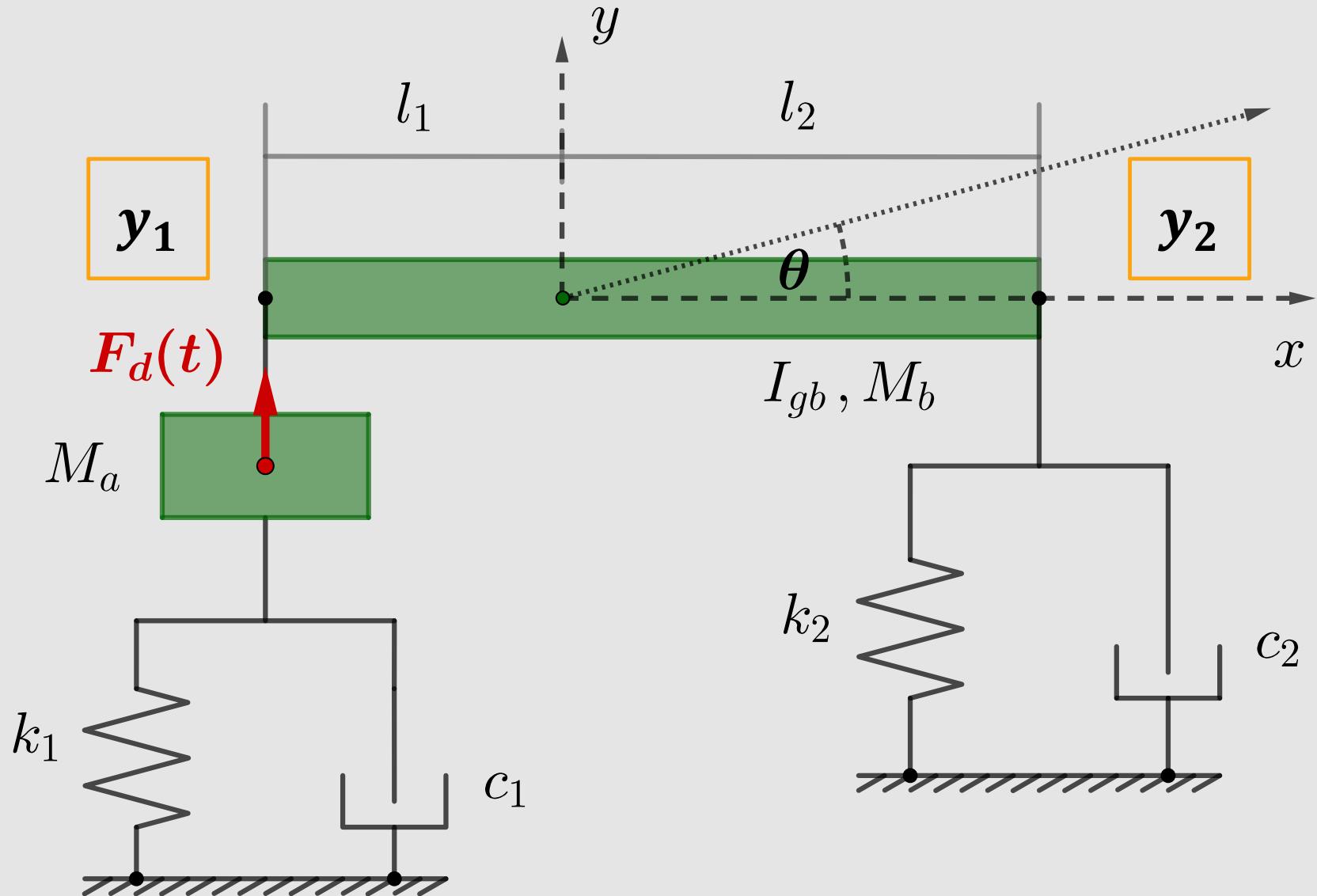
Coordenadas generalizadas

- $q_1 = y$
- $q_2 = \theta$

Coordenadas auxiliares

- $y_1(t) = y(t) - l_1\theta(t)$
- $y_2(t) = y(t) + l_2\theta(t)$





Condiciones iniciales del sistema

- El sistema comienza en reposo y en una posición donde los resortes k_1 y k_2 no están deformados.
 - Es decir, y_1 y y_2 son igual a cero
 - Por lo tanto, las condiciones iniciales son:
 - $y = 0$
 - $\dot{y} = 0$
 - $\theta = 0$
 - $\dot{\theta} = 0$
-

Energía del sistema

- $U_k = \frac{1}{2}(k_1 \cdot y_1^2 + k_2 \cdot y_2^2)$
- $U_g = g \cdot (M_a \cdot y_1 + M_b \cdot y)$
- $T = \frac{1}{2}(M_a \cdot \dot{y}_1^2 + M_b \cdot \dot{y}^2)$
- $R = \frac{1}{2}(c_1 \cdot \dot{y}_1^2 + c_2 \cdot \dot{y}_2^2)$

Ecuación de Newton-Euler

$$L = T - U$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}$$

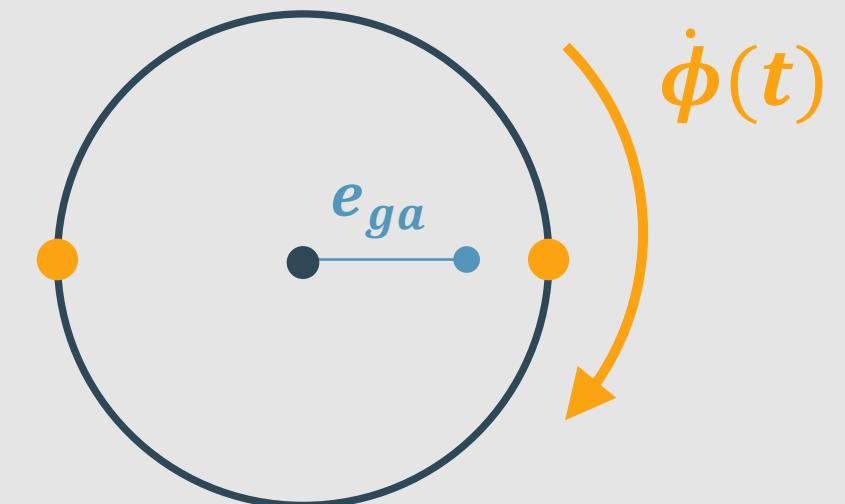
Fuerza externa / disco desequilibrado

$$Q_i = F_d(t)$$

$$F_d(t) = M_a \cdot e_{ga} \cdot (\dot{\phi}^2 \sin \phi - \ddot{\phi} \cos \phi)$$

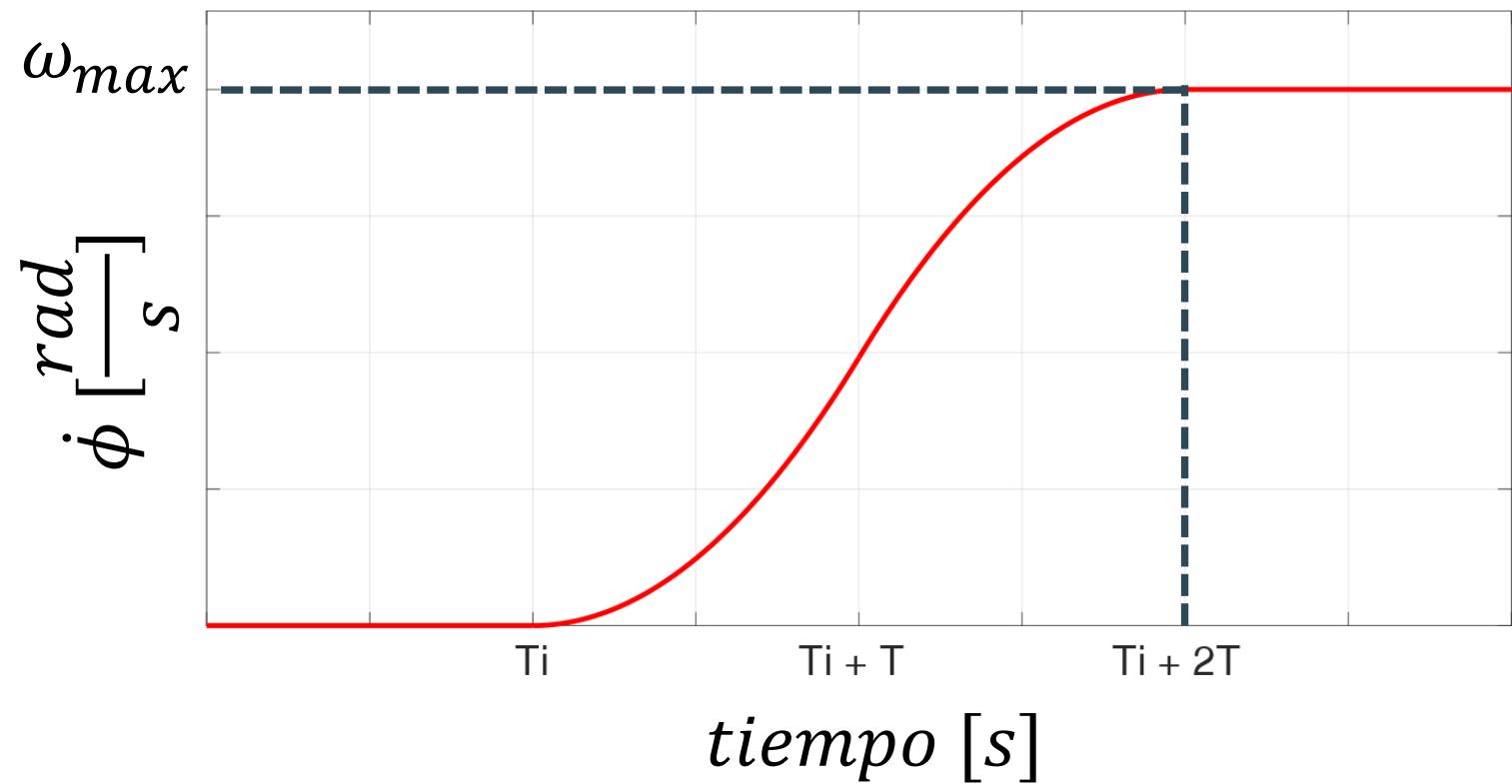
Fuerza externa / disco desequilibrado

$$F_d(t) = M_a \cdot e_{ga} \cdot (\dot{\phi}^2 \sin \phi - \ddot{\phi} \cos \phi)$$



Velocidad angular del disco

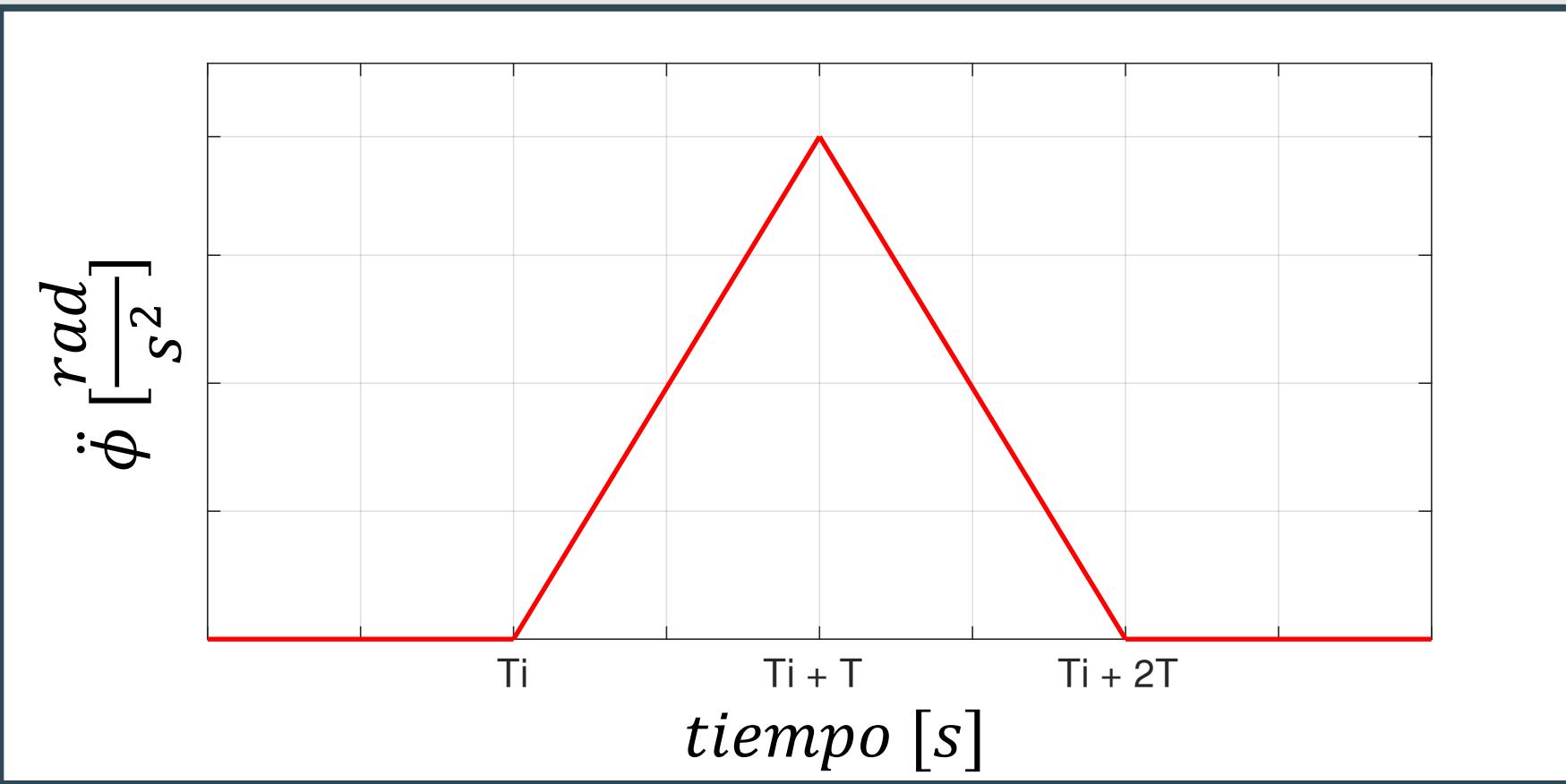
Controlar la velocidad de giro del disco



Función de aceleración

$$\ddot{\phi} = \begin{cases} 0, & t \leq T_i \\ \left(\frac{\omega_{max}}{T^2}\right)(t - T_i), & T_i < t \leq T_i + T \\ \left(\frac{\omega_{max}}{T}\right)\left(2 - \frac{t - T_i}{T}\right), & T_i + T < t \leq T_i + 2T \\ 0, & T_i + 2T < t \end{cases}$$

Función de aceleración



Ecuaciones de movimiento del sistema

$$\begin{bmatrix} M_a + M_b & -M_a l_1 \\ -M_a l_1 & I_{gb} - M_a l_1^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2 l_2 - c_1 l_1 \\ c_2 l_2 - c_1 l_1 & c_2 l_2^2 - c_1 l_1^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_2 l_2 - k_1 l_1 \\ k_2 l_2 - k_1 l_1 & k_2 l_2^2 - k_1 l_1^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_d(t) - g(M_a + M_b) \\ F_d(t) \cdot l_1 + g M_a l_1 \end{bmatrix}$$

Parámetros del sistema

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
M_a	$M_d + m_1 + m_2$	I_{gb}	$8,3 \cdot 10^{-6}$ [kgm ²]
M_d	19,2 [kg]	c_1	100 [Ns/m]
M_b	2,3 [kg]	c_2	100 [Ns/m]
l_1	110,3 [mm]	k_1	$9,9 \cdot 10^4$ [N/m]
l_2	90,2 [mm]	k_2	$1,8 \cdot 10^6$ [N/m]

Solución del sistema de ecuaciones

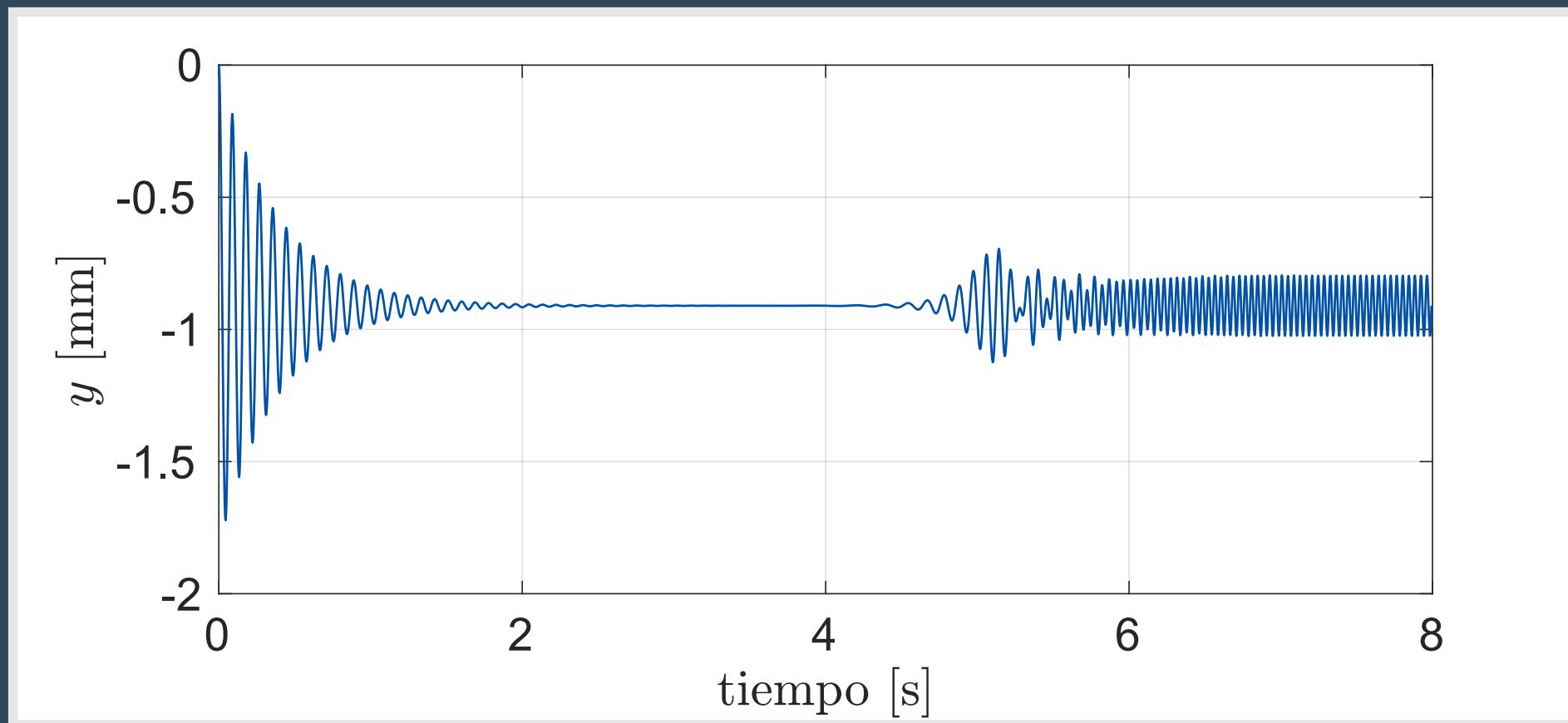
- Se utilizó un solver de ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden.
 - Basado en **Runge-Kutta** con un paso de tiempo variable.
 - Se le ingresan las condiciones iniciales.
- Para resolver el sistema de segundo orden se realiza un cambio de variable
 - La tolerancia utilizada es:
 - Tolerancia absoluta: 10^{-8}
 - Tolerancia relativa: 10^{-8}

Soluciones

- Al resolver el sistema de ecuaciones, respecto al centro de masa, se obtiene:
 - $y(t)$
 - $\dot{y}(t)$
 - $\theta(t)$
 - $\dot{\theta}(t)$
- Con esto se calcula la fuerza sobre la probeta:
 - $F(t) = k_2 \cdot y_2$
- De esta se extrae:
 - F_{max}
 - F_m
 - F_a

