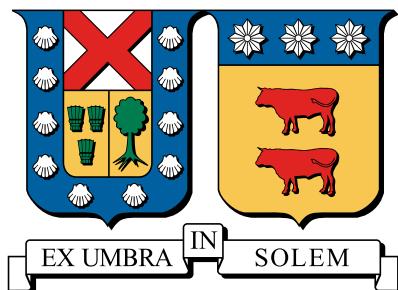


**UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
VALPARAÍSO- CHILE**



**“ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO DE FATIGA PARA EL  
MATERIAL ABS IMPRESO EN 3D”**

**SEBASTIÁN ORLANDO CUETO DEL FIERRO**

Memoria de Titulación para optar al título de  
Ingeniería Mecánica Industrial

Profesor Guía: Ph.D. Alejandro Pacheco Sanjuan

Profesora Correferente: Dra. Sheila Lascano Farak

Junio - 2019

*Toda experiencia cognoscitiva involucra al que conoce de manera personal,  
enraizada en su estructura biológica, donde toda experiencia de  
certidumbre es un fenómeno individual ciego al acto cognoscitivo del otro,  
en una soledad que sólo se trasciende en el mundo que se crea con él.*

*Humberto Maturana - Francisco Varela*



---

# Resumen

El desarrollo de este trabajo se encuentra entorno a la máquina de fatiga en flexión del laboratorio de tecnología mecánica, el cual tiene como objetivo avanzar hacia la operatividad de la máquina. Para esto, la metodología se dividió en 4 etapas: levantamiento de información, diseño de una estructura soportante, modelar el comportamiento de la máquina y contrastar los resultados con la información existente.

La máquina tiene problemas en su funcionamiento, mantenibilidad y disponibilidad de respuestos producto de su antigüedad. Su funcionamiento se basa en una tabla de cargas (anexo ??), que relaciona los contrapesos con los esfuerzos sobre probeta.

El diseño de la estructura se realizó de acero y madera, utilizando como guía la norma NCh 1198. Además, a través de MEF se simuló el comportamiento estático y modal de la estructura. De esta manera, la dimensión final de cada componente se exponen en los planos del anexo ??.

Para el modelamiento de la máquina, se utilizaron los datos obtenidos en el levantamiento de información y se resolvieron las ecuaciones de movimiento utilizando el método de energía. Así, se obtuvo el movimiento y la velocidad del centro de masa del brazo de carga. A través de esto, se calculó la fuerza realizada sobre la probeta para distintas configuraciones. La carga máxima posible, según el modelo, es de 1498,83 [N], a una velocidad de rotación del disco  $\omega_{max} = 25$  [rad/s].

Estos resultados de fuerza máxima se simularon usando MEF, utilizando como límite el esfuerzo último del material. Por lo tanto, se obtuvo una nueva relación entre las combinaciones de los contrapesos y los esfuerzos en la probeta, las cuales se muestran en la propuesta ??.

Con la información y los resultados obtenidos, se puede concluir que es necesaria una actualización y reparación de la máquina de fatiga, como también la construcción de la estructura para lograr que la máquina esté operativa. Además existen discrepancias entre el modelo propuesto y la información existente, ante lo cual es necesario hacer un trabajo posterior que valide, refute o corrija el modelo y la tabla de cargas propuesta.

---

# Índice general

<b>Resumen</b>	<b>4</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>15</b>

---

# **Índice de figuras**

---

# **Índice de tablas**

---

# **Capítulo 1**

## **Resultados**

### **1.1. Levantamiento de información**

Por medio del levantamiento de información es posible hacer un pequeño análisis del estado actual y los datos obtenidos. Por un lado, la estructura actual responde a la necesidad de colocar la máquina en una ubicación transitoria, debido a los trabajos realizados en el piso del laboratorio durante el año 2012. Por lo mismo, no está diseñada para la operación de la máquina bajo ningún contexto por los peligros que conlleva. Aún cuando esta podría ser modificada, se desconocen las características y propiedades de la especie maderera con la que fue fabricada, lo que obliga a diseñar y construir un nuevo soporte para la máquina.

Por otra parte, la información obtenida de la máquina de fatiga da cuenta de tres puntos importantes. La antigüedad de sus componentes y la tecnología utilizada afecta directamente en su mantenimiento ante la dificultad de encontrar piezas de repuesto, debido a que las dimensiones de sus componentes, como la polea y la correa, se encuentran fuera de catálogo o de las dimensiones de fabricación de los proveedores. También la obsolescencia de la tecnología tienen incidencia, siendo difícil poder encontrar no sólo las piezas de repuesto, sino que también personas que estén técnicamente calificadas. En segundo lugar, la máquina fue fabricada con estándares o líneas de desarrollo propias de la época, como sería esperable, las cuales no evolucionaron en la misma dirección que los estándares actuales de ensayo a fatiga, dificultando la comparación de los resultados obtenidos. Finalmente, la robustez del diseño, la cual se puede apreciar fácilmente en la dimensiones de la estructura exterior de la máquina, tiene la dualidad de proveer un armazón macizo y duradero sobre el cual trabajar, por el contrario, resulta ser una estructura difícil de modificar por esta misma razón.

En lo relativo a la exactitud de los datos obtenidos, la imposibilidad de desarmar gran parte de la máquina afectaron la precisión de las mediciones realizadas, sobre todo en partes específicas. Así, las dimensiones y la geometría de las vigas en voladizo tuvieron que ser simplificadas ante la imposibilidad de tomar medidas en la unión barra-disco. Por la misma razón, la masa del disco desbalanceado, calculada a través de la deflexión de las vigas de acero en voladizo, incluye los errores de la medición anterior sumado a la masa de otros elemento que no son parte de la fuerza provocada por el desequilibrio del disco en rotación. Ante esto, surge la necesidad de poder desarmar la máquina para poder estudiarla con mayor detenimiento, obteniendo información que sea más precisa de sus elementos como también información útil para poder actualizar componentes que mejoren su desempeño y mantenibilidad.

## 1.2. Diseño de la estructura

### 1.2.1. Diseño en acero

A partir de las ec. ??, ?? y ??, expuestas en la sección de diseño en acero en metodología, se probó de forma iterativa para distintas dimensiones del acero A270ES, su comportamiento bajo la carga estática. Como se señaló anteriormente, sólo se tomó en consideración pletinas de un ancho de 100 mm debido al espaciamiento necesario entre los pernos. Los resultados que se obtuvieron se encuentran en la siguiente tabla ??.

Nº	Dimensiones [mm]	I [mm <sup>4</sup> ]	R <sub>A</sub> [N]	M <sub>A</sub> [Nm]	$\sigma_{max,pl}$ [MPa]	Factor de Seguridad [-]
1	100x10	8333,33	23,87	2,46	60,88	4,43
2	100x6	1800	14,32	1,48	167,46	1,61
3	100x5	1041,66	11,95	1,23	240,56	1,12
4	100x8	4266,66	19,09	1,97	94,66	2,85

Tabla 1.1: Resultados y factor de seguridad para distintas configuraciones de pletinas de acero.

Con esta información en consideración, se comprobará su comportamiento bajo las cargas dinámicas, descartando el acero número 1 por estar sobredimensionado. Utilizando la ecuación ?? se obtiene que el momento provocado por la carga alterna es  $M_{a,pl,A} = 50,42$  [Nm]. De esta manera, al aplicar las ecuaciones ?? y ?? se obtienen los resultados que se encuentran en la tabla ??

Con esto, el factor de seguridad del acero N° 2 resulta por debajo de 1, lo cual nos indica que sus esfuerzos están por sobre la recta de Goodman. Por lo tanto, se trabajará

Nº	Dimensiones [mm]	$\sigma_{a,A}$ [MPa]	Factor de Seguridad [-]
1	100x6	84,03	1,25
2	100x5	121,00	0,87
3	100x8	47,27	2,22

Tabla 1.2: Resultados de esfuerzo alternante y factor de seguridad a fatiga para distintas configuraciones de pletinas de acero.

a partir de las dimensiones del acero N° 3, por otorgar un factor de seguridad que no se encuentre demasiado cerca de la recta de Goodman como lo es en el caso del acero N° 1.

### 1.2.2. Diseño en madera

Para este caso, los resultados se dividirán por cada uno de los componentes que se calcularon en la estructura. Se expondrán, a modo de comparación, los cálculos realizados para dos formatos distintos de pino oregón, tanto para los elementos A y B como el elemento C.

#### Viga A

Los cálculos de reacción y momento flector máximo se obtiene a través de las ecuaciones ?? y ?. Así, los resultados obtenidos para la sección flexo-comprimida, flexo-traccionada y los esfuerzos cortantes son:

Nº	Dimensiones [mm]	$R_o$ [N]	$M_o$ [Nm]	$f_f$ [MPa]	$F_{ft,dis}$ [MPa]	$F_{fv,dis}$ [MPa]	$f_{cz}$ [MPa]	$F_{cz}$ [MPa]
1	110x110	795,02	122,26	0,551	7,08	7,74	0,77	0,09
2	85x85	781,24	119,57	1,168	7,29	7,73	0,16	0,77

Tabla 1.3: Resultados obtenidos para la flexión y cizalle de la viga A.

