

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**DISEÑO DEL SOPORTE DE UN MOTOR MARINO
SCANIA DE 600HP PARA UNA EMBARCACIÓN
PESQUERA DE 450 TONELADAS**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

JORGE RODOLFO UN JAN PEÑA

PROMOCION 2007 - I

LIMA-PERU

2012

TABLA DE CONTENIDOS

PRÓLOGO	1
 INTRODUCCION	
Antecedentes	2
Definición del problema	3
 1. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR SCANIA DI16	
1.1 Marca: Scania	5
1.2 Potencia: 600HP – ICFN	5
1.3 Cilindros: 8 cilindros en V (90°)	5
1.4 Aplicación: motor marino auxiliar	6
1.5 Velocidad de trabajo: 1800RPM	6
1.6 Sistema de refrigeración: Enfriador de quilla	6
1.7 Equipamiento estándar	7
1.8 Dimensiones generales del motor y posición del centro de gravedad	7
 2. TEORÍA DEL CÁLCULO DE LOS SOPORTES PARA MOTORES	
2.1 Fórmulas utilizadas para el cálculo de los soportes	9
2.1.1 Placas perforadas	10
2.1.2 Vigas isostáticas	10

II

2.1.3	Viga empotrada con carga distribuida Q.....	10
2.1.4	Viga empotrada con una fuerza F en el extremo	10
2.1.5	Viga empotrada con un momento M0 en el extremo	10
2.1.6	Columna con ambos extremos empotrados	10
2.2	Recomendaciones generales del fabricante.....	11
2.3	Tipos de apoyo de los motores Scania.....	11
2.3.1	Puntos de apoyo con goma dura.....	11
2.3.2	Puntos de apoyo rígidos	12
2.4	Alineamiento del motor	13
2.4.1	Cálculo de la desviación angular y del ajuste lateral.....	13
2.5	Recomendaciones de Scania con respecto a los soportes del motor	16
2.6	Sistema de coordenadas del motor DI16.....	16
2.7	Requisitos de montaje	17

3. CÁLCULO DE LAS CARGAS QUE DEBEN ABSORBER LOS SOPORTES

3.1	El peso del motor	21
3.2	El momento de volteo	22
3.2.1	Cálculo de la variación de la presión dentro del cilindro.....	24
3.2.2	Cálculo de las fuerzas del mecanismo biela manivela.....	31
3.3	Las fuerzas horizontales producto de la inclinación del barco.....	35
3.4	Las vibraciones del funcionamiento del motor	36

4.	INFLUENCIA DEL EQUILIBRADO DEL MOTOR SOBRE	
	LOS SOPORTES	37
5.	DISEÑO DE LOS SOPORTES	
5.1	Diseño propuesto.....	39
5.2	Diagrama de cuerpo libre (DCL) del soporte.....	42
	5.2.1 Placa superior.....	44
	5.2.2 Refuerzos superiores.....	45
	5.2.3 Columna del soporte.....	49
	5.2.4 Refuerzos inferiores.....	55
	5.2.5 Placa inferior.....	56
5.3	Validación del modelo usando análisis por elementos finitos.....	57
6.	EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA DE LA FABRICACIÓN Y	
	MONTAJE DEL SOPORTE EN EL BARCO	
6.1	Costo del diseño (CD).....	62
6.2	Costo del material (CM).....	63
6.3	Costo de la mano de obra y consumibles (CF).....	64
	CONCLUSIONES	65
	RECOMENDACIONES	67
	BIBLIOGRAFÍA	69

PLANOS

APÉNDICES

PRÓLOGO

El presente Informe de Suficiencia se realizó para optar el Título de Ingeniero Mecánico entre enero a octubre de 2012 y consta de los siguientes capítulos:

En el Capítulo 1 cual se exponen los criterios de selección del motor y las características principales del motor elegido.

El Capítulo 2 trata de las consideraciones y recomendaciones que se deben tener en cuenta cuando se diseñan los soportes de un motor.

A lo largo del Capítulo 3 se explica el procedimiento y razonamiento al calcular las fuerzas que produce el motor durante su funcionamiento normal.

El Capítulo 4 describe de forma concisa como el motor de ocho cilindros en V está equilibrado casi completamente y cómo se puede equilibrar por completo.

El Capítulo 5 detalla los cálculos de las fuerzas y esfuerzos que se producen en el diseño propuesto para el soporte así como las modificaciones que fueron necesarias.

Finalmente el Capítulo 6 presenta un cálculo de los costos de diseño, del material y de la fabricación de los soportes.

Agradecimientos

Agradezco al Dr. Luis Lastra por compartir su experiencia y por su supervisión durante la elaboración del presente informe. A mis padres, Jorge y Danny, sin cuyos consejos y soporte fueron muy importantes para la finalización de este informe. Y también a mis compañeros y colegas en Scania sin cuyo conocimiento y ayuda hubiera sido imposible conseguir la información necesaria para este informe.

INTRODUCCION

Antecedentes

Hasta el año 2008 la pesca industrial en el Perú consistía en la captura de grandes volúmenes de peces, que luego eran transportados a las plantas procesadoras de conservas o fábricas de harina de pescado para ser procesados. Este ciclo se repetía tantas veces mientras fuera posible antes que el Ministerio de la Producción decretara la veda.

Evidentemente mientras mayor fuera la capacidad y velocidad de la embarcación pesquera, mayor sería el volumen de peces capturados y mayor sería la ganancia. Esto también significaba que cierta parte de los peces capturados se dañaban y eran considerados una merma, esto a causa de la gran capacidad de las bodegas donde se aplastaban los peces en el fondo de las mismas y al tiempo que tomaba llenar las bodegas, trasladar la embarcación y descargar los peces.

Sin embargo el 28 de junio de 2008 se emite el Decreto Legislativo N° 1084, el cual establece los límites máximos de captura por embarcación, es decir la cuota máxima de peces que puede capturar. Con esta ley se cambió la forma de trabajo de la industria pesquera, pues con una cuota limitada lo que se desea ahora es reducir la merma.

Para reducir la merma, las empresas pesqueras empezaron a usar embarcaciones más pequeñas (450 toneladas), tampoco se carga la bodega por

completo para no aplastar a los peces y se han instalado sistemas de refrigeración en estas embarcaciones para preservar la mayor cantidad de peces en buen estado.

Definición del problema

Durante el diseño de una embarcación se incluye la elección de los motores con la capacidad suficiente para suministrar toda la energía que requiere la embarcación. Cuando se diseñaron estas embarcaciones no se tuvo en cuenta la potencia necesaria para accionar el sistema de refrigeración, tampoco se tuvo en cuenta que el sistema tendría que enfriar el volumen de peces de forma rápida para evitar su deterioro.

Por tal motivo, las empresas pesqueras están instalando sistemas de refrigeración en las bodegas de estas embarcaciones y se ven en la necesidad de instalar motores auxiliares de mayor capacidad para atender la demanda de los nuevos sistemas de refrigeración.

Debido a que estas embarcaciones ya contaban con motores auxiliares, se tiene un espacio designado en la estructura interna, contando con los puntos de anclaje necesarios. Sin embargo los nuevos motores son en general más pequeños y de mayor potencia que los motores originalmente instalados, por lo que se hace necesario diseñar un conjunto de soportes, que sirva como bastidor intermedio entre los apoyos del motor y la estructura de la embarcación.

Así mismo estos soportes deben proporcionar suficiente espacio para que un técnico pueda acceder a los distintos componentes del motor durante las tareas de mantenimiento preventivo y también en el caso de reparaciones.

CAPITULO I DESCRIPCIÓN DEL MOTOR SCANIA DI16

La selección del motor se realizó teniendo en cuenta las necesidades del cliente así como las condiciones de trabajo de la embarcación pesquera:

- La potencia del motor debe ser igual o superior al total de las cargas eléctricas de la embarcación, es decir se considera un 100% como factor de carga.
- El motor debe entregar su carga nominal indefinidamente si es necesario.
- La embarcación en ocasiones deberá moverse en aguas sucias (con escamas, sanguaza, etc.).

Las cargas eléctricas que debe alimentar el motor se muestran a continuación:

Item	Carga	Potencia (HP)	Cantidad	Voltaje (V)	Σ Potencia (HP)
1	Motor Compresor RSW 01	214,77	1	440	214,77
2	Motor Compresor RSW 02	120,81	1	440	120,81
3	Motores bombas de achique sentina	20,00	2	440	40,00
4	Dos ventiladores y un extractor sala maquinas popa	15,00	3	440	45,00
5	Electrobomba prelubricacion Motor principal	8,05	1	440	8,05
6	Electrobomba prelubricacion de caja Alpha	33,56	1	440	33,56
7	Motores eléctricos de compresores de aire	4,00	2	440	8,00
8	Bomba stand by para HT del Motor principal	11,41	1	440	11,41
9	Bomba stand by para LT del Motor principal	11,41	1	440	11,41
10	Electrobomba sistema de gobierno	10,00	1	440	10,00
11	Electrobomba sistema de pilotaje	4,00	2	440	8,00
12	Motor de electrobomba transferencia de petróleo	1,00	1	440	1,00
13	Electrobomba auxiliar de petróleo	0,81	1	440	0,81
14	Transformador trifásico de potencia (iluminación, artefactos domésticos, cargador baterías)	80,54	1	440	80,54
				Total	593,36

Tabla 1.1 Cargas eléctricas de la embarcación.

Para cumplir con estos requerimientos, Scania del Perú seleccionó un motor marino de 16 litros de cilindrada y 600HP de potencia. Sus principales características son:

1.1 Marca: Scania

El modelo del motor elegido es DI16 43M. Es decir que utiliza como combustible diesel, su desplazamiento volumétrico es 16 litros, es turboalimentado y que el refrigerante es enfriado por agua (DI 16). También indica que es un motor destinado a aplicaciones marinas (43M).

1.2 Potencia: 600HP – ICFN

Al ser un motor de régimen ICFN, este motor está diseñado para operar continuamente al 100% de su potencia nominal. Esto es así debido a los requisitos del cliente:

- El motor debe cubrir el 100% de la carga eléctrica de la embarcación.
- El motor debe poder trabajar al 100% de su capacidad indefinidamente.

Notas:

ICFN – Servicio continuo, potencia nominal disponible sin límite de horas/año.

I = Condiciones estándar de prueba ISO (ISO 3046)

C = Potencia continua

F = Potencia con combustible bloqueado (suministro de combustible fijo)

N = Neto, con el ventilador desacoplado

1.3 Cilindros: 8 cilindros en V (90°)

Para la potencia que requiere el cliente (600HP) se tienen disponibles motores

Scania de 8 cilindros en V (16 litros).

1.4 Aplicación: motor marino auxiliar

Significa que no está diseñado para ser el motor principal o de propulsión de una embarcación, por lo cual no puede trabajar a velocidades variables. Usualmente los motores auxiliares trabajan a 1500rpm o 1800rpm, dependiendo de la frecuencia de los equipos que a los que van a dar energía (50Hz o 60Hz respectivamente).

1.5 Velocidad de trabajo

Este motor trabajará a 1800RPM para proporcionar energía eléctrica a 60Hz.

1.6 Sistema de refrigeración: Enfriador de quilla

Un motor marino Scania tiene 2 opciones posibles para enfriar el refrigerante.

Se puede usar un intercambiador de calor, el cual va montado en el motor mismo y por medio de una bomba succiona agua de mar hacia el intercambiador para enfriar el refrigerante.

La segunda opción es la refrigeración tipo quilla, que consiste en colocar un serpentín en la quilla de la embarcación, por el cual circula el refrigerante que se va enfriando conforme avanza y al regresar al motor tiene una temperatura adecuada.

La decisión depende en muchos casos de la calidad de las aguas donde va a circular la embarcación. Si el agua está muy contaminada o sucia, es mejor usar el enfriador de quilla ya que en este diseño el agua de mar no es bombeada y se evita atascos o bloqueos. Si la calidad del agua es buena, se sugiere un intercambiador de calor, por su diseño compacto y que ya está integrado en el motor.

1.7 Equipamiento estándar

- Inyectores bomba y unidad de mando electrónica
- Dos turbocompresores
- Filtro de combustible con separador de agua
- Filtro de combustible
- Filtro de aceite, flujo total
- Enfriador de aceite, integrado en el bloque
- Filtro centrífugo
- Bomba eléctrica para el vaciado del aceite
- Motor de arranque, dos polos, 6,7 kW, 24V (controlado electrónicamente)
- Alternador de 2 polos, 140A, 28V
- Volante SAE 14 "
- Carcasa de la volante de aleación de Silumin, brida SAE1
- Soportes de motor montados al frente
- La pasarela y la cubierta de la correa de transmisión
- Manual del operador

1.8 Dimensiones generales del motor y posición del centro de gravedad

DI 16 43M		
Largo	1236	mm
Ancho	1172	mm
Alto	1198	mm

Tabla 1.2 Dimensiones del motor

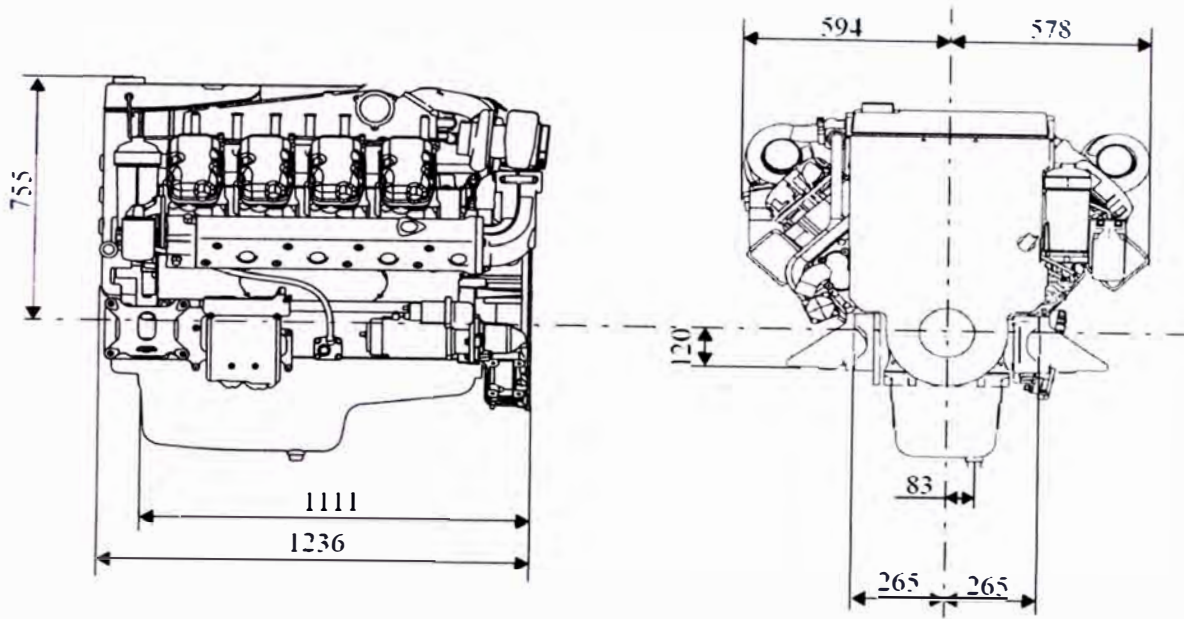


Ilustración 1.1 Dimensiones del motor

La ubicación del centro de gravedad es:

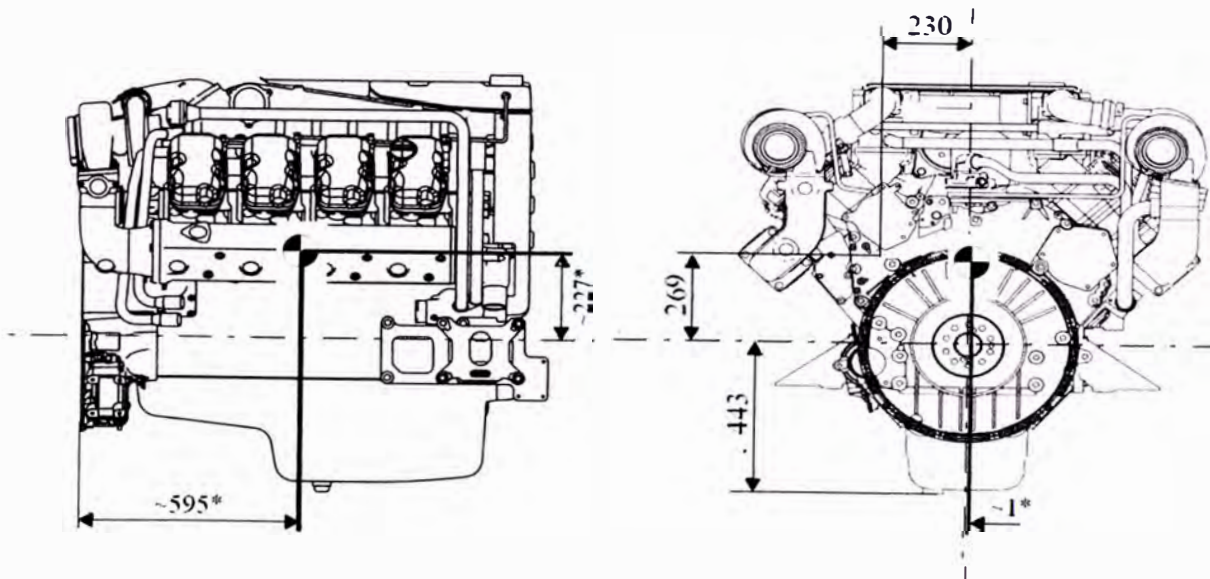


Ilustración 1.2 Posición del centro de gravedad del motor

CAPITULO II TEORÍA DEL CÁLCULO DE LOS SOPORTES PARA MOTORES

Cuando se realiza el diseño de un motor, se deben calcular también las fuerzas, momentos y frecuencias de resonancia. En base a los valores obtenidos es necesario diseñar los puntos de apoyo y posteriormente los soportes sobre los que irá anclado el motor.

