

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN**

**MCTG-1015
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE MÁQUINAS**

**TAREA #1
ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO**

**Autor(es)
André Aguirre Apolo
Adrián Siavichay**

**Término académico
2022 PAO-2**



TAREA #1

ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO

PARTE 1: Descripción del problema

- *Descripción de la pieza a analizar y condiciones de uso:*

El presente trabajo tiene como objetivo diseñar un gancho para soportar una carga estática y dinámica sin que la pieza falle por fatiga. En este caso, la pieza se realizó en inventor utilizando una geometría que sea sencilla de obtener mediante los materiales y procesos existentes.

Tanto en el caso estático como dinámico la pieza va a soportar una carga sobre el centro de la ranura inferior de la pieza, siendo que aquí se colocará el cable que tendrá la carga. En el caso de carga dinámica, el tipo será "carga repetida". Por otro lado, la pieza se encontrará fija en la parte superior del gancho.

Para la pieza se selecciono Acero al carbón AISI 1045, cuyas propiedades se detallan en la siguiente parte del informe.

Las medidas de la piza se encuentran en [mm], y son las siguientes:

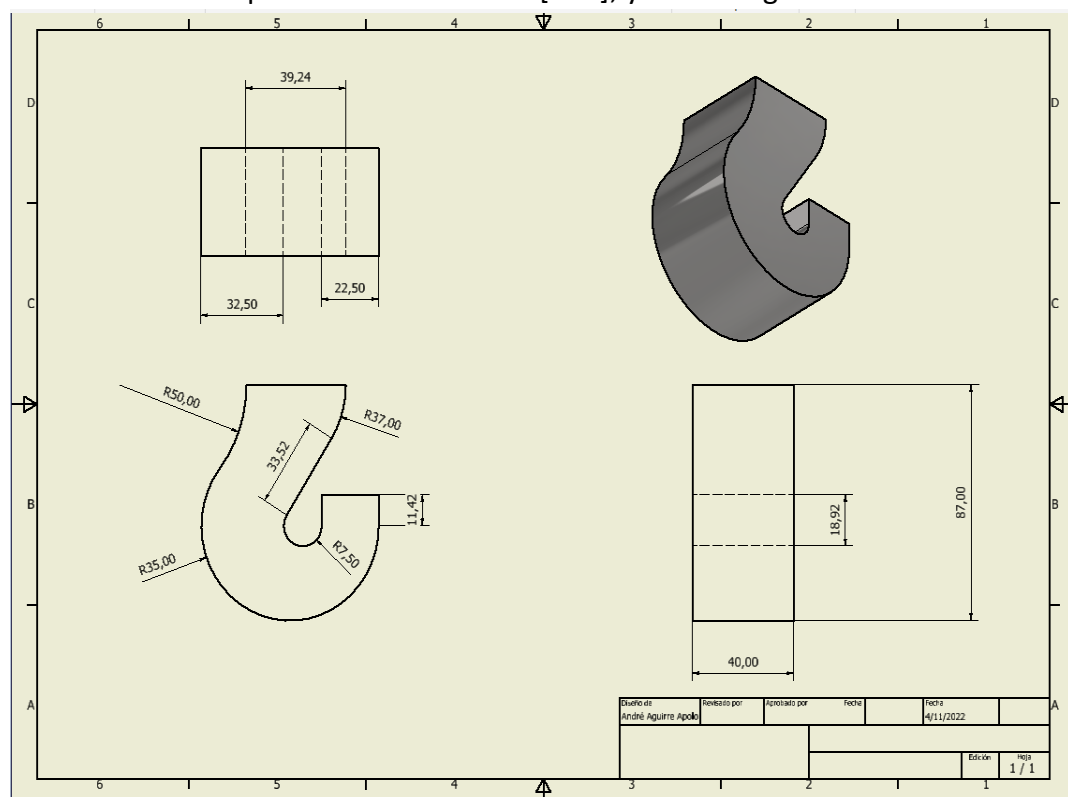


Ilustración 1 Plano del gancho

- *Propiedades del material y método de fabricación:*

Propiedades	
Material	Acero al carbono AISI 1045
Resistencia a la tensión (S_{ut})	565[MPa] o 81.9 [ksi]
Resistencia a la fluencia (S_y)	310[MPa] o 45.0[ksi]
Resistencia a la fatiga sin corregir (S'_e)	$0.5 * S_{ut} = 40.95$ [ksi]

Tabla 1 Propiedades del material de fabricación de la pieza

Fuente: ONGSHUN (Fabricación y distribución de piezas para construcción) obtenido de:
<https://es.steelpurchase.com/1045-s45c-c45-acero/>

En este material no había información ya establecida para la resistencia a la fatiga por lo que se utiliza la relación especificada en Shigley.

Método de fabricación:

El método de fabricación del gancho fue: primero el Acero al carbón AISI 1045 es **normalizado y laminado en caliente**.