En base a estos resultados, el factor de seguridad de cada formato es:

Nº	Dimensiones [mm]	$FS_{ft}$	$FS_{fv}$	$FS_{cz}$
1	110x110	12,85	14,03	7,84
2	85x85	6,24	6,62	4,77

Tabla 1.4: Factores de seguridad en la viga A.

## Pilar B

Esta viga se encuentra en compresión paralela a la fibra, al soportar toda la carga y transmitirla hacia el piso. En la tabla ??, se actualizaron los cálculos realizados en la sección de metodología al incorporar el área neta de cada formato de madera, es decir, el área transversal menos el área de cada unión, en este caso, del perno de 0,5 pulgadas de diámetro que une el pilar B a la viga D.

Nº	Dimensiones [mm]	$\lambda$	$f_{cp}$ [MPa]	$F_{cp,dis}$ [MPa]	$F_{cp,\lambda,dis}$ [MPa]	$FS_{cp,\lambda}$
1	110x110	37,32	0,0742	5,936	4,506	66,6
2	85x85	49,82	0,129	5,936	3,872	28,9

Tabla 1.5: Esfuerzos y factor de seguridad por compresión paralela en la viga B.

## Viga C

Como se señaló en metodología, la viga C no recibe mayores cargas, por lo tanto los criterios de selección se fundamentan en la longitud necesaria de los tirafondos para lograr penetrar la viga A sin que el roscado toque la viga C. La tabla de cálculos para dos configuraciones de tablas distintas son:

Nº	Dimensiones	Estado	$I$ [mm]	$f_f$ [kPa]	$F_f$ [MPa]
1	1x8"	Cepillada	$1,0 \cdot 10^7$	3,804	3,925
2	2x8"	Cepillada	$2,16 \cdot 10^7$	1,763	3,925

Tabla 1.6: Segundo momento de área y esfuerzos de carga y diseño en la viga C.

## Selección de formatos

Como se aprecia, todos los elementos se encuentran sobredimensionados respecto a las solicitudes requeridas. En el caso de los elementos A y B, el factor de seguridad más bajo corresponde al cizalle de la viga A. Si bien el factor de seguridad en el formato n° 1 es casi el doble al formato n° 2, se optará por el primero por el amortiguamiento de las vibraciones de la máquina que otorga la madera.

Por otro lado, en la viga C las cargas son menores y, por lo tanto, su elección se debe al de espesor mínimo para que el tirafondo sea capaz de penetrar la viga A. Al ser 1" el espesor mínimo existente en el mercado, se optó por el formato n° 1.

Por lo tanto, los formatos a utilizar en el diseño corresponden a 110x110 mm para los elementos A y B y de 1x8" para el elemento C.

### 1.2.3. Uniones mecánicas

Como se señaló en la metodología, los cálculos correspondiente a uniones mecánicas se limita a los pernos de unión entre las pletinas y la viga A y a los tirafondos que unen la viga C con A y B.

#### Pernos

Para este elemento de unión, el largo utilizado se fijó en 5,5 pulgadas para que sea capaz de atravesar todos los elementos a unir y los diámetros a probar dependieron de su disponibilidad en el mercado. Los resultados se muestran en la tabla ??.

Al seleccionar el perno número 1, la tabla ?? muestra las restricciones de separación en base a su diámetro.

$N^{\circ}$	Diámetro [in]	$\lambda_u$	$F_{ap}$ [MPa]	$P_{ad,simple}$ [MPa]	$Z \cdot D^2$	Cumple $F_{ap}\lambda_u D^2 \leq Z \cdot D^2$	$FS_{perno}$
1	1/4	2,52	3,52	178,89	964,01	Sí	3,76
2	5/16	2,02	3,46	219,82	1493,44	Sí	7,23
3	3/8	1,68	3,40	259,24	2131,94	Sí	12,28

Tabla 1.7: Cargas admisibles y factor de seguridad para distintos pernos hexagonales.

Diámetro [in]	$S_{bcn}$ [mm]	$S_{bdn}$ [mm]	$S_p$ [mm]
1/4	25,4	12,7	44,45

Tabla 1.8: Separación del perno a borde cargado, descargado y entre pernos, a partir de su diámetro.

#### Tirafondos

En el caso de los tirafondos, se fijará un diámetro de 1/4" para poder estar dentro de los espaciamientos recomendados por la norma, mostrados en la tabla ??.

Se calcularon distintas longitudes de tirafondos existentes en el mercado para seleccionar el indicado. Así, la tabla ?? muestra que para los 3 largos distintos se cumplen con los requisitos de penetración <sup>1</sup>, los esfuerzos admisibles y el factor de seguridad.

<sup>1</sup>La definición de la profundidad mínima de penetración y la penetración mínima del vástago se encuen-

Diámetro [in]	$S_{bcn}$ [mm]	$S_{bdn}$ [mm]	$S_p$ [mm]
1/4	25,6	12,8	44,8

Tabla 1.9: Espaciamiento entre los bordes cargado, descargado y entre tirafondos, para un diámetro de 1/4 de pulgada.

Nº	Largo [in]	Profundidad mínima de penetración	Penetración mínima del vástago en pieza central	Esfuerzo admisible de extracción lateral total $P_{el,ad,total}$ [kN]	Esfuerzo admisible de extracción directa total $P_{ed,ad,total}$ [kN]	$FS_{tirafondo}$
1	1 1/2	Cumple	Cumple	1245,07	5,53	1,38
2	2	Cumple	Cumple	1348,82	10,9	2,72
3	2 1/2	Cumple	Cumple	1452,58	15,52	3,87

Tabla 1.10: Esfuerzos admisibles y factor de seguridad para distintas longitudes de tirafondo.

Por lo tanto, se seleccionó el tirafondo de n° 1, para no sobredimensionar los elementos de unión. La selección de este formato es distinta a la expuesta en la sección de metodología, sin embargo, ambos cumplen con los requisitos expuestos.

#### 1.2.4. Simulación estática y modal

Al seleccionar y definir cada elemento de la estructura, se realizaron las simulaciones estática y modal de la misma. De la simulación modal, los valores de la frecuencia natural de la estructura se ven en la tabla ??, de las cuales todas se encuentran por sobre el rango de vibración de la máquina de fatiga y su motor.

Nº	F1	F2	F3	F4	F5	F6	$\omega_{motor}$
Frecuencia [Hz]	128,43	135,24	143,48	145,79	175,23	189,92	25

Tabla 1.11: Valores de la frecuencia natural de la estructura obtenidos por medio del análisis modal del software Inventor.

Del análisis estático, se pudo comprobar que las zonas críticas del diseño se encuentran en el acero, como se puede apreciar en las imágenes ?? . Esto confirma el trabajo de cálculo, expuesto anteriormente, el cual establece que el esfuerzo máximo se encuentra en el empotramiento de la pletina de acero, es decir, en el punto A utilizando como referencia el diagrama de cargas ?? . Si bien los valores de los esfuerzos son mayores en los cálculos que en la simulación, se debe tener en cuenta que en la simulación se utilizó una carga distribuida aplicada sobre la máquina de fatiga. Además, fueron los cálculos los que

tran en el anexo ??

se utilizaron para justificar las dimensiones del diseño, lo cual frente a esta diferencia de resultados, se resume en un posible sobredimensionamiento de la pletina de acero.

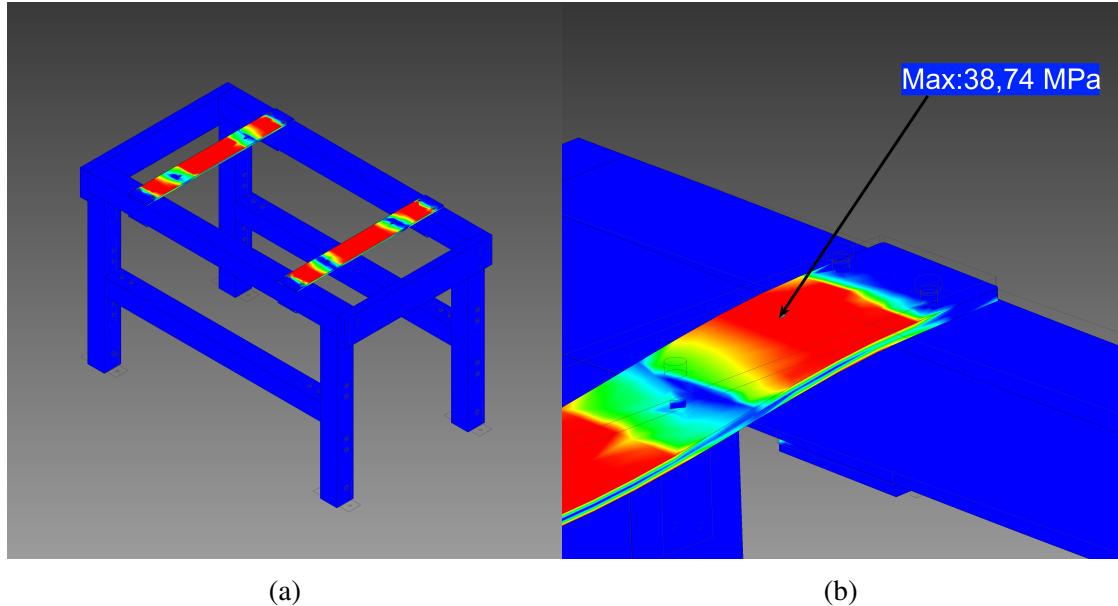


Figura 1.1: La imagen (a) muestra los esfuerzos provocados por la mesa de fatiga sobre la estructura. La imagen (b) es un detalle del esfuerzo de von Mises máximo, que se produce en los extremos de la pletina de acero.