En este caso el motor ya se encuentra disponible como producto completo. Es decir el fabricante, Scania, ya ha realizado el diseño y cálculo de las fuerzas, momentos, frecuencias de resonancia y demás parámetros que definen los puntos de apoyo del motor. Producto de estos cálculos es que Scania solicita que los soportes y bastidores donde van a ser montados los motores, cumplan ciertos requisitos sobre todo en lo referente a las dimensiones y ángulos de inclinación del motor.

El diseño de los soportes adecuados para cada motor varía según las diferentes configuraciones. Aun así es necesario tener en cuenta ciertos parámetros cuando se está diseñando dicho soporte, por simple que parezca el diseño.

2.1 Fórmulas utilizadas para el cálculo de los soportes

En el cálculo de los soportes se utilizarán las fórmulas de resistencia de los materiales, la fórmula exacta a utilizarse dependerá de la parte del soporte que se

esté calculando y cómo se ha modelado. Las principales fórmulas a utilizarse son:

2.1.1 Placas perforadas

- Esfuerzo cortante: $\tau = \frac{F}{2 \cdot t \cdot a}$
- Esfuerzo de apoyo: $\tau = \frac{F}{t \cdot D}$

2.1.2 Vigas isostáticas

- Equilibrio de fuerzas: $\sum F_i + \sum R_i = 0$
- Equilibrio de momentos: $\sum F_i \cdot x_i + \sum M_i = 0$
- Esfuerzo normal de flexión: $\sigma_x = \frac{-M}{I_z} \cdot y$
- Esfuerzo de corte: $\tau_y = \frac{V}{A_{transversal}}$

2.1.3 Viga empotrada con carga distribuida Q

- Fuerza cortante: $V = Q \cdot (L - x)$
- Momento flexor: $M = Q \cdot \frac{(L-x)^2}{2}$

2.1.4 Viga empotrada con una fuerza F en el extremo

- Fuerza cortante: $V = F$
- Momento flexor: $M = F \cdot (L - x)$
- Ángulo de flexión en el extremo: $\theta = \frac{F \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I}$

2.1.5 Viga empotrada con un momento M0 en el extremo

- Fuerza cortante: $V = 0$
- Momento flexor: $M = M_0$
- Ángulo de flexión en el extremo: $\theta = \frac{M_0 \cdot L}{E \cdot I}$

2.1.6 Columna con ambos extremos empotrados

- Fuerza crítica: $F_{crit} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$

2.2 Recomendaciones generales del fabricante

El diseño de los soportes de los motores deberá adecuarse a las fuerzas a los que serán expuestos, tanto de forma continua como puntualmente durante el funcionamiento del motor, como por ejemplo las fuerzas de reacción del par transmitido, o en algunos casos a las fuerzas de aceleración, desaceleración y reacciones en sentido longitudinal.

- Los soportes del motor deberán estar diseñados para que las vibraciones del mismo no se transmitan a los componentes adyacentes del motor, como son: el embrague, ductos de aire fresco, el tubo de gases de escape entre otros.
- La ubicación y diseño de los soportes del motor debe configurarse de forma que no se sobrepasen los ángulos de inclinación permitidos del motor. Los ángulos permisibles se encuentran en el Apéndice A.
- Si se superan los ángulos de inclinación, se reduce el rendimiento del sistema de lubricación, lo que puede producir daños en el motor o reducir su vida útil.
- Los soportes del motor deberán diseñarse de forma que permitan el acceso para las operaciones de servicio y reparación.

2.3 Tipos de apoyo de los motores Scania

Hay dos diseños de los puntos de apoyo del motor disponibles de serie:

2.3.1 Puntos de apoyo con goma dura

Este tipo de puntos de apoyo no son muy eficaces para las vibraciones, pero pueden neutralizar fuerzas longitudinales y laterales del motor. Evita movimientos

excesivos entre el motor y la bancada del motor en los movimientos bruscos del barco.

Como estándar, para los puntos de apoyo con goma dura de los motores Scania se suministran los tacos Cushyfloat. Hay que tener en cuenta que éstos deben ser alineados luego de un tiempo de ser instalados pues tiene un periodo de asentamiento antes de alcanzar su altura definitiva.

2.3.2 Puntos de apoyo rígidos

Los puntos de apoyo rígidos pueden neutralizar mayores fuerzas en todas las direcciones que las suspensiones de goma. Exige y permite una alineación muy precisa del motor con relación a la unidad accionada y pero no requiere flexibilidad especial de los cables y mandos conectados al motor.

Se puede utilizar en instalaciones en las que las vibraciones no representan grandes inconvenientes y en las que las demás características los hacen recomendables.

Incluso en este caso, es posible mantener a niveles reducidos la transmisión de vibraciones a la base del motor si el peso de la bancada del motor y de las piezas acopladas es elevado en relación al motor.

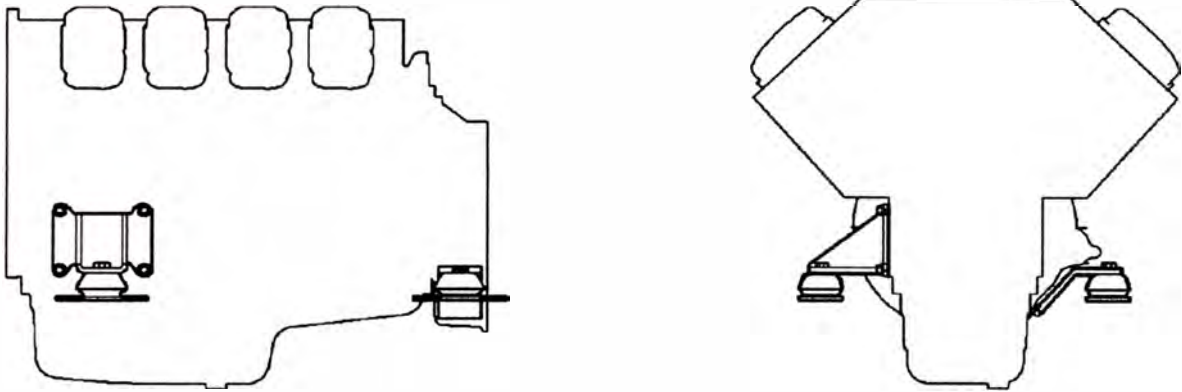


Ilustración 2.1 Ejemplo de puntos de apoyo con goma dura

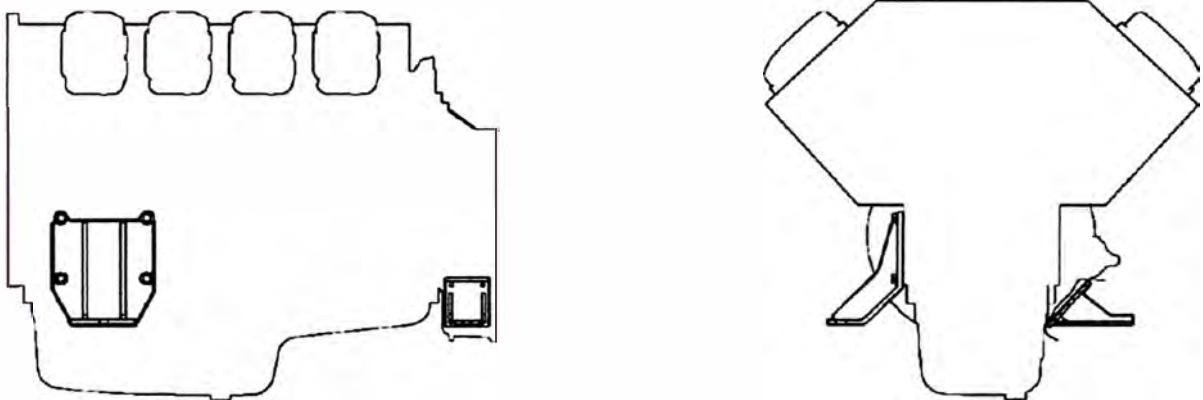


Ilustración 2.2 Ejemplo puntos de apoyo rígidos

2.4 Alineamiento del motor

Una correcta alineación entre el motor y el generador reducirá las vibraciones y no producirá carga en axial en el cigüeñal, lo cual es muy importante ya que éste es sensible a las cargas axiales. El método de medición de las desviaciones depende de si los ejes usan bridas o si están libres durante el alineamiento.

2.4.1 Cálculo de la desviación angular y del ajuste lateral

- Monte el soporte del reloj comparador en la brida impulsora.
- Coloque la punta del reloj comparador en la superficie de la otra brida tal

como se muestra:

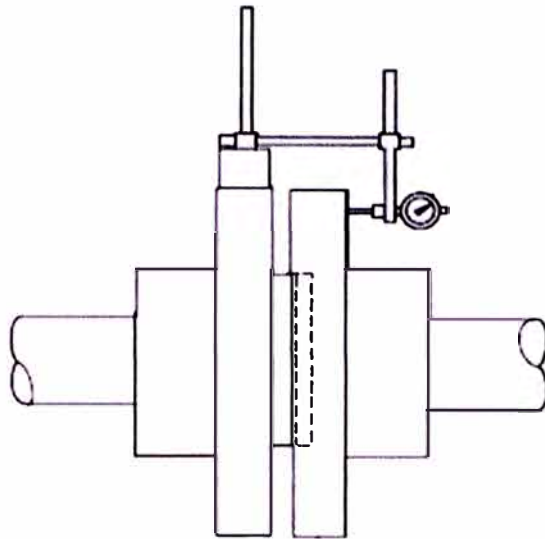


Ilustración 2.3 Posición del reloj comparador para tomar medidas

- Ponga el reloj comparador a cero, marque la posición **a**.
- Introduzca uno de los tornillos de fijación por las dos bridas sin apretarlo.
- Gire los ejes al mismo tiempo y lea el reloj comparador a intervalos de 90° mientras gira una vuelta. Introduzca los valores en la tabla. Asegúrese de usar los signos correctos: positivo cuando la punta del reloj es empujada hacia adentro y negativo hacia afuera.

Punto de medición	Valor de medición	
a	0	mm
b		mm
c		mm
d		mm

Tabla 2.1 Medida de la desviación angular

- El grosor de las arandelas para compensar la desviación angular es:

—

- El desplazamiento lateral del motor es:

$$s = \frac{(d - b) \cdot L}{D}$$

Donde:

t = grosor de las arandelas de ajuste necesarias

s = desplazamiento lateral del motor

L = distancia entre los puntos de apoyo del motor

D = diámetro de la brida donde está montado el reloj comparador

- Si “ t ” es positivo, se deben añadir arandelas de ajuste en la parte delantera o se deben quitar de la parte trasera.
- Si “ t ” es negativo, se deben añadir arandelas de ajuste en la parte trasera o se deben quitar de la parte delantera.
- Si “ s ” es positivo, la suspensión delantera del motor debe desplazarse a la derecha.
- Si “ s ” es negativo, la suspensión delantera del motor debe desplazarse a la izquierda.

Por otra parte, el uso de un acoplamiento elástico absorberá parte de las desviaciones axiales, permite desplazamiento angular entre el cigüeñal y el eje del generador e incluso compensará las irregularidades del momento transmitido por el motor (contrarrestando las posibles vibraciones torsionales). Las desviaciones permitidas para el acoplamiento elástico dependerán del fabricante del acoplamiento.

A pesar de esto, es recomendable conseguir el menor valor para las desviaciones durante el alineamiento para que de esta forma el acoplamiento aumente su vida útil. La desviación máxima permitida es 0,2mm.

2.5 Recomendaciones de Scania con respecto a los soportes del motor

- La bancada donde se va a montar el motor se debe hacer lo más robusta y rígida posible. La fijación a la quilla debe distribuirse de la forma más amplia posible.
- La bancada del motor debe contar con placas de fijación soldadas para el motor y la caja de cambios. Los soportes deben ser lo más bajos posibles, pero se debe tener en cuenta que se pueda acceder debajo del motor, por ejemplo, para desmontar el cárter de aceite.
- Debe haber sitio para espaciadores (5-10 mm) entre los apoyos del motor y los soportes para conseguir una alineación exacta.