Para el conformado de la forma del gancho los surcos (forma) de el gancho son realizados mediante una **dobladora** para conseguir la geometría inicial, finalmente se realiza un **prensado** de la pieza para darle un cambio en las dimensiones del área transversal haciendo que obtenga la forma final.

PARTE 2: Análisis estático

- Teoría de falla a utilizar: Energía de distorsión o Esfuerzo de Von Misses.

Esta teoría de falla se utiliza para predecir si el material resiste una carga estática. Dicha teoría se basa en que la energía que provoca que el elemento falle es un factor clave en relación al esfuerzo que soporta el material.

Esta teoría es sumamente eficaz y además, es la que mas se acerca a la realidad de cómo funcionan los materiales. Otro punto importante es que, al tomar en cuenta todos los esfuerzos un solo valor permite que no se realice una sobredimensión de la pieza, dado que se ajusta mejor a los resultados experimentales.

- Análisis de elemento finito:

Para el análisis de elementos finitos es importantes la simulación del primer y tercer esfuerzo principal, esto debido a que el software tan solo da el valor del Von Misses mas no la forma como se aplica la carga, por ende, con el 1er y 3er esfuerzo principal se determina si los puntos de interés están en tensión o compresión



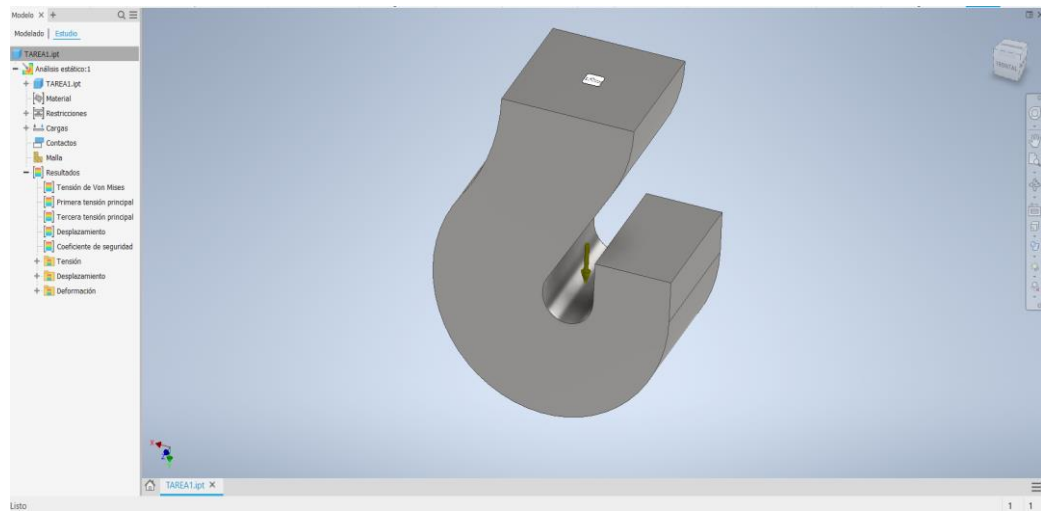


Ilustración 2 Pieza Realizada (Gancho de Grúa)