En definitiva, tanto los resultados obtenidos por la simulación como los obtenidos a través en base al cálculo y la norma de madera, nos indican que la madera no tendrá problemas en soportar la carga estática de la máquina por su sobredimensionamiento. Se confirman los puntos críticos del diseño general y, por último, los resultados del análisis modal revelan que no habrán problemas con la frecuencia natural de la estructura y el funcionamiento de la máquina de fatiga.

## 1.3. Modelo del sistema

### 1.3.1. Comportamiento del modelo

Con la caracterización y el levantamiento de información de los distintos componentes, junto a la elección de  $c_1$ ,  $c_2$  y de las variables de la función  $\phi$ , nos permite resolver y obtener valores del movimiento lineal, angular y la carga a la que está sometida la probeta. El tiempo de integración para cada una de las soluciones será entre 0 y 10 segundos. Se utilizará una tolerancia relativa y absoluta de  $10^{-8}$ . En consecuencia, al resolver el sistema de ecuaciones ?? a través de los códigos de la sección ??, se obtiene la posición

$(y, \theta)$  y la velocidad  $(\dot{y}, \dot{\theta})$  del brazo de carga respecto a su centro de masa. Las figuras ?? y ?? muestran las curvas de cada coordenada.

Utilizando la ec. ?? para cada valor de  $y_2(t)$ , se obtiene la carga aplicada sobre la probeta  $F(t)$  a lo largo del tiempo. La fig. ?? muestra la curva de esta fuerza para la misma configuración de las imágenes anteriores.

En este conjunto de imágenes se aprecia como el sistema tiene dos etapas principales: (a) la estabilización y reposo del sistema y (b) el inicio de la función  $\phi$ . (a) La primera etapa comienza en  $t = 0$ , cuando se encuentra en un estado inicial  $(y, \dot{y}, \theta, \dot{\theta}) = (0, 0, 0, 0)$ . Tanto la probeta y las barras en voladizo se encuentran sólo bajo la acción de la gravedad, por lo tanto caen y comienzan a oscilar en torno a su posición de reposo, sin embargo, este movimiento decrece a medida que avanza el tiempo producto de los amortiguadores. La velocidad de decaimiento de la vibración inicial está determinado por el valor de  $c_1$  y  $c_2$ , teniendo un comportamiento subamortiguado. (b) A continuación, desde el segundo 2 la función  $\phi$  comienza a acelerar suavemente hasta llegar a la velocidad  $\omega_{max} = 25$  [rad/s], punto en el cual la vibración es constante y estable en el tiempo. A partir de este punto, se extraen la información respectiva de la fuerza máxima, media y alterna, utilizando las ecuaciones ??, ?? y ??.

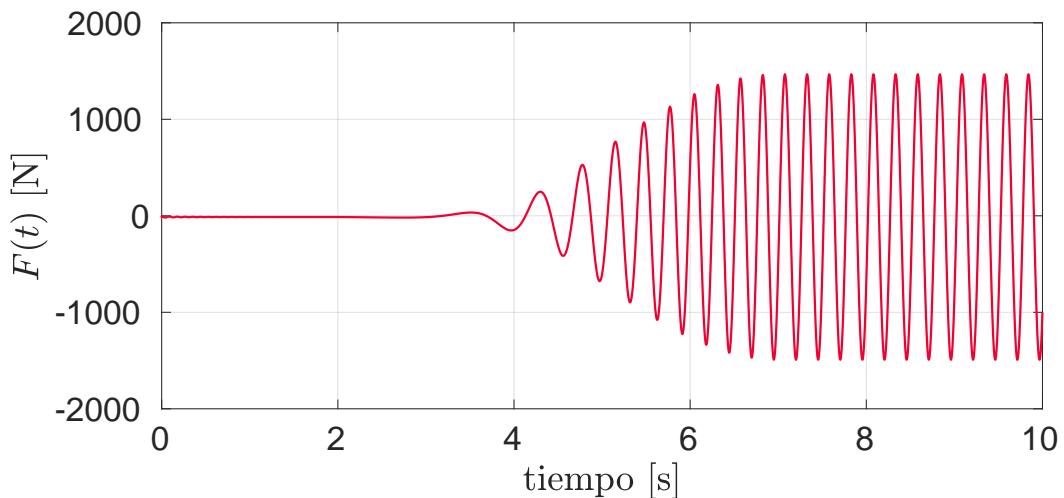


Figura 1.2: Fuerza aplicada sobre la probeta  $F(t)$  en el tiempo.