2.6 Sistema de coordenadas del motor DI16

El origen del sistema de coordenadas del motor se sitúa en el eje del cigüeñal, en el borde mismo de la carcasa de la volante. El eje X es positivo hacia adelante, el eje Y es positivo hacia arriba y el eje Z es positivo hacia la derecha. Es decir:

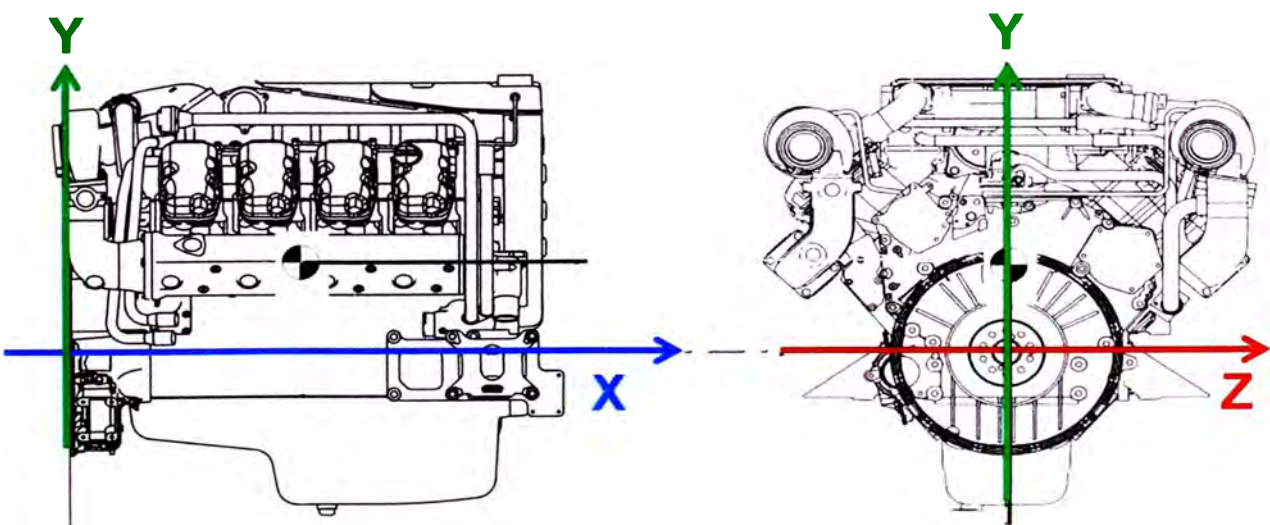


Ilustración 2.4 Sistema coordinado usado en el motor

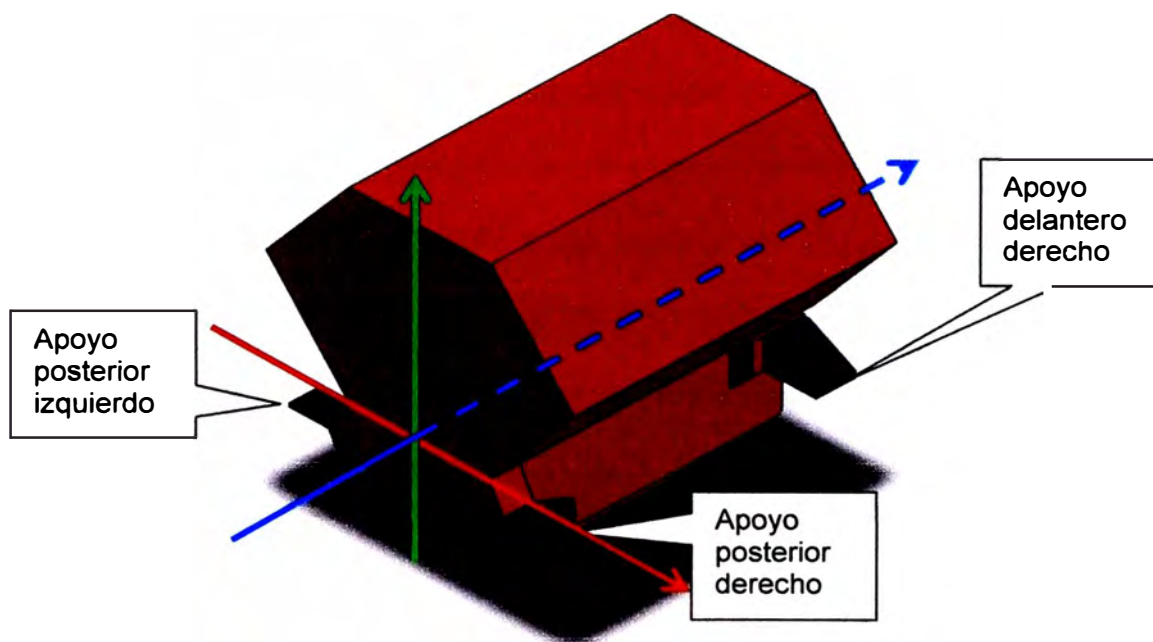


Ilustración 2.5 Posición de los apoyos en el motor Scania

2.7 Requisitos de montaje

Se debe garantizar el acceso al equipo de forma que los trabajos de mantenimiento y reparación puedan realizarse con normalidad.

A continuación se indican algunos requisitos de acceso importantes que deben cumplirse:

- Las superestructuras y los componentes atornillados a ellas se deben diseñar de forma que se pueda desmontar y montar el motor sin tener que invertir tiempo en desmontar estructuras intermedias.
- En las instalaciones fijas deberá haber puntos de fijación permanentes para los dispositivos de izado encima de la unidad.
- El sistema de combustible debe tener fácil acceso para operaciones de mantenimiento y purga.
- Deberá ser posible leer la escala del volante al efectuar ajustes en las válvulas einyectores.

- Deberá ser posible desmontar y montar las culatas, las tapas de culata y las varillas de empuje sin tener que desmontar el motor de la instalación (ver Apéndice B).
- Para poder efectuar el cambio de camisas de cilindro o de pistones sin desmontar el motor, se deberá poder desmontar el cárter(ver Apéndice B).
- Si el cárter tiene una forma especial, los valores del Apéndice B no son aplicables y deberá consultarse el manual del motor específico.
- El llenado y vaciado de aceite se debe poder hacer con facilidad y la varilla de nivel debe quedar fácilmente accesible.
- También deberá facilitarse el acceso para vaciar o reponer el nivel del refrigerante.
- Los filtros y purificadores de aceite deben quedar fácilmente accesibles para las operaciones de reparación y mantenimiento.
- Los filtros de aire del motor y el depósito de anticongelante del compresor de aire deben ubicarse de forma que las operaciones de cambio de filtro y reposición del nivel de líquido anticongelante se puedan realizar con facilidad.
- También debe resultar fácil acceder a los siguientes componentes para las operaciones de mantenimiento:
 - Turbocompresor
 - Motor de arranque
 - Alternador
 - Bomba de refrigerante
 - Bomba y filtro de agua salada

- Intercambiador de calor
- Ánodos de protección
- Embrague
- Baterías
- Filtro de ventilación del cárter

En el Apéndice B se muestran los distintos modelos de motores con los espacios de separación más importantes. Las cotas indicadas se aplican a una instalación con el mayor nivel de equipamiento estándar.

CAPITULO III

CÁLCULO DE LAS CARGAS QUE DEBEN ABSORBER LOS SOPORTES

Durante su operación, el motor está sometido a un conjunto de fuerzas y momentos que deben ser absorbidos por los soportes del mismo. Entre las cargas que deben ser absorbidas tenemos:

- El peso del motor.
- El momento de volteo.
- Las fuerzas horizontales producto de la inclinación del barco.
- Las fuerzas producto de las vibraciones del funcionamiento del motor.

A continuación se procederá a analizar, a calcular y determinar las reacciones de cada una de estas cargas en los soportes del motor.

3.1 El peso del motor

La ubicación del centro de gravedad y los apoyos es:

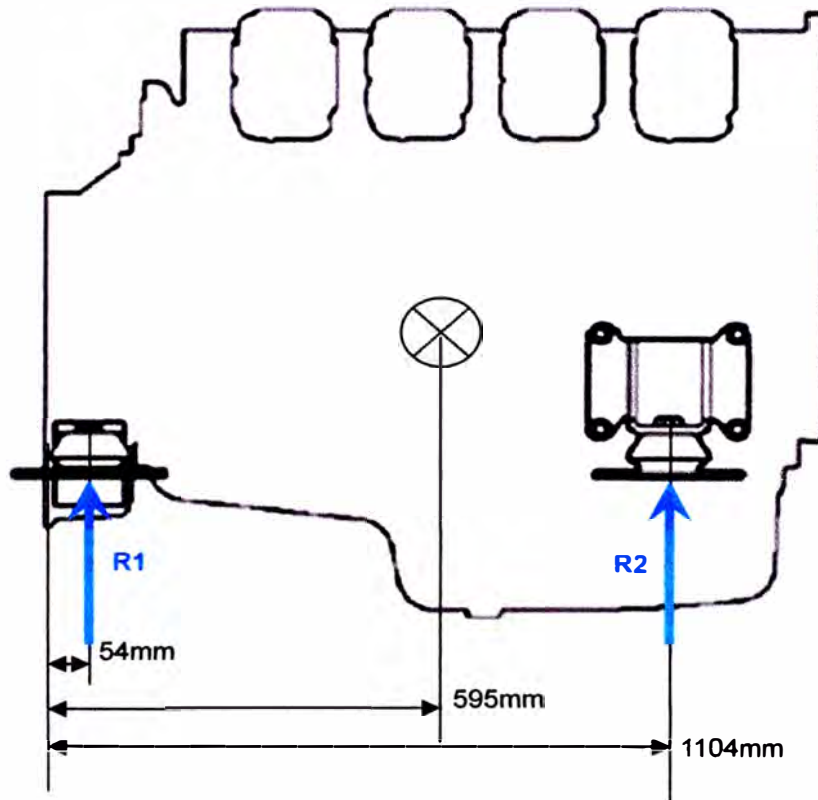


Ilustración 3.1: Posición de los apoyos y del CG del motor.

Datos	Símbolo	Valor	Unidades
Fuerza debido a la masa del motor	W	14665,95	N
Posición del CG		0,595	m
Posición del soporte posterior		0,054	m
Posición del soporte delantero		1,104	m
Distancia de los soportes traseros al CG	x1	0,541	m
Distancia de los soportes delanteros al CG	x2	0,509	m
Distancia del soporte izq al CG	li	0,43	m
Distancia del soporte der al CG	ld	0,43	m
*Las posiciones se miden a partir del extremo de la cubierta de la volante			

Tabla 3.1 Posiciones de los soportes y del centro de gravedad

En realidad el CG se encuentra desplazado hacia la derecha (ver Ilustración 1.2). Sin embargo debido a lo pequeño que es este desplazamiento, no afectará en mayor medida los cálculos y para simplificar los mismos se calculará la distribución

de cargas en los soportes como si el CG se encontrara en la línea central del motor.

Sumatoria de fuerzas: $W = R_i + R_d$

Sumatoria de momentos: $R_i \cdot l_i = R_d \cdot l_d$

Reemplazando los valores conocidos podemos encontrar las reacciones en los soportes derecho e izquierdo, R_i y R_d respectivamente:

$$R_d = \frac{W \cdot l_i}{l_i + l_d} = 7332,975 \text{ N}$$

$$R_i = W - R_d = 7332,975 \text{ N}$$

Entonces como se ve, $R_i = R_d$, por lo cual se trabajará con $R = 7322,975 \text{ N}$ para simplificar los cálculos. Aplicando nuevamente las ecuaciones de fuerzas y momentos en el eje Z para los soportes delanteros y posteriores, tenemos:

$$R_2 = \frac{R \cdot x_1}{x_1 + x_2} = 3778,23 \text{ N}$$

$$R_1 = R - R_2 = 3554,75 \text{ N}$$

3.2 El momento de volteo (M_v)

Esta carga representa la reacción al momento que entrega el motor a través del cigüeñal y de la volante hacia el generador. El momento de volteo se expresa como:

$$M_v = M_t - F_i \cdot e$$

Donde:

M_t = momento total entregado por el motor

F_i = fuerza de masas intermitentes del pistón y biela

e = excentricidad del pistón

La principal dificultad en este caso radica en calcular M_t ya que su valor no es constante: depende tanto del régimen, como de la carga y del ángulo de giro del

cigüeñal. Sin embargo es posible simplificar el cálculo teniendo en cuenta lo siguiente:

- El motor va a proporcionar potencia a un generador de 60Hz, por lo que debe trabajar a un régimen constante de 1800rpm.
- El tipo de trabajo del motor es ICFN, por lo cual puede trabajar al 100% de su carga por tiempo indefinido.
- Se calculará el momento Mt que deberá resistir el soporte (el más alto que se produzca durante un ciclo completo, es decir dos revoluciones del cigüeñal).

3.2.1 Cálculo de la variación de la presión dentro del cilindro

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se solicitaron los valores tabulados de la curva $p - V$ del motor a 1800rpm y a plena carga. Sin embargo sólo fue posible obtener los valores de presión durante los procesos de compresión y combustión medidos directamente en un banco de pruebas en la fábrica de Scania en Suecia. A continuación se muestra la curva de la presión en función del giro del cigüeñal, la tabla con los valores se muestran en el ApéndiceC.

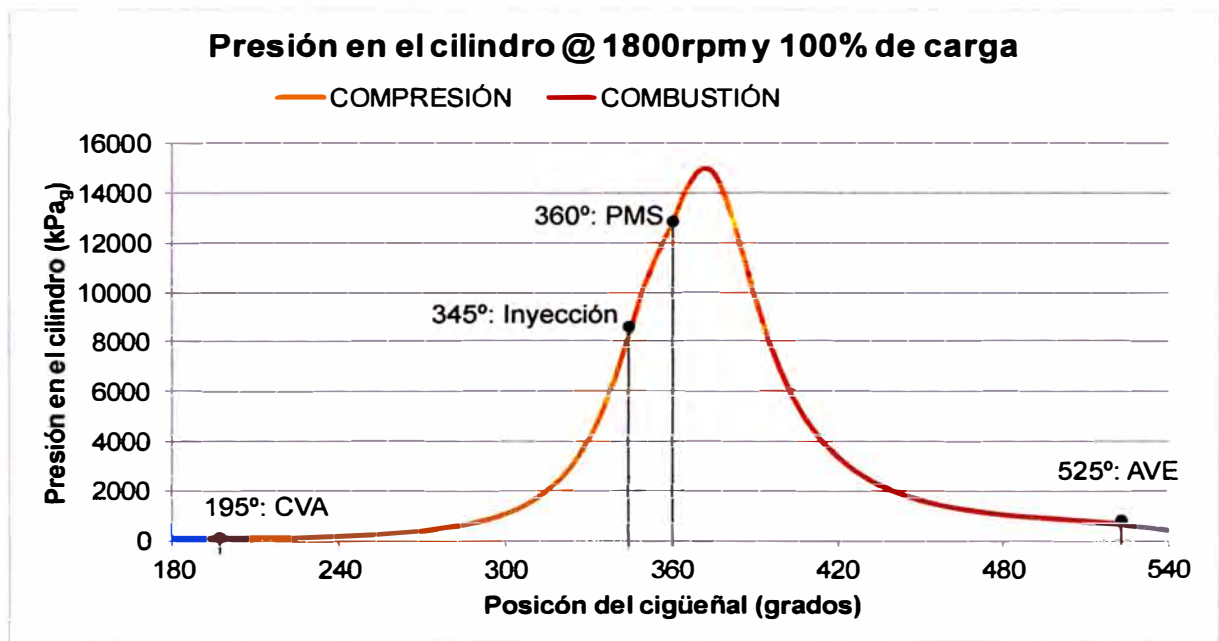


Ilustración3.2: Presión en función del ángulo de giro del cigüeñal

Los valores de la presión en el cilindro durante los procesos de escape y admisión usualmente son obtenidos por medición directa ya que el diseño del sistema de escape influye en los valores de presión, sin embargo no se dispone de ningún motor instalado en el Perú en el cual hacer la medición.

Aún así fue posible encontrar una referencia en la cual se modela un proceso de cálculo para la presión en el cilindro tanto en el proceso de admisión como de escape, el documento completo se está en el ApéndiceD.

El modelo sugiere considerar constante el valor de la presión en el

cilindrodurante al admisión. En nuestro caso la presión promedio de admisión es $P_{adm_g} = 104k Pa$ durante toda la carrera de admisión de 0° a 180° , este valor se obtiene del Apéndice C, cuando la posición del cigüeñal es 0° .