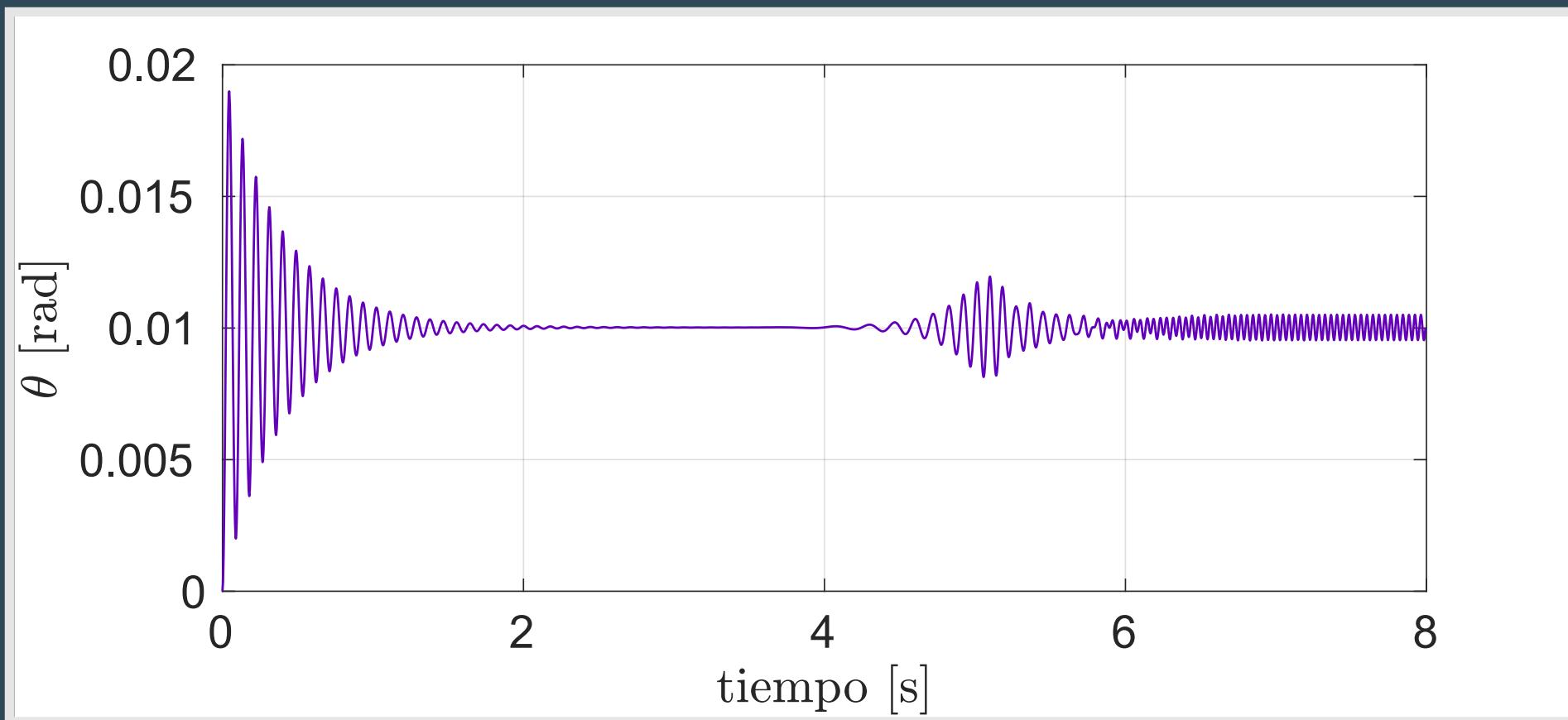
Resultados modelo dinámico:

Posición vertical del centro de masa del brazo de carga



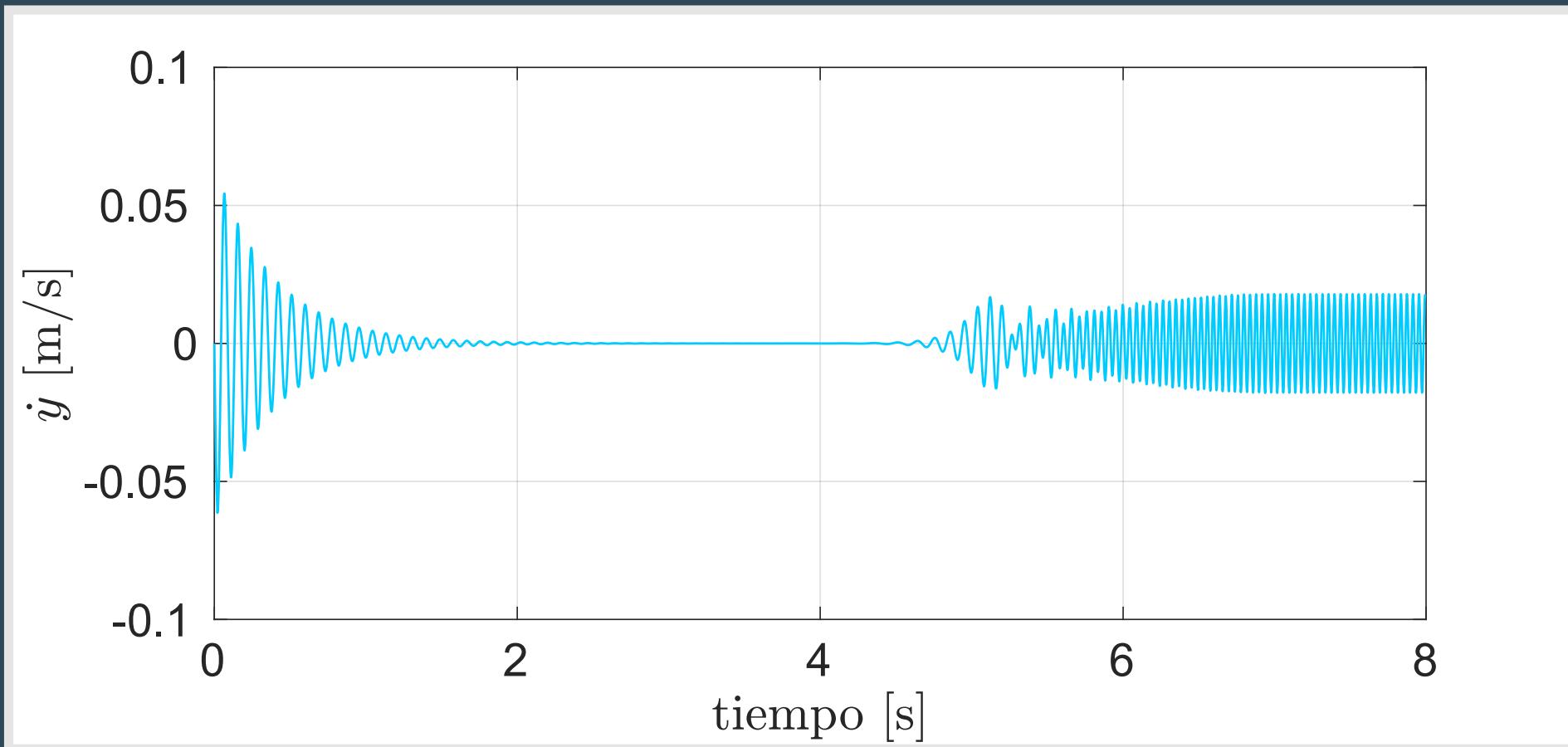
Resultados modelo dinámico:

Posición angular del centro de masa del brazo de carga



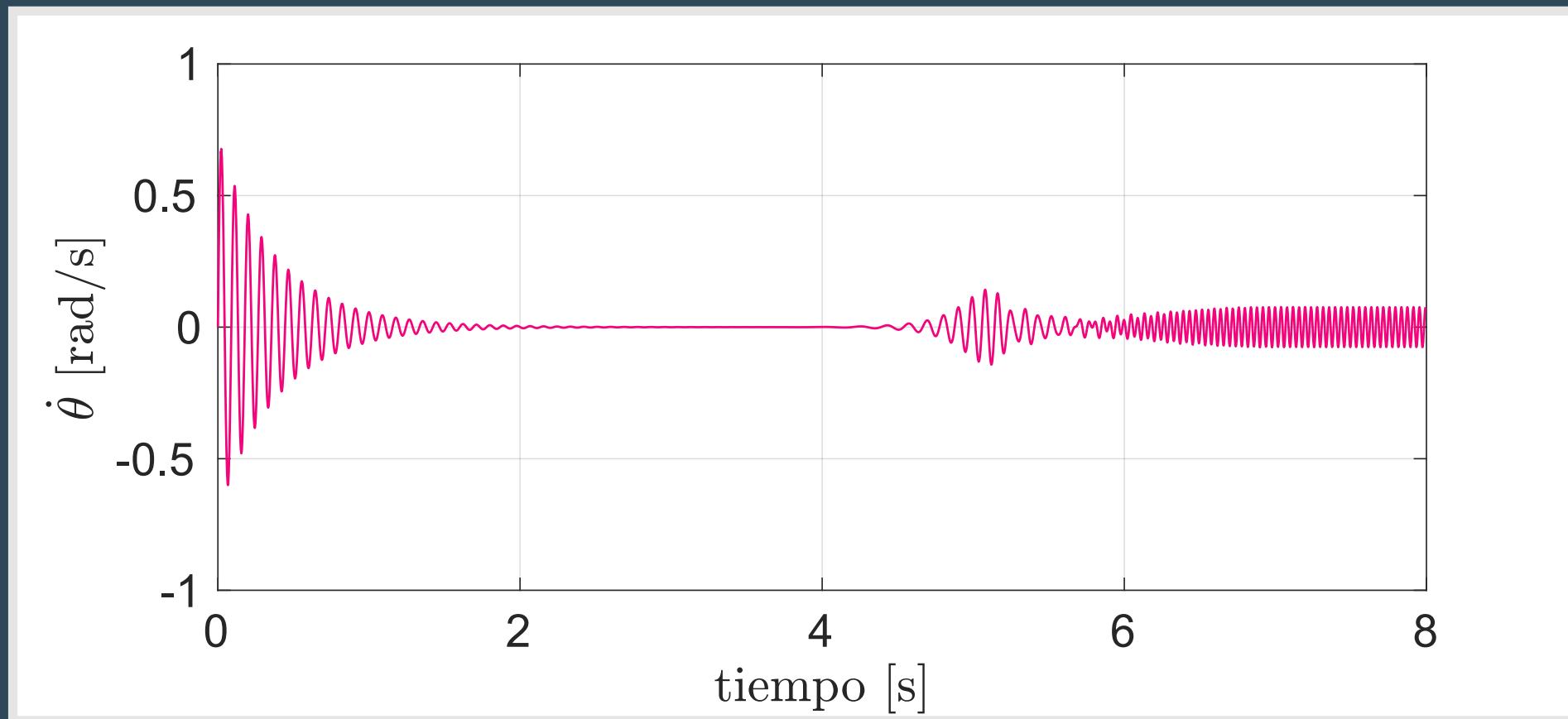
Resultados modelo dinámico

Velocidad vertical del centro de masa del brazo de carga



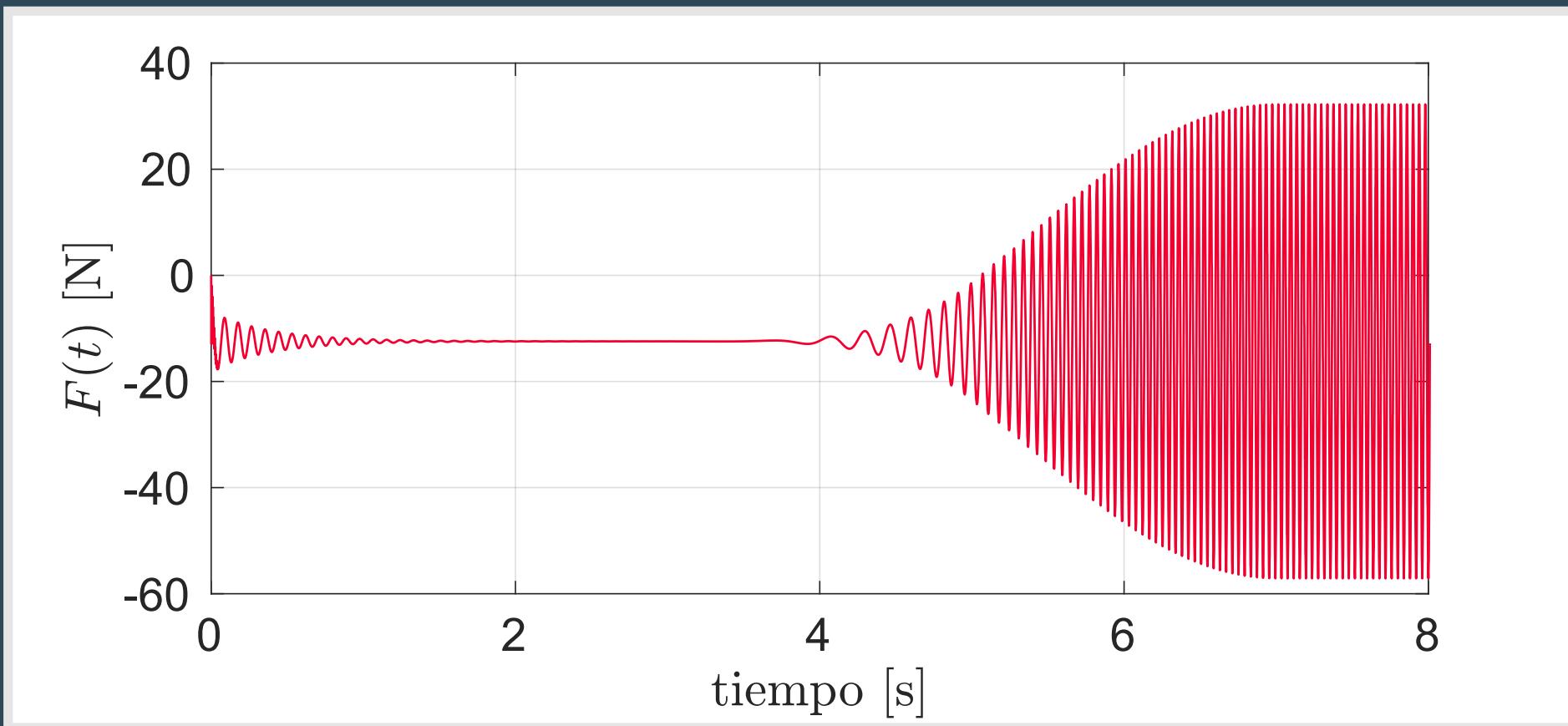
Resultados modelo dinámico:

Velocidad angular del centro de masa del brazo de carga



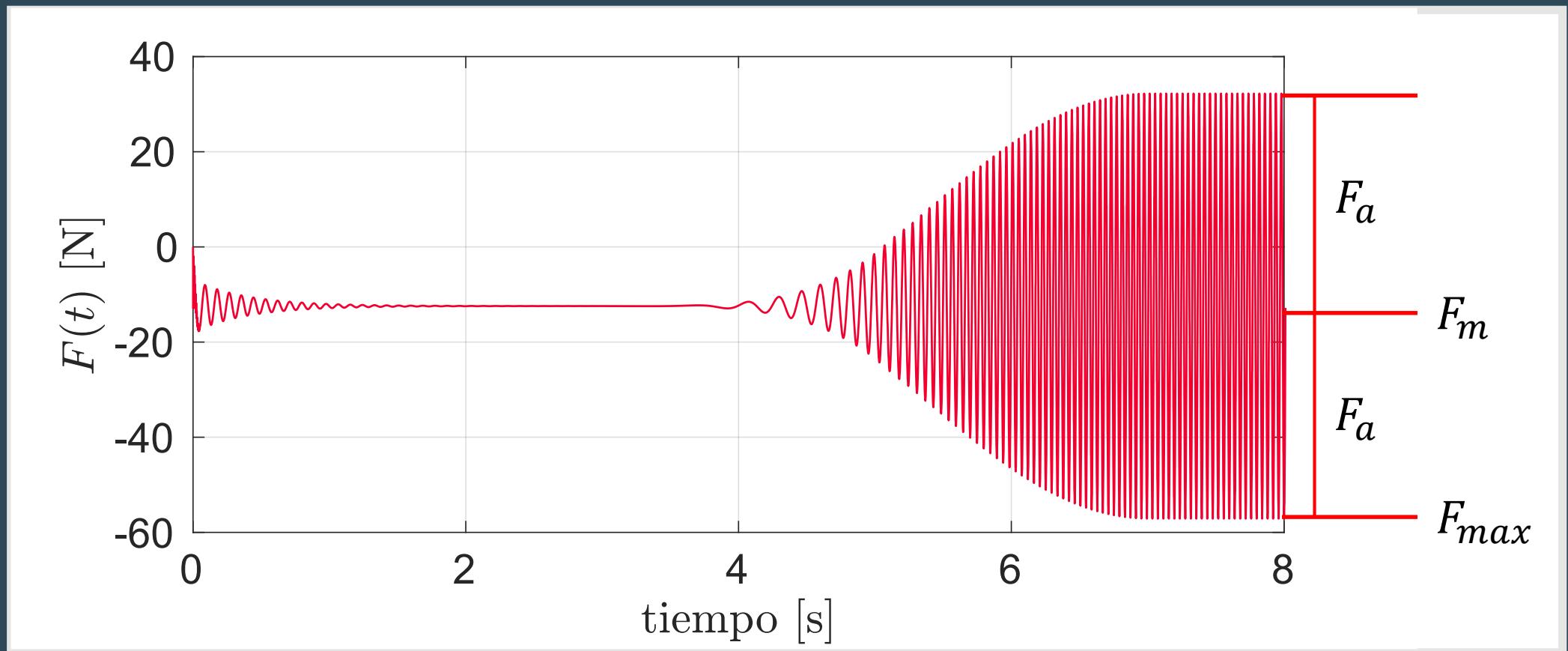
Resultados modelo dinámico:

Fuerza sobre la probeta



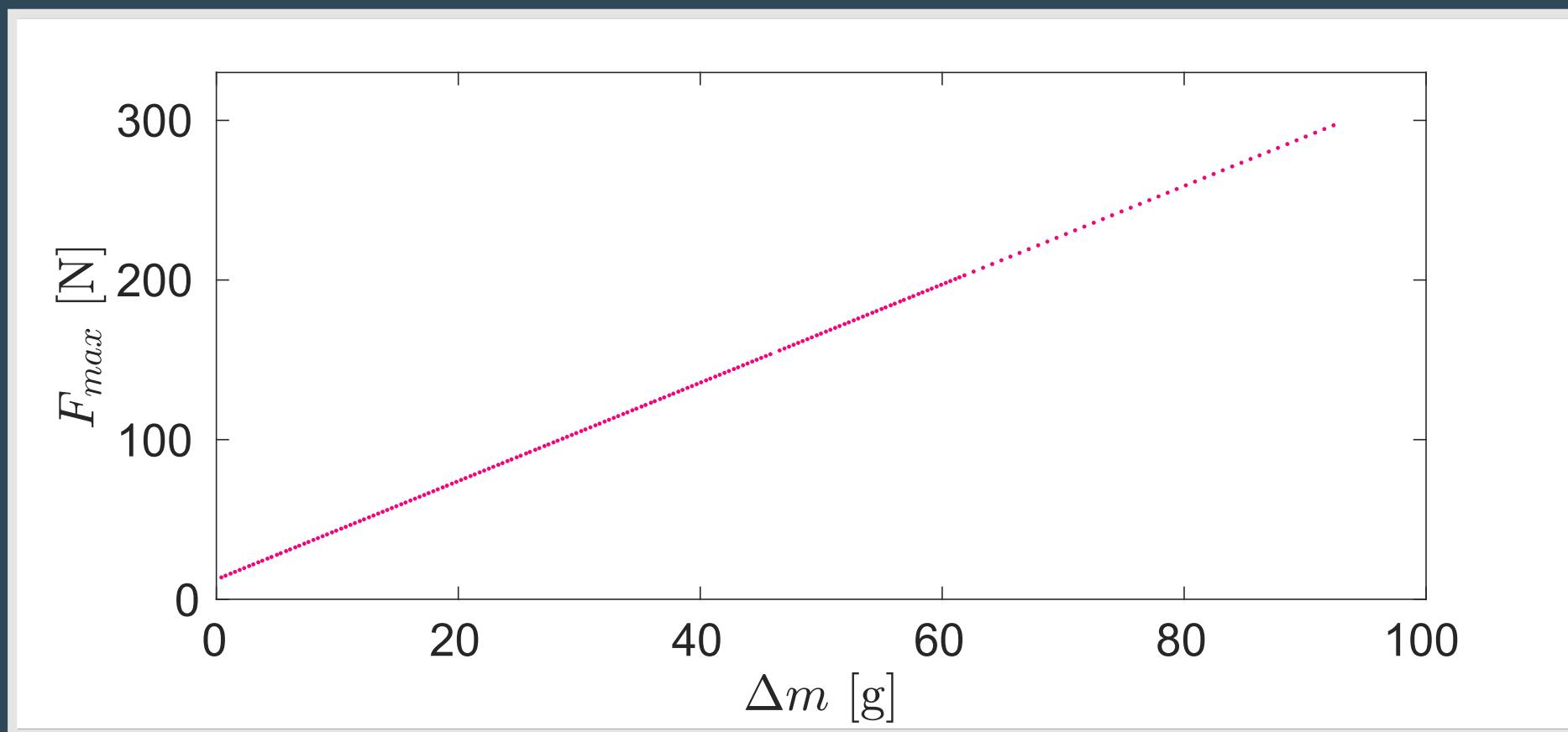
Resultados modelo dinámico:

Fuerza sobre la probeta



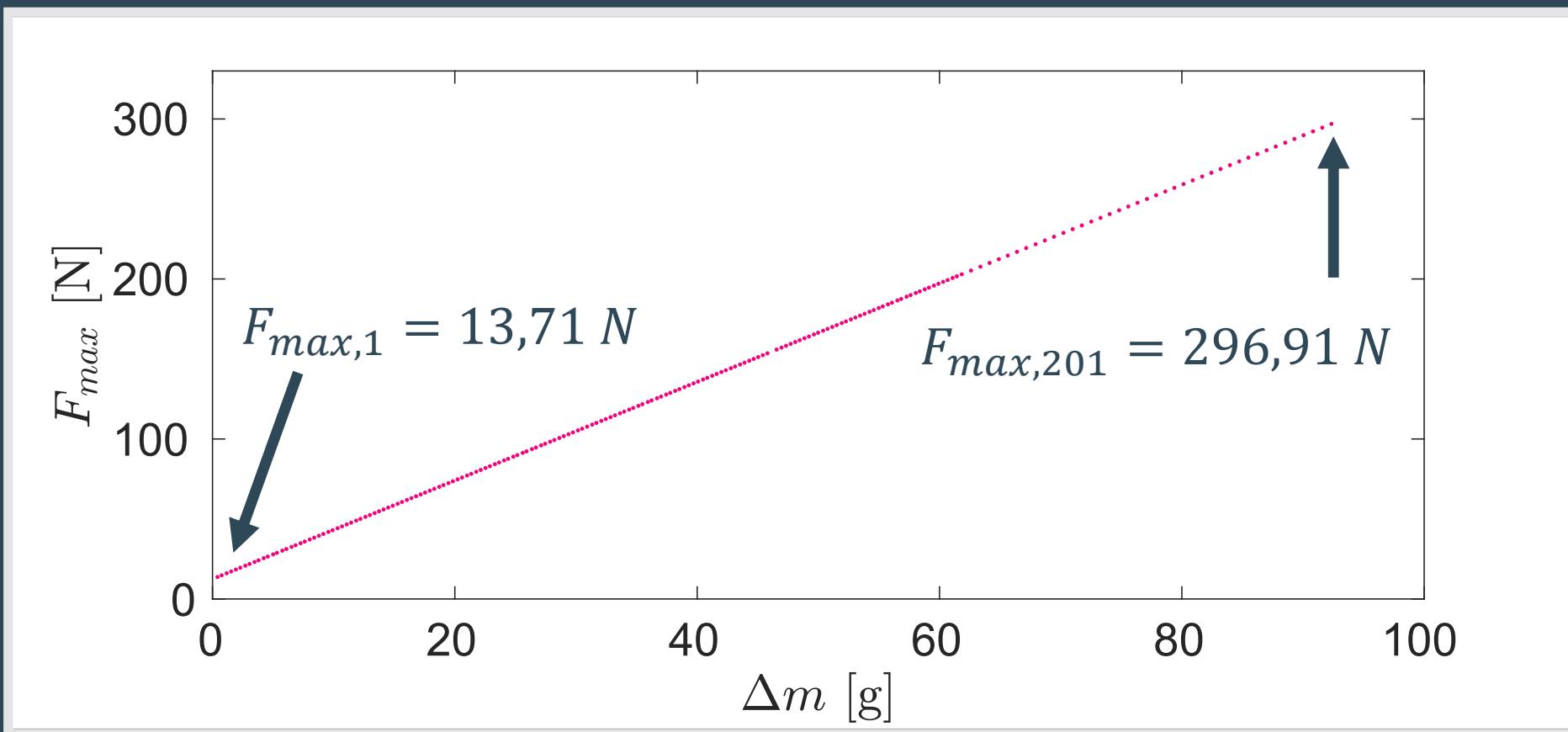
Resultados modelo dinámico:

Fuerza máxima para cada combinación de contrapesos



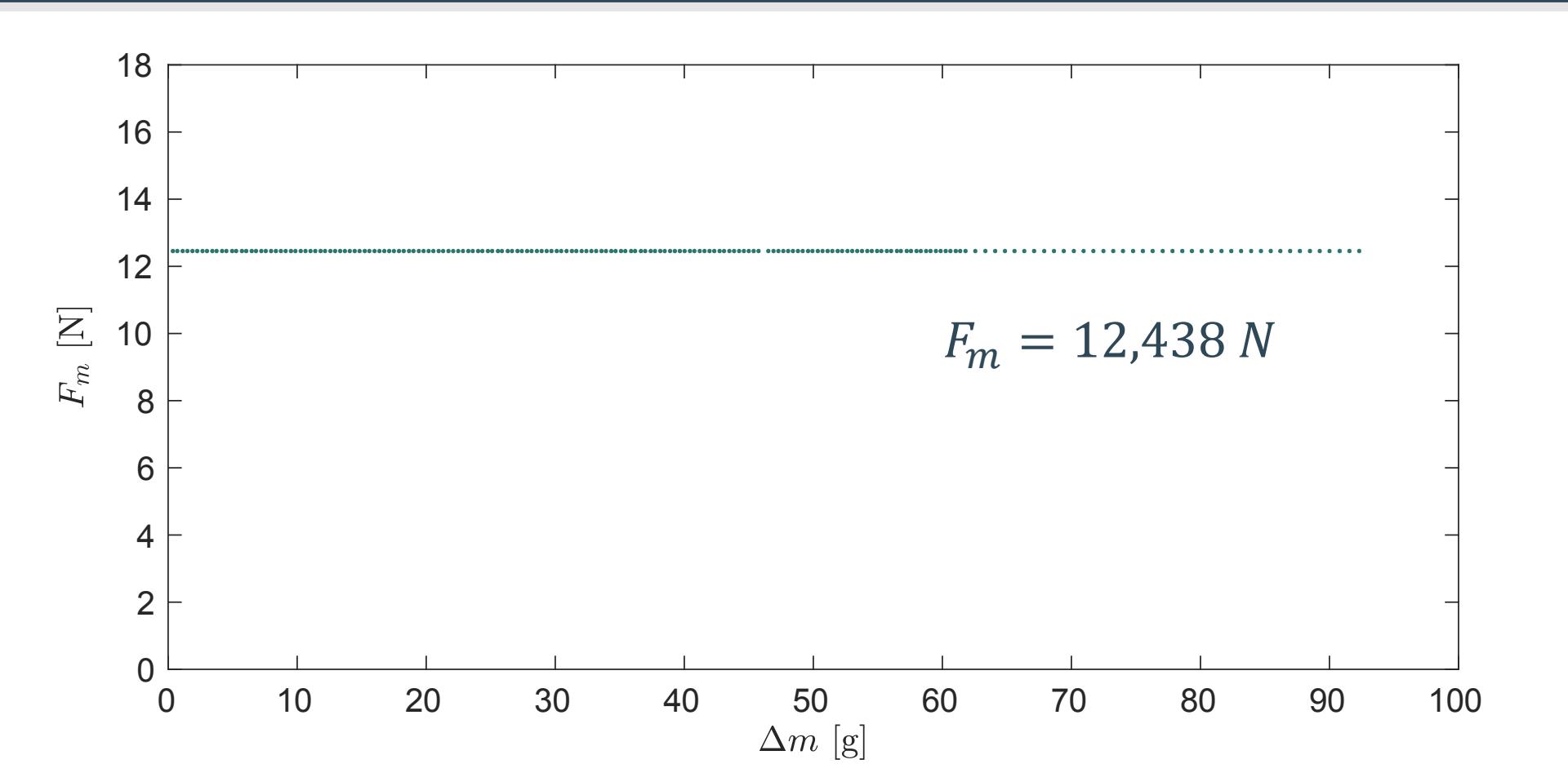
Resultados modelo dinámico:

Fuerza máxima



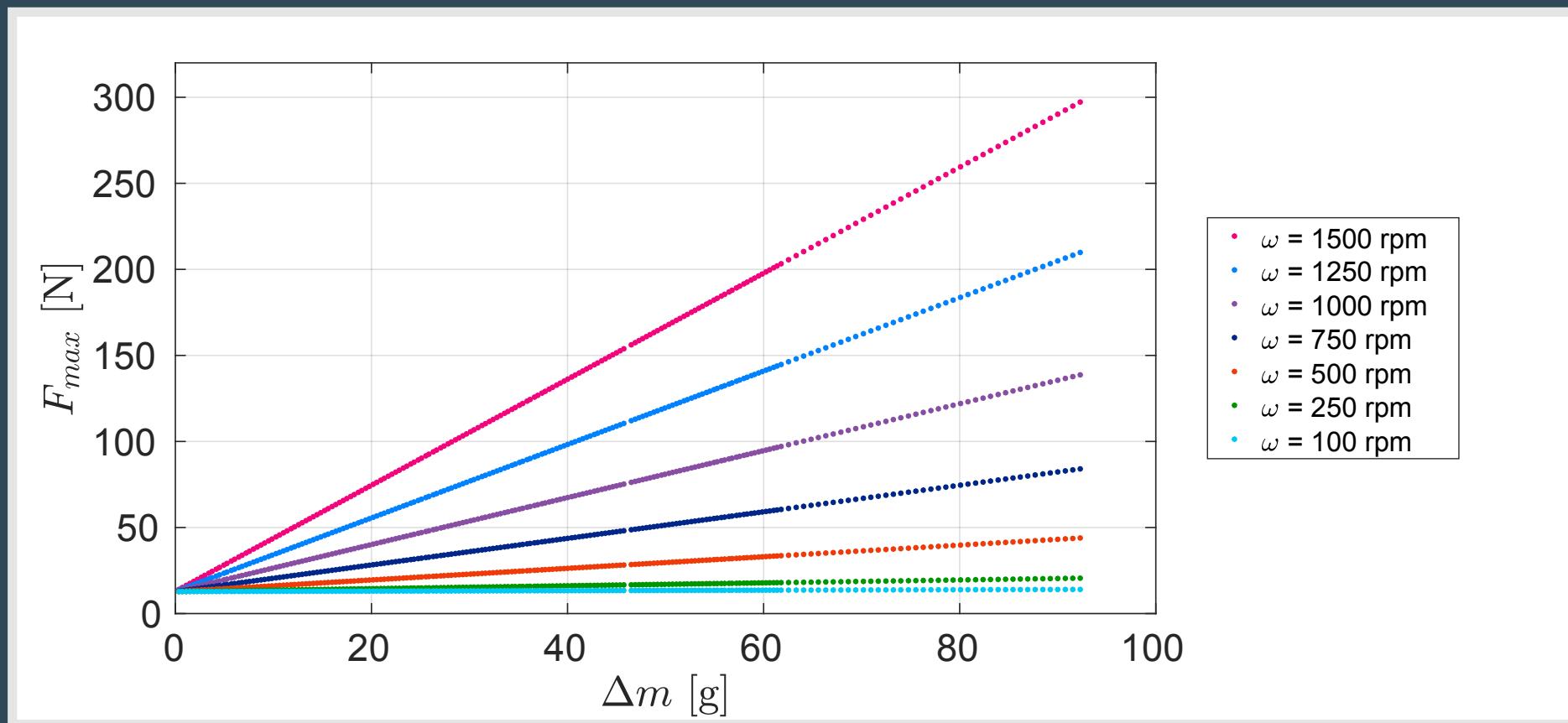
Resultados modelo dinámico:

Fuerza media



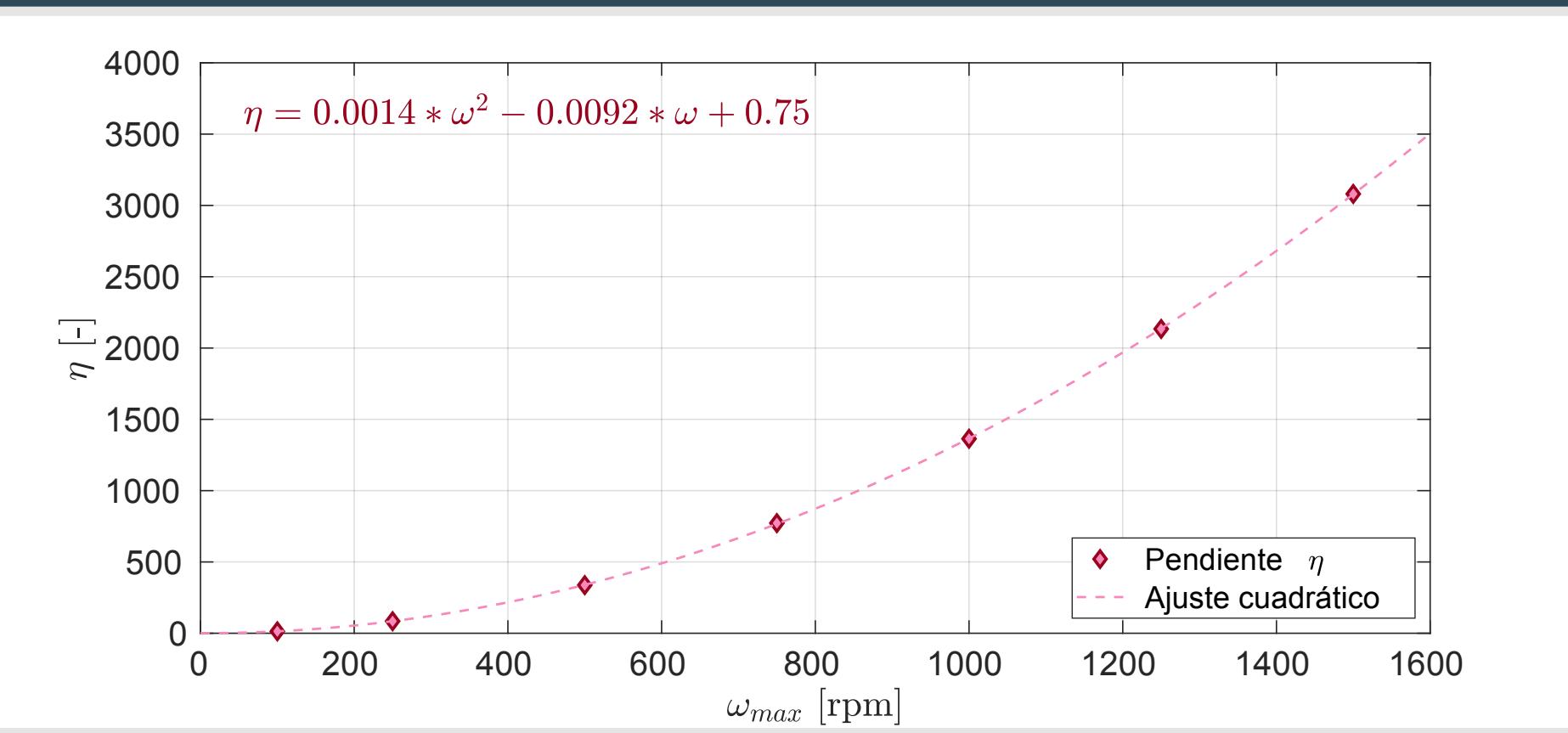
Resultados modelo dinámico:

Fuerza máxima para máxima para distintas velocidad ω_{max}



Resultados modelo dinámico:

Comportamiento de la pendiente η



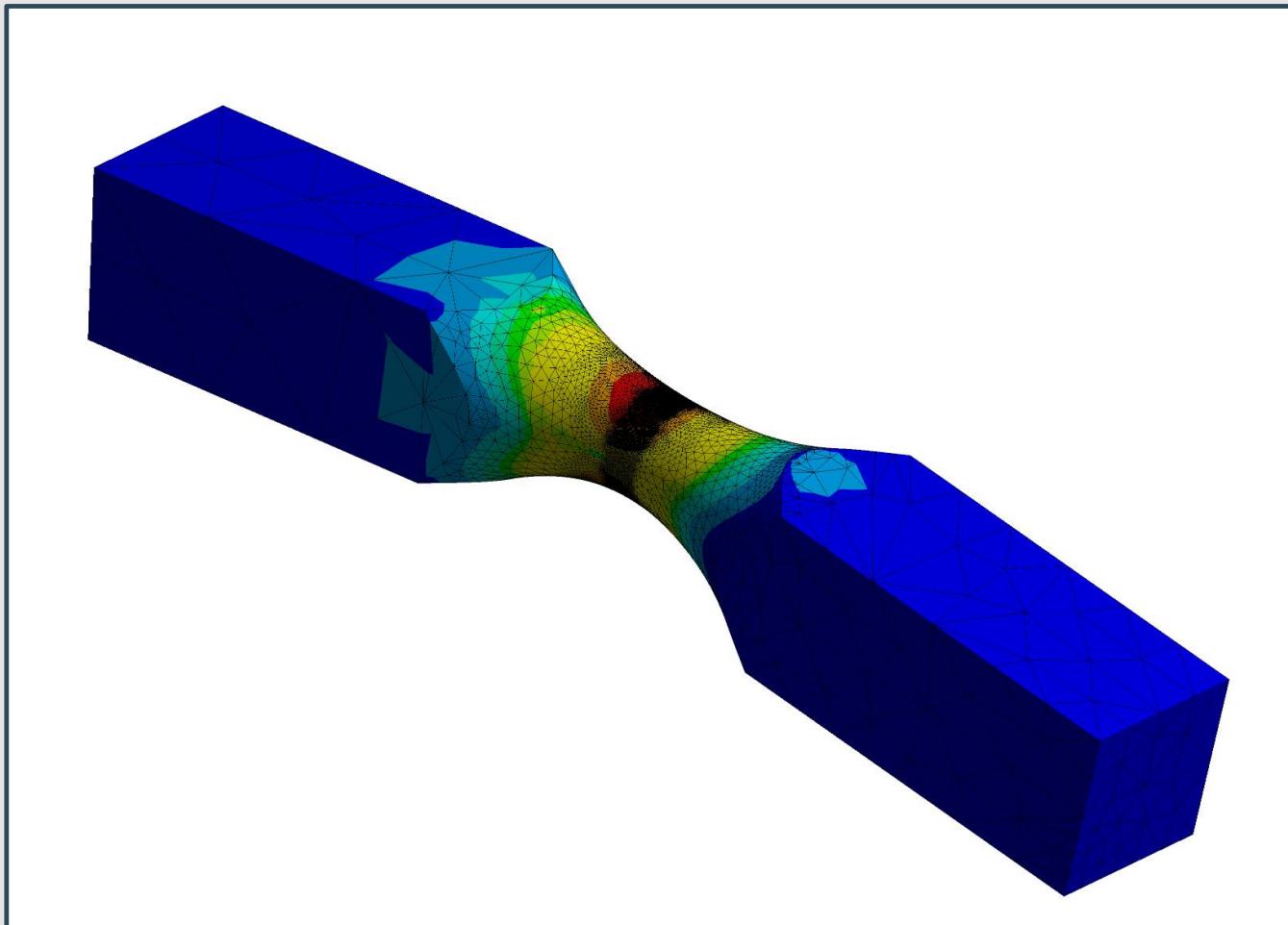
Resultados modelo dinámico:

Relación entre las variables

$$F(t) = f(\Delta m, \omega_{max})$$

Análisis y estudio del estado de esfuerzos en la probeta

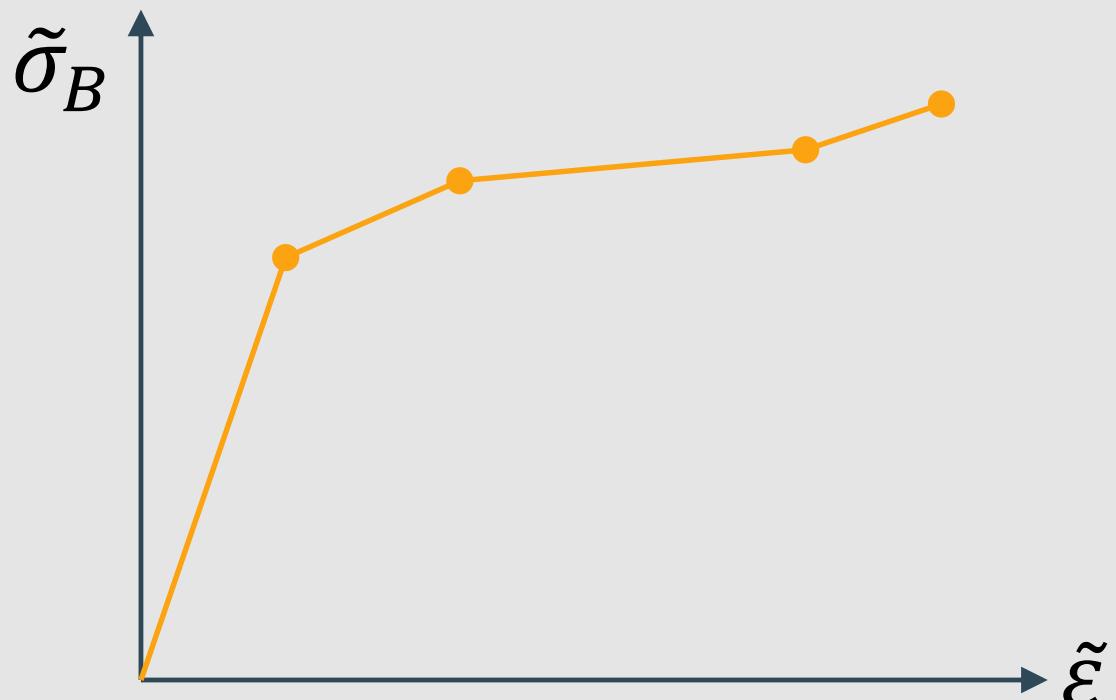
Simulación de carga máxima sobre la probeta



Modelo utilizado

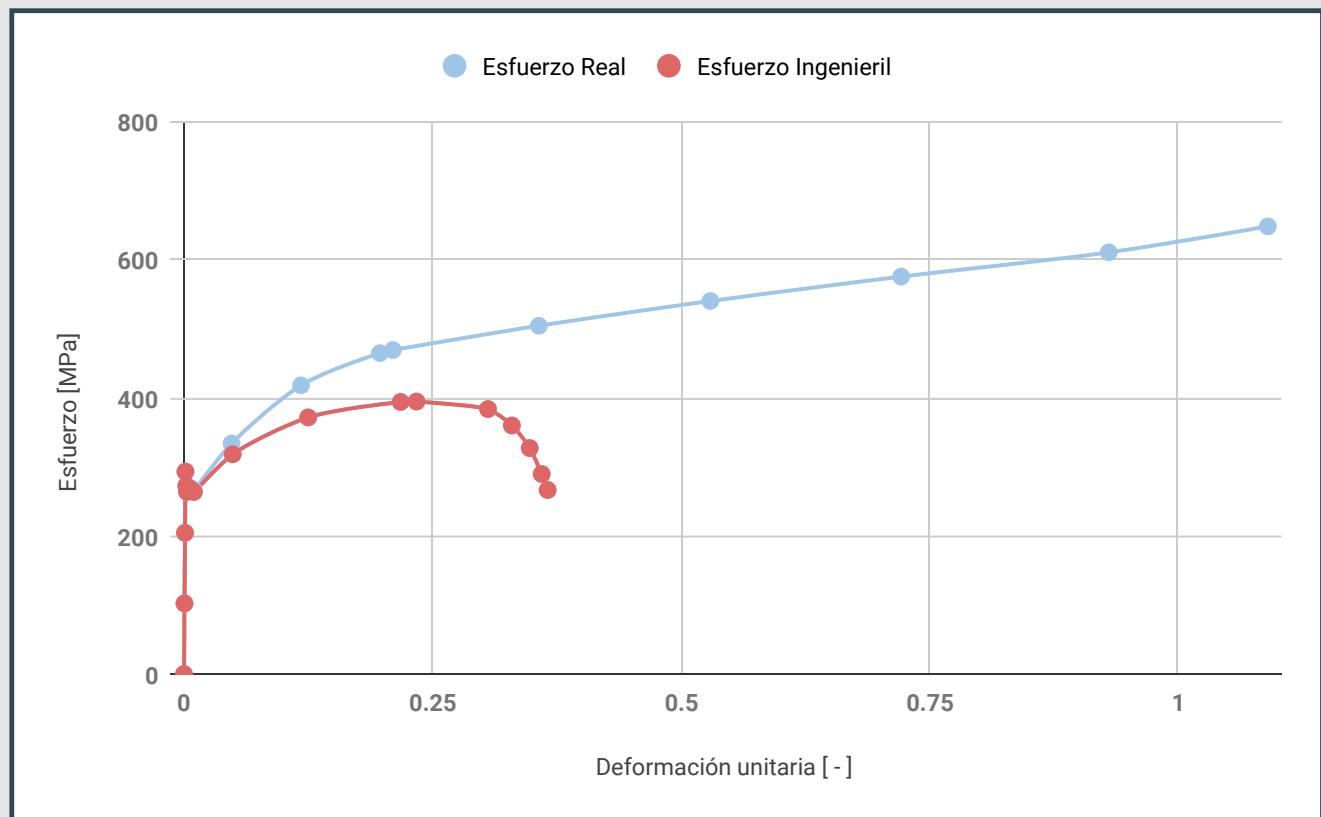
Multilinear Isotropic Hardening

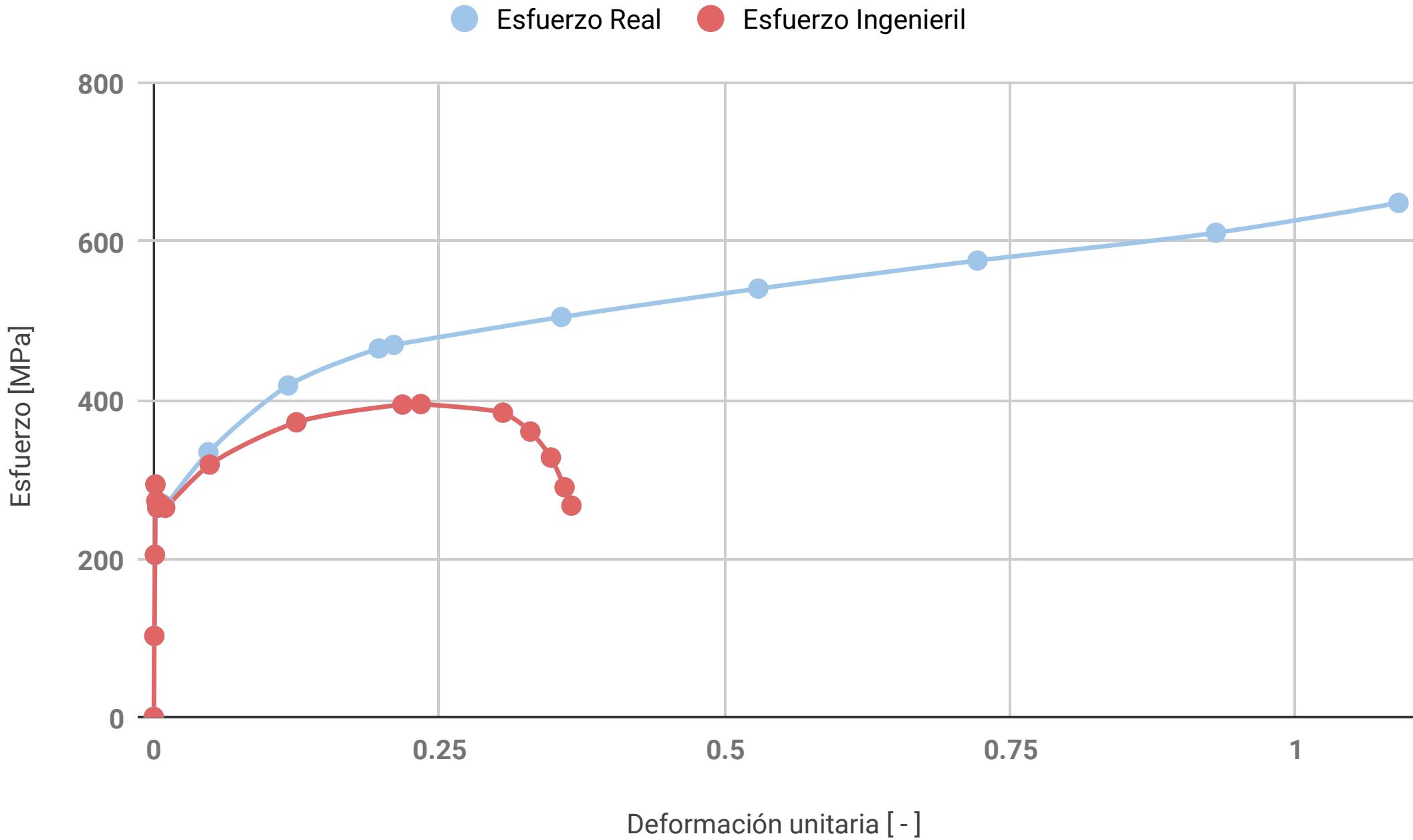
- Modelo de plasticidad utilizado para grandes deformaciones.
- Permite añadir distintos puntos de la curva esfuerzo-deformación real.
- Se utilizan distintos puntos de la curva de esfuerzo-deformación real.
- Para el esfuerzo real se usó el factor de corrección de Bridgman

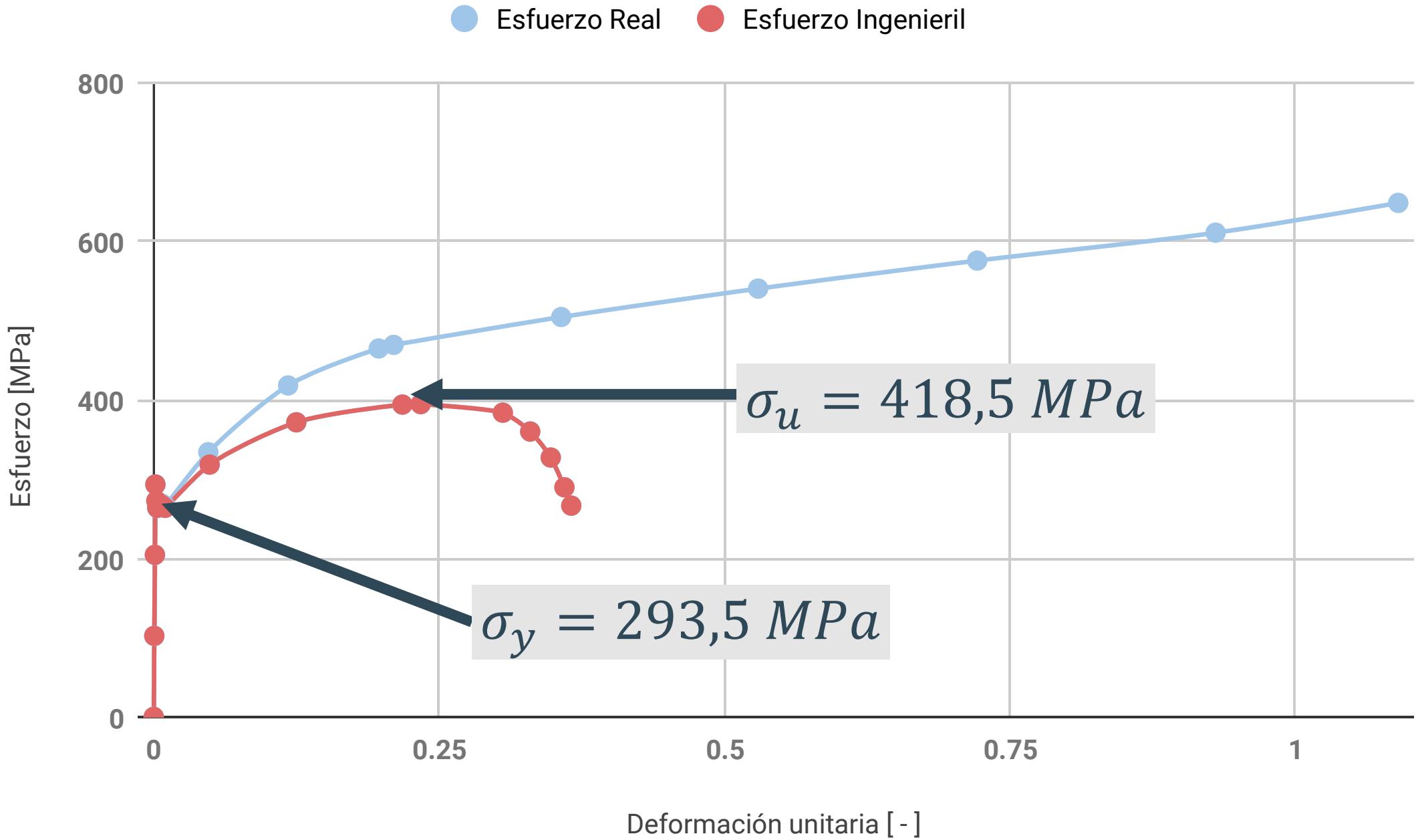


Propiedades mecánicas: Determinación del tipo de acero de la probeta

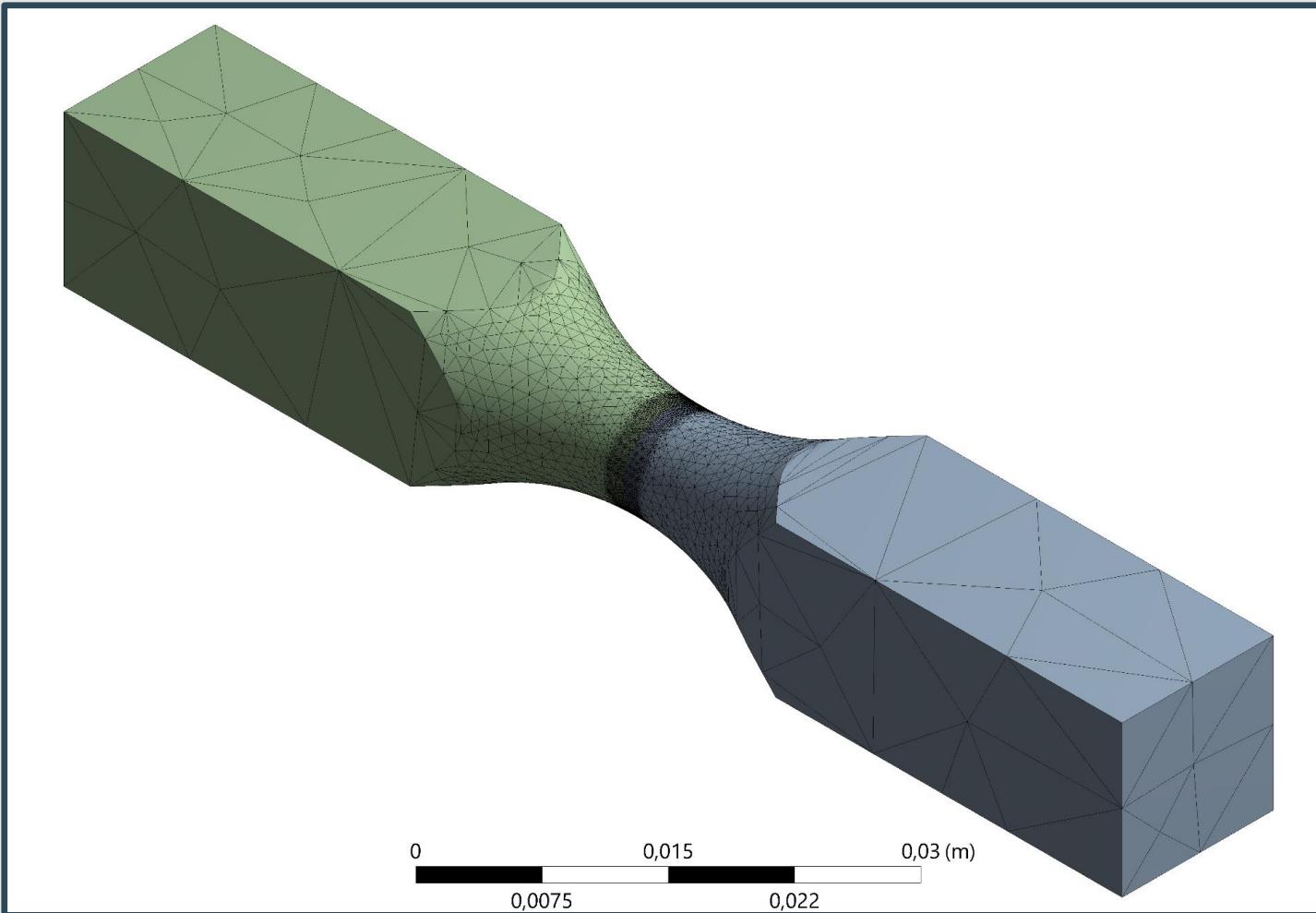
- Mediante la medición de dureza de las probetas se obtuvo un acercamiento a las propiedades del acero utilizado
- Se utilizaron los datos de un acero SAE 1020 HR