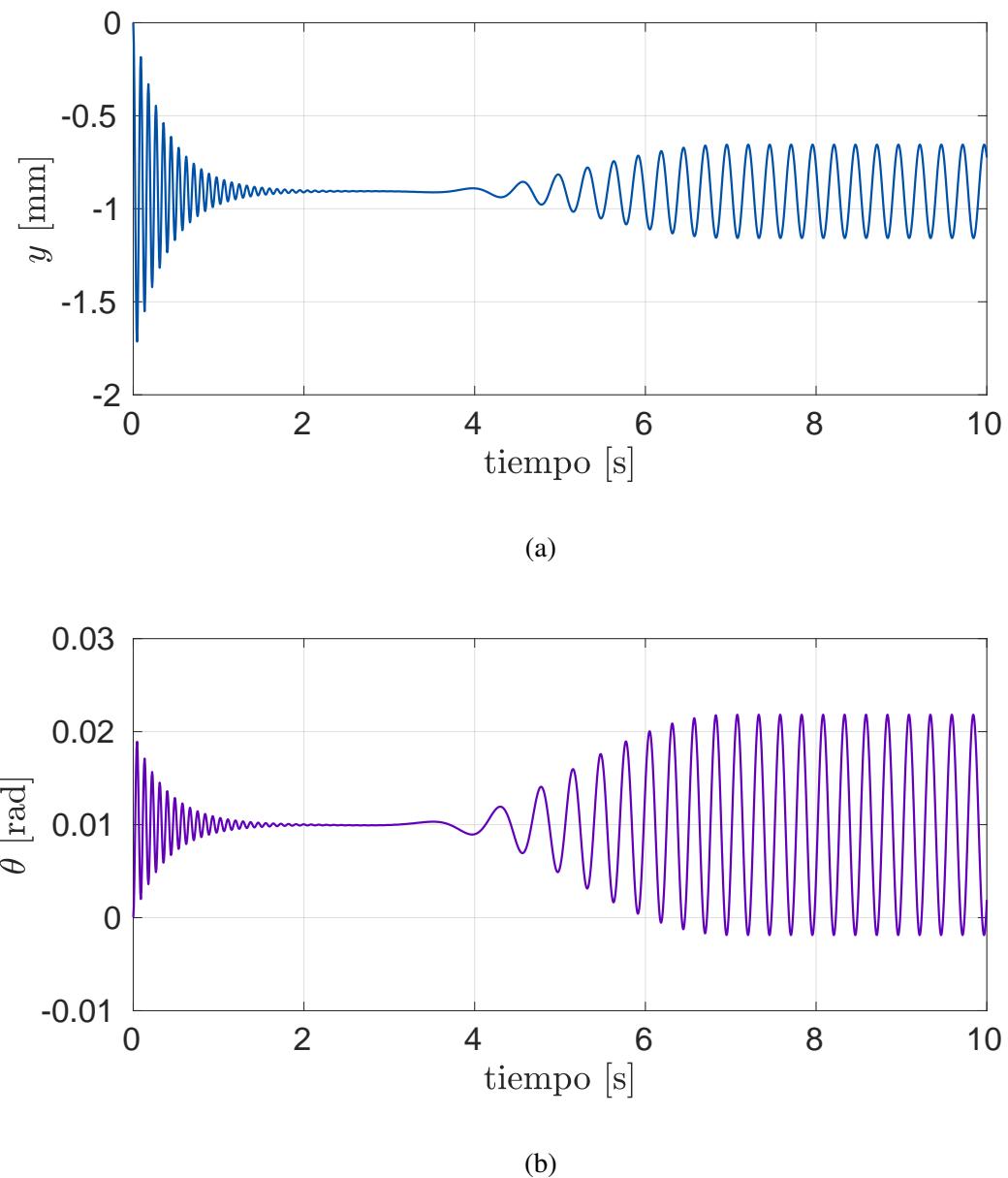
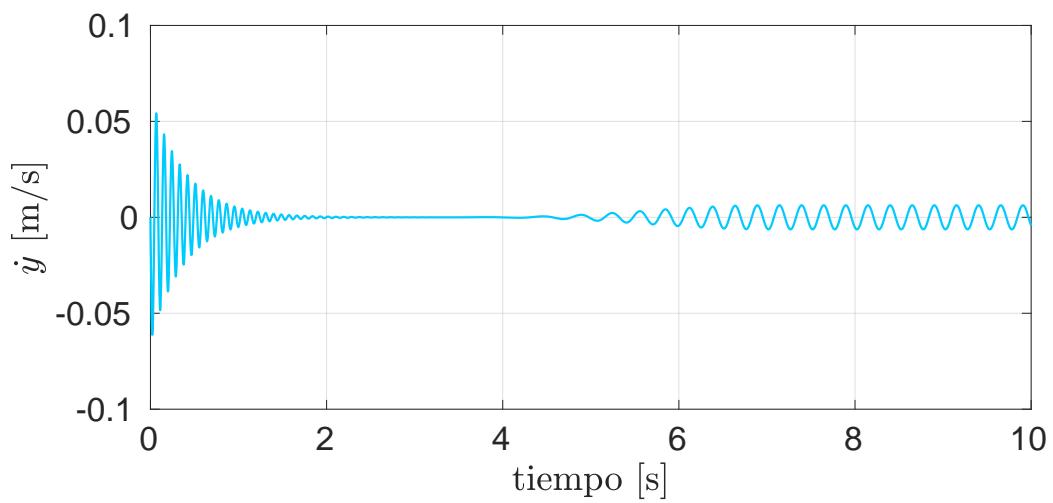
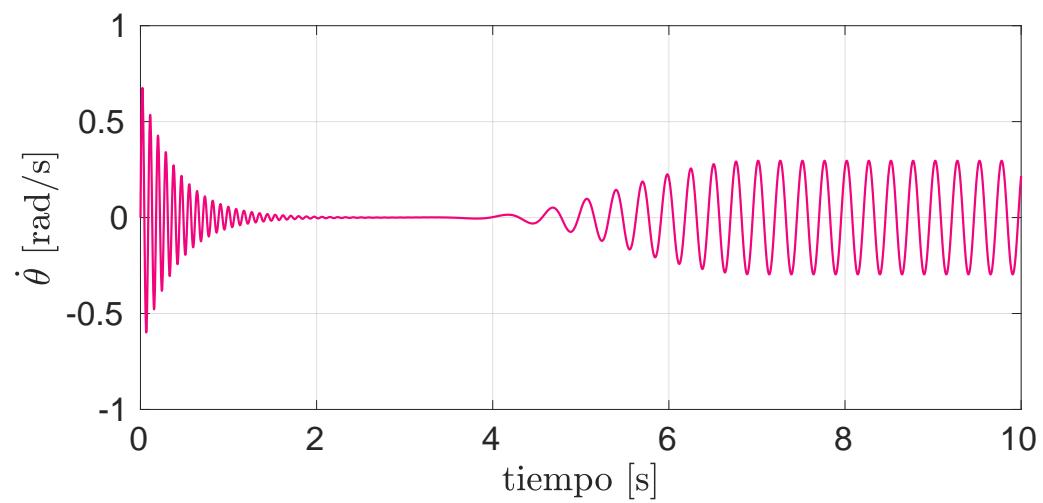


Figura 1.3: Desplazamiento en el tiempo respecto al eje  $y$  (a) y  $\theta$  (b) del centro de masa del brazo de carga.



(a)



(b)

Figura 1.4: Velocidad respecto la tiempo en el eje  $y$  (a) y rotacional (b) del centro de masa del brazo de carga.

### 1.3.2. Carga máxima y media para cada configuración

En la sección anterior, se mostraron los resultados y el comportamiento del modelo para una configuración en específico. En esta sección, a través del código de la sección ??, se mostrarán los resultados de fuerza máxima y media para cada combinación de contrapesos expuesta en la tabla de carga. Al ordenar los resultados de la fuerza máxima con el mismo orden de la tabla de carga, es decir, respecto a  $\Delta m$ , se obtiene la curva que se muestra en la fig. ???. A partir de la imagen, se puede establecer que no existe una relación entre la carga máxima  $F_{max}$  y  $\Delta m$  como sí lo estipula la tabla de carga. Por lo tanto, existe una diferencia sustancial entre la información entregada por la tabla de carga y lo que predice el modelo desarrollado en este trabajo.

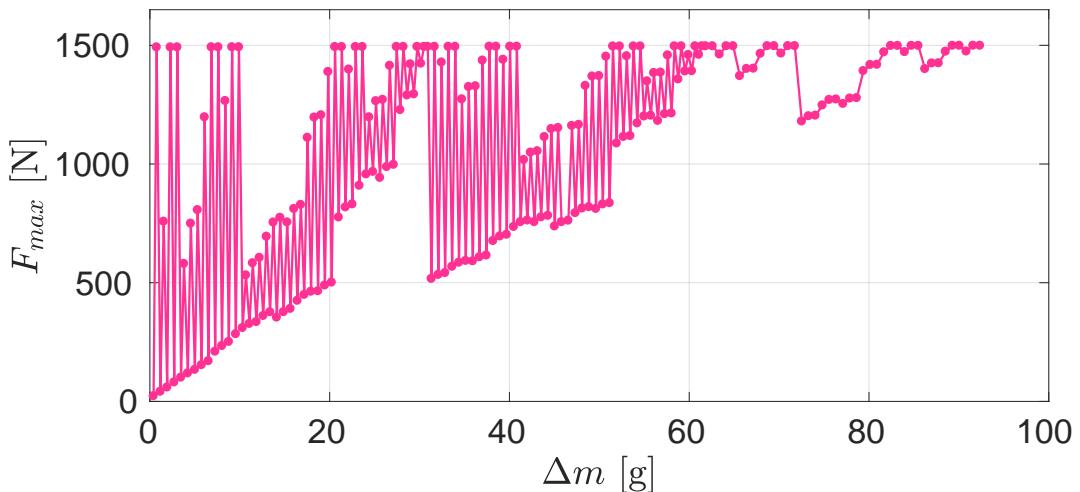


Figura 1.5: Distribución de la carga máxima  $F_{max}$  versus la diferencia de masas  $\Delta m$  de cada combinación de contrapesos.

En consecuencia, se propone tomar nuevamente  $F_{max}$ , pero ordenado respecto a la variable  $\Psi = M_a \cdot e_{ga}$ . Como resultado de esto, se obtiene la curva que se ve en la fig. ???. En esta se puede ver que existe una relación entre ambas variables, por lo tanto, la carga máxima de cualquier combinación de contrapesos, a una velocidad  $\omega_{max}$  constante, estará determinada por  $\Psi$ . En ese sentido, se puede definir la siguiente relación:

$$F(t) = f(\Psi) \quad (1.3.1)$$

Así, la relación original que establece la tabla de carga, donde  $F(t) = f(\Delta m)$ , es contradictoria con los resultados del modelo de vibración propuesto. Si bien es necesario realizar un estudio que incluya mediciones de la máquina de fatiga para determinar la validez o el rechazo de las dos relaciones, cabe destacar que la única fuerza externa del

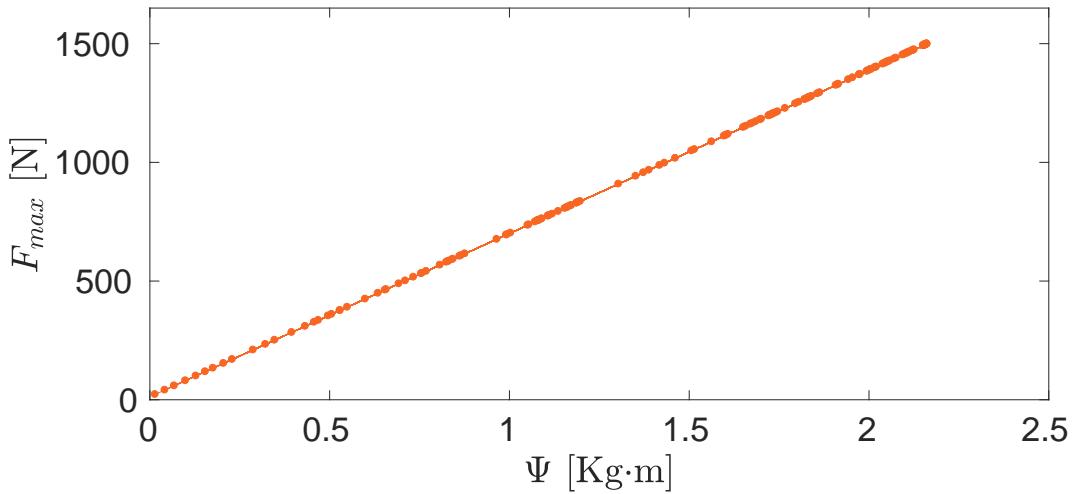


Figura 1.6: Curva de la carga máxima  $F_{max}$  versus la variable  $\Psi$ .  $\omega_{max} = 25$  rad/s.

sistema es provocada por el desequilibrio del motor, el cual, se define físicamente como  $F_d(t) = \Psi \cdot (\dot{\phi}^2 \sin \phi - \ddot{\phi} \cos \phi)$ . Es decir, en el desarrollo de este trabajo no se encontraron elementos que hagan pensar en  $\Delta m$  como una variable fundamental que defina la obtención de la carga sobre la probeta.