Para el proceso de escape el modelo utiliza la ecuación de flujo estrangulado, la cual puede expresarse de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{ge} = C \cdot A \sqrt{k \cdot \frac{m_{ge}}{V} \cdot p \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

Donde:

\dot{m}_{ge} = flujo másico a través de un cuello que estrangula el flujo

A = área del cuello

k = coeficiente isoéntropico del gas que fluye

m_{ge} = masa de gases de escape

V = volumen del cilindro que varía en el tiempo

p = presión absoluta dentro del cilindro

Además a partir de las ecuaciones de gas ideal y de proceso isoentrópico, podemos despejar los valores de m_{ge} y de p :

Ec. de gases ideales: $p \cdot V = m_{ge} \cdot R_{ge} \cdot T$

Proceso isoentrópico: $T / P^{\frac{k-1}{k}} = cte = B$

Donde:

R_{ge} = constante de los gases de escape

T = temperatura de los gases

Despejando los valores de P y T en la ecuación de flujo estrangulado, tenemos:

$$\dot{m}_{ge} = C \cdot A \sqrt{k \cdot \left(\frac{m_{ge}}{V}\right)^{k+1} \cdot B1 \cdot B2}$$

Donde:

$$V = V_c + A \cdot R \cdot \cos(t \cdot \omega); \quad V_c = \text{volumen muerto}$$

$$B1 = \left(R_{ge} \cdot T / P^{\frac{k-1}{k}} \right)^k$$

$$B2 = \left(2/k + 1 \right)^{\frac{k+1}{k-1}}$$

Analizando la nueva forma de \dot{m}_{ge} vemos que depende de m y $V(t)$, por lo tanto tenemos que $\dot{m}_{ge} = f(t, m_{ge})$. Dado que \dot{m}_{ge} varía en función de m_{ge} , se ha conseguido una ecuación diferencial ordinaria que puede ser resuelta por el método de Runge-Kutta (R-K). El modelo matemático usado sugiere usar el método de R-K de tercer orden, el cual puede escribirse la siguiente forma:

$$m_{n+1} = m_n + \frac{c1}{6} + \frac{c2}{3} + \frac{c3}{6}$$

$$c1 = h \cdot \dot{m}_{ge}(t_n, y_n)$$

$$c2 = h \cdot \dot{m}_{ge} \left(t_n + \frac{h}{2}, m_n + \frac{c1}{2} \right)$$

$$c3 = h \cdot \dot{m}_{ge}(t_n + h, m_n - c1 + 2 \cdot c2)$$

Donde:

m_n = masa en el cilindro en un instante dado

m_{n+1} = masa en el cilindro luego de transcurrir un tiempo h

h = intervalo de tiempo entre dos puntos consecutivos

De esta forma podemos obtener los valores de m_{ge} en función del volumen del

cilindro y volvemos a usar las ecuaciones de gas ideal y proceso isoentrópico para despejar la presión en función de la masa:

$$p = \left(\frac{m_{ge}}{V} \right)^k \cdot (R \cdot B)^k$$

Para aplicar el método de R-K es necesario hallar nuestro valor inicial m_0 cuando inicia el proceso de escape, este valor se puede hallar calculando la masa de aire que ingresa al cilindro más la masa de combustible inyectado.

Es posible calcular la cantidad de aire dentro del cilindro si usamos la ecuación general de los gases:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

Donde:

p = presión dentro del cilindro

V = volumen del cilindro

m = masa de aire dentro del cilindro

R_{aire} = constante de universal del aire

T = temperatura del aire dentro del cilindro

Estas propiedades deben evaluarse en el momento en que se cierra la válvula de admisión, cuando la posición del cigüeñal es 195° (las válvulas de escape y admisión tienen un adelanto en su apertura y retraso en su cierre de 15°). Por condición de diseño (Apéndice E), la temperatura del aire de admisión no puede superar los 30°C y además asumimos que durante el llenado no se transfiere calor al aire.

Por lo tanto los valores que necesitamos pueden ser obtenidos a partir de los datos del motor en los Apéndices C y E:

$$p = 207300 \text{ Pa}$$

$$V = 2,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$R_{\text{aire}} = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$T = 303 \text{ K}$$

El valor de la masa de aire al finalizar el proceso de admisión, sin considerar el efecto de los gases residuales, es:

$$m_{\text{adm}} = \frac{p \cdot V}{R_{\text{aire}} \cdot T} = \frac{207300 \cdot 2,05 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 303} = 4,88 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Por dato (Apéndice E), sabemos que el motor consume 38kg de aire por minuto a 1800rpm. A partir de este valor podemos calcular la cantidad de aire que ingresa en un cilindro en cada ciclo (1800rpm equivalen a 900 ciclos por minuto y son 8 cilindros):

$$m_{\text{ciclo}} = \frac{38}{8 \cdot 900} = 5,28 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

La diferencia entre el aire que queda al final de la admisión y el que consume el motor es usado en soplar los gases de residuales y que es igual a $3,97 \cdot 10^{-4}$ kg. La masa de los gases residuales se puede calcular usando la ecuación de los gases ideales cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior. De los Apéndices C y E, tenemos que:

$$m_r = \frac{p_r \cdot V_{\text{min}}}{R \cdot T_r} = \frac{205300 \cdot 1,3 \cdot 10^{-4}}{277,147 \cdot 823} = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Según este resultado, la cantidad de aire usada para soplar los gases residuales es más de 3 veces la cantidad de gases residuales, por lo que se no se produce mucho error al asumir que $m_r = 0$.

También debemos añadir la masa de combustible inyectada en cada ciclo

(Apéndice E) $esm_c = 1,99 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$. Con este valor podemos obtener la masa de los gases de escape:

$$m_{ge} = m_{adm} + m_c = 5,28 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Este valor representa la cantidad de gases al iniciarse el proceso de escape, por lo cual es también el valor m_0 que estábamos buscando. Ahora es posible calcular como varía la masa y la presión durante la expulsión de los gases.

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación de flujo estrangulado para los gases de escape (Apéndice H), tenemos:

$$B = T / \left(\frac{p}{\rho} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 36,46$$

$$B1 = \left(R \cdot T / \left(\frac{p}{\rho} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)^k = 160679,78$$

$$B2 = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} = 0,342$$

Nota: B y B1 se calculan en el momento de la apertura de la válvula de escape a 525° (15° antes del PMI durante la carrera de escape).

En este caso, $m_0 = m_{ge}$ es la masa cuando el cigüeñal ha girado 525° . A modo de ejemplo se calculará la masa m_1 cuando el cigüeñal ha girado 530° (es decir el cigüeñal ha girado 5°) lo cual representa un $h = 4,63 \cdot 10^{-4} \text{ s}$. Entonces aplicando el método de R-K:

$$c1 = h \cdot \dot{m}(t_n, y_n) = 8,09 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

$$c2 = h \cdot \dot{m} \left(t_n + \frac{h}{2}, m_n + \frac{c1}{2} \right) = 8,20 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

$$c3 = h \cdot \dot{m}(t_n + h, m_n - c1 + 2 \cdot c2) = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Para el cálculo de c_1 , c_2 y c_3 se ha considerado que:

- El diámetro de la garganta de la válvula de escape por donde pasan los gases es 36mm.
- El coeficiente de estrangulamiento $C = 0,228$ se calcula por métodos iterativos con la condición que al abrirse la válvula de admisión antes que finalice la carrera de escape (inicia el soplado a los 705°) la presión en el cilindro es igual a la presión de los gases durante la admisión.

Al aplicar la ecuación de R-K, también se debe tener en cuenta que la masa va disminuyendo dentro del cilindro y que los gases escapan por dos gargantas (válvulas) a la vez, por lo cual es necesario modificar la ecuación de R-K y adopta la forma:

$$m_{n+1} = m_n - 2 \cdot \left(\frac{c_1}{6} + \frac{c_2}{3} + \frac{c_3}{6} \right)$$

Entonces:

$$m_1 = 5,28 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot \left(\frac{8,09 \cdot 10^{-5}}{6} + \frac{8,20 \cdot 10^{-5}}{3} + \frac{1,57 \cdot 10^{-4}}{6} \right)$$

$$m_1 = 4,95 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Finalmente la presión a 530° es:

$$p_1 = \left(\frac{m_1}{V_1} \right)^k \cdot (R \cdot B)^k = 499824 \text{ Pa}$$

Los valores tabulados cada 5° para la presión en el cilindro se presentan en el Apéndice F.

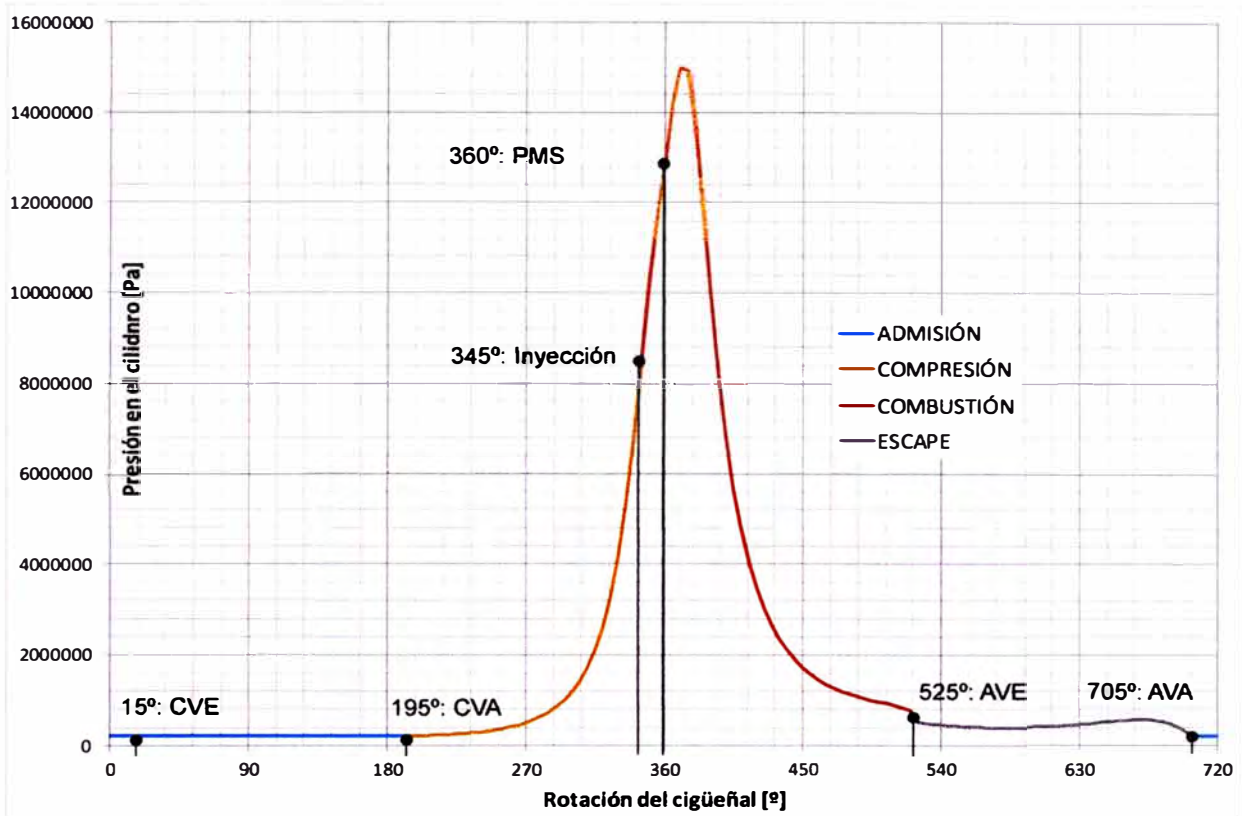


Ilustración 3.3 Gráfica de presiones para el motor DI16 @ 1800rpm

3.2.2 Cálculo de las fuerzas del mecanismo biela manivela

Conociendo la presión en el cilindro, procederemos a calcular las fuerzas que actúan en el mecanismo biela manivela. Los datos constructivos del motor se detallan en el Apéndice C. En las siguientes páginas sólo los iremos nombrando conforme se necesiten para los cálculos.

El cálculo de las fuerzas sobre el mecanismo biela manivela se inicia con el cálculo de la fuerza de presión de los gases, que se calcula a partir de:

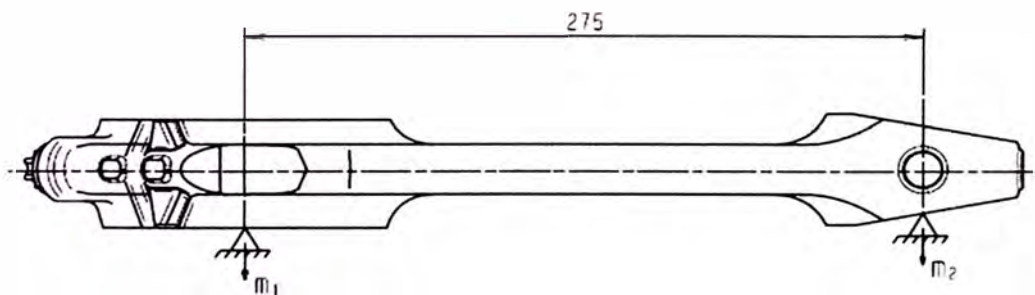
$$F_g = A \cdot p = \pi \cdot \left(\frac{Dp}{2}\right)^2 \cdot p$$

En nuestro caso $Dp = 127 \text{ mm}$. Esta fuerza de los gases F_g siempre empuja al pistón y se considera que el momento que genera es positivo. En el Apéndice G se muestran los valores tabulados.

Para el cálculo de las fuerza de inercia de deben dividir las masas del mecanismo biela manivela de acuerdo a su movimiento:

1. La masa del pistón con movimiento alternativo,
2. La masa del muñón de biela del cigüeñal que se expresa como una masa concentrada que gira a una distancia del centro del cigüeñal, esta distancia es igual a la longitud de la manivela. Como el cigüeñal Scania está balanceado, esta masa es 0.
3. La masa de la biela tiene un movimiento complejo pero que puede simplificarse como una masa con movimiento alternativo y una masa con movimiento rotativo.

La biela Scania tiene una masa de total , pero puede dividirse de acuerdo al esquema siguiente:



The weight of the connecting rod calculated according to formula:

$$\sum m = m_1 + \frac{m_2}{2}$$

2) Connecting rod complete weight classified according to following table:

Class	AA	A	B	C	CC
$\sum m$ (g)	3520 - 3560	3560 - 3600	3600 - 3640	3640 - 3680	3680 - 3720

Permissible combinations on the same crank pin:

1. B-B
2. A-C
3. AA-CC

Ilustración 3.4 Distribución los pesos reducidos en la biela

Se elige la condición en que todas las bielas son iguales (tipo B), entonces

obtenemos lo siguiente:

$$m_1 + m_2 = m_b = 4,33 \text{ kg}$$

$$m_1 + \frac{m_2}{2} = m_b = 3,62 \text{ kg}$$

Donde m_1 representa la masa de la biela con movimiento rotativo y m_2 la masa de la biela con movimiento alternativo. Despejando m_1 y m_2 :

$$m_1 = 1,42 \text{ kg}$$

$$m_2 = 2,91 \text{ kg}$$

La fuerza generada por las masas con movimiento alternativo es:

$$F_i = m_i \cdot a_p$$

Despejando la aceleración del pistón a_p en función del ángulo de giro del cigüeñal, tenemos:

$$F_i = -m_i \cdot R_m \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \tau \cdot \cos(2 \cdot \varphi) + k \cdot \tau \cdot \text{sen} \varphi)$$

Donde:

$m_i = m_p + m_2 =$ masa total con movimiento alternativo

$\omega =$ velocidad angular

$\varphi =$ ángulo de giro del cigüeñal

$k_e =$ descentrado relativo, para este motor es 0

$\tau = R_m/L_b$ relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela

Y la fuerza centrífuga debido a las masas rotativas es:

$$Z_R = -m_R \cdot R_m \cdot \omega^2$$

Finalmente el momento producido por el motor puede calcularse:

$$M = (F_i + F_g) \cdot \left(\text{sen} \varphi + \frac{\tau}{2} \cdot \text{sen} 2\varphi - k \cdot \tau \cdot \cos \varphi \right)$$

Las fórmulas presentadas para el cálculo del momento del motor han sido

deducidas para un solo cilindro. En el caso del motor Scania DI16, es un motor de 8 cilindros en V, por lo cual se deben combinar los efectos de los 8 cilindros desfasados 90° entre sí. Podemos escribir la fórmula del momento total para los 8 cilindros como:

—

Los valores tabulados para se muestran en el Apéndice G. De allí se obtiene que el momento máximo sea 5418,27 Nm. Diseñaremos el soporte para ese valor.