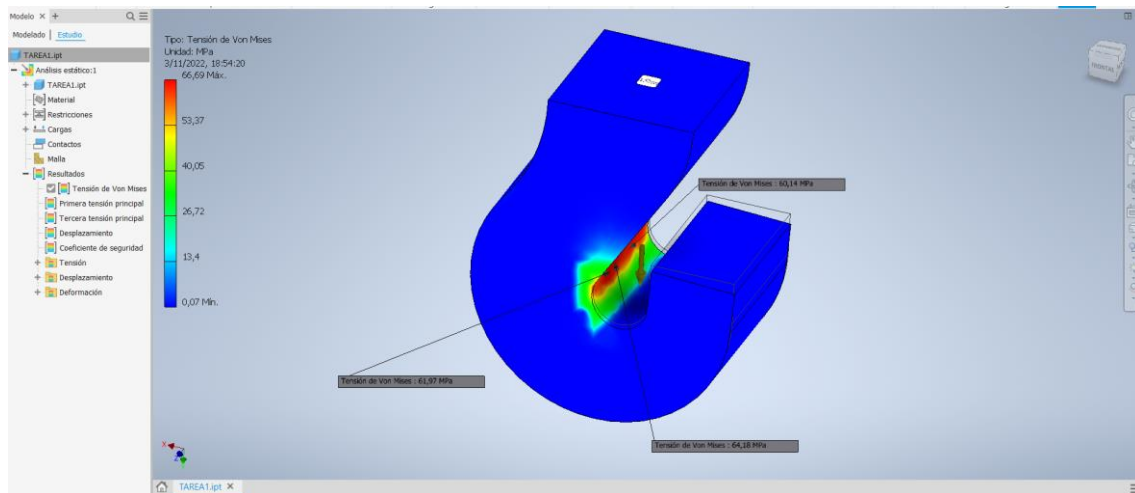


Ilustración 3 Simulación con el esfuerzo de Von Misses

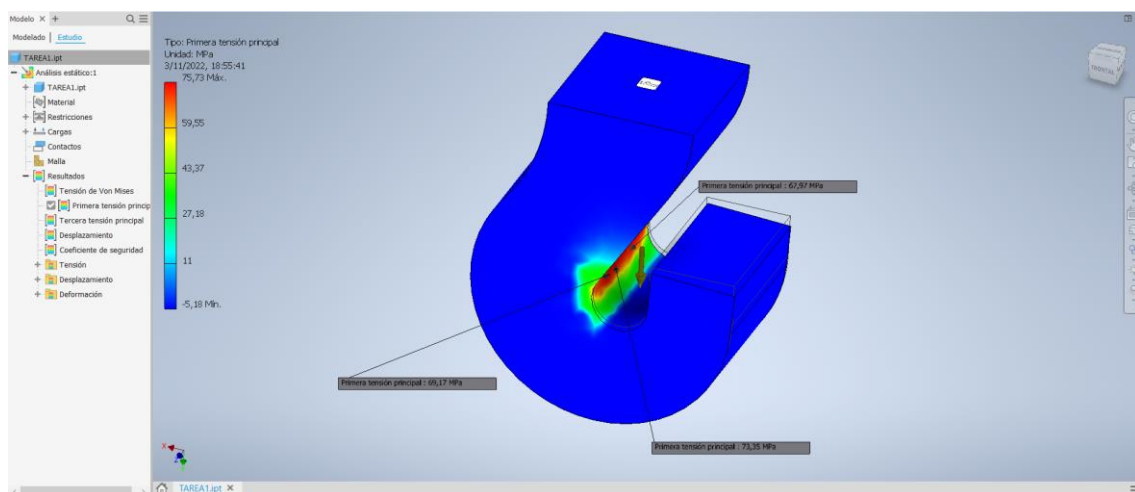


Ilustración 4 Simulación con el 1er esfuerzo principal

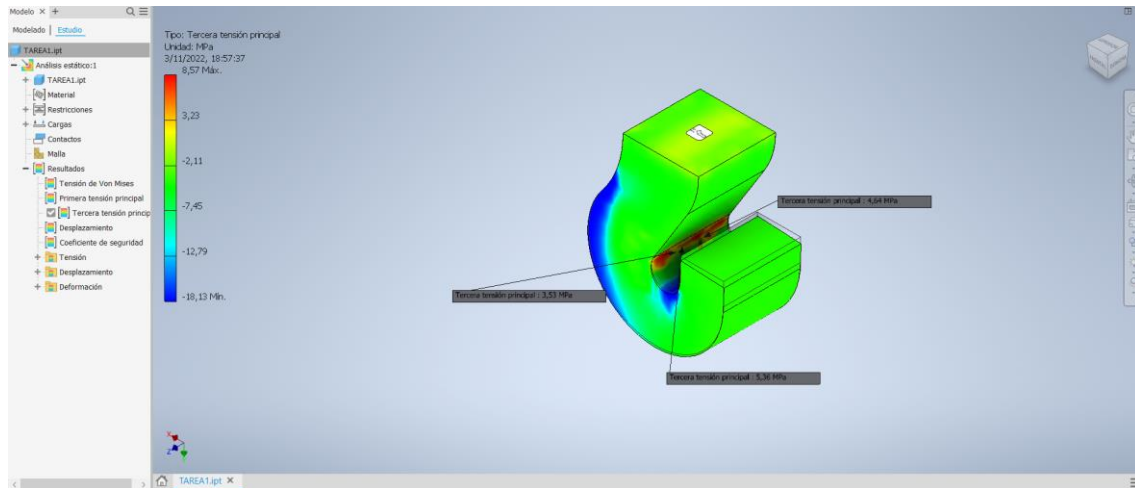


Ilustración 5 Simulación con el 3er esfuerzo principal

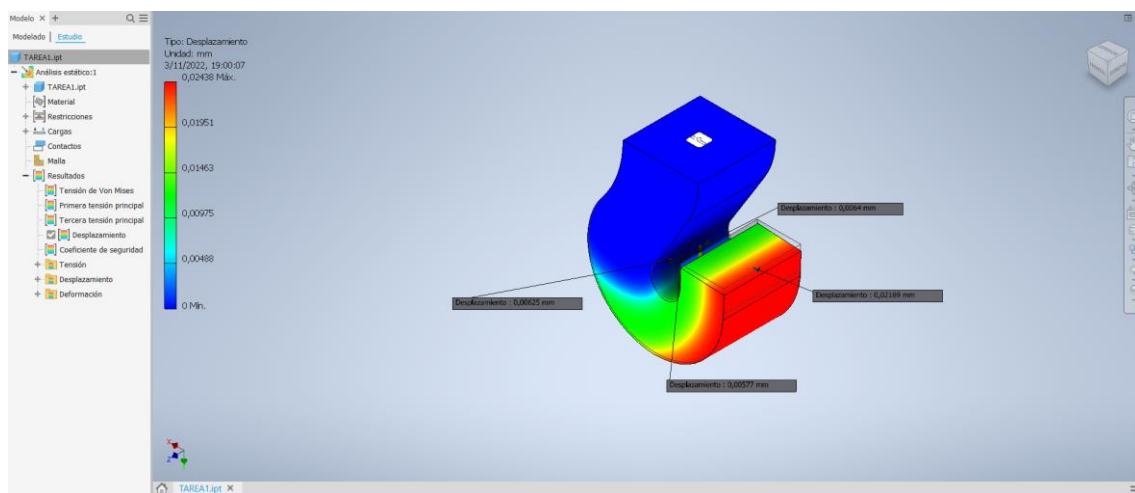


Ilustración 6 Simulación del desplazamiento de la pieza

- Determine los esfuerzos en tres ubicaciones de interés.

	Von Misses	1er Esfuerzo Principal	3er Esfuerzo Principal	Desplazamiento
P1	64.18 [MPa]	73.35 [MPa]	5.36 [MPa]	0.00577[mm]
P2	61.97 [MPa]	69.17 [MPa]	3.53 [MPa]	0.00625[mm]
P3	60.14 [MPa]	67.97 [MPa]	4.64 [MPa]	0.00640[mm]

Tabla 2 Resultados de esfuerzos para 3 puntos de interés

- Determine el factor de seguridad en cada punto.

Para análisis estático:

$S_y = 310 \text{ [MPa]}$

Factor de seguridad en los puntos de interés.

$$N_1 = \frac{s_Y}{\sigma_1} = \frac{310}{64.18} = 4.83$$

$$N_1 = \frac{s_Y}{\sigma_1} = \frac{310}{61.97} = 5.00$$

$$N_1 = \frac{s_Y}{\sigma_1} = \frac{310}{60.14} = 5.15$$