Por otro lado, la carga media tiene variaciones muy pequeñas, como se puede ver en la fig. ??, siendo la diferencia máxima de  $2,4 \cdot 10^{-4}$  [N]. Tomando en consideración que el orden de magnitud de las cargas máxima y alternantes está entre  $10^1$  y  $10^2$ , dependiendo de la velocidad  $\omega_{max}$ , entonces se puede asumir que la carga media que sufrirá la probeta será constante y de una magnitud de 12,438 [N].

### 1.3.3. Influencia de la velocidad de rotación del disco desbalanceado sobre la carga en la probeta

De manera análoga, se puede estudiar la influencia de la velocidad de giro máxima del disco desbalanceado sobre el movimiento del sistema. Las imágenes en ??, muestran  $F(t)$  para dos velocidad distintas,  $\omega_{max,a} = 5$  [rad/s] y  $\omega_{max,b} = 20$  [rad/s].

Ambas gráficas muestran no sólo como la frecuencia de la oscilación es menor en la figura ?? respecto a ??, como es esperable, sino que también la fuerza sobre la probeta aumenta en la medida que la velocidad de rotación del disco es mayor. Esta información, junto a la expuesta en la sección anterior, muestra que el modelo responde a las distintas variables de la fuerza provocada por el disco  $F_d(t)$ .

A continuación, es posible comparar la fuerza máxima de cada combinación de contrapesos para distintas velocidades angulares  $\omega_{max}$ . Aquí se confirma el comportamiento

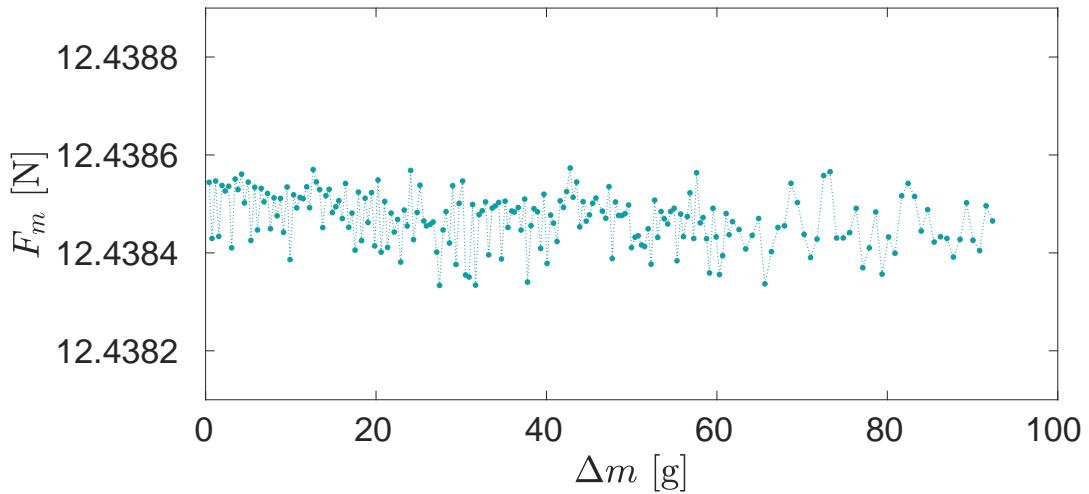


Figura 1.7: Distribución de la carga media ( $F_m$ ) para las distintas configuraciones de contrapesos.

descrito anteriormente para una configuración específica, pero de manera general para cada una de las 201 combinaciones existentes, como se puede ver en la fig. ???. Al realizarse el conjunto de ensayos de fatiga para crear la curva  $S-N$  a una velocidad fija, pero variando los contrapesos, se puede definir que la fuerza sobre la probeta como:

$$F(t) = f(\Psi, \omega_{max}) \quad (1.3.2)$$

Como consecuencia de los resultados que se obtuvieron del modelo, se hará una propuesta para corregir la tabla de carga actual, debiendo ser corroborada empíricamente a posteriori, como parte del trabajo futuro. En este sentido, es necesario conocer los esfuerzos asociados a cada combinación de contrapesos, de la misma forma que lo hace la tabla actual. Entonces, para esto se realizará una simulación de las cargas aplicadas sobre la probeta, que se obtuvieron en este análisis, en la siguiente sección.

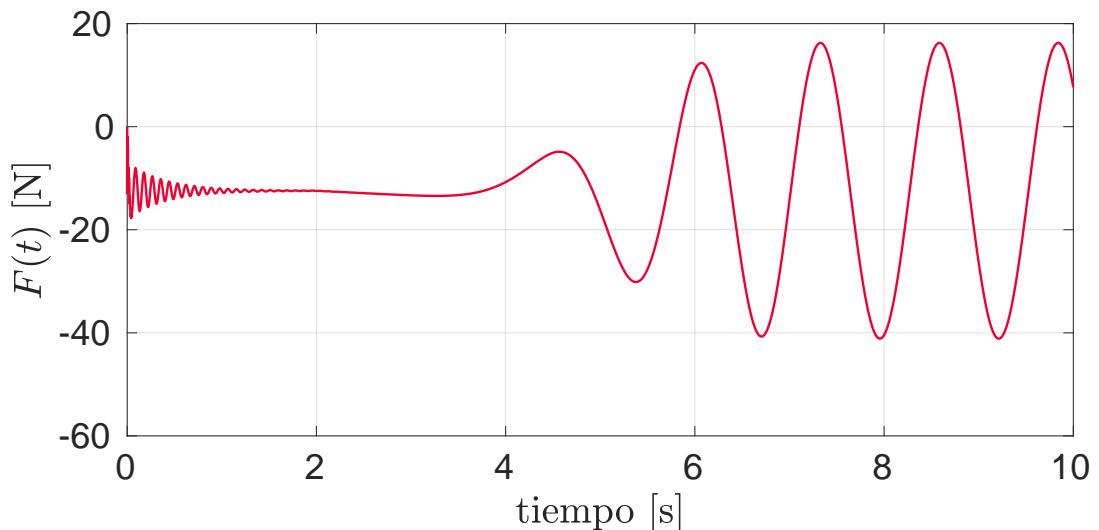
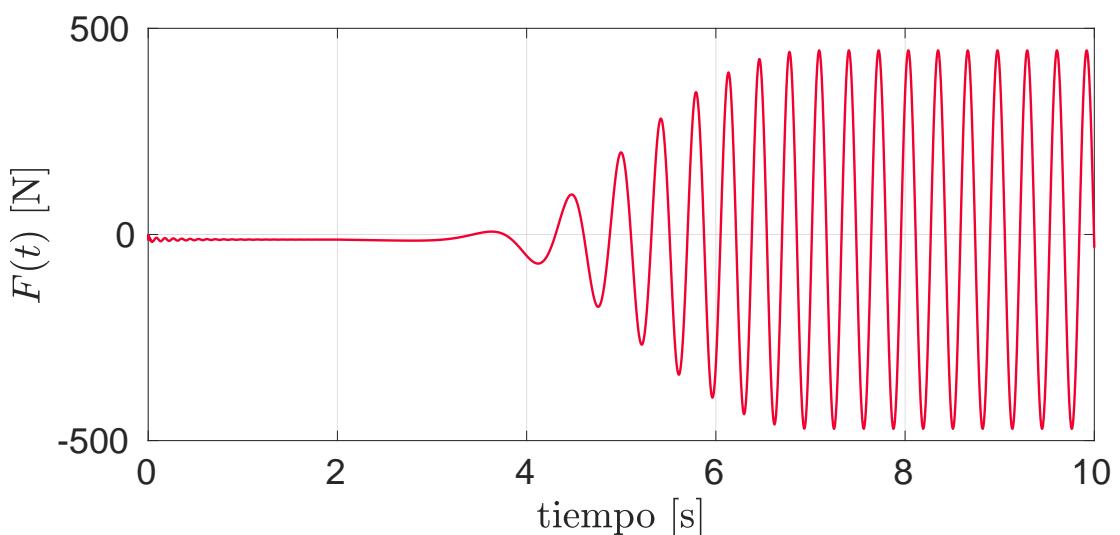
(a) Fuerza sobre la probeta a través del tiempo a  $\omega_{max} = 5$  [rad/s](b) Fuerza sobre la probeta a través del tiempo a  $\omega_{max} = 20$  [rad/s]

Figura 1.8: Comparación de la fuerza aplicada sobre la probeta  $F(t)$ , de la combinación (5+5+1)-(2+4) de  $\Delta m = 39,7032$  g, a dos velocidades angulares  $\omega_{max}$  distintas.