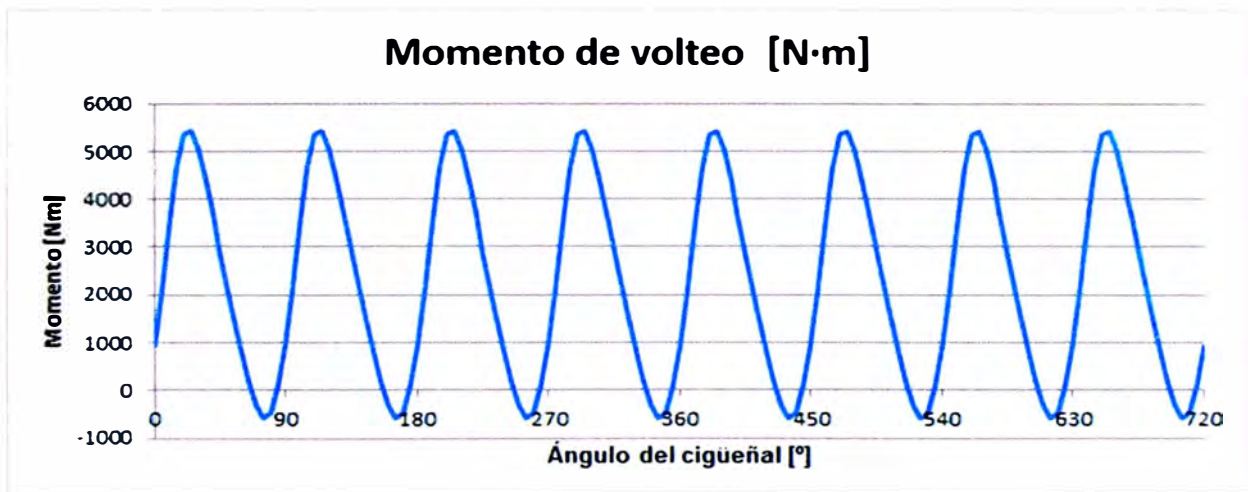


Ilustración 3.4 Variación del momento del volteo

Tomando sumatoria de momentos con respecto al CG, tenemos las siguientes ecuaciones:

Donde:

momento de volteo máximo, sentido anti horario visto desde la volante

reacción en los soportes izquierdos debido a M_v , se considera positivo hacia arriba

reacción en los soportes derechos debido a M_v , se considera positivo hacia

arriba

Como $l_i = l_d = 430\text{mm}$ y $M_v = 5418,27\text{Nm}$, despejamos F_i y F_d :

$$F_i = \frac{M_v}{2 \cdot l_i} = \frac{5418,27}{2 \cdot 0,43} = 6300,31 \text{ N}$$

$$F_d = -F_i = -6300,31 \text{ N}$$

Por lo tanto, la reacción debido al momento de volteo en cada soporte será $F_i/2 = 3150,16$ y $F_d/2 = -3150,16$ respectivamente.

3.3 Las fuerzas horizontales producto de la inclinación del barco (F_x y F_z)

Debido al régimen de trabajo de la embarcación, ésta se va a inclinar, lo cual provocará que aparezcan fuerzas horizontales que el soporte deberá absorber.

Usualmente estas fuerzas deben calcularse tanto teniendo en cuenta la deformación ya que con 4 soportes y sólo 1 fuerza el sistema es hiperestático. Sin embargo si consideramos que el motor es lo suficientemente rígido, entonces las deformaciones en los soportes son iguales, y por lo tanto las fuerzas horizontales en los soportes también (siempre y cuando estos tengan la misma área transversal, sean del mismo material y tengan el mismo momento de inercia).

Del ApéndiceA, sabemos que la máxima inclinación en el eje X es 30° y en el eje Z es 26° . Por lo tanto bastará calcular la componente horizontal cuando el motor está inclinado de acuerdo a los ángulos máximos antes mencionados.

Para el eje X, la fuerza horizontal es:

$$F_x = W \cdot \text{sen}(\alpha) = 14665,95 \cdot \text{sen}(0,524) = 7332,95 \text{ N}$$

Entonces la fuerza lateral que absorbe cada soporte es $F_x/4 = 1833,24 \text{ N}$.

Para el eje z, la fuerza horizontal es:

$$F_z = W \cdot \text{sen}(\alpha) = 14665,95 \cdot \text{sen}(0,454) = 6429,13 \text{ N}$$

Entonces la fuerza lateral que absorbe cada soporte es $F_z/4 = 1607,28$.

3.4 Las vibraciones del funcionamiento del motor

En general Scania indica que para la mayoría de las embarcaciones es suficiente el uso de la suspensión rígida.

Entonces las fuerzas que actúan sobre cada soporte tienen sentido opuesto a las reacciones. Si las ordenamos en una tabla, son:

Posición de soporte	Eje Y		Eje X	Eje Z
	Peso (W)	M. volteo (Mv)	F _x	F _z
Posterior izquierdo	-3554,75	-3150,16	1833,24	1607,28
Posterior derecho	-3554,75	3150,16	1833,24	1607,28
Delantero izquierdo	-3778,23	-3150,16	1833,24	1607,28
Delantero derecho	-3778,23	3150,16	1833,24	1607,28

Tabla 3.2 Reacciones en los soportes del motor

Por lo tanto es el soporte delantero izquierdo el que soporta la mayor carga:

$$\vec{F} = [1833,24 ; -6928,38; 1607,28] N$$

CAPITULO IV

INFLUENCIA DEL EQUILIBRADO DEL MOTOR SOBRE LOS SOPORTES

En un motor de 8 cilindros en V con cigüeñal asimétrico, la resultante de las fuerzas centrífugas Z_R de las masas rotativas y de las fuerzas de las fuerzas C de las masas con movimiento alternativo es nula.

Sin embargo, debido a que los cigüeñales no son simétricos, aparecen dos momentos longitudinales M_R y M_{i1} que deben ser contrarrestados por medio de contrapesos adicionales.

El cálculo de estos contrapesos se puede hacer por medio de una sumatoria de momentos con respecto del centro del cigüeñal. El momento total que originan las fuerzas de las manivelas primera y cuarta actúa en el plano de estas últimas fuerzas y es igual a $3 \cdot a \cdot Z_R$ y $3 \cdot a \cdot C$. El momento total de las manivelas segunda y tercera actúa en el plano perpendicular a la primera y es igual a $a \cdot Z_R$ y $a \cdot C$ (donde $C = -m_i \cdot R_m \cdot \omega^2$ y $Z_R = -m_R \cdot R_m \cdot \omega^2$).

El momento resultante se obtiene sumando geoméricamente estos momentos:

$$M_R = \sqrt{(3 \cdot a \cdot Z_R)^2 + (a \cdot Z_R)^2} = \sqrt{10} \cdot a \cdot Z_R$$

$$M_{i1} = \sqrt{(3 \cdot a \cdot C)^2 + (a \cdot C)^2} = \sqrt{10} \cdot a \cdot C$$

El plano en el cual actúa el momento resultante se determina por el ángulo φ entre el momento resultante y el plano de la primera manivela:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{a \cdot Z_R}{3 \cdot a \cdot Z_R} = \frac{1}{3}$$

$$\varphi = 18^\circ 26'$$

El momento resultante puede ser equilibrado por contrapesos que se instalan en cada manivela o por dos contrapesos instalados en los extremos del cigüeñal en el plano del momento resultante.

En este último caso la masa de cada contrapeso se determina de la condición de igualdad de los momentos:

$$m_{cp} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot b = \sqrt{10} \cdot a \cdot (Z_R - C)$$

$$m_{cp} = \sqrt{10} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{R}{\rho} \cdot (m_R + m_i)$$

En el caso del motor Scania, los contrapesos no están en el cigüeñal sino en el eje de levas, lo cual puede notarse al revisar el esquema de la distribución. Ambos ejes de levas tienen una masa excéntrica que actúan como una masa m_{cp} .

Con respecto a las fuerzas de inercia de segundo orden para cada par de cilindros, en correspondencia con la situación de las manivelas son iguales a:

Para la 1ra manivela: $\sqrt{2} \cdot \tau \cdot C \cdot \cos 2\varphi$

Para la 2da manivela: $\sqrt{2} \cdot \tau \cdot C \cdot \cos 2\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right) = -\sqrt{2} \cdot \tau \cdot C \cdot \cos 2\varphi$

Para la 3ra manivela: $\sqrt{2} \cdot \tau \cdot C \cdot \cos 2\left(\varphi + \frac{3\pi}{2}\right) = -\sqrt{2} \cdot \tau \cdot C \cdot \cos 2\varphi$

Para la 4ta manivela: $\sqrt{2} \cdot \tau \cdot C \cdot \cos 2(\varphi + \pi) = \sqrt{2} \cdot \tau \cdot C \cdot \cos 2\varphi$

Estas resultantes se encuentran en el plano horizontal, son iguales en su magnitud pero de signos opuestos en pares. Por consiguiente, su resultante será nula y su momento también será nulo.

CAPITULO V DISEÑO DE LOS SOPORTES

5.1 Diseño propuesto

Para el diseño de los soportes se calculará sólo uno de los soportes considerando la carga máxima y con ese diseño se fabricarán los 4 soportes.

El diseño propuesto es el siguiente:

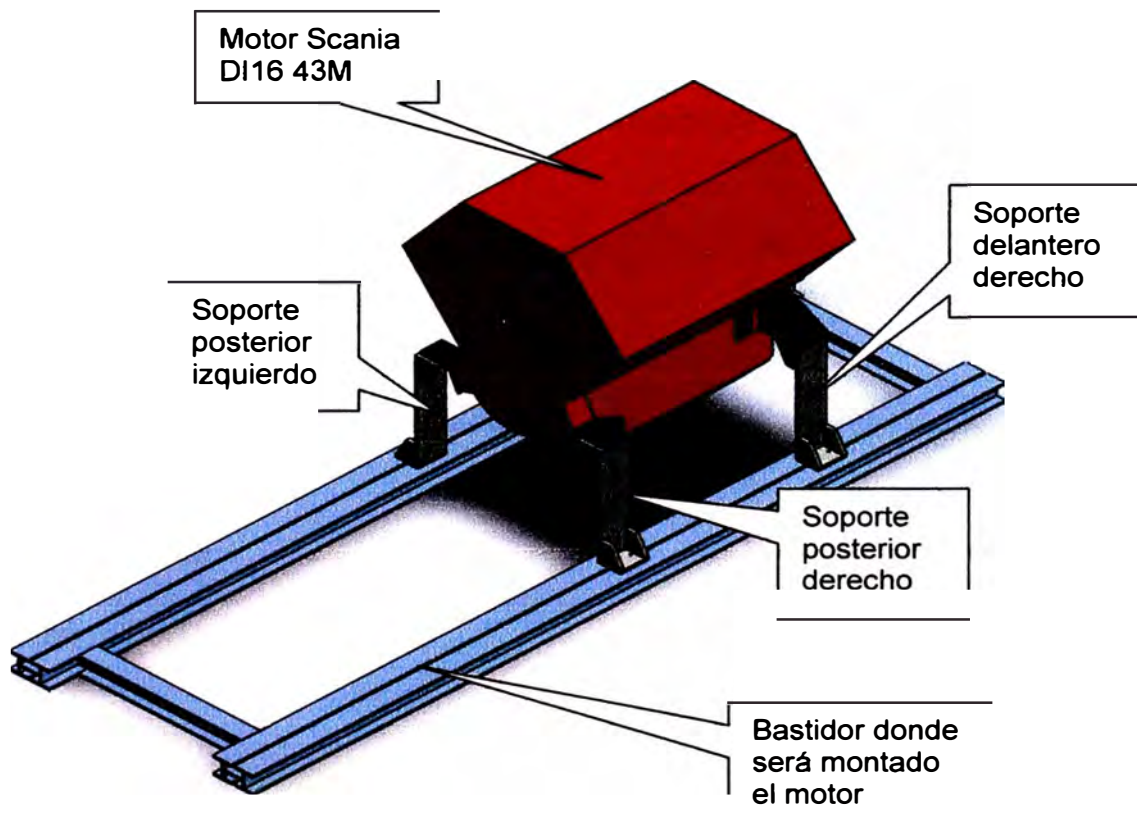


Ilustración 5.1 Esquema del diseño propuesto

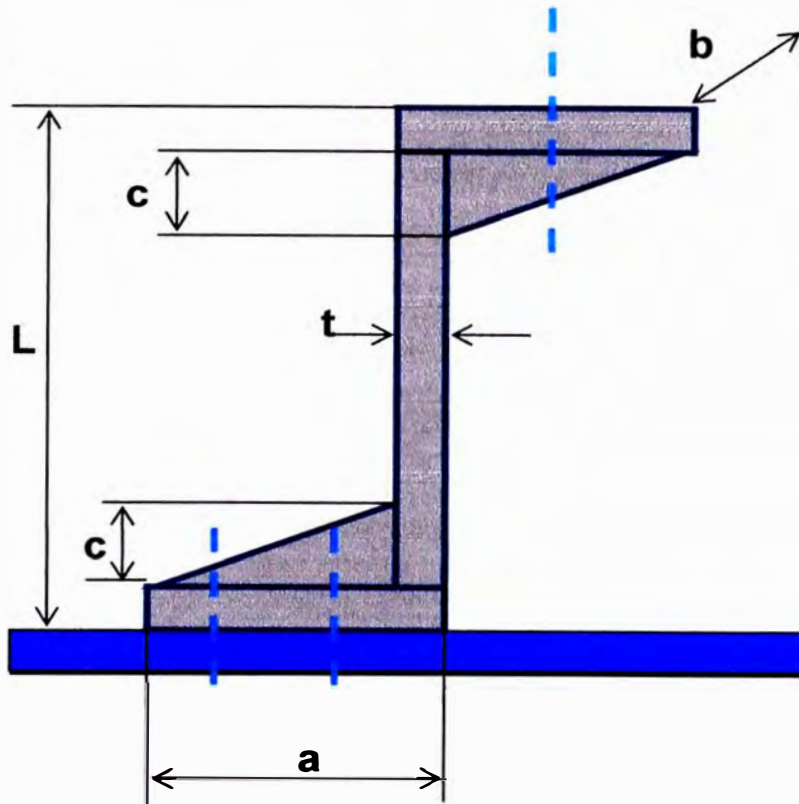


Ilustración 5.2 Dimensiones del diseño propuesto

Donde:

L_s = altura del soporte

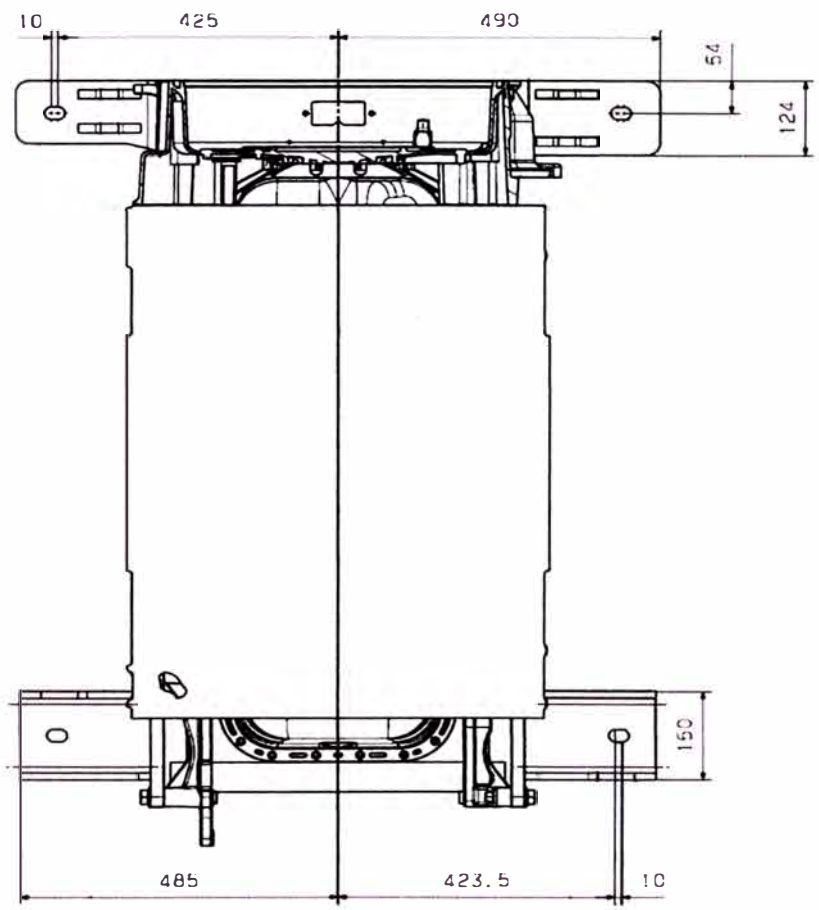
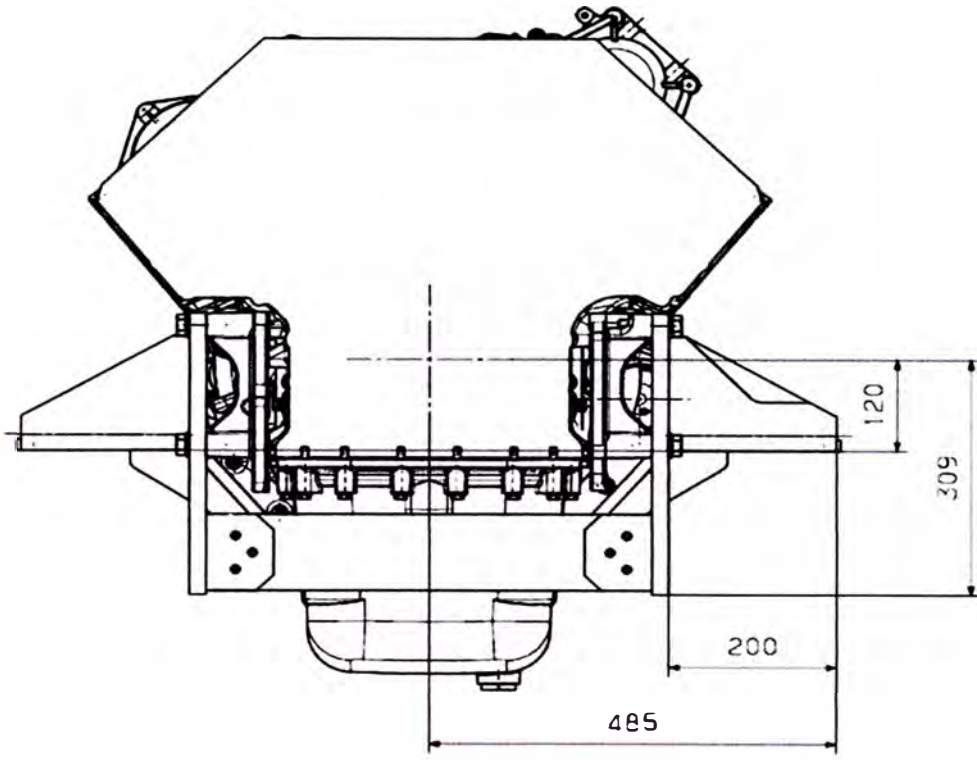
t_s = espesor de la plancha

a_s = largo del soporte

b_s = ancho del soporte

c_s = altura del refuerzo

A continuación mostramos los detalles con los datos para determinar los valores de L_s , w_s y d_s .



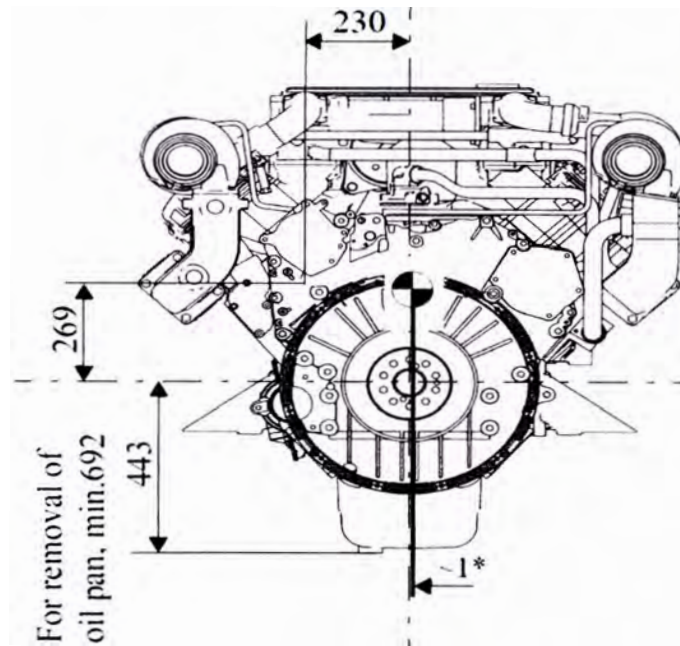


Imagen 5.3 Dimensiones del motor y posición de los soportes

De la imagen 5.2, obtenemos los valores de:

Y asumimos como valor inicial para que tenga el mismo espesor que la placa del soporte delantero.

5.2 Diagrama de cuerpo libre (DCL) del soporte

Por lo tanto, el diagrama de cuerpo libre de todo el soporte es:

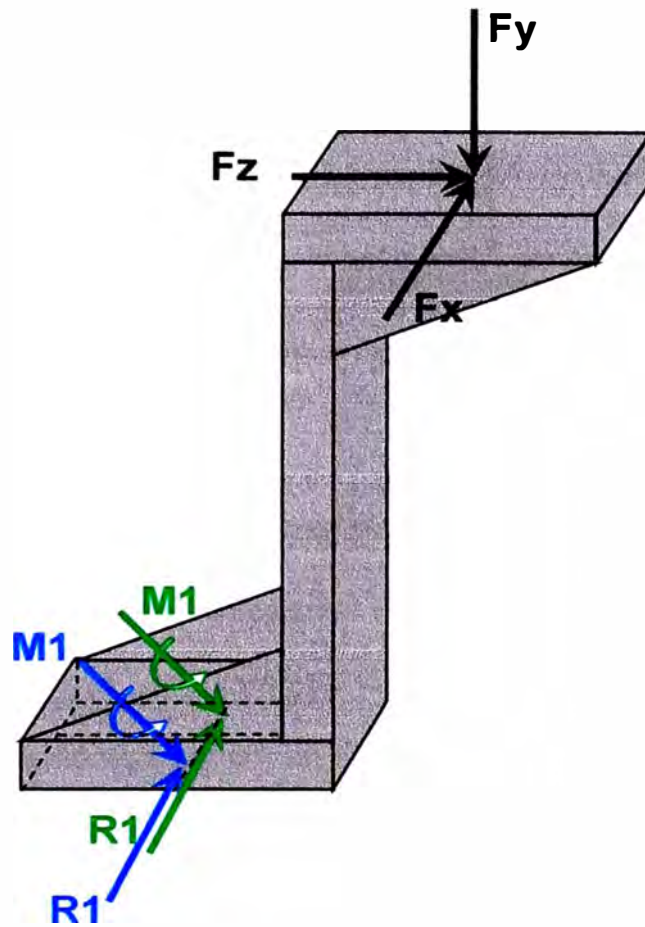


Ilustración 5.4 DLC del soporte completo

Donde:

F_x, F_y, F_z = componentes de la fuerza sobre el soporte

M_1, M_2 = momentos de reacción en los pernos que fijan el soporte

R_1, R_2 = fuerzas de reacción en los pernos que fijan el soporte

Se realiza el diagrama de cuerpo de libre (DCL) de cada parte:

5.2.1 Placa superior

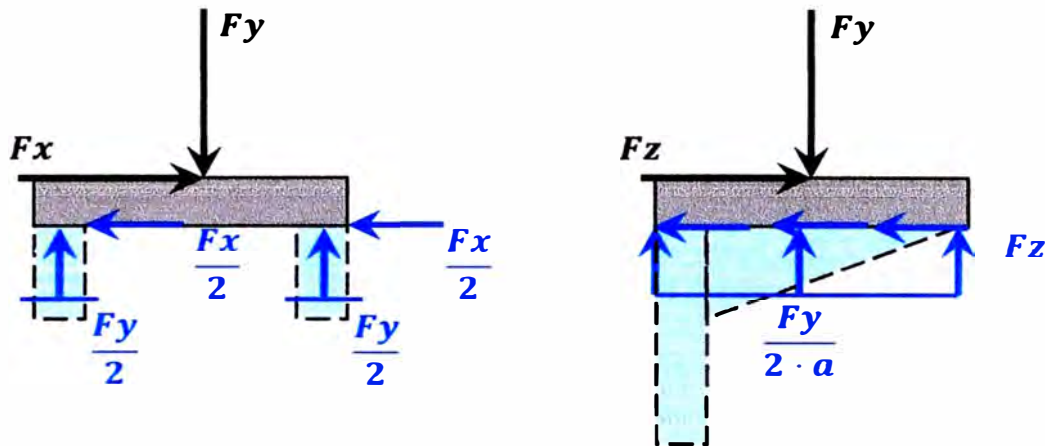


Ilustración 5.5 DCL de la placa superior

El DCL de placa muestra que las reacciones son fuerzas distribuidas a lo largo de los soportes. Para ese caso, calcularemos los esfuerzos de corte (τ) y apoyo (σ_a) de la placa, considerando que se usa un solo perno para asegurar el soporte. De acuerdo al plano del motor se usa un perno de rosca M20, por lo cual haremos el agujero con diámetro $D = 21 \text{ mm}$.

$$\tau_x = \frac{F_x}{2 \cdot t \cdot a} = 0,51 \text{ MPa}$$

$$\tau_y = \frac{F_y}{t \cdot (2 \cdot (a - t) + b - 2t)} = 1,40 \text{ MPa}$$

$$\tau_z = \frac{F_z}{2 \cdot t \cdot a} = 0,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{F_x}{t \cdot D} = 2,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{az} = \frac{F_z}{t \cdot D} = 2551238,10 \text{ Pa} = 2,55 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos en la placa son mucho menores que el esfuerzo de fluencia del acero A36 que es $\sigma_{fluencia} = 250 \text{ MPa}$. El factor de seguridad de la placa superior es:

$$FS = \frac{250}{2,91} = 85,91$$

5.2.2 Refuerzos superiores

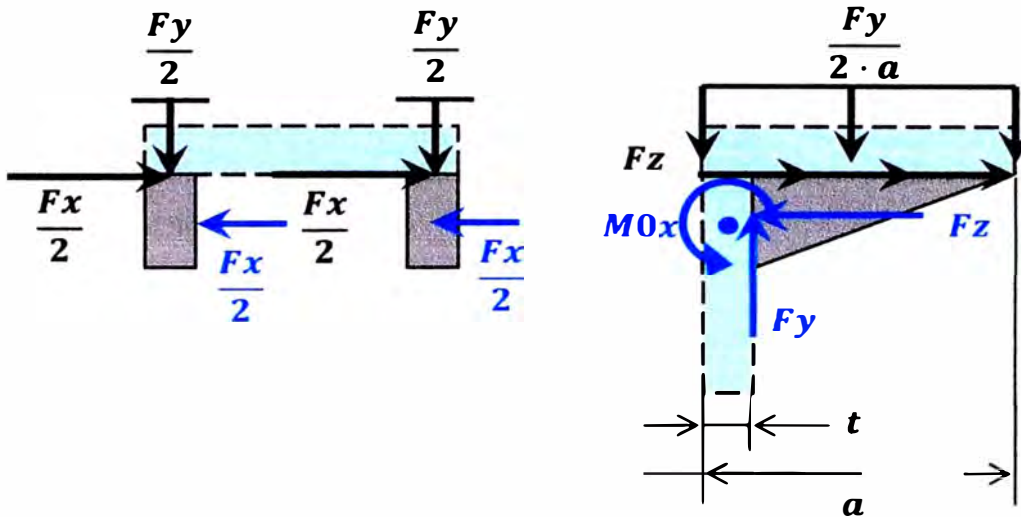


Ilustración 5.6 DCL de los refuerzos superiores

Los refuerzos se calculan como vigas empotradas, teniendo en cuenta el momento de inercia adicional que proporciona la sección de la placa sobre los refuerzos. De las tablas para vigas empotradas, tenemos que la fuerza cortante y el momento flexor varían de acuerdo en función de la posición z :

$$V_y = \frac{F_y}{2 \cdot a} \cdot (a - t - z) = -28868,25 \cdot (0,105 - z)$$

$$M_{0x} = \frac{F_y}{2 \cdot a} \cdot \frac{(a - t - z)^2}{2} = -14434,123 \cdot (0,105 - z)^2$$

El momento de inercia de la sección cuadrada es:

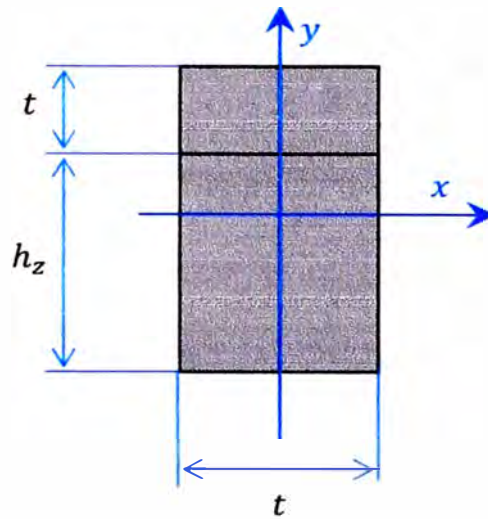


Ilustración 5.7 Sección del soporte más la sección de la placa

$$I_x = \frac{t_s \cdot (t_s + h_z)^3}{12}$$

$$h_z = c - \left(\frac{c}{a - t} \cdot z \right)$$

El problema ahora es determinar el valor de c . Para un primer cálculo se elige

$$c = a/4 = 30 \text{ [mm]}.$$

$$I_x = \frac{0,015 \cdot (0,015 + 0,04 - (0,381 \cdot z))^3}{12}$$

Entonces el esfuerzo máximo un punto dado debido a la flexión es:

$$\sigma_{z'} = \frac{-Mx}{I_x} \cdot \frac{h_z + t}{2}$$

A este valor se le debe sumar el efecto de la fuerza distribuida Fz , que genera un efecto de tracción que también depende de z de acuerdo a la ecuación:

$$\sigma_{z''} = \frac{\frac{Fz}{2 \cdot a} \cdot (a - t - z)}{t \cdot (t + h_z)}$$

Entonces el esfuerzo máximo $\sigma_{z_{max}}$ depende de $\sigma_{z'}$ y $\sigma_{z''}$. Podemos calcular el valor de z para $\sigma_{z_{max}}$ pero es interesante ver el comportamiento del esfuerzo a lo largo del refuerzo. Además se compara con los resultados si no tuviera refuerzo.