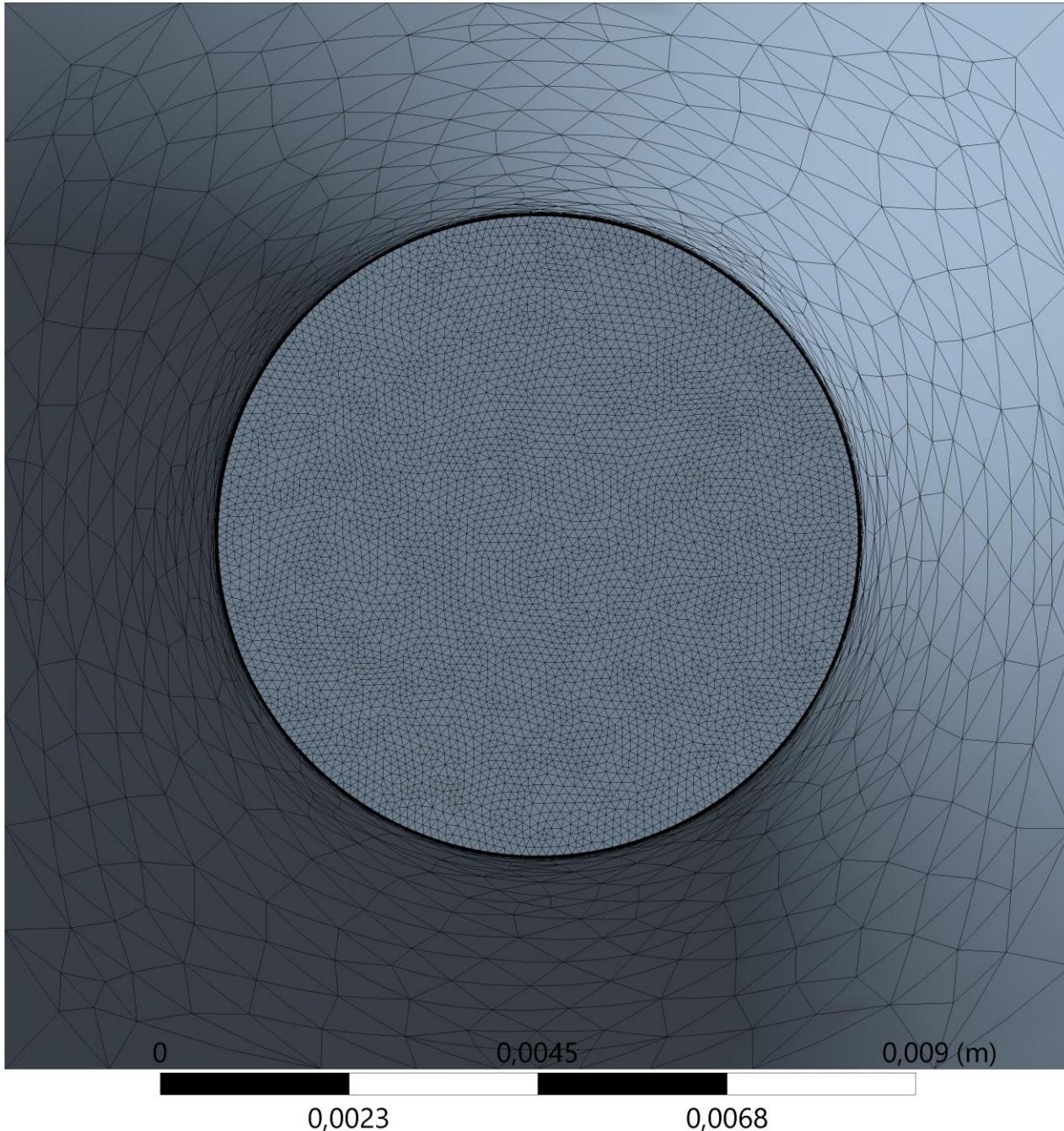


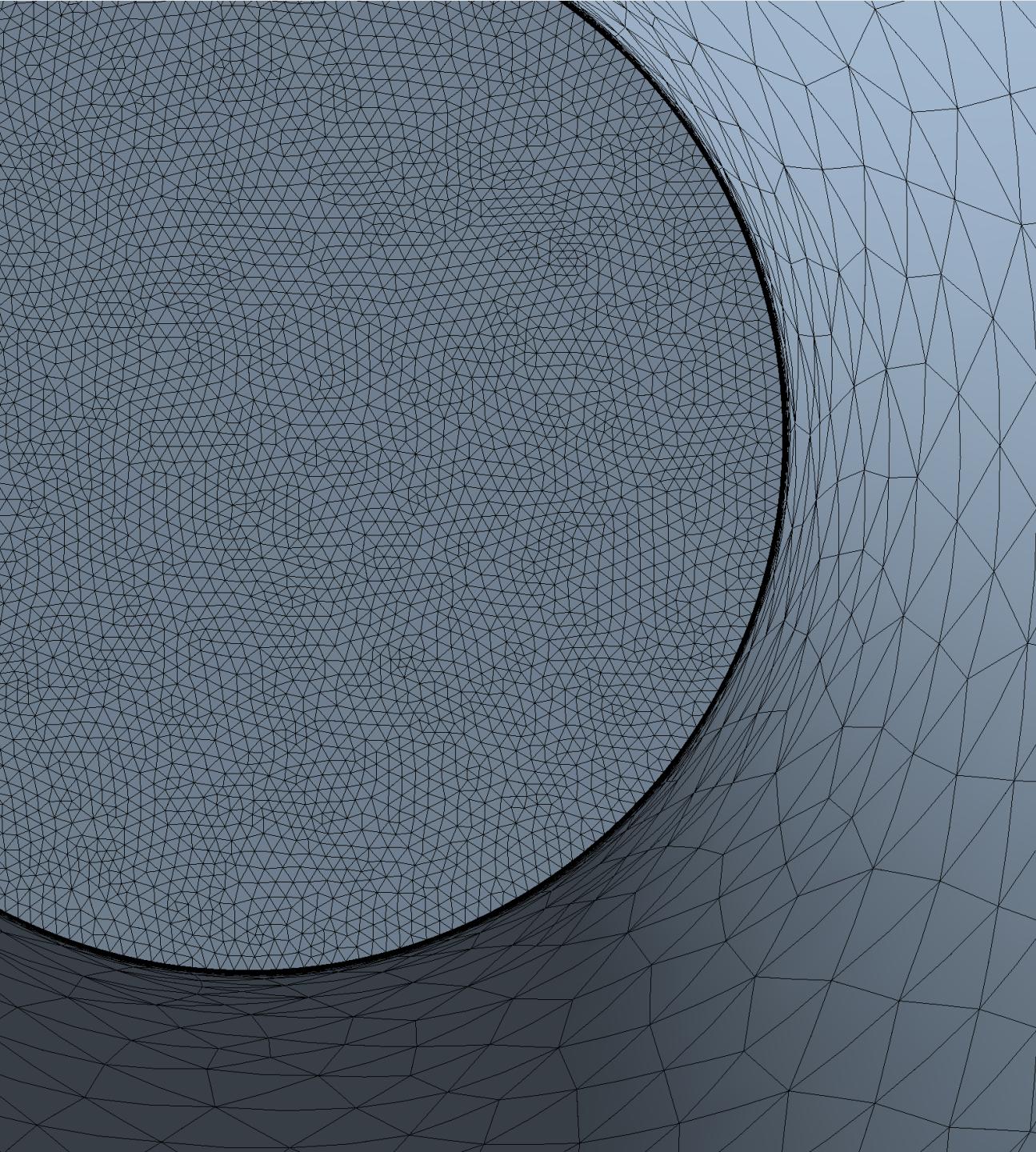


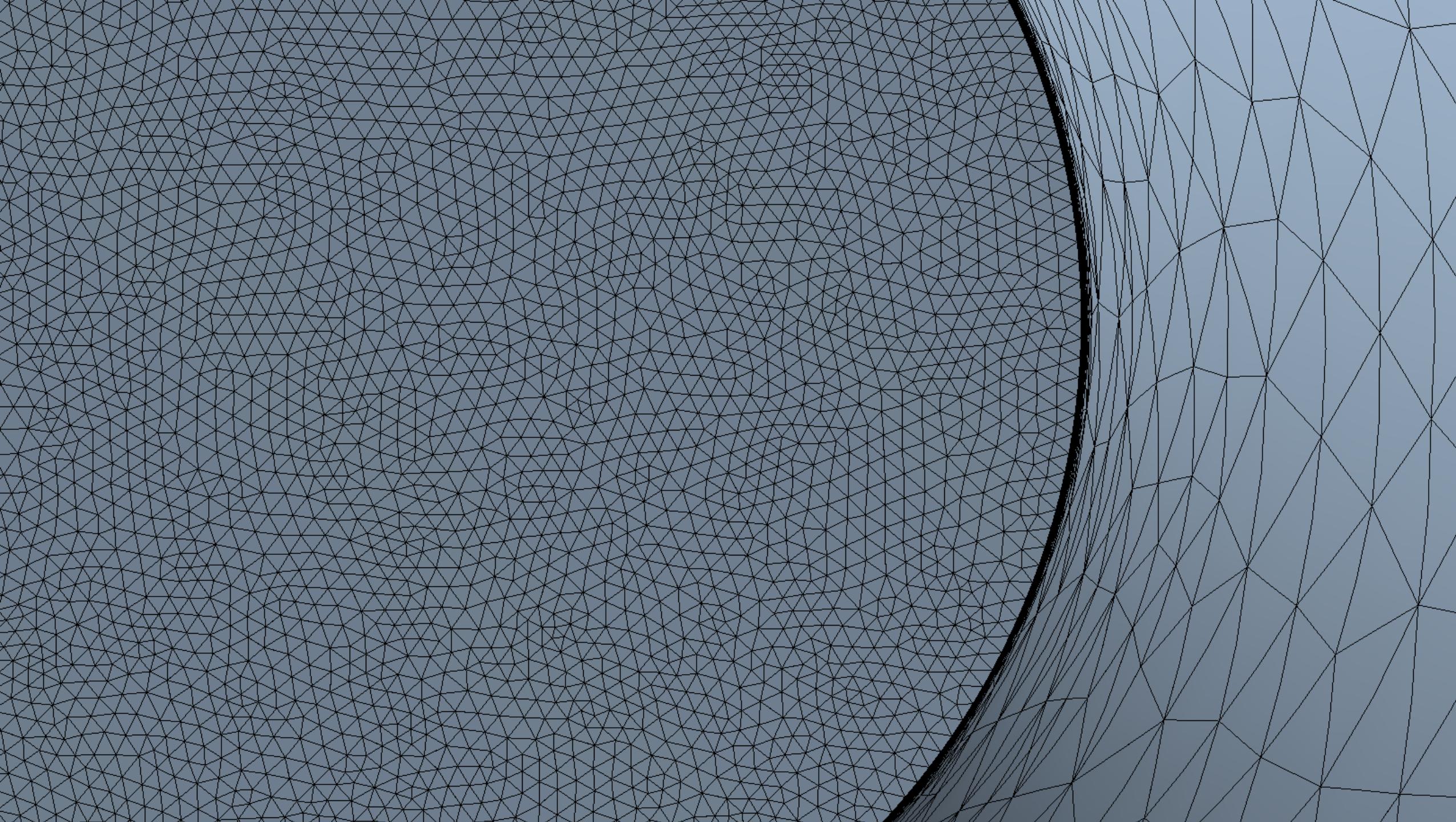
Configuración de la malla



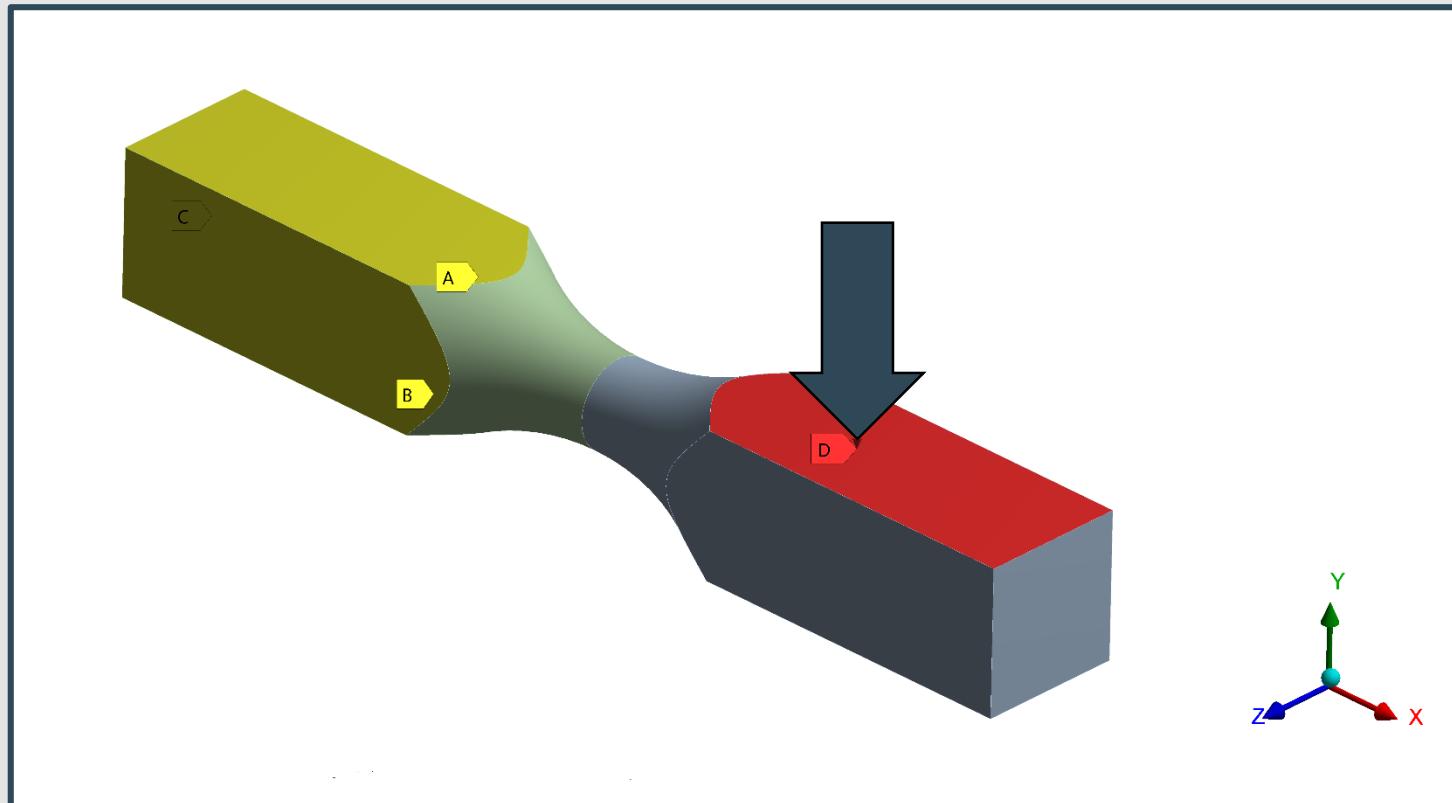
- Nodos: 951.151
- Elementos: 684.131





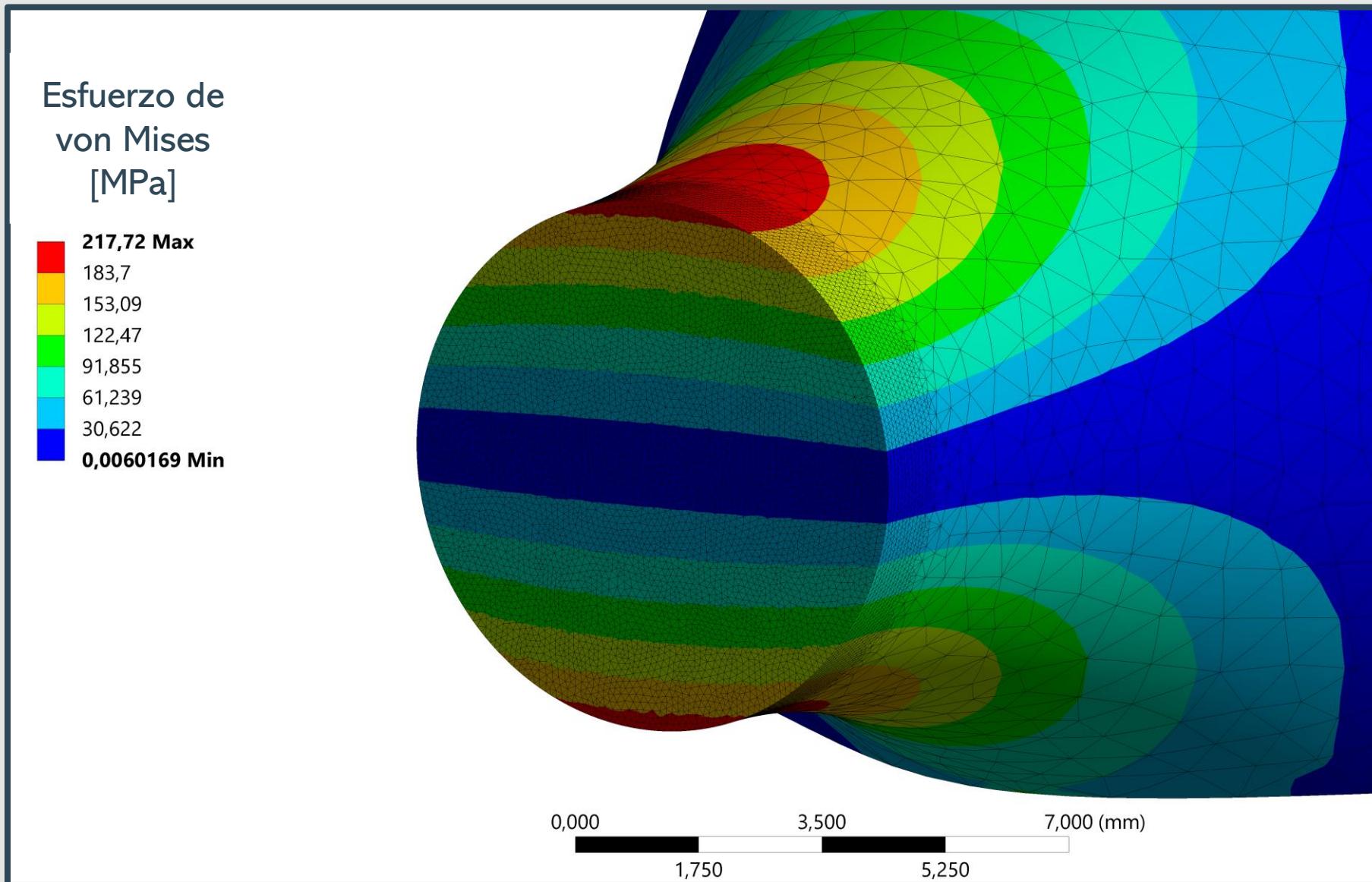


Condiciones de contorno

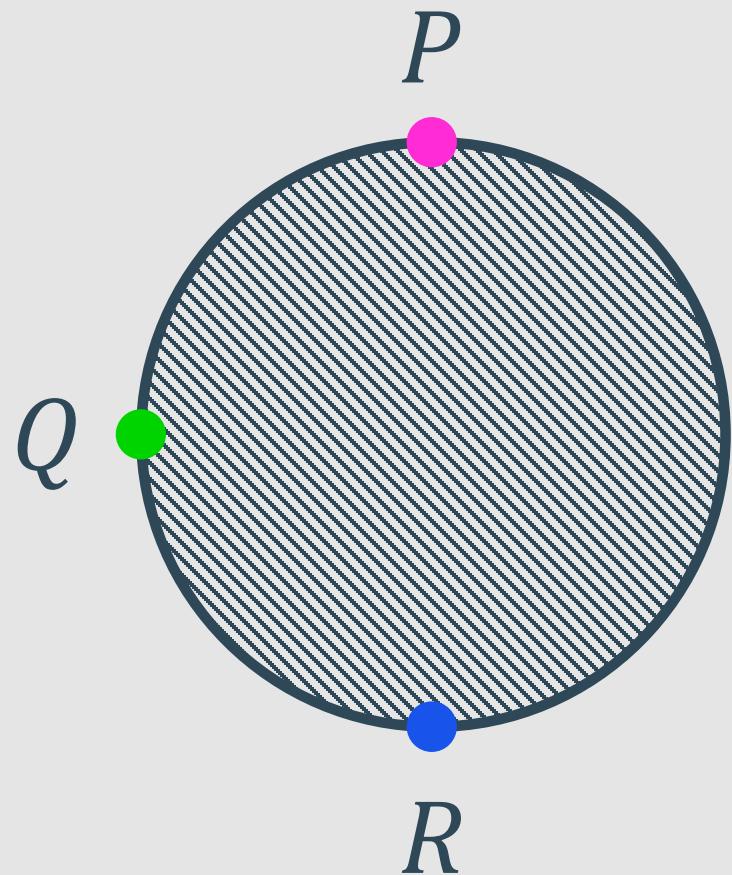


- Restricción de movimiento normal a cada cara (amarillo).
- Aplicación de la carga en una cara (rojo).
- Las cargas aplicadas corresponden a las 201 combinaciones posibles.

Resultados generales

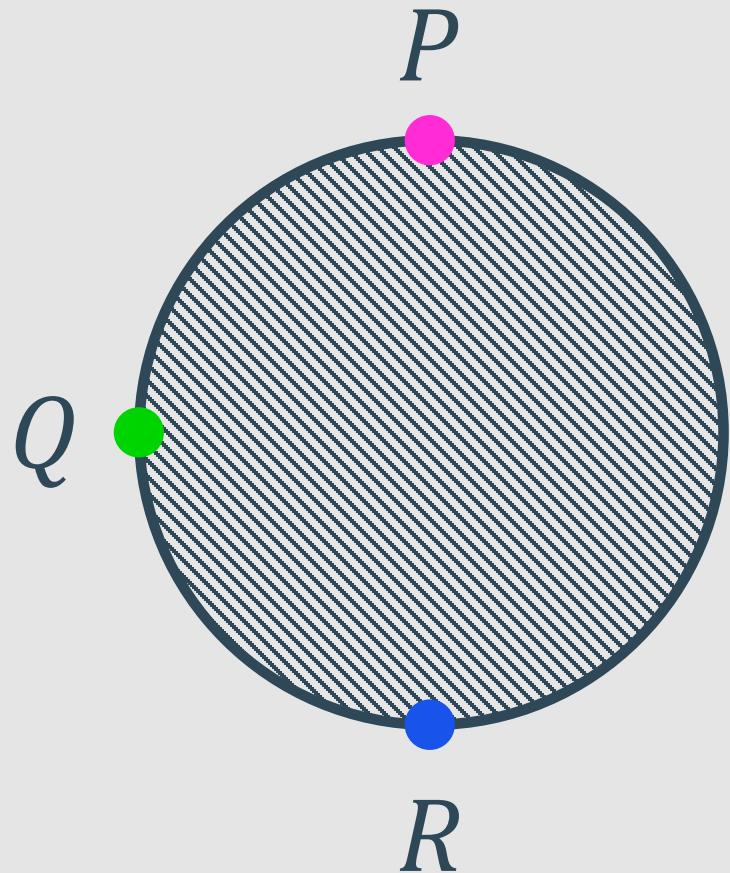


Puntos P , Q y R



- Se extraerán los esfuerzos y la deformación unitaria de estos puntos.
- Estos puntos entregarán información que caracterizará el estado de esfuerzos sobre la probeta.
- Los esfuerzos máximos siempre ocurren en el punto R .