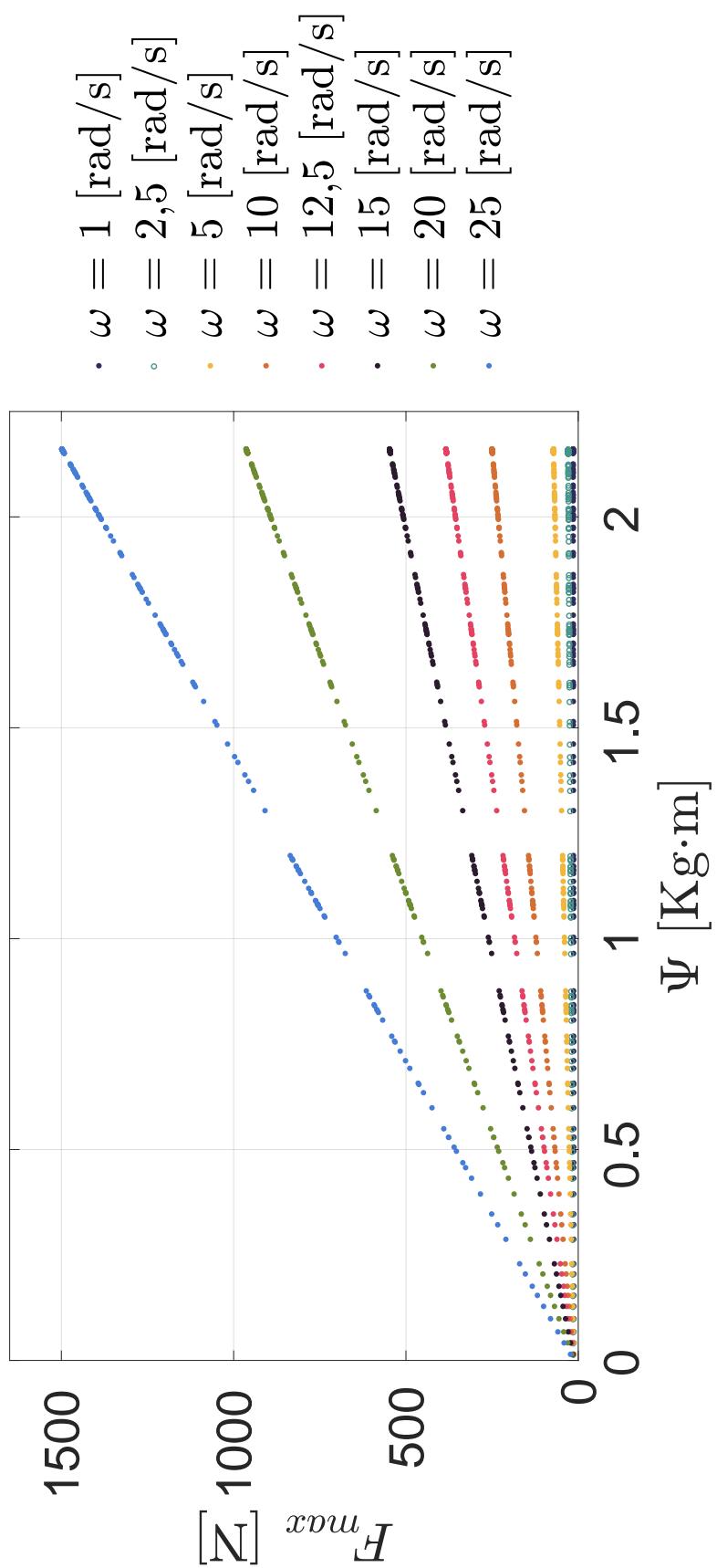


Figura 1.9: Curvas de cada combinación de contrapesos para distintas velocidades angulares  $\omega_{max}$ .

## 1.4. Simulación de carga máxima

Al tomar los datos de las cargas máximas obtenidas a través del modelo e ingresarlas al software de elementos finitos ANSYS, se obtienen los esfuerzos que sufre la probeta para cada carga. En primer lugar, los valores de carga se pasan a presión para ser aplicado sobre una de las caras de la probeta, utilizando la ecuación ???. La fig. ??, muestra las 77 cargas aplicadas a lo largo de la simulación.

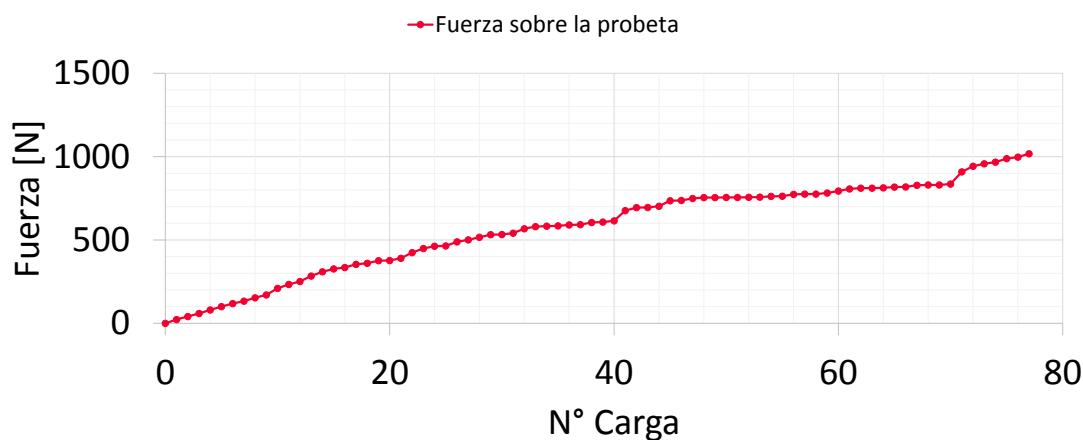
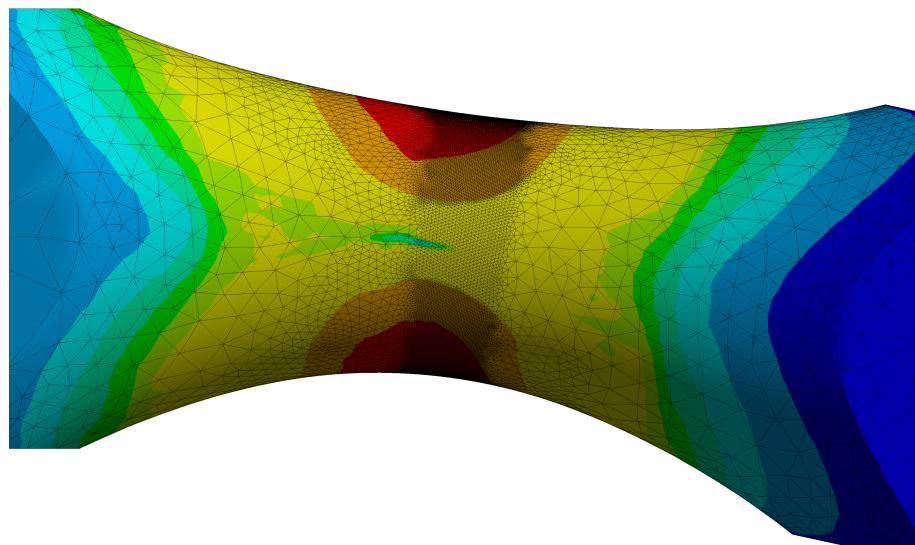
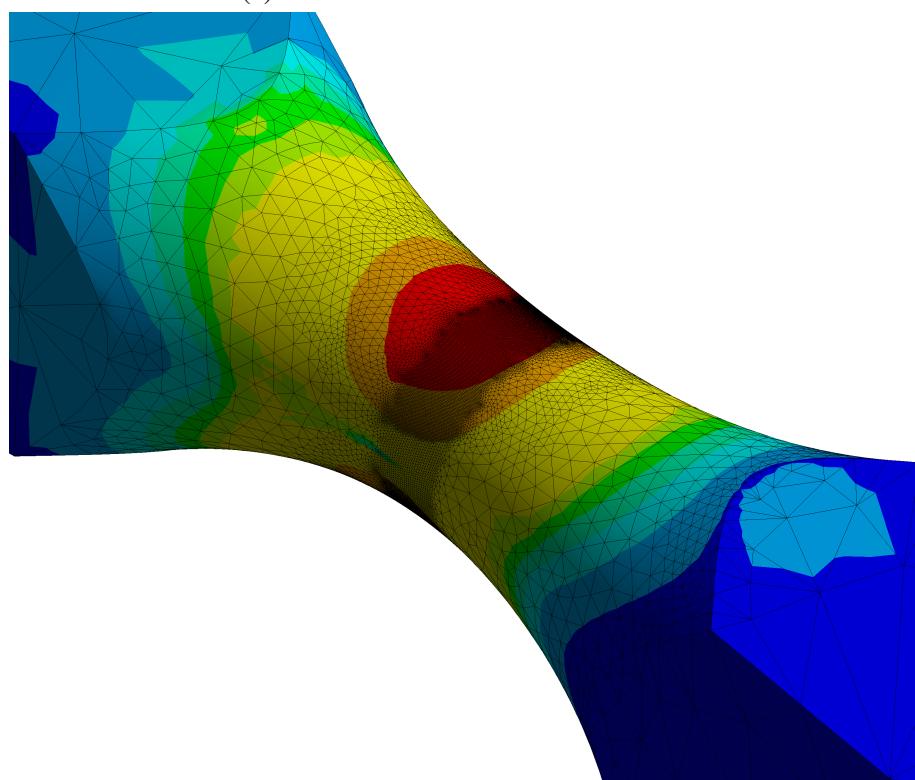