Punto	N
P1	4.83
P2	5.00
P3	5.15

Tabla 3 Factor de seguridad para 3 puntos de interés

- Determine el (los) punto(s) de máximo desplazamiento.

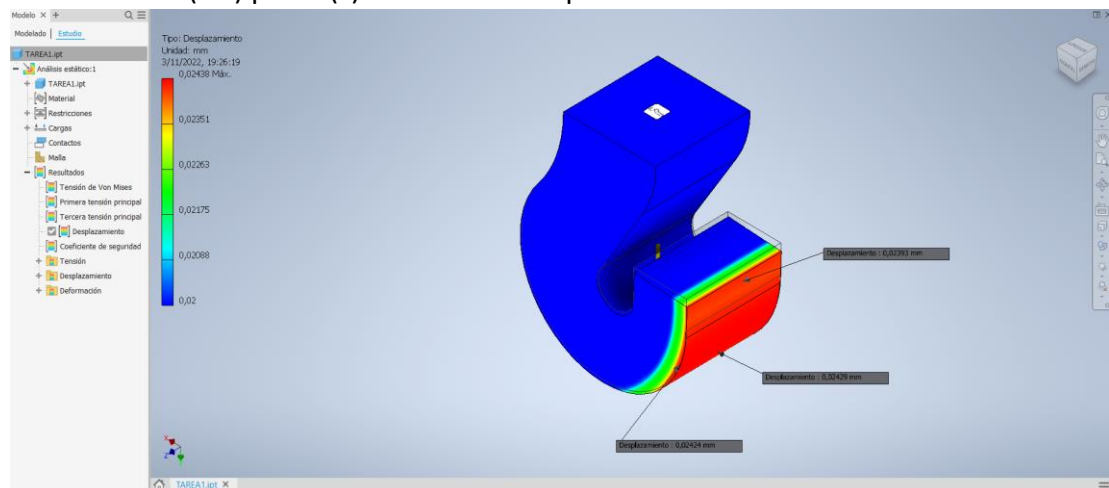


Ilustración 7 Puntos de mayor desplazamiento

P1: 0.02393 [mm]

P2: 0.02429 [mm]

P3: 0.02424 [mm]

En la ilustración 6, podemos ver que para los puntos externos del gancho es donde se produce la mayor deformación, siento que esta es la zona más afectada debido a la forma del gancho y el lugar donde se está aplicando la carga

PARTE 3: Análisis de Fatiga

ANÁLISIS DE ESFUERZOS

- Cargas aplicadas:

La carga aplicada en el gancho se ubica en la parte interna e inferior del mismo debido a que allí estará la cuerda que soporte el peso aplicado. En el análisis de fatiga se aplicó una carga repetida que va de CERO a 500[kg]. En este caso, al tener una carga mínima de CERO y una carga máxima > CERO se obtiene que el comportamiento de la curva de carga es de naturaleza “carga repetida”. En este caso la razón R es igual a 0.