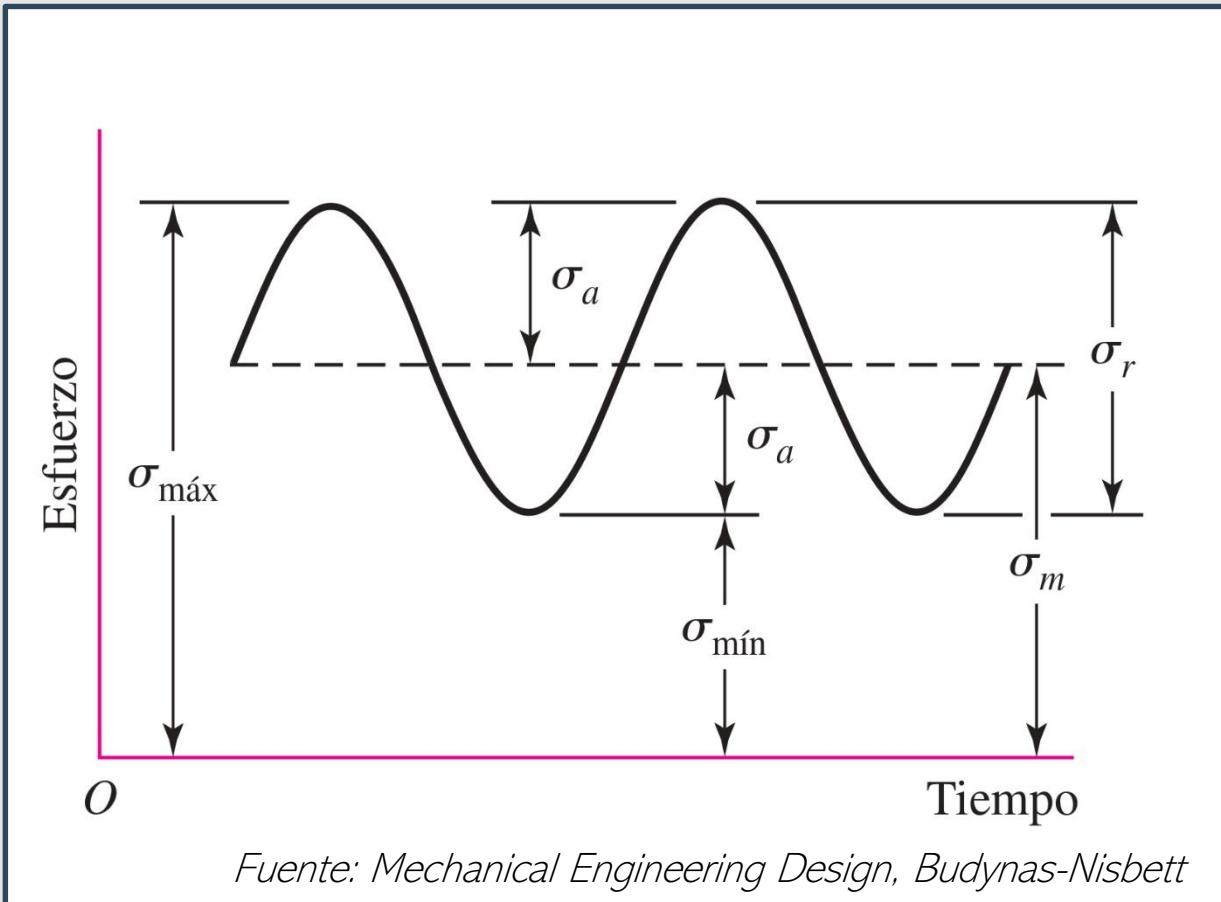
Puntos P , Q y R : Esfuerzos medios



- Los esfuerzos producidos por la carga media, en el punto R , corresponden a:
 - $\sigma_{vm,m} = 9,124$ [MPa]
 - $\tau_{abs,m} = 4,6315$ [MPa]

Resultados Simulación:

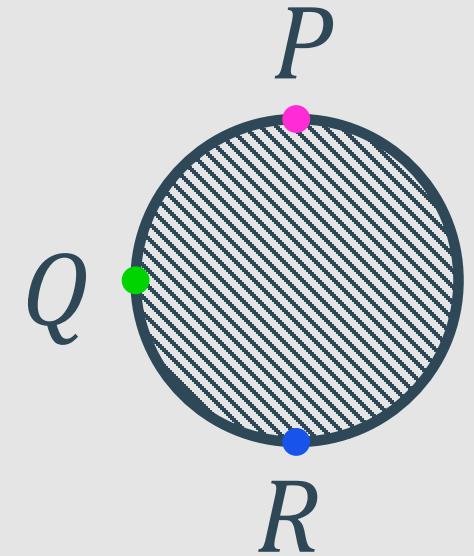
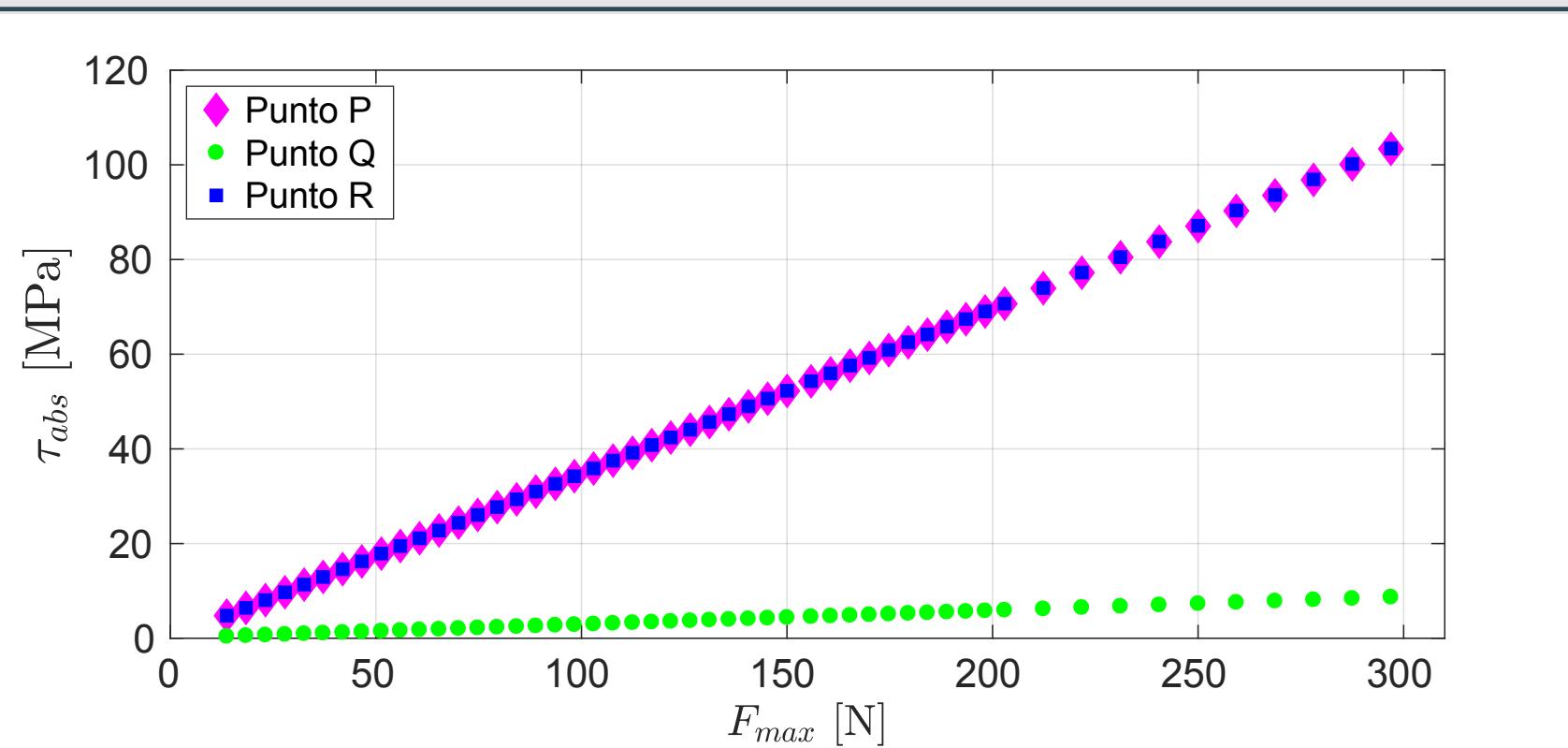
Esfuerzo máximo, medio y alternante



- Los resultados mostrados corresponden a la aplicación de F_{max} sobre la probeta, por lo tanto, equivalen a los esfuerzos máximos.
- Los esfuerzos alternantes se pueden obtener por medio de σ_{max} y σ_m .

Resultados Simulación:

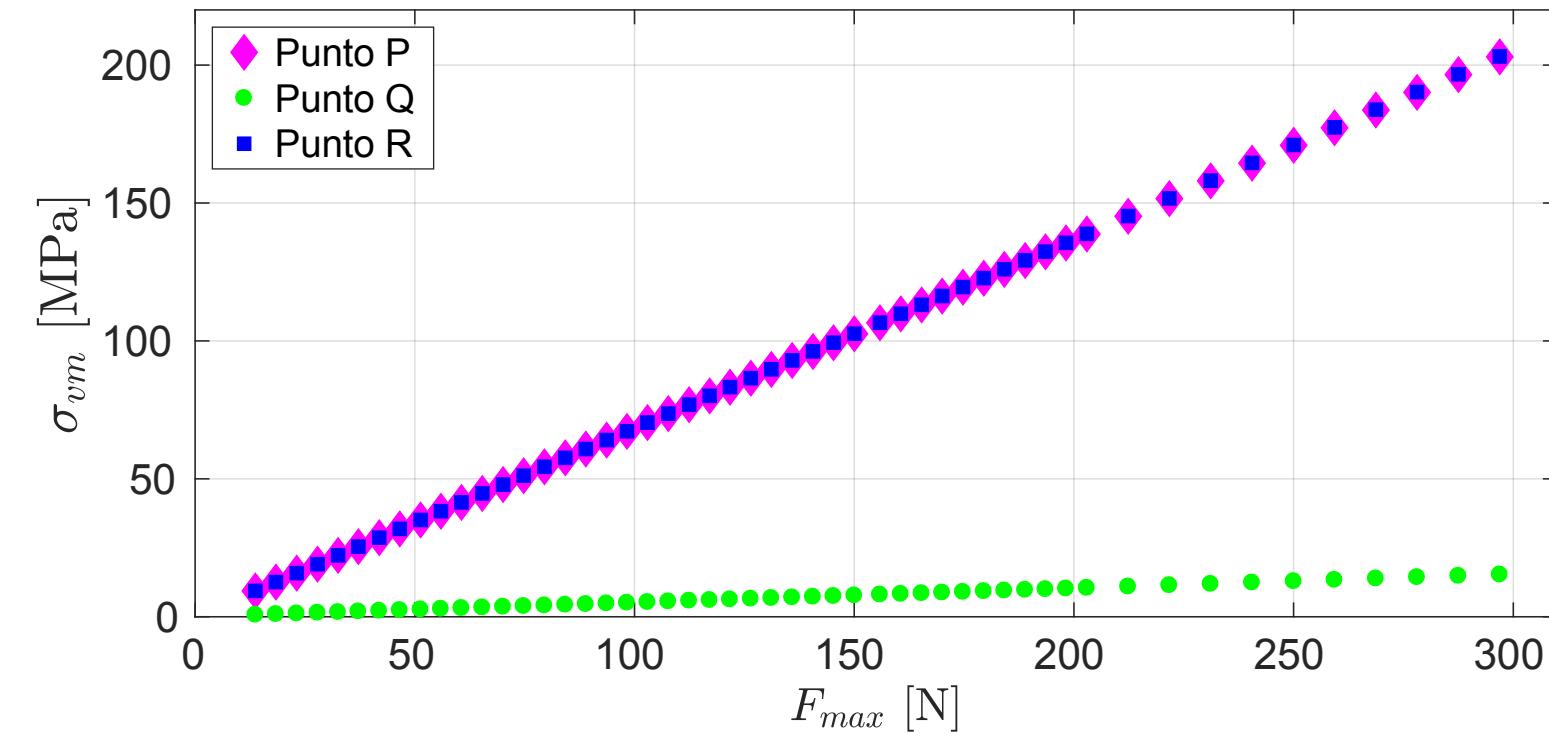
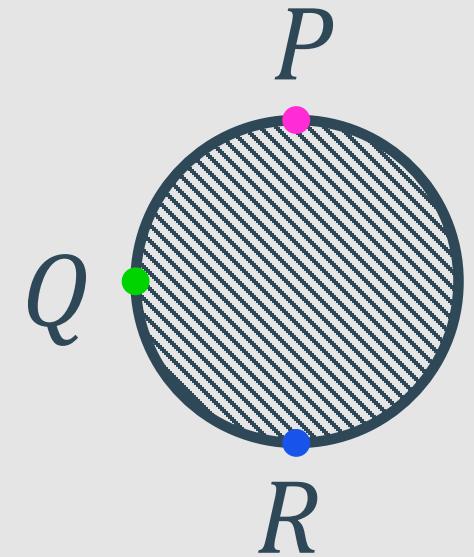
Cortante absoluto τ_{abs}



- Los esfuerzos corresponden a F_{max} en el punto R .
- Respecto a este punto:
 - $\tau_{min} = 4,78$ [MPa]
 - $\tau_{max} = 103,46$ [MPa]

Resultados Simulación:

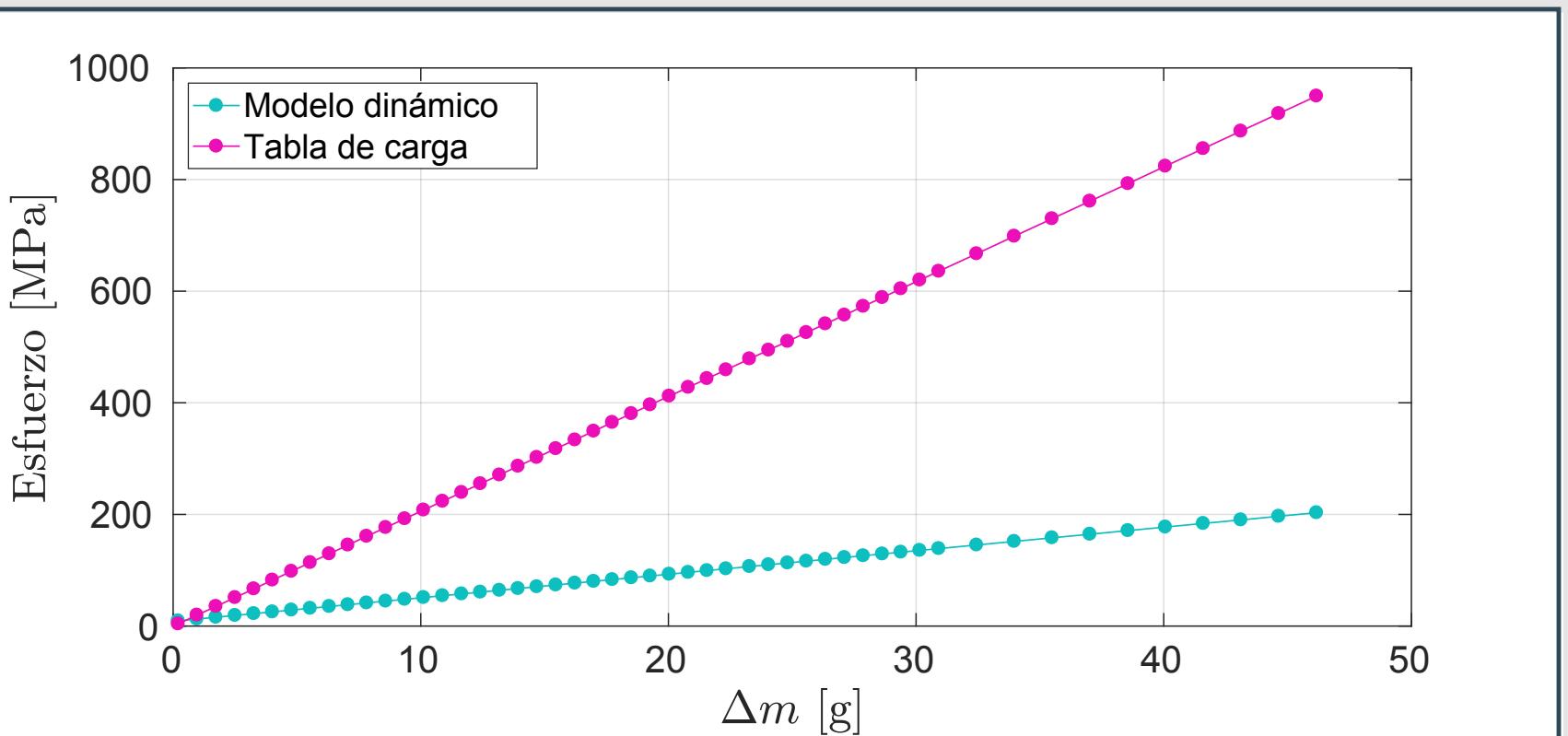
Esfuerzo de von Mises σ_{vm}



- Los esfuerzos corresponden a la carga máxima F_{max} en el punto R .
- Respecto a este punto:
 - $\sigma_{min} = 9,38$ [MPa]
 - $\sigma_{max} = 203,13$ [MPa]

Resultados Simulación:

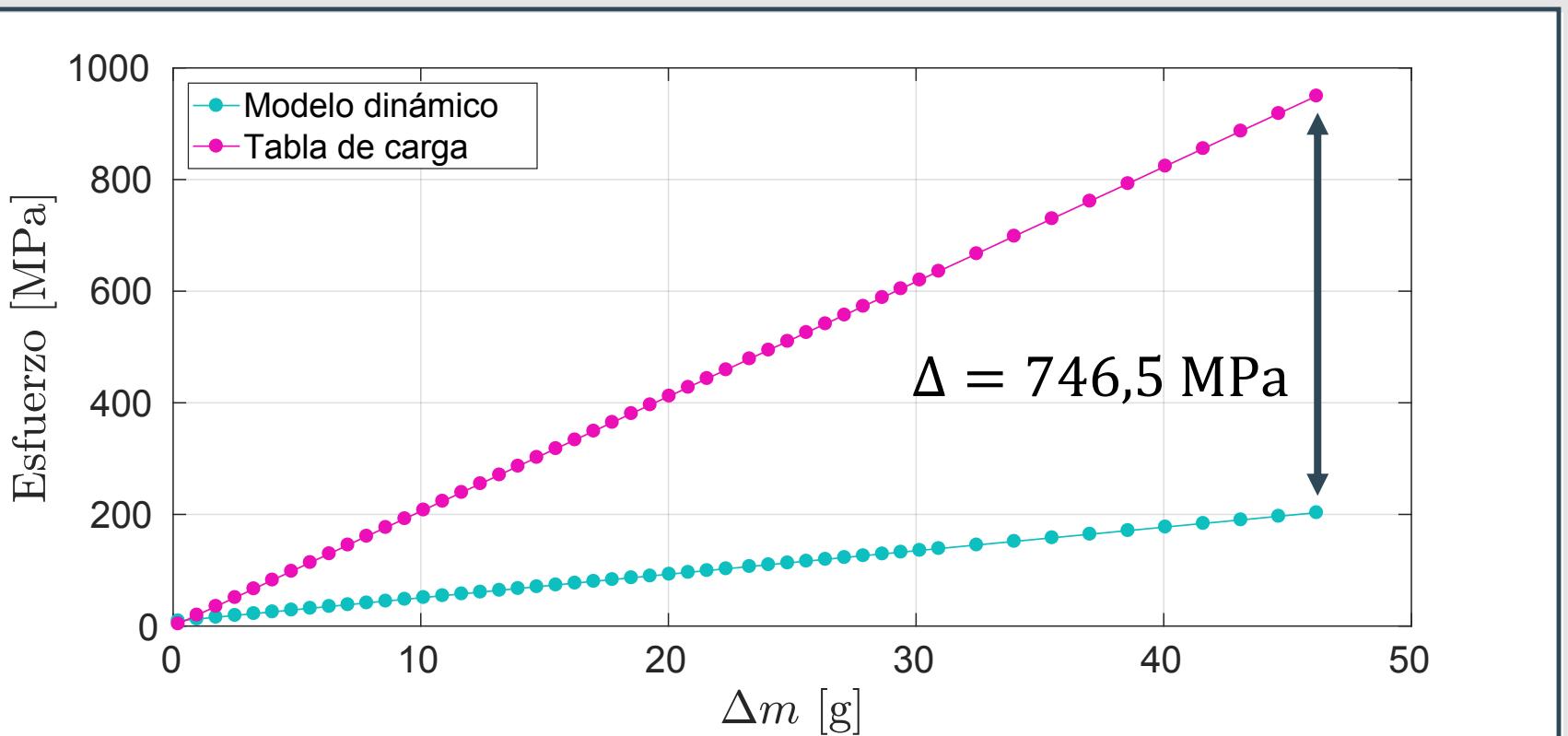
Comparación tabla y modelo



- Las predicciones de esfuerzos de la tabla y el modelo son distintas.
- La diferencia entre ambas pendientes es de 388,0%
- La diferencia máxima es de 746,5 [MPa]