Figura 1.10: Curva de las 77 cargas aplicadas sobre la probeta. Tabla en anexo ??

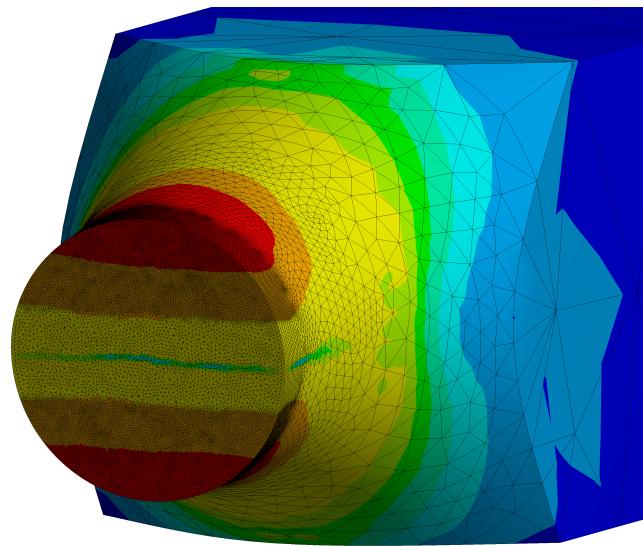
Al ver los esfuerzos generales a los que está sometida la probeta, se identifica que la zona más afectada es la intermedia, concentrándose justo en la mitad de la probeta, como se ve en las figuras ?? y ???. Al realizar un corte transversal en la mitad de la probeta (fig. ??) se pueden apreciar más claramente la distribución de los esfuerzos equivalentes en la zona intermedia, concentrándose fuertemente en la zona inferior y superior de la cara transversal. La figura ?? muestra directamente la cara sometida a la carga máxima y su distribución de esfuerzos, donde además, se puede ver que la zona cercana al eje neutro tiene esfuerzos menores a los que se encuentran más lejos de este. Esta información es posible verla directamente en el comportamiento que tienen los elementos  $P$ ,  $Q$  y  $R$  (ver fig. ??).



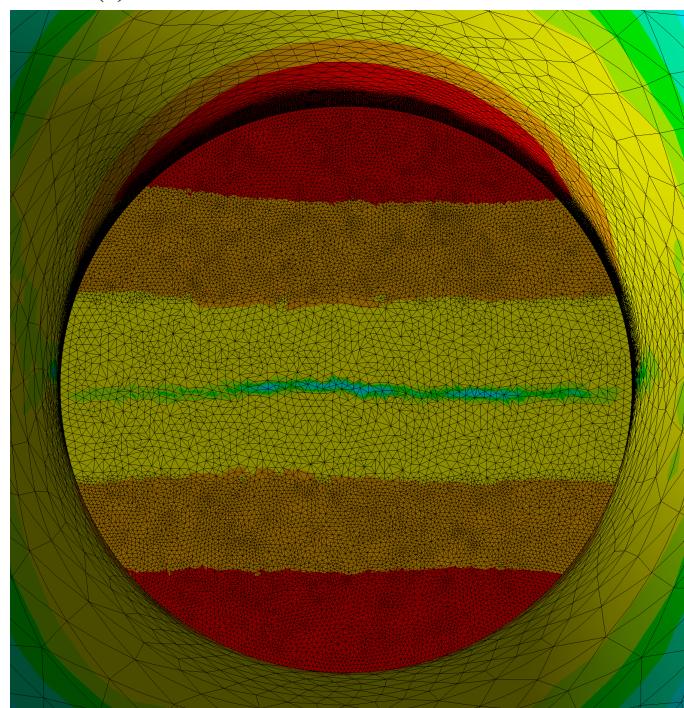
(a) Vista lateral de la zona intermedia.



(b) Vista en isométrico de la zona intermedia.



(c) Vista en isométrico del corte transversal.



(d) Vista en detalle del corte transversal.

Figura 1.11: Detalle de la distribución de esfuerzos de von Mises en la zona intermedia de la probeta.

Por último, como se buscan conocer los esfuerzos y la deformación a los que está sometida la probeta en estos puntos en específico, se obtienen los resultados de la deformación unitaria normal ( $\varepsilon_x$ ) y equivalente total ( $\varepsilon_{vm,t}$ ), además de los esfuerzos de von Mises ( $\sigma_{vm}$ ), normal ( $\sigma_x$ ) y cortante máximo ( $\tau_{max}$ ). Estos resultados se pueden ver en los gráficos ?? y ??.

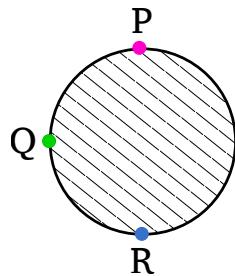


Figura 1.12: Ubicación de los elementos  $P$ ,  $Q$  y  $R$

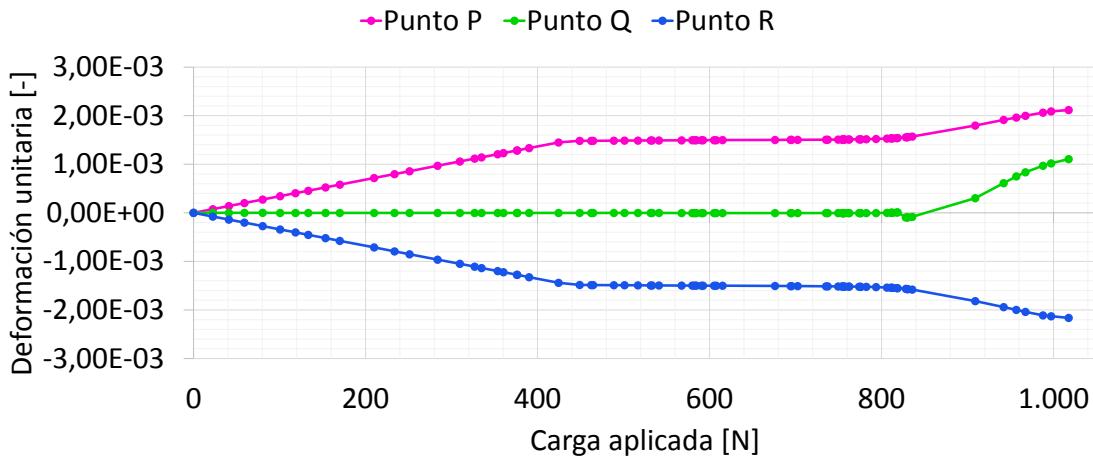
En la figura ?? se puede ver que el esfuerzo más alto es de 430,54 MPa en el punto  $R$ , correspondiente a la carga número 77 (combinación (5+4)-(1+2+3) de  $\Delta m = 41,6086$  g). Asimismo, se puede apreciar que cuando la fuerza máxima es de 449,03 N (carga 23) se llega a un esfuerzo de 293,5 MPa, tanto en el punto  $P$  como en el punto  $R$ , alcanzando el esfuerzo de fluencia del material. Además, se puede identificar que el esfuerzo último se alcanza entre las cargas 75 y 76, de 987,686 N y 997,152 N respectivamente. Por otra parte, el punto  $Q$  alcanza el punto de fluencia de forma tardía, específicamente en la carga 68 de 830,23 N, sin llegar hasta el esfuerzo último. Respecto a este mismo punto, se aprecia como los esfuerzos normales  $\sigma_x$  son cercanos a cero, como es esperable al encontrarse en el eje neutro, sin embargo, cuando la deformación plástica aumenta de manera significativa, se ve que el punto  $Q$  comienza a sufrir esfuerzos de tracción como consecuencia de salirse del eje neutro de la probeta.