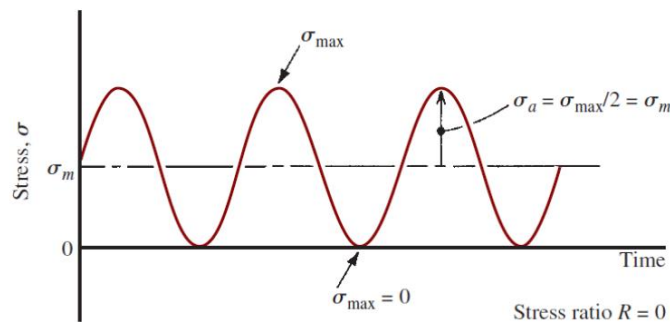


Ilustración 8 Curva general para una carga repetida

- Análisis de elemento finito:

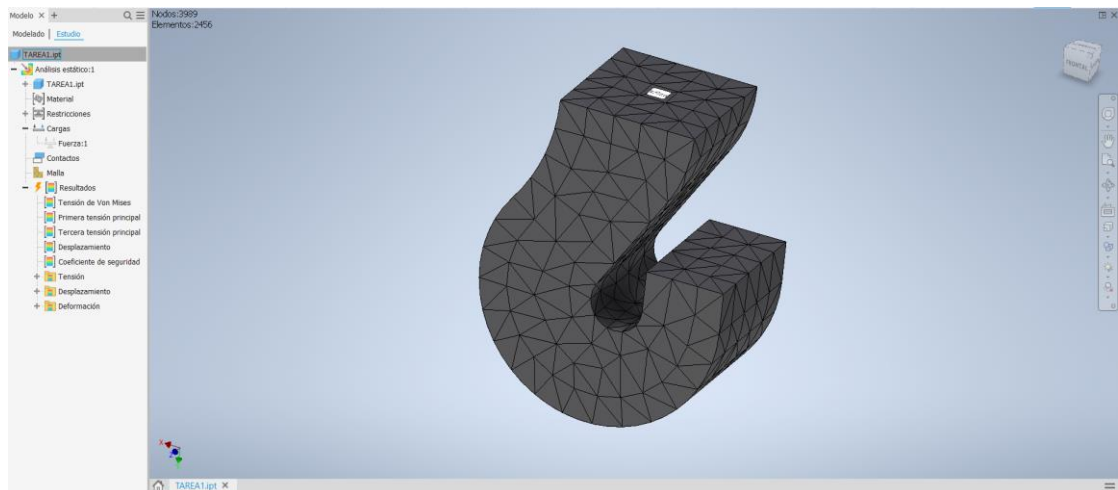


Ilustración 9 Mallado para fuerza de 0kgf

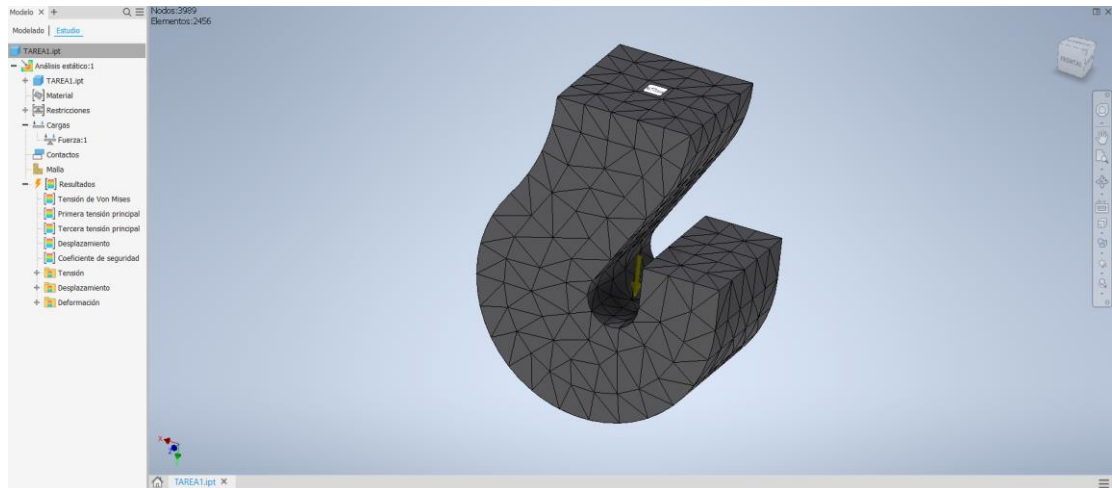


Ilustración 10 Mallado para fuerza de 500 kgf

- Determine el ciclo de esfuerzos para tres ubicaciones de interés.