De igual forma tabulamos la variación de V_z y el esfuerzo cortante τ_z en función de z :

$$\tau_z = \frac{V_z}{(hz + t) \cdot t}$$

La tabla siguiente muestra la variación de σ_z , y τ_z en función de z :

z [mm]	Vy [N]	Mx [Nm]	σ_z [MPa]		τ_z [MPa]	
			c = 30mm	c = 0mm	c = 30mm	c = 0mm
0	-3031,17	159,14	32,48	286,03	-4,49	-13,47
5	-2886,83	144,34	31,44	259,58	-4,28	-12,83
10	-2742,48	130,27	30,35	234,42	-4,06	-12,19
15	-2598,14	116,92	29,20	210,53	-3,85	-11,55
20	-2453,80	104,29	27,99	187,93	-3,64	-10,91
25	-2309,46	92,38	26,73	166,61	-3,42	-10,26
30	-2165,12	81,19	25,39	146,57	-3,21	-9,62
35	-2020,78	70,73	23,99	127,82	-2,99	-8,98
40	-1876,44	60,98	22,51	110,35	-2,78	-8,34
45	-1732,10	51,96	20,95	94,16	-2,57	-7,70
50	-1587,75	43,66	19,31	79,26	-2,35	-7,06
55	-1443,41	36,09	17,59	65,64	-2,14	-6,42
60	-1299,07	29,23	15,79	53,30	-1,92	-5,77
65	-1154,73	23,09	13,90	42,25	-1,71	-5,13
70	-1010,39	17,68	11,94	32,48	-1,50	-4,49
75	-866,05	12,99	9,92	23,99	-1,28	-3,85
80	-721,71	9,02	7,86	16,78	-1,07	-3,21
85	-577,37	5,77	5,81	10,86	-0,86	-2,57
90	-433,02	3,25	3,84	6,22	-0,64	-1,92
95	-288,68	1,44	2,06	2,86	-0,43	-1,28
100	-144,34	0,36	0,67	0,79	-0,21	-0,64
105	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 5.1 Distribución de esfuerzo en los refuerzos

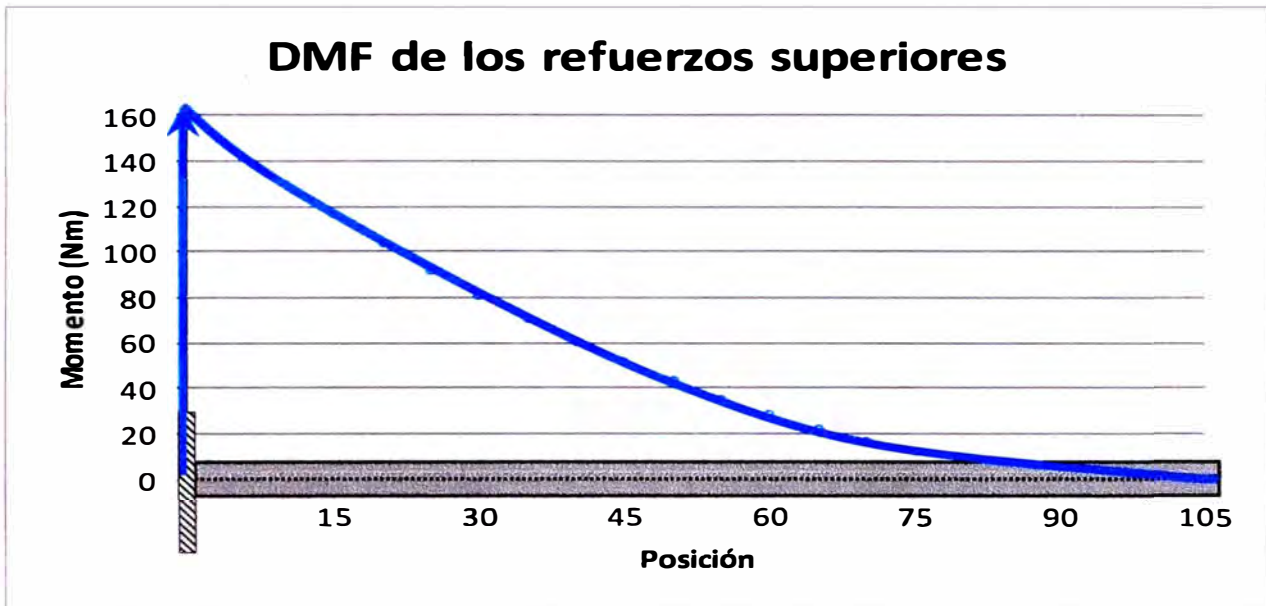


Ilustración 5.8 Diagrama de momento flexor en los refuerzos

Los esfuerzos máximos siempre ocurren en el punto de apoyo donde el refuerzo es soldado a la columna del soporte. Son iguales $\sigma_z = 32,48 \text{ MPa}$ y $\tau_z = 4,49 \text{ MPa}$.

Hay que tener en cuenta que el esfuerzo máximo es de tracción y se produce en la superficie superior del soporte que está en contacto con el apoyo del motor.

El factor de seguridad es:

$$FS = \frac{250}{32,48} = 7,70$$

5.2.3 Columna del soporte

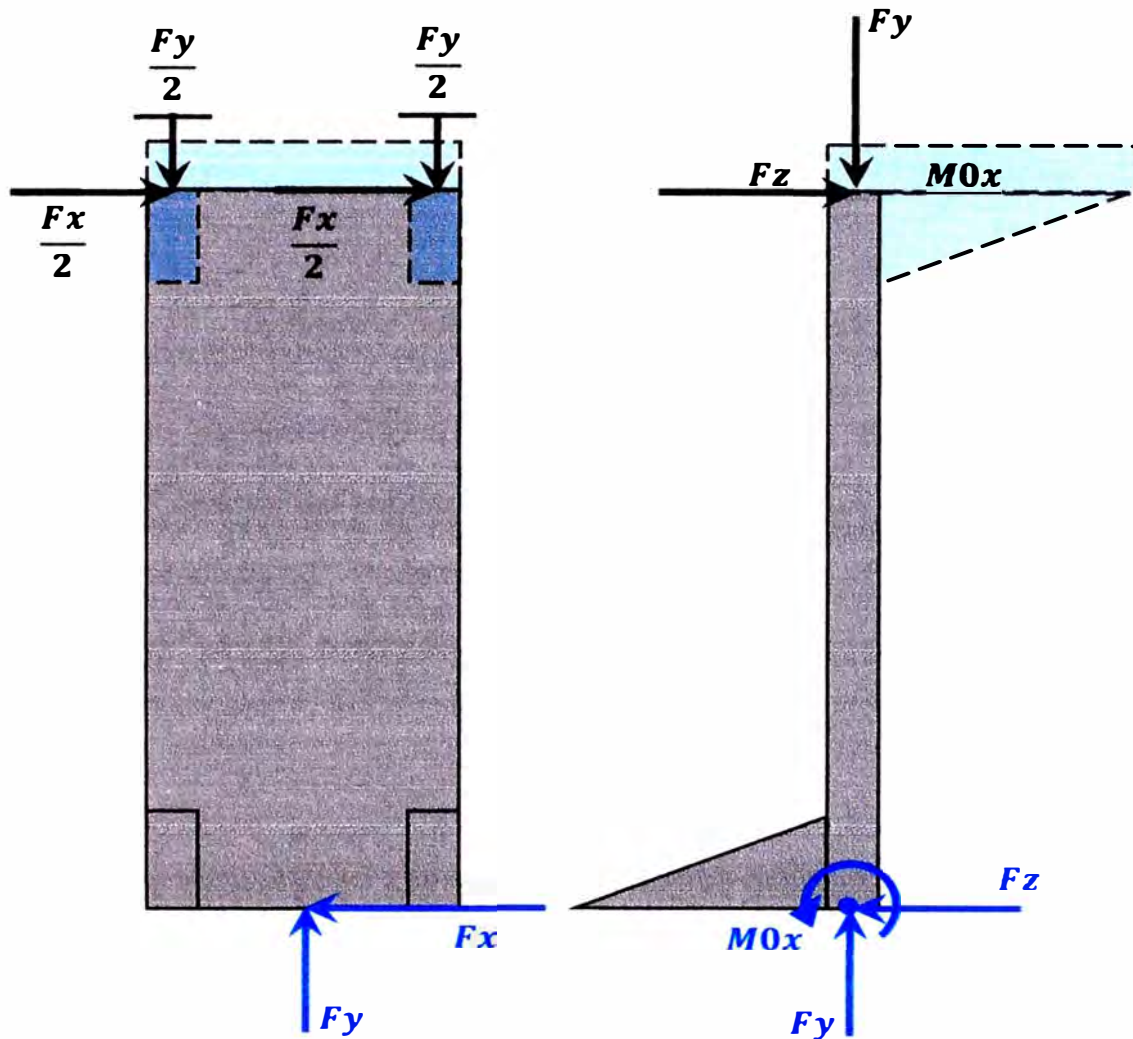


Ilustración 5.9 DCL de la columna del soporte

Para simplificar el cálculo se asumirá que las fuerzas y reacciones se aplican puntualmente. La columna del soporte se puede modelar como una viga empotrada que se flexiona en dos planos y que además soporta una carga de compresión.

Además es necesario tener en cuenta debido a los refuerzos y a la placa superior atornillada al motor (que se considera rígida), el extremo superior de la columna se comporta como un empotramiento deslizable, es decir:

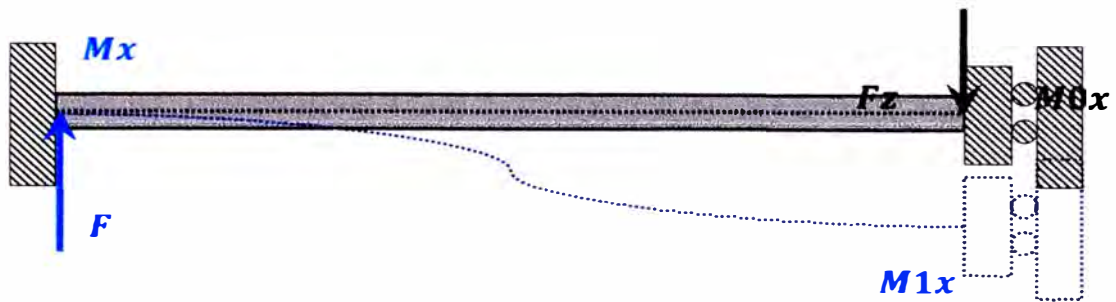


Ilustración 5.9 Modelo de la columna como viga

Esta viga es hiperestática debido a la presencia del momento M_{1x} que endereza la columna del soporte, de tal forma que el ángulo de deflexión de la viga en su extremo es 0. Podemos hallar el valor de M_{1x} por el método de superposición. La viga puede dividirse en 3 vigas isostáticas:

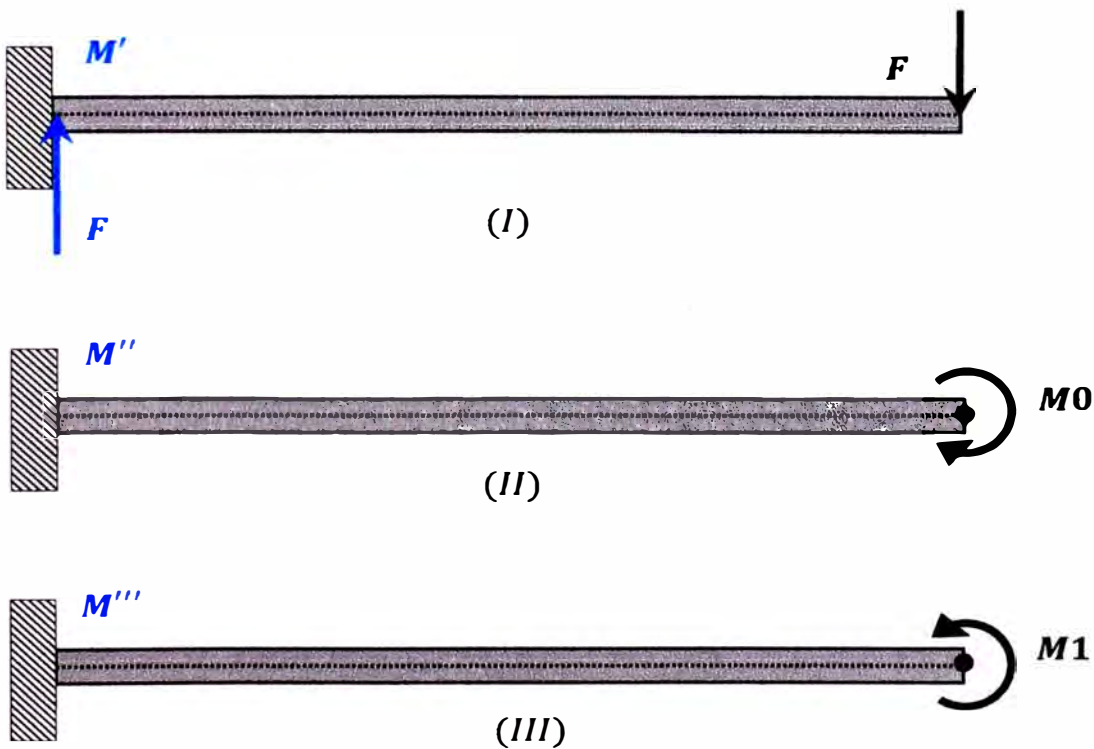


Ilustración 5.10 Vigas isostáticas que conforman la viga modelada

El ángulo de deflexión para esas vigas se calcula a partir de:

$$\theta' = \frac{F \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I}$$

$$\theta'' = \frac{M0 \cdot L}{E \cdot I}$$

$$\theta''' = \frac{M1 \cdot L}{E \cdot I}$$

Y la condición: $\theta = \theta' + \theta'' + \theta''' = 0$

Reemplazando los valores correspondientes en los planos XY y YZ, tenemos que:

Valor	Plano XY	Plano YZ	
I	4,22E-06	2,16E-05	m ⁴
θ'	3,19E-04	5,46E-05	rad
θ''	0,00E+00	2,00E-05	rad
θ'''	-3,19E-04	-7,46E-05	rad
M1	-496,81	-594,71	Nm

Tabla 5.2 Momento de compensación M1 que aparece en los soportes.

Las ecuaciones para esta viga son:

- Flexión en el plano XY a causa de F_x

$$V_x = F_x$$

$$M_z = F_x \cdot (L - 2 \cdot t - y) + M_{1z}$$

$$\sigma_{y'} = \frac{-M_z}{I_z} \cdot \frac{h_y}{2}$$

- Flexión en el plano YZ a causa de F_z y M_{0x}

$$V_z = F_z$$

$$M_x = F_z \cdot (L - 2 \cdot t - y) + M_{0x} + M_{1x}$$

$$\sigma_{y''} = \frac{-M_x}{I_x} \cdot \frac{h_y}{2}$$

- Compresión en el eje Y a causa de F_y y análisis de estabilidad como columna

$$\sigma_y = \frac{F_y}{t \cdot b}$$

$$F_{crit} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{(L - 2 \cdot t)^2}$$

Como se ve, las ecuaciones y el razonamiento son similares a de los refuerzos, por lo cual no se explicará nuevamente el procedimiento y en su lugar se tabularán los valores directamente sin tener en cuenta el momento de inercia de los soportes.