Para poner en perspectiva la carga, el desplazamiento de la probeta con dirección al eje  $y$  alcanza un valor máximo de 9,840 mm. Además al alcanzar la fluencia y el esfuerzo último su deformación corresponde a 0,255 mm y 8,311 mm, respectivamente.

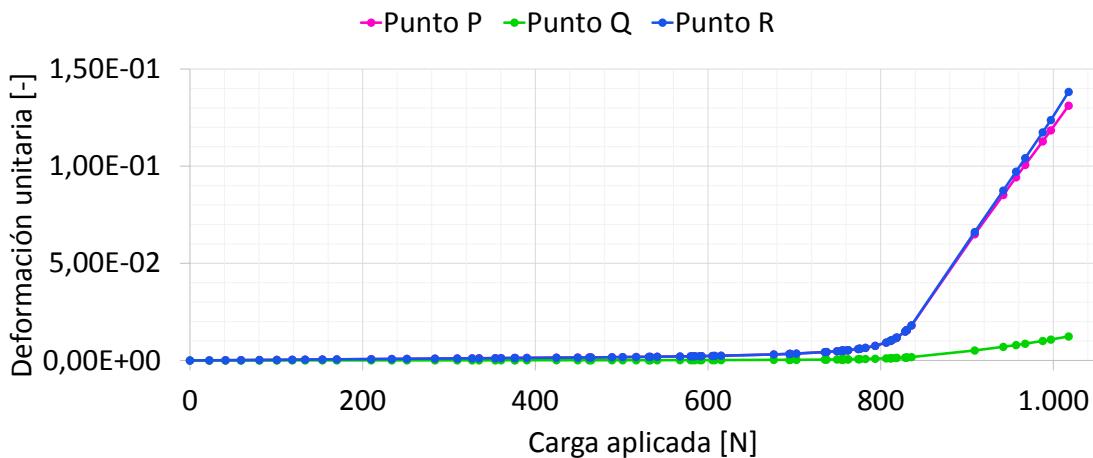
A la luz de los resultados que se obtuvieron de los esfuerzos normal, equivalente y máximo cortante no coinciden ni se acercan a los que indica la tabla de carga. Esto, sin duda, provoca dudas sobre la información que entrega, por un lado respecto al orden que tiene y, por otro, sobre la veracidad y factibilidad de los esfuerzos que acompañan a cada combinación. Respecto a este último punto, resalta el hecho que en la tabla de cargas aparezcan esfuerzos que sean muy superiores a los que un acero pueda soportar. No obstante, se requiere de una validación experimental que determinará la veracidad de

esta información, tanto del desarrollo de esta tesis como de la tabla de carga.

Los resultados de los esfuerzos máximos de von Mises y cortante máximo para cada carga se encuentran en el anexo ??, relacionando cada esfuerzo a su respectiva carga, combinación de contrapesos y la masa de cada combinación.

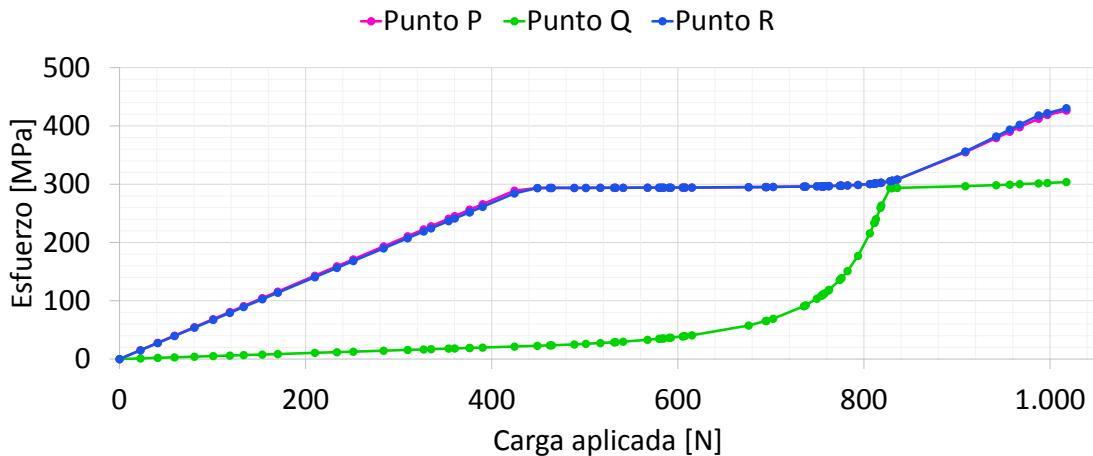
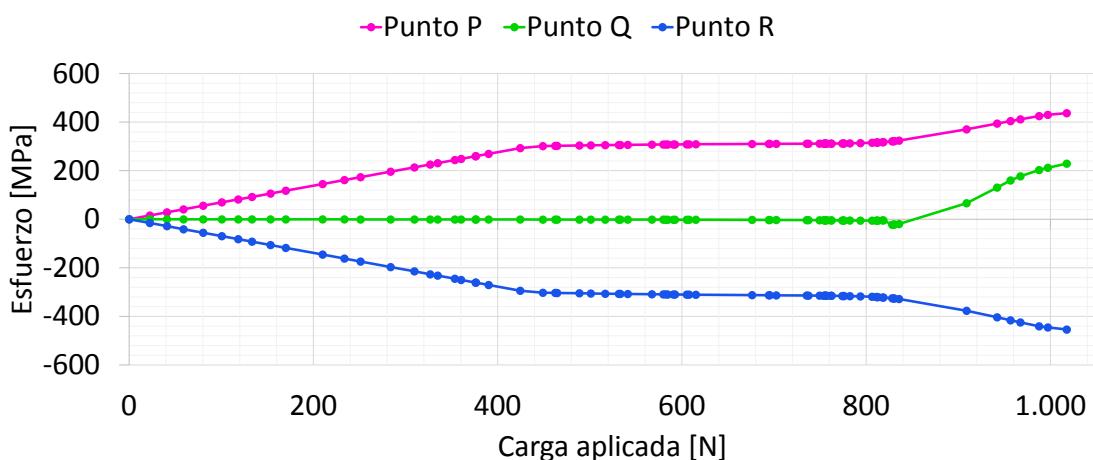
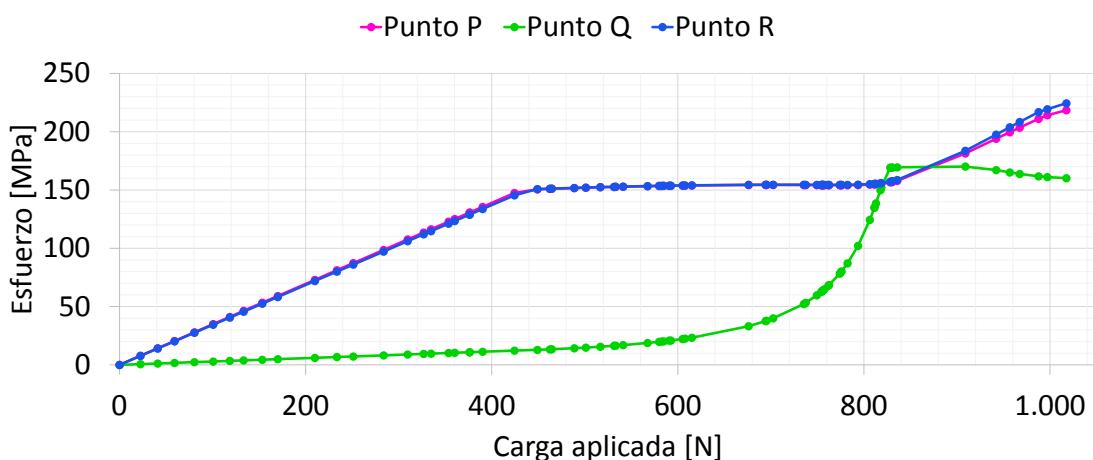


(a) Deformación normal, en dirección  $x$ , de los puntos  $P$ ,  $Q$  y  $R$ .



(b) Deformación equivalente total de los puntos  $P$ ,  $Q$  y  $R$ .

Figura 1.13: Deformación unitaria de los puntos  $P$ ,  $Q$  y  $R$

(a) Esfuerzo de von Mises de los puntos  $P$ ,  $Q$  y  $R$ .(b) Esfuerzo normal, en dirección  $x$ , de los puntos  $P$ ,  $Q$  y  $R$ .(c) Esfuerzo cortante máximo de los puntos  $P$ ,  $Q$  y  $R$ .Figura 1.14: Esfuerzos de von Mises, normal y máximo cortante de los puntos  $P$ ,  $Q$  y  $R$ .