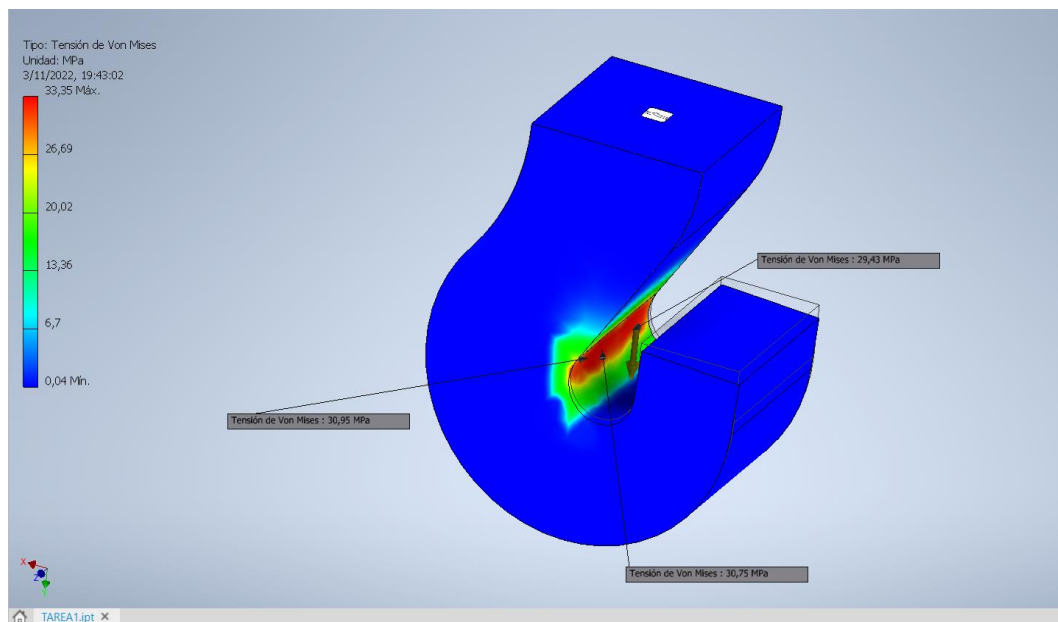


Ilustración 11 Esfuerzo de Von Misses para las 3 zonas de interés en análisis dinámico

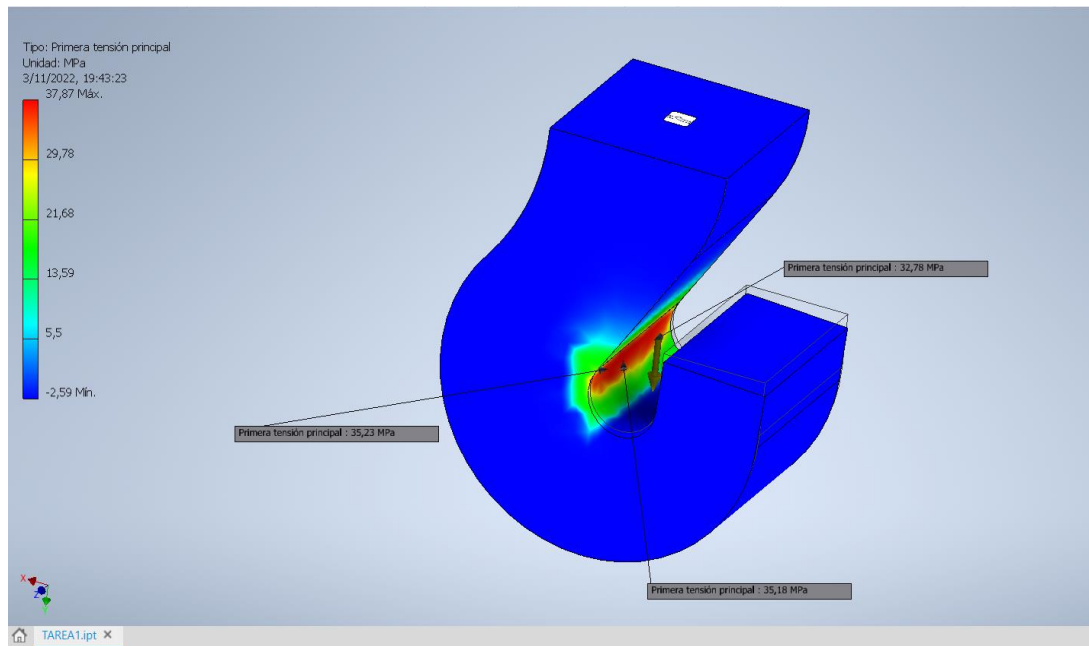


Ilustración 12 1er Esfuerzo principal para las 3 zonas de interés en análisis dinámico