Resultados Simulación:

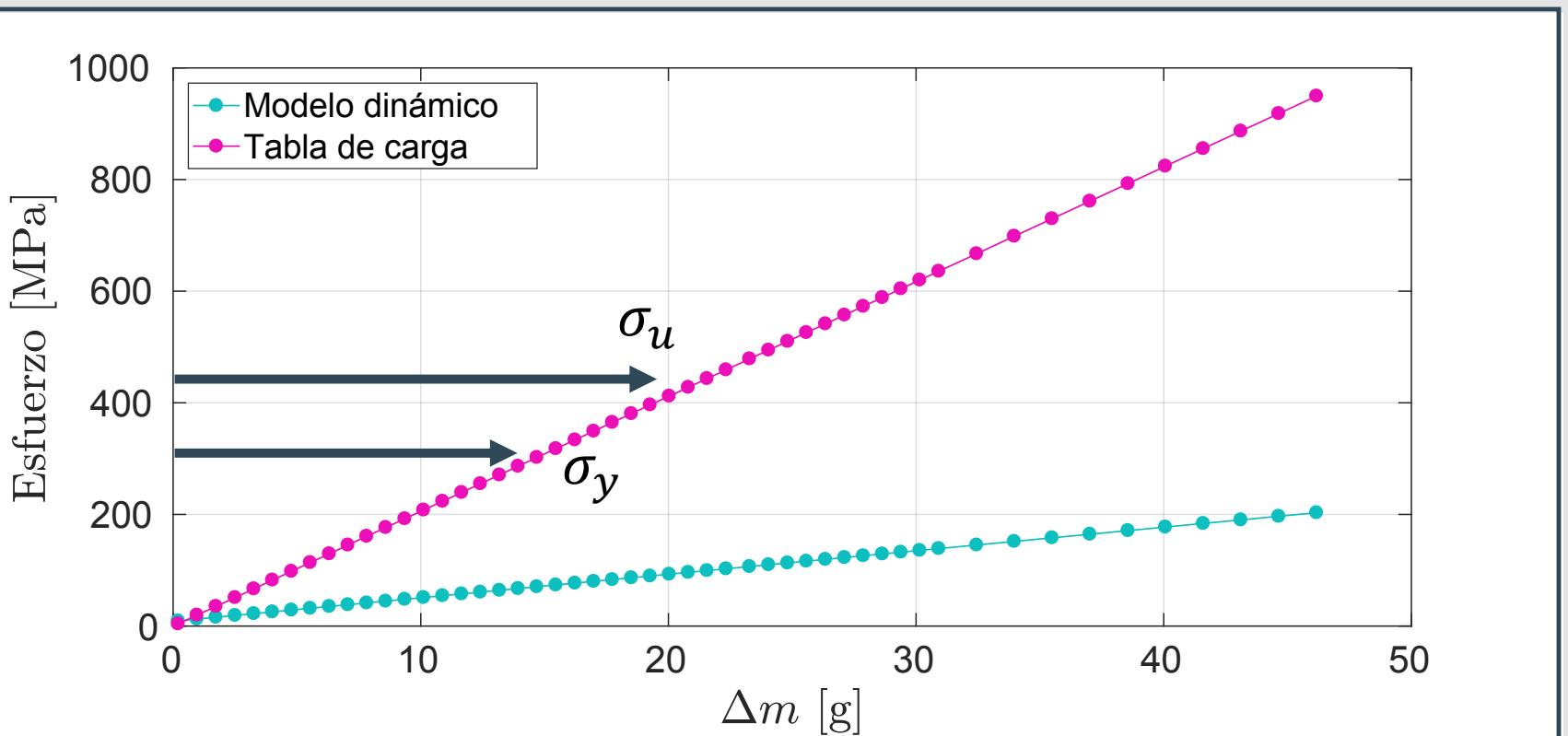
Comparación tabla y modelo



- Las predicciones de esfuerzos de la tabla y el modelo son distintas.
- La diferencia entre ambas pendientes es de 388,0%
- La diferencia máxima es de 746,5 [MPa]

Resultados Simulación:

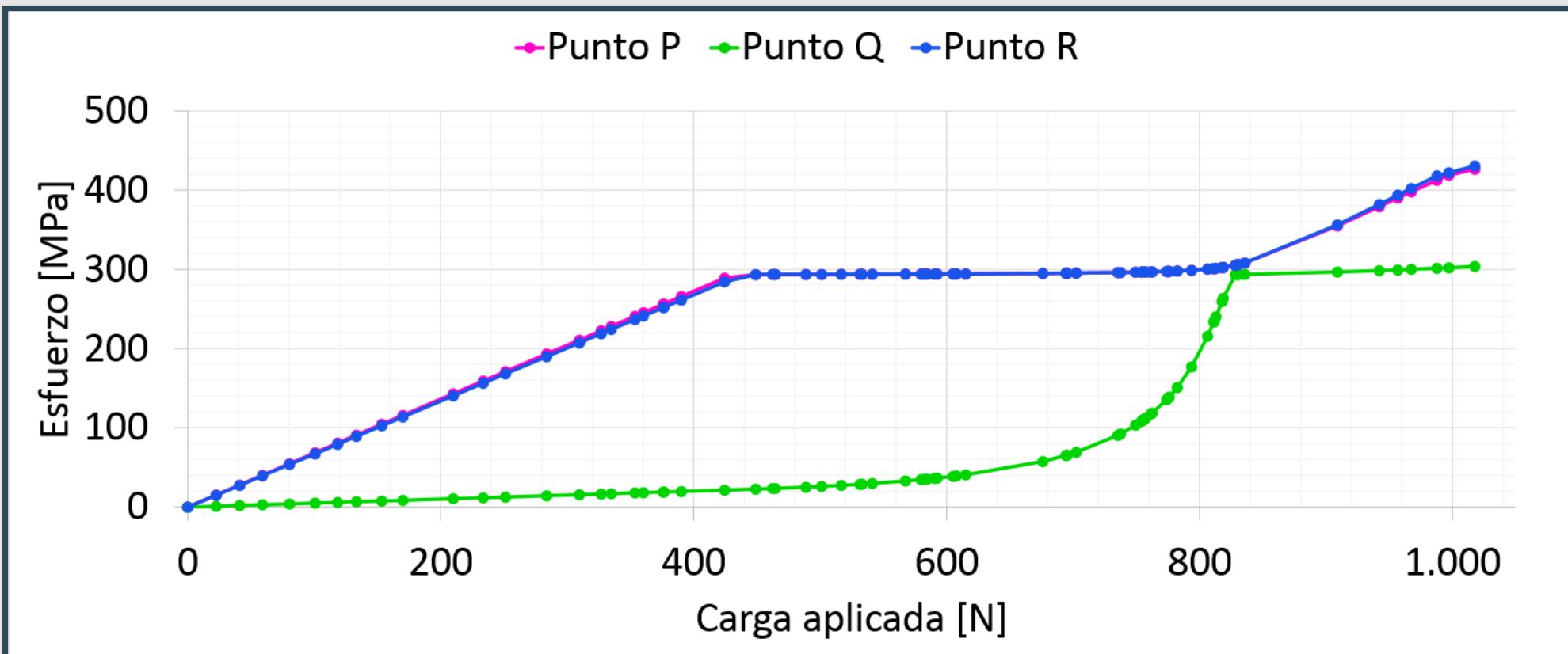
Comparación tabla y modelo



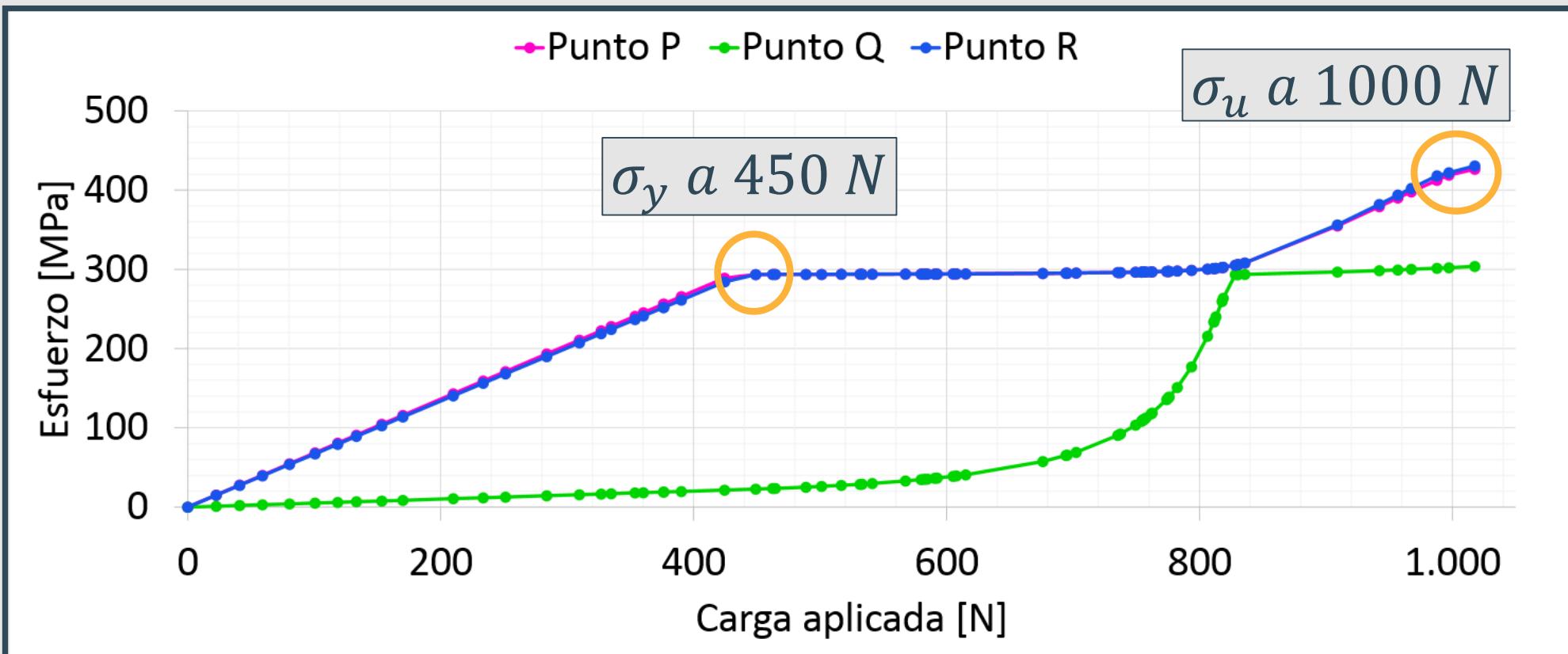
- Las predicciones de esfuerzos de la tabla y el modelo son distintas.
- La diferencia entre ambas pendientes es de 388,0%
- La diferencia máxima es de 746,5 [MPa]

Determinación de F_{max} correspondiente al σ_y y σ_u

Curva de esfuerzo de von Mises: Elasto-plástica

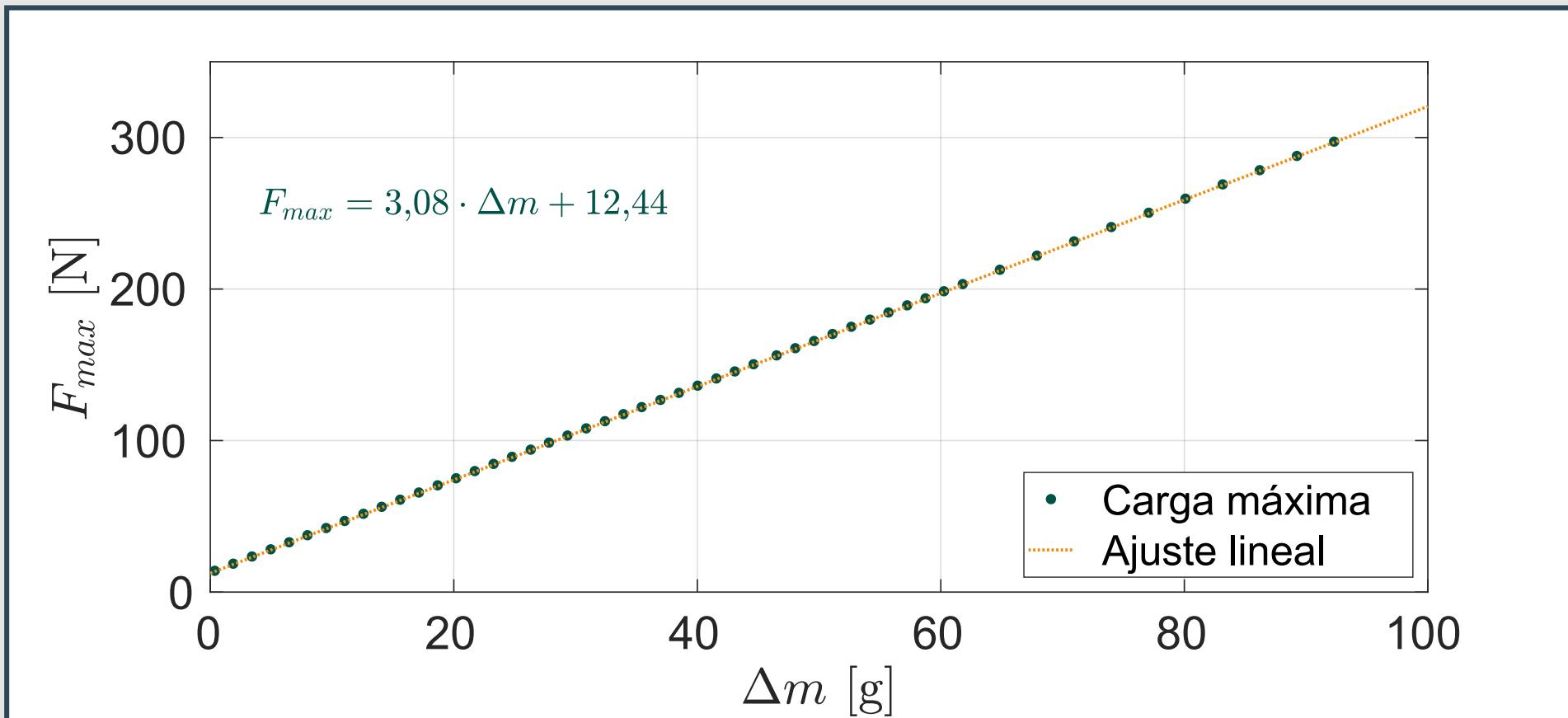


Curva de esfuerzo de von Mises: Elasto-plástica



Determinación de Δm :

$F_{max,y}$ y $F_{max,u}$



Determinación de Δm :

$$F_{max,y} \text{ y } F_{max,u}$$

- Al despejar la ecuación:

$$\Delta m = 0,325 \cdot F_{max} - 4,037 [g]$$

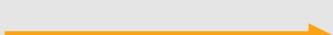
- Los contrapesos necesarios son:

- $\Delta m_y = 142,02 [g]$



$$\sigma_y = 293,5 MPa$$

- $\Delta m_u = 320,53 [g]$



$$\sigma_u = 418,5 MPa$$

Determinación de la vida a fatiga (N_f)

Determinación de la vida a fatiga:

Factores de corrección

- Se determinará el límite de resistencia a la fatiga (S_e) de la probeta fabricada de un acero SAE 1020 HR, como:

$$S_e = k_{tamaño} \cdot k_{superficial} \cdot k_{carga} \cdot k_{confiabilidad} \cdot (0,5S_u)$$

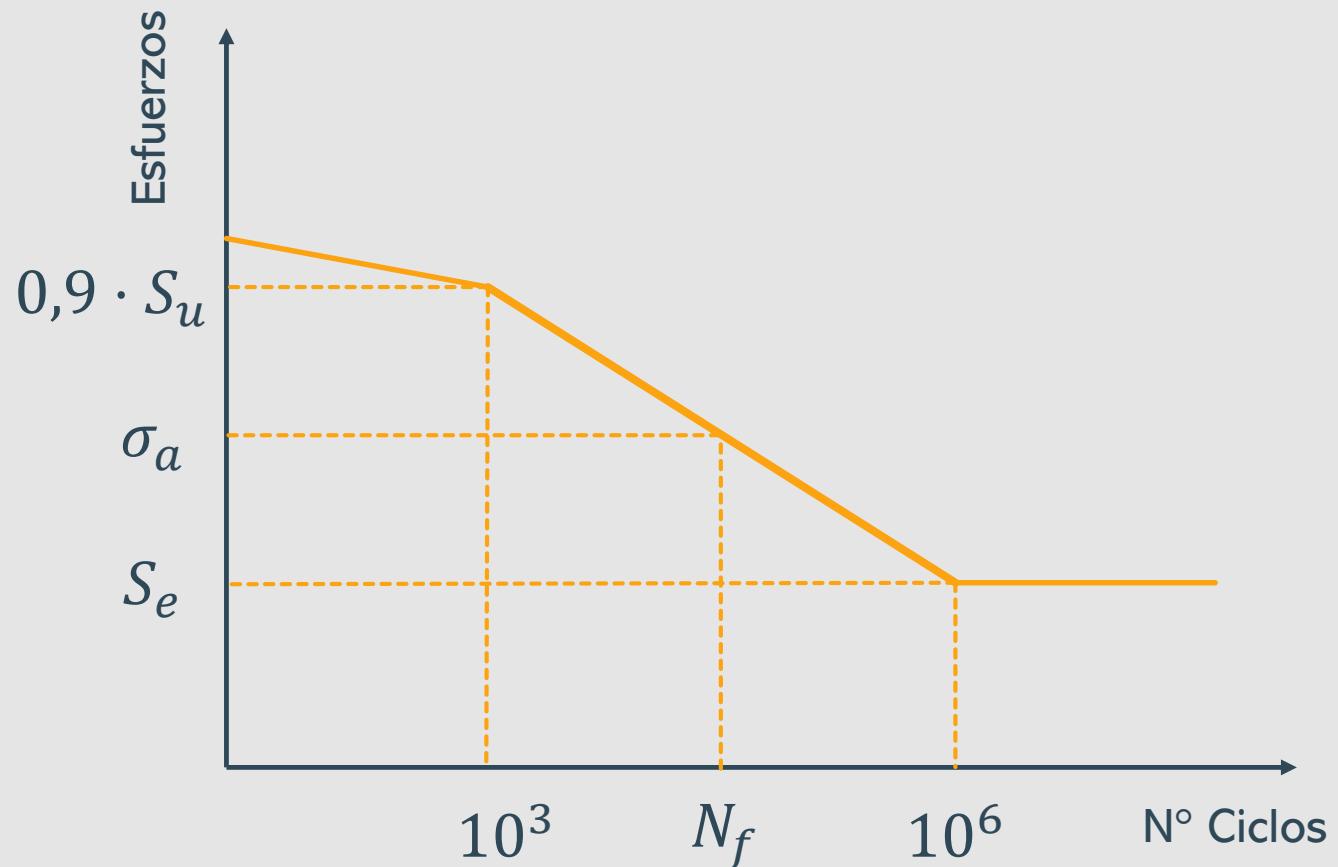
- Por lo tanto, su valor es: $S_e = 159,013$ [MPa]

Determinación de la vida a fatiga:

Ecuación de esfuerzo-vida

- Entre los puntos 10^3 y 10^6 de una curva S-N log-log, se puede aproximar una recta como:

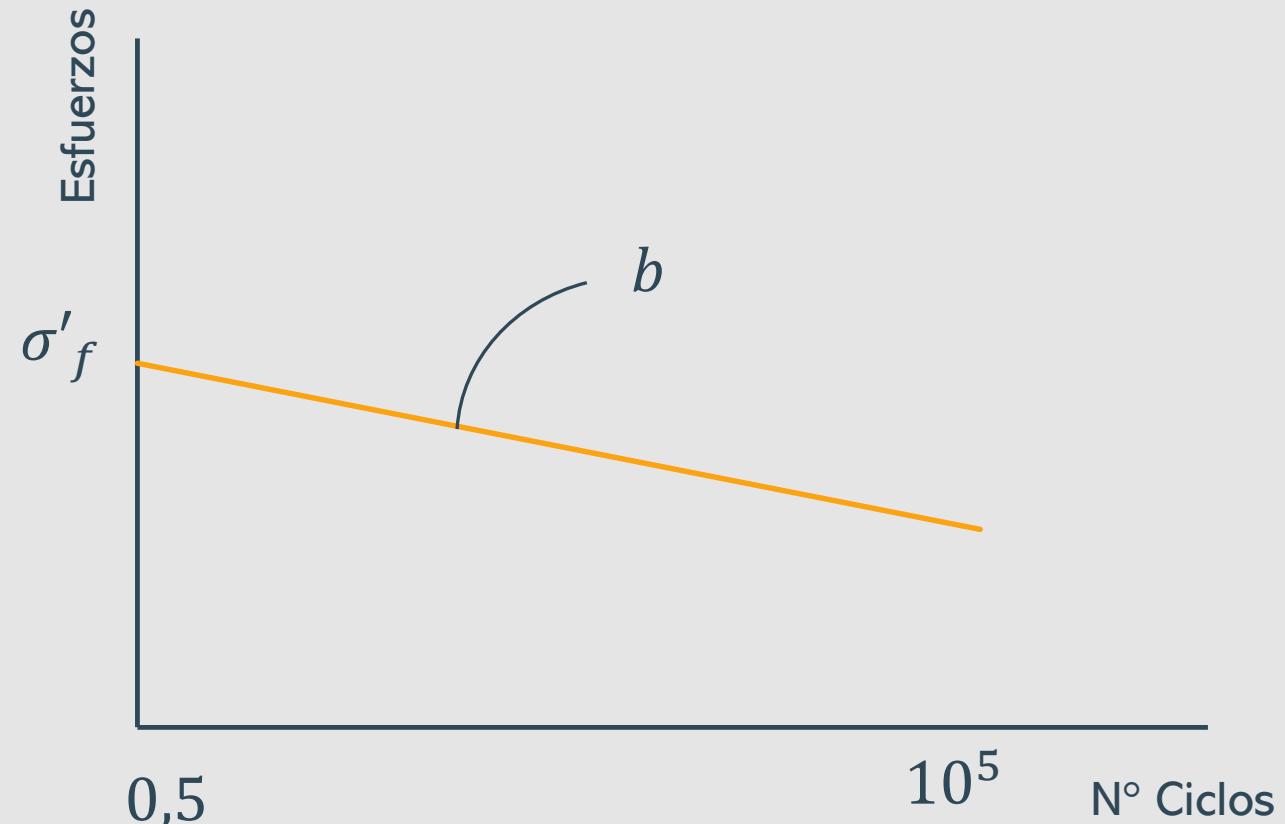
$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b$$



Determinación de la vida a fatiga:

Parámetros de la ecuación de esfuerzo-vida

- Donde σ'_f es el esfuerzo alternante para medio ciclo ($N_f = 0,5$) y b la pendiente de la recta.
- El exponente y el coeficiente de resistencia a la fatiga para el acero utilizado es:
 - $b = -0,12467$
 - $\sigma'_f = 970,45 \text{ MPa}$



Determinación de la vida a fatiga:

Relación SWT

- El esfuerzo equivalente (σ_{eq}) en la ecuación de Goodman es:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m/\sigma'_f}$$

- Utilizando la ecuación de esfuerzo-vida con cargas medias:

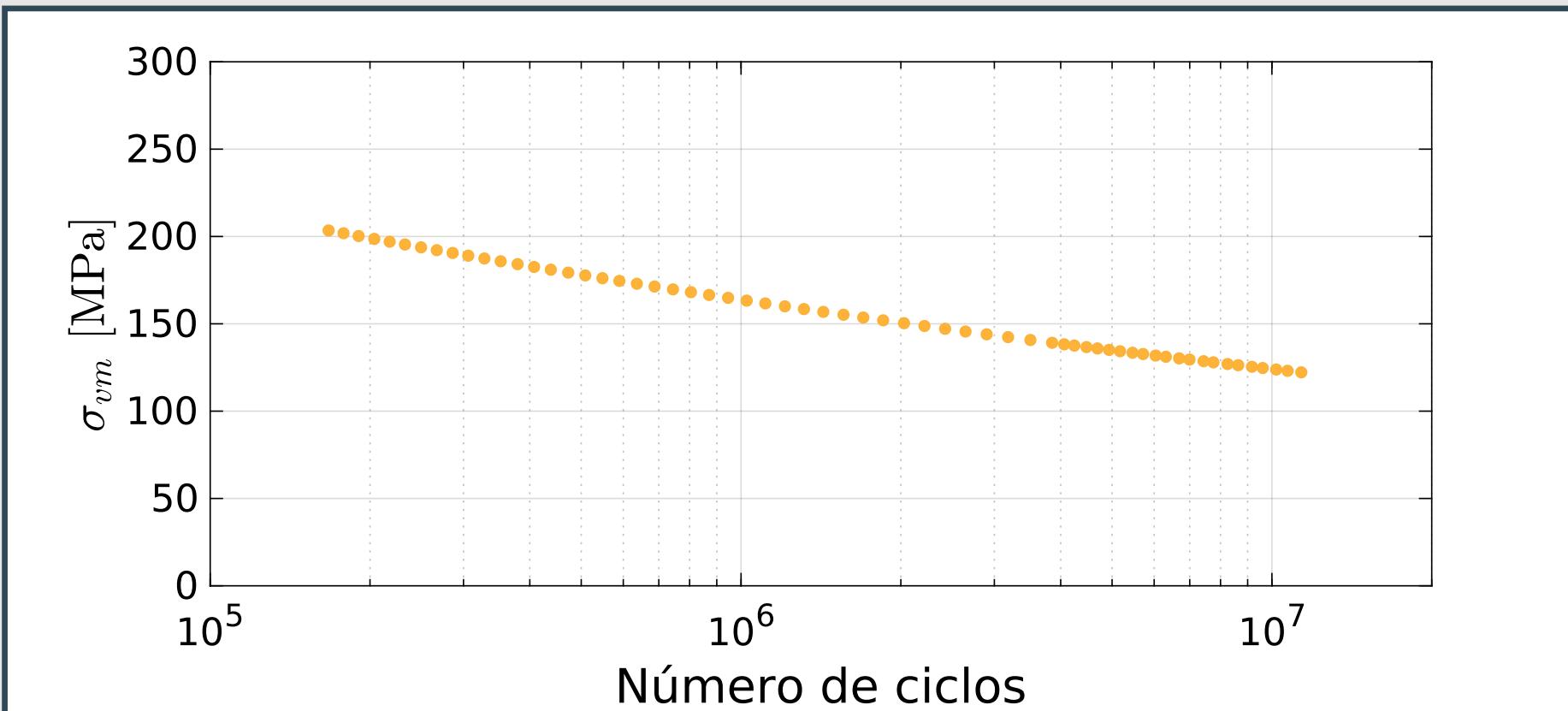
$$\sigma_{eq} = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b$$

- Añadiendo la relación Smith, Watson y Topper, se obtiene:

$$\sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a} = \sigma'_f (2N_f)^b$$

Determinación de la vida a fatiga:

Resultados



Determinación de la vida a fatiga:

Resultados

Nº Combinación	N_f [ciclos]	$\sigma_{vm,max}$ [MPa]
201	$1,69 \cdot 10^5$	203,13
185	$5,10 \cdot 10^5$	177,39
176	$1,08 \cdot 10^6$	162,94
155	$5,19 \cdot 10^6$	133,98
142	$1,02 \cdot 10^7$	123,5
140	$1,14 \cdot 10^7$	121,9

Conclusiones:

Modelo dinámico y simulaciones

- Existe una diferencia significativa entre la tabla de cargas y los resultados obtenidos, correspondiente al 388%.
- Es necesaria una validación experimental que ayude a determinar el error del modelo o la tabla de cargas que permitirá mejorar la precisión de los resultados.

Conclusiones:

Modelo dinámico y simulaciones

- Asimismo, para mejorar los resultados se debe tener información más precisa de los componentes de la máquina.
- Por lo tanto, el trabajo realizado es un primer acercamiento a la máquina de fatiga en flexión que entrega información sobre su funcionamiento, los esfuerzos y la vida a fatiga esperada de una probeta de acero.

Conclusiones:

El diseño de la estructura soportante

- La madera es una opción viable por su capacidad de amortiguar vibraciones y su relación peso-resistencia, tanto para cargas estáticas como dinámicas.
- Las simulaciones estáticas y modal dan un respaldo al trabajo realizado.
- El diseño da un margen amplio para las cargas estáticas y dinámicas, lo cual permitirá su operación sin problemas.

Conclusiones:

Respecto a la máquina de fatiga

- Se requiere una actualización de los componentes de transmisión, del sistema eléctrico y del motor de la máquina, es decir, un acondicionamiento de la máquina para poder realizar la validación experimental.
- Es necesario anclar la máquina al piso para poder utilizarla sin riesgos.
- Para llevar a cabo un estudio en profundidad de la máquina y sus componentes, se debe tener un acceso completo a esta.

Trabajo futuro

- Construcción de la estructura, diseño del amortiguamiento, acondicionamiento y puesta en marcha de la máquina.
- Realizar una validación experimental del trabajo realizado, midiendo vida a fatiga, deformaciones y las fuerzas involucradas en la máquina.
- Ampliar el modelo dinámico a la configuración en torsión de la máquina.
- Realizar ensayos de fatiga en la máquina, tanto de acero como de otros materiales, para posteriormente compararlos con los resultados existentes en la literatura.

Muchas gracias.



Diseño de estructura soportante, modelo dinámico y análisis de la máquina de fatiga en flexión Amsler

Ingeniería Mecánica Industrial

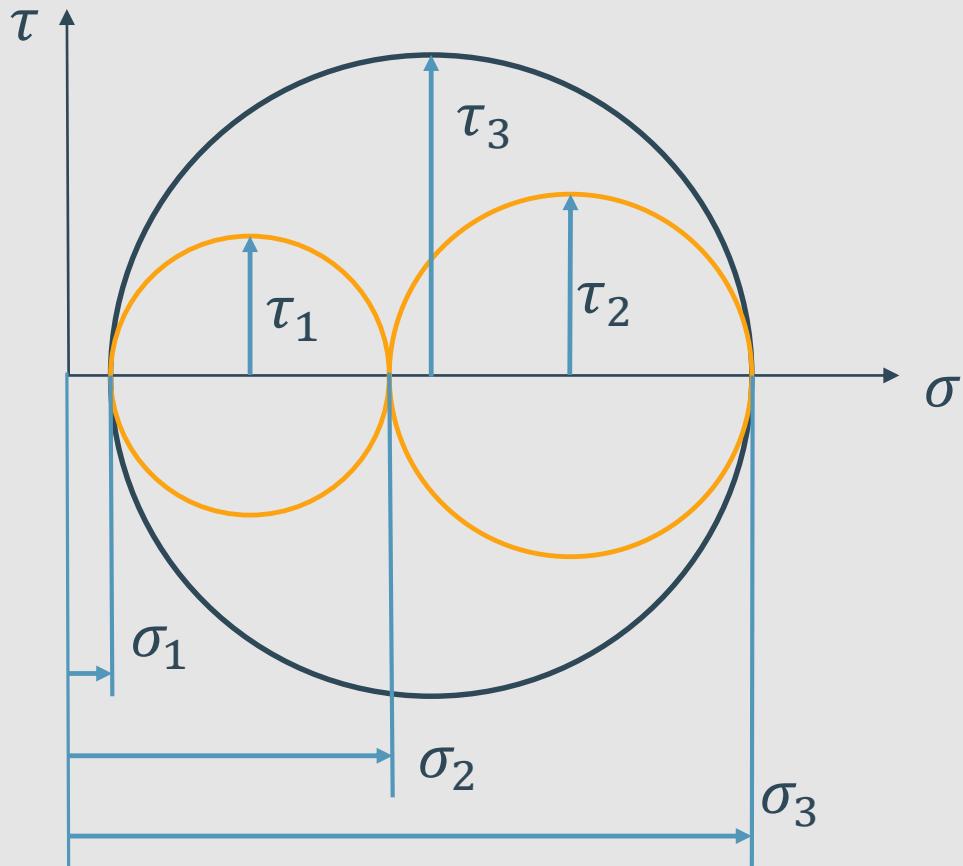
Sebastián Cueto del Fierro

Profesor guía: Ph.D. Alejandro Pacheco Sanjuan

Profesora correferente: Dra. Sheila Lascano Farak

9 de octubre de 2019

Cortante absoluto y Esfuerzo de von Mises



$$\tau_{abs} = \tau_3 = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

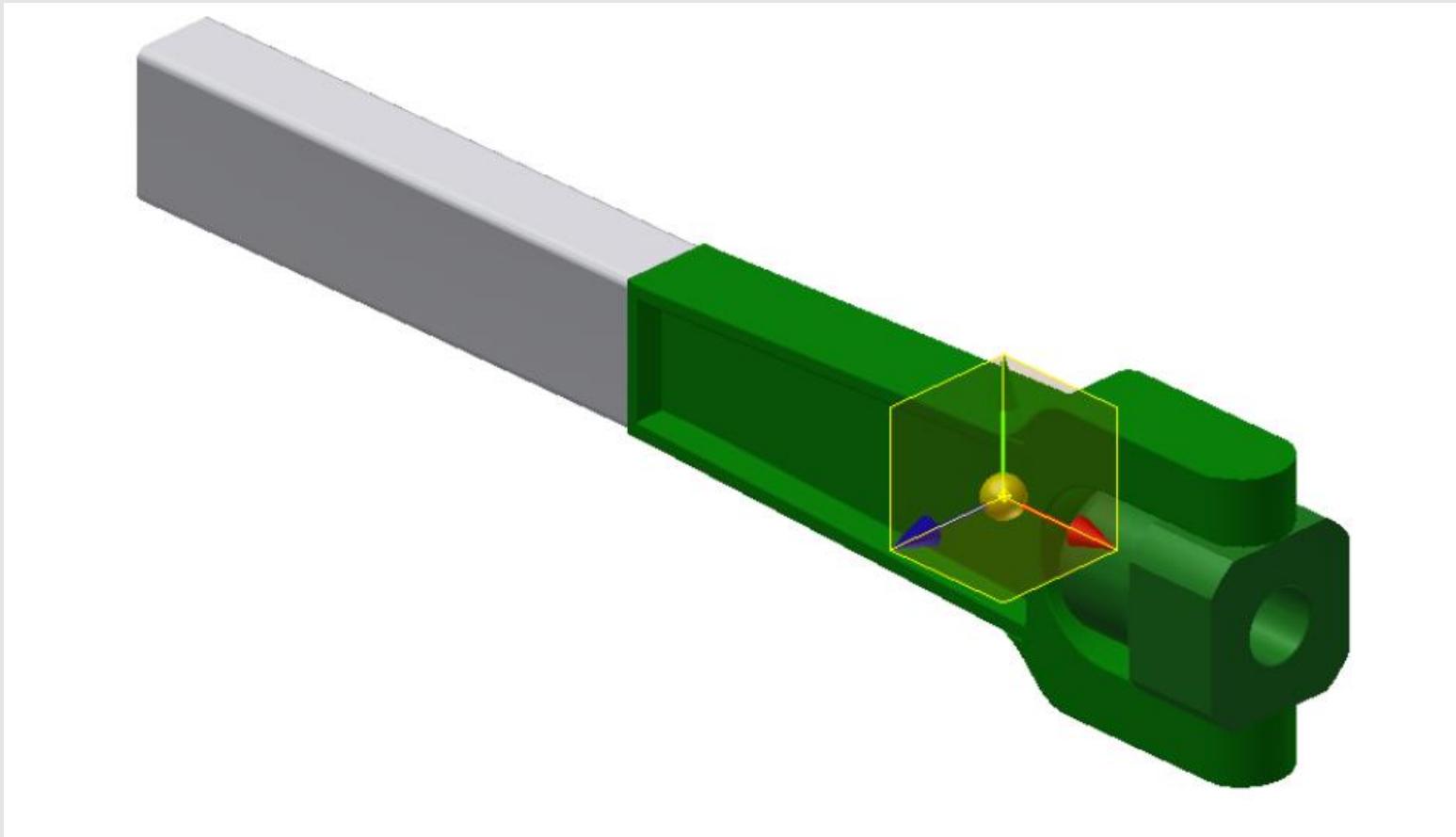
Propiedades mecánicas del pino oregón

Clase estructural	Flexión F_f [MPa]	Compresión Paralela F_{cp} [MPa]	Compresión Normal F_{cn} [MPa]	Tracción Paralela F_{cp} [MPa]	Cizalle F_{cz} [MPa]	Mod. de elast. en flexión E_f [MPa]
F8	8,6	6,6	4,1	5,2	0,86	203,13

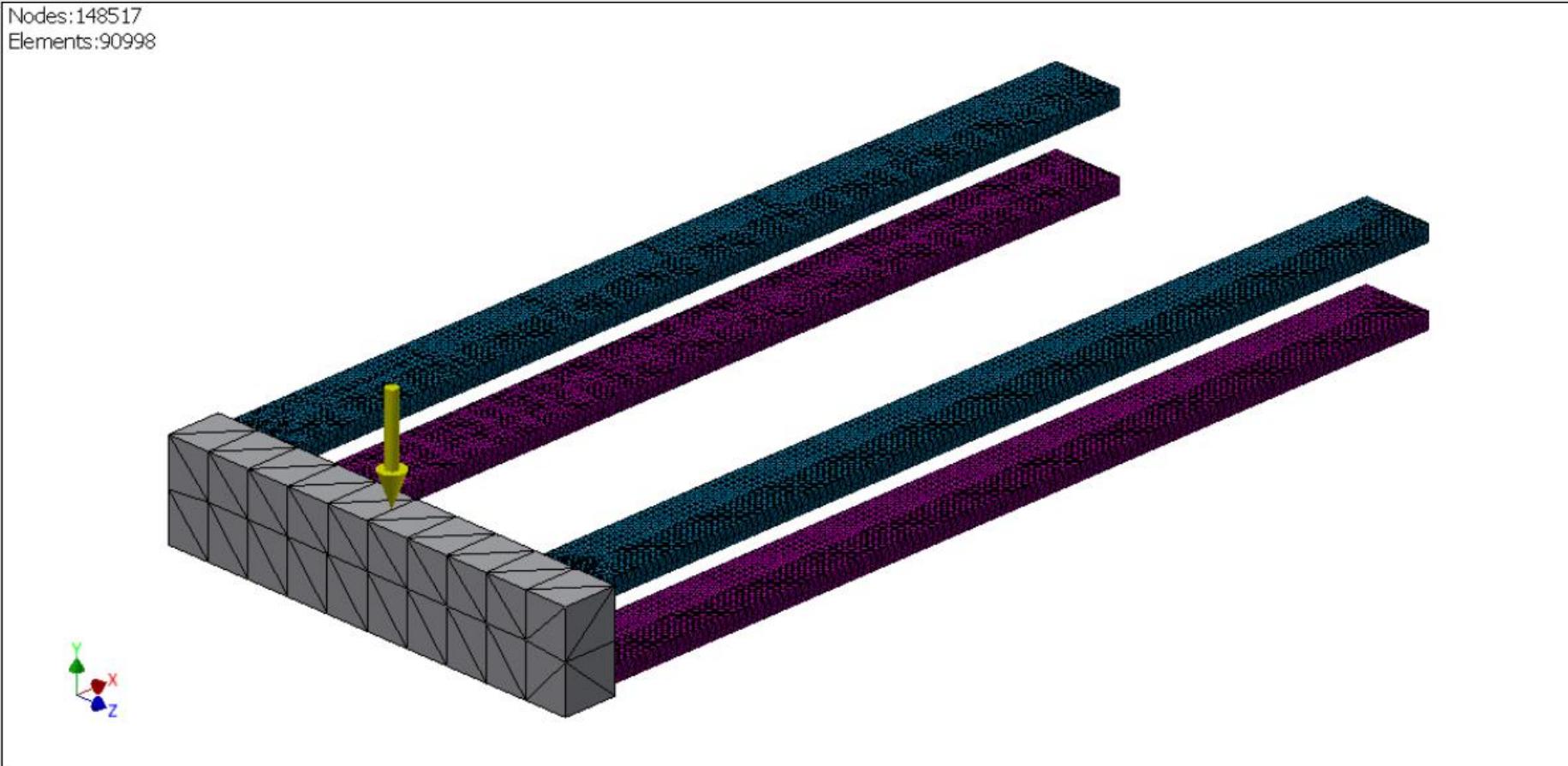
Dimensiones polea-correa

Características	Valor
D. Polea motriz	48 mm
D. Polea conducida	47,5 mm
Relación de poleas	≈ 1
Ancho correa	10 mm
Longitud correa	1235 mm

CAD brazo de carga



Determinación k1



Calidad malla - probeta

Parámetro	Valor promedio
Calidad del elemento	0,839
Relación de aspecto	1,817
Calidad ortogonal	0,772
Oblicuidad	0,226