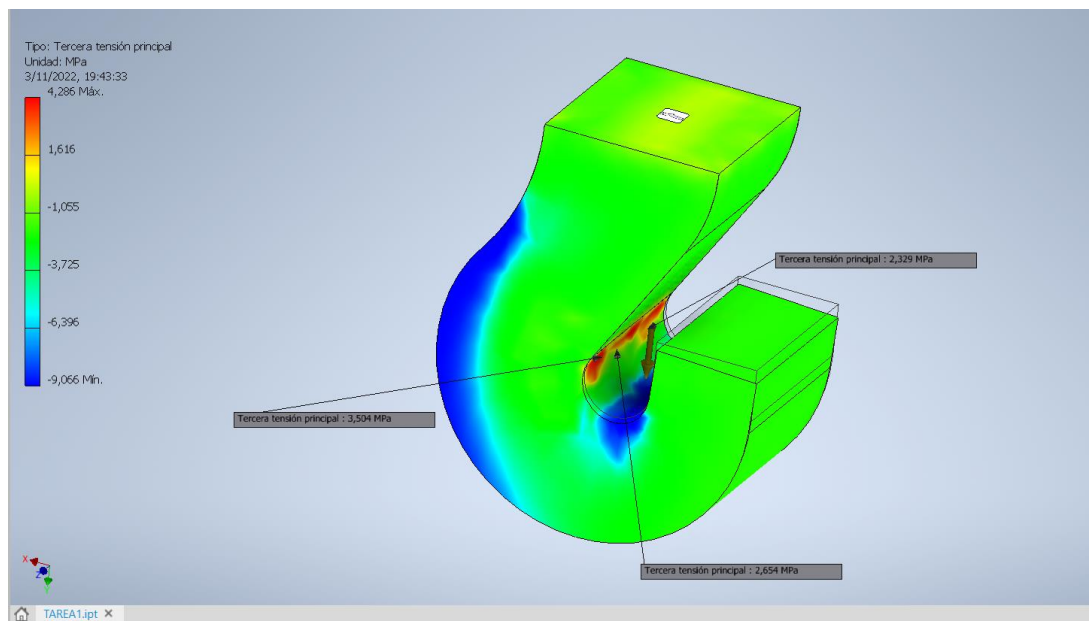


Ilustración 13 3er Esfuerzo principal para las 3 zonas de interés en análisis dinámico

En este caso basta con presentar los esfuerzos para la carga de 500[kgf], debido a que la otra carga es el desuso del gancho, es decir carga CERO, no se producen ningún esfuerzo en la pieza.

Punto 1:

Condición de carga A		Condición de carga B	
σ'	30.95 [MPa]	σ'	0
σ_1	35.23 [MPa]	σ_1	0
σ_3	3.50 [MPa]	σ_3	0

Tabla 4 Carga dinámica para el punto 1

Ciclo de esfuerzos	
σ'_{max}	30.95 [MPa]
σ'_{min}	0 [MPa]
σ'_m	15.48 [MPa]
σ'_a	15.48 [MPa]
R	0

Punto 2:

Condición de carga A		Condición de carga B	
σ'	30.75 [MPa]	σ'	0
σ_1	35.18 [MPa]	σ_1	0
σ_3	2.65 [MPa]	σ_3	0

Tabla 5 Carga dinámica para el punto 2

Ciclo de esfuerzos	
σ'_{max}	30.75 [MPa]
σ'_{min}	0 [MPa]
σ'_m	15.38 [MPa]
σ'_a	15.38 [MPa]
R	0

Punto 3:

Condición de carga A		Condición de carga B	
σ'	29.43 [MPa]	σ'	0
σ_1	32.78 [MPa]	σ_1	0
σ_3	2.33 [MPa]	σ_3	0

Tabla 6 Carga dinámica para el punto 3

Ciclo de esfuerzos	
σ'_{max}	29.43 [MPa]
σ'_{min}	0 [MPa]
σ'_m	14.72 [MPa]
σ'_a	14.72 [MPa]
R	0

RESISTENCIA A LA FATIGA

- Resistencia a la fatiga sin corregir para el material seleccionado:

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5(565)$$

$$S'_e = 282.5 \text{ [MPa]}$$

- Factores de corrección para la ecuación de Marín.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

- Factor de superficie, k_a :

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Debe marcar en las tablas los datos a usarse.

$$k_a = 57.7(565)^{-0.718}$$

$$k_a = 0.609$$

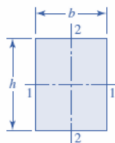
Explicación:

Para obtener el factor de superficie se escogió el tratamiento de laminado en caliente, como se explico al inicio del documento, este es el proceso por que se pasa el material para obtenerlo. En este caso escogemos los valores de los factores a y b asociados a ese tipo de acabo superficial, siendo a= 57.7 [MPa] y b= -0.718.

- Factor de tamaño, k_b :

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Al no ser una sección transversal circular se calcula un diámetro equivalente para un cuadrado, utilizando la siguiente formula.



$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$

$$d_e = 0.808\sqrt{40 * 32.5} [mm] = 29.132[mm]$$

$$k_b = 0.86$$

Explicación:

En este caso escogemos en valor de K_b igual a 1, debido a que la carga aplicada sobre los puntos de interés es de tensión.

- Factor de carga, k_c :

$$k_c = 1$$

Explicación:

En este caso escogemos flexión debido a que la pieza experimenta varios tipos de carga, axial y flexión, sin embargo, al ser usado como grúa optamos por el peor escenario en caso de existir un movimiento brusco del brazo que controla el gancho y la carga a la que este sometida ejerza una fuerza de flexión grande en un intervalo corto de tiempo.

- Factor de temperatura, k_d :

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

*Fuente de datos: figura 2-9.

$$k_d = 1$$

Explicación:

Como no menciona que la grúa será utilizada en condiciones extremas o de calor, asumimos que el funcionamiento será bajo una temperatura ambiente.

Factor de confiabilidad, k_e :

Confiabilidad, %	Factor de confiabilidad k_e
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

$$k_e = 0.814$$

Explicación:

Al ser un elemento para trabajo pesado cuya falla podría poner en riesgo vidas o maquinaria, y por ende mucho dinero, seleccionamos una confiabilidad alta del 99%.

- Límite de resistencia a la fatiga corregida para vida infinita.

Resumen de los factores encontrados:

k_a	0.609
k_b	0.86
k_c	1
k_d	1
k_e	0.814

Tabla 5 Factores de Marin para el análisis dinámico

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

$$S_e = 0.609 * 0.86 * 1 * 1 * 0.814 * 282.5$$

$$S_e = 120.44 [MPa]$$

- Determine el factor de seguridad para cada punto.

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

Para el caso de análisis dinámico utilizamos la ecuación de la recta de Goodman, debido a su facilidad de obtener y ser conservadora.

Ecuación de Goodman

$$\frac{K_t * \sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{N}$$

Punto	N
1	6.42
2	6.45
3	6.74

Tabla 6 Factor de seguridad para 3 puntos de interés

Con la siguiente fórmula determine, si existe falla por fluencia en los primeros ciclos de aplicación de la carga dinámica:

$$\frac{\sigma'_a}{S_y} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{N}$$

Punto	N
1	10.01
2	10.07
3	10.52

PARTE 4: Conclusiones

- **Escriba sus propias conclusiones y considere las siguientes preguntas.**
- **Con base en su análisis, ¿qué se puede decir de la pieza como un todo? ¿Resiste adecuadamente las condiciones de carga?**

Si, resiste de manera eficiente las distintas condiciones de carga. Para la carga estática, se le aplico un peso de 1[TON], y se obtuvo en el punto mas critico un factor de seguridad de 4.83. Para el caso de carga dinámica repetida, se le aplico una carga de 500[kgf] y luego se dejaba en reposo, en este caso a pesar de ser carga repetitiva al tener un valor mucho menor aplicada al gancho en la zona mas critica, se obtuvo un factor de seguridad de 6.42.

- **¿El factor de seguridad es adecuado?**

Si, el factor de seguridad es adecuado para el tipo de uso. Según Robert L. Mott para maquinas que se encuentren en carga dinámica y con cierta incertidumbre sobre el tipo de carga, el factor de seguridad debe ser mayor a 4. En nuestro caso el factor de 6.42 **CUMPLE**.

- **¿Qué cambios le haría a la pieza para que resulte más económica, más resistente o más fácil de fabricar? De ser necesario, explique con imágenes.**

Se podría reducir el área transversal de la pieza, es decir utilizar menos material.

- **¿La manera en que aplicó las cargas y restricciones en la simulación son realistas o no? ¿Cree que puede confiar en su diseño?**

No totalmente, una grúa real puede experimentar movimiento de la carga debido a la naturaleza del cable que se utiliza para sujetarla.

En el caso de las restricciones, la parte fija del elemento (gancho), debería estar empernada al soporte, esto significa que puede haber movimientos pequeños en el mismo.

Si, el diseño es confiable ya que cuenta con un factor de seguridad apropiado para el tipo de uso, además de aprovechar la distribución de material, aumentando el área en la parte donde experimenta el mayor esfuerzo.

- **¿Conseguir un factor de seguridad más alto necesariamente haría su diseño más barato de fabricar?**

No, ya que esto puede significar aumentar o sobredimensionar la pieza, además de que ciertos diseños pueden ser difíciles de fabricar con los procesos actuales.

- **¿Qué dudas le quedaron?**

Por que se tiene que estimar siempre el diámetro de la pieza a un valor equivalente en un área transversal circular.

En que afecta que la pieza sea doblada durante el proceso de fabricación para obtener la forma final.