Así tenemos que:

y [mm]	Plano XY				Plano YZ			
	Vx [N]	Mz [Nm]	Izz [m ⁴]	σ_y' [MPa]	Vz [N]	Mx [Nm]	Ixx [m ⁴]	σ_y'' [MPa]
0	1833,24	496,81	4,22E-06	8,83	1607,28	435,57	4,22E-08	77,44
20	1833,24	460,14	4,22E-06	8,18	1607,28	403,43	4,22E-08	71,72
40	1833,24	423,48	4,22E-06	7,53	1607,28	371,28	4,22E-08	66,01
60	1833,24	386,81	4,22E-06	6,88	1607,28	339,14	4,22E-08	60,29
80	1833,24	350,15	4,22E-06	6,22	1607,28	306,99	4,22E-08	54,58
100	1833,24	313,48	4,22E-06	5,57	1607,28	274,84	4,22E-08	48,86
120	1833,24	276,82	4,22E-06	4,92	1607,28	242,70	4,22E-08	43,15
140	1833,24	240,15	4,22E-06	4,27	1607,28	210,55	4,22E-08	37,43
160	1833,24	203,49	4,22E-06	3,62	1607,28	178,41	4,22E-08	31,72
180	1833,24	166,82	4,22E-06	2,97	1607,28	146,26	4,22E-08	26,00
200	1833,24	130,16	4,22E-06	2,31	1607,28	114,12	4,22E-08	20,29
220	1833,24	93,50	4,22E-06	1,66	1607,28	81,97	4,22E-08	14,57
240	1833,24	56,83	4,22E-06	1,01	1607,28	49,83	4,22E-08	8,86
260	1833,24	20,17	4,22E-06	0,36	1607,28	17,68	4,22E-08	3,14
280	1833,24	-16,50	4,22E-06	-0,29	1607,28	-14,47	4,22E-08	-2,57
300	1833,24	-53,16	4,22E-06	-0,95	1607,28	-46,61	4,22E-08	-8,29
320	1833,24	-89,83	4,22E-06	-1,60	1607,28	-78,76	4,22E-08	-14,00
340	1833,24	-126,49	4,22E-06	-2,25	1607,28	-110,90	4,22E-08	-19,72
360	1833,24	-163,16	4,22E-06	-2,90	1607,28	-143,05	4,22E-08	-25,43
380	1833,24	-199,82	4,22E-06	-3,55	1607,28	-175,19	4,22E-08	-31,15
400	1833,24	-236,49	4,22E-06	-4,20	1607,28	-207,34	4,22E-08	-36,86
420	1833,24	-273,15	4,22E-06	-4,86	1607,28	-239,48	4,22E-08	-42,58
440	1833,24	-309,82	4,22E-06	-5,51	1607,28	-271,63	4,22E-08	-48,29
460	1833,24	-346,48	4,22E-06	-6,16	1607,28	-303,78	4,22E-08	-54,00
480	1833,24	-383,15	4,22E-06	-6,81	1607,28	-335,92	4,22E-08	-59,72
500	1833,24	-419,81	4,22E-06	-7,46	1607,28	-368,07	4,22E-08	-65,43
520	1833,24	-456,48	4,22E-06	-8,12	1607,28	-400,21	4,22E-08	-71,15
542	1833,24	-496,81	4,22E-06	-8,83	1607,28	-435,57	4,22E-08	-77,44

Tabla 5.3 Distribución de los esfuerzos por flexión el soporte

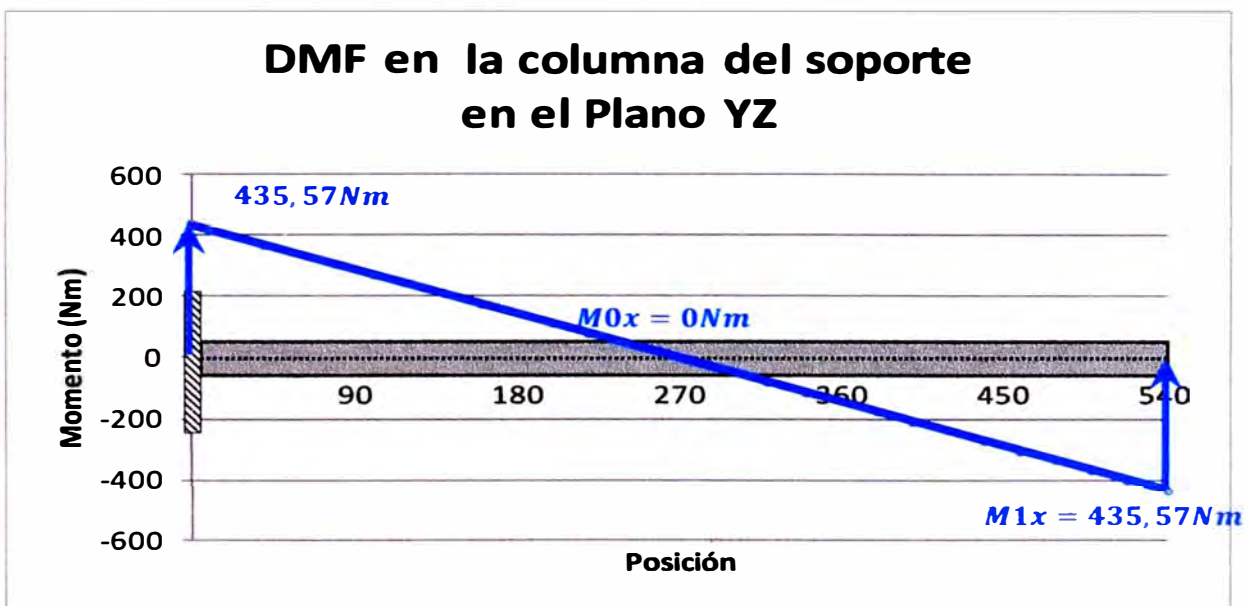
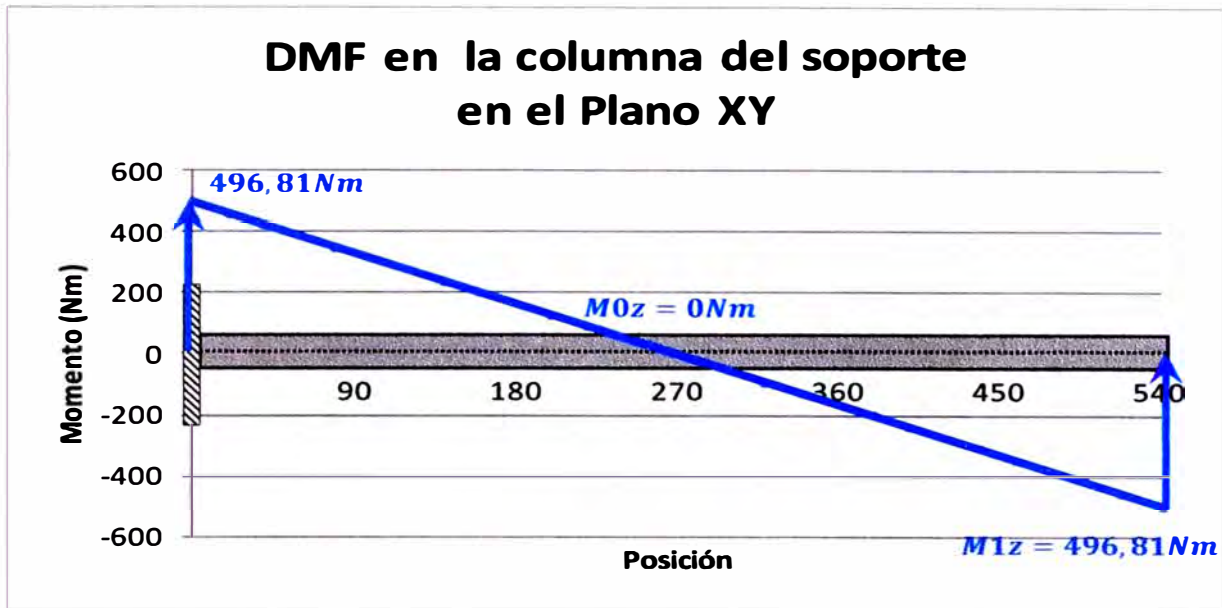


Ilustración 5.11 Diagramas de momento flexor en la columna en los planos XY y YZ

El esfuerzo de compresión, $\sigma_{y_c} = -3,08 MPa$

La carga crítica de pandeo alrededor del eje Z, $F_{critZZ} = 113390,05kN$

La carga crítica de pandeo alrededor del eje X, $F_{critZZ} = 1133,90kN$

Analizando la tabla se puede notar que los esfuerzos son simétricos con respecto al punto medio del soporte y que las fibras con el esfuerzo máximo son siempre las esquinas de la columna del soporte. A esto hay que sumarle el efecto de compresión de F_y .

Haciendo un esquema de las secciones de la columna al inicio y al final, marcamos en rojo las fibras a tracción y en azul las fibras a compresión:

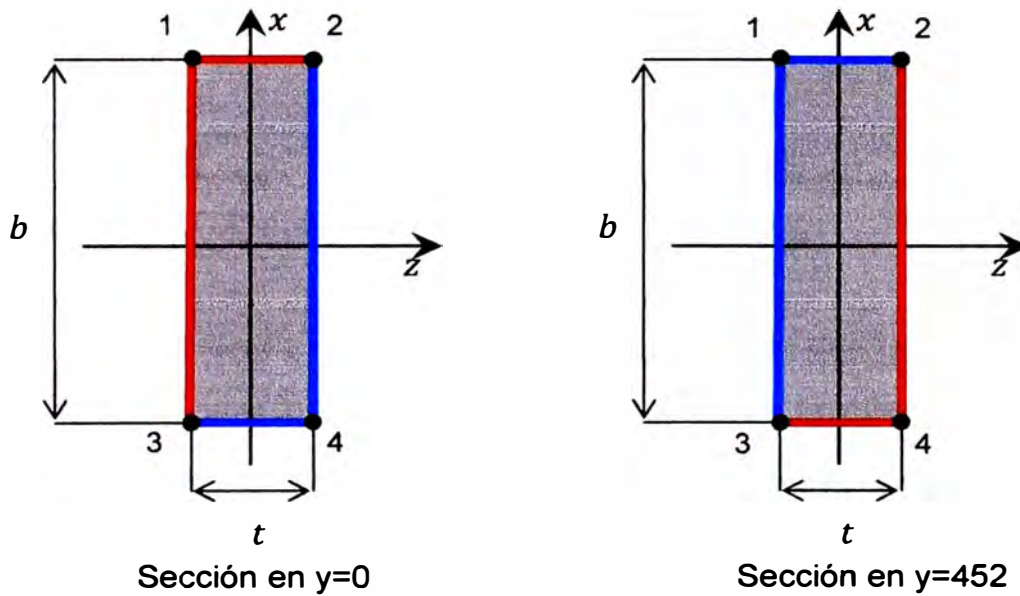


Ilustración 5.10 Distribución de esfuerzos en las fibras de la sección

Los puntos donde existe el mayor esfuerzo de compresión son 1 y 4:

$$\sigma_{comp} = \sigma_{y_c} + \sigma_{y'} + \sigma_{y''} = -89,35 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$FS = \frac{250}{89,35} = 2,8$$

5.2.4 Refuerzos inferiores

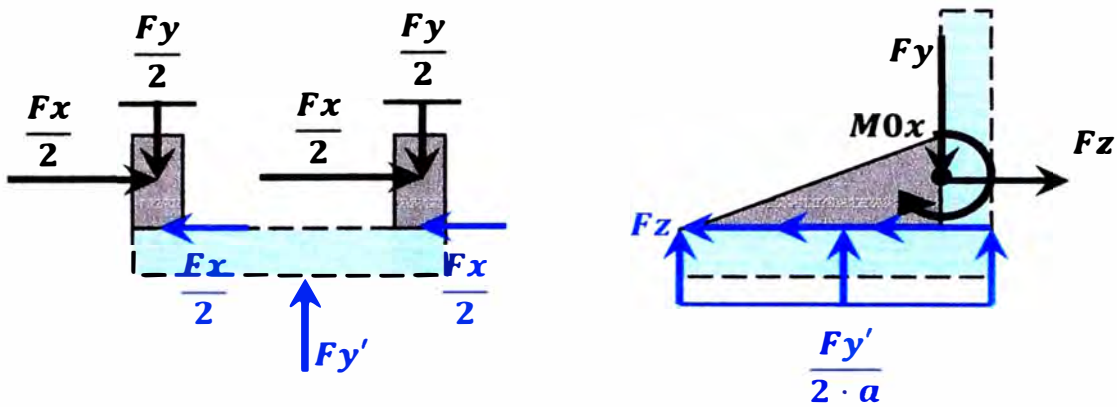


Ilustración 5.11 DCL de los refuerzos inferiores

Los refuerzos y la placa inferiores se calculan de la misma forma que los refuerzos y la placa superior. Además podemos asumir que las medidas son las mismas (para facilitar la elaboración de los planos) y ya se sabe que el esfuerzo máximo se produce en la unión del soporte con la columna. De esta manera tenemos que los esfuerzos normales en los refuerzos son:

$$\sigma_{z'} = \frac{-M_{0x}}{I_x} \cdot \frac{c+t}{2} = 31,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{z''} = \frac{\frac{F_z}{2 \cdot a} \cdot (a - t - z)}{t \cdot (t + c)} = 1,04 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = \sigma_{z'} + \sigma_{z''} = 32,47 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{250}{32,47} = 7,70$$

5.2.5 Placa inferior

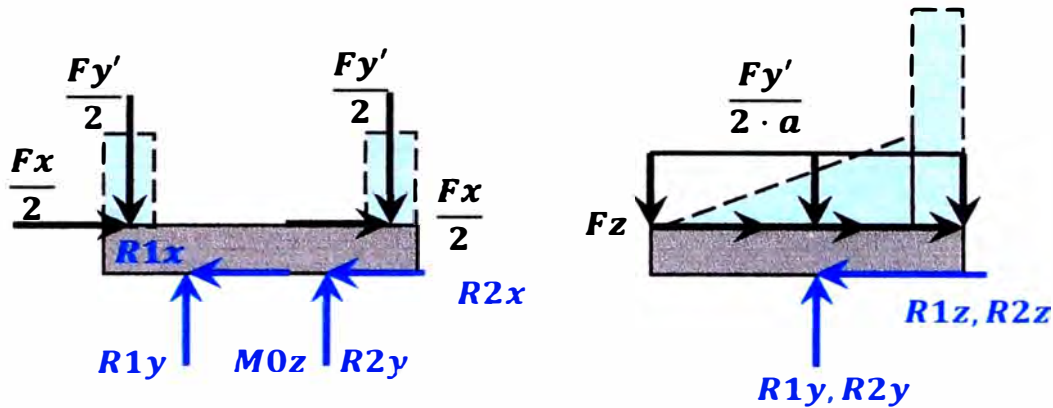


Ilustración 5.12 DCL de la placa inferior

Las ecuaciones para la placa inferior son las mismas que para la placa superior, excepto una variación:

- Se considera que el diámetro de los agujeros es $D' = 10,5\text{mm}$ y se usan 2 agujeros para eliminar los momentos. Esto no afecta el esfuerzo de apoyo.

$$\tau_x = \frac{F_x}{2 \cdot t \cdot a} = 0,51 \text{ MPa}$$

$$\tau_y = \frac{F_y}{t \cdot (2 \cdot (a - t) + b - 2t)} = 1,40 \text{ MPa}$$

$$\tau_z = \frac{F_z}{2 \cdot t \cdot a} = 0,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{F_x}{2 \cdot t \cdot D'} = 2,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{az} = \frac{F_z}{2 \cdot t \cdot D'} = 2,55 \text{ [MPa]}$$

Para calcular el valor de las reacciones $R1$ y $R2$ en el eje Y , usamos las ecuaciones de equilibrio estático, de donde:

$$R1y + R2y = Fy'$$

$$Ry1 \cdot \frac{e}{2} - Ry2 \cdot \frac{e}{2} = M0z$$

En estas ecuaciones e es la distancia entre los centros de los agujeros. Para permitir que los pernos puedan ser ajustados sin problemas, los centros de los agujeros deben estar separados de los refuerzos inferiores al menos a dos veces el diámetro del agujero, por lo tanto:

$$e = b - 2 \cdot t - 4 \cdot d = 78 \text{ mm}$$

Entonces:

$$R_{1y} = \frac{M_{0z}}{e} + \frac{F_{y'}}{2} = 2905,14 \text{ N}$$

$$R_{2y} = F_{y'} - R_{1y} = -9833,52 \text{ N}$$

Para las reacciones en el eje Z, F_z es una fuerza cuya equivalente actúa en el centro de la placa, entonces: $R_{1z} = R_{2z} = F_z/2 = 803,4 \text{ N}$.

De igual forma, para las reacciones en el eje Y, podemos asumir que las reacciones son iguales: $R_{1x} = R_{2x} = F_x/2 = 916,62 \text{ N}$.

Hay que tener cuidado ya que los signos de las reacciones dependen de la orientación de las fuerzas en el DCL. Teniendo esto en cuenta, se escriben las reacciones en forma vectorial:

$$\bar{R}_1 = [-916,62; -2905,14; -803,40] \text{ N}$$

$$\bar{R}_2 = [-916,62; 9833,52; -803,40] \text{ N}$$

5.3 Validación del modelo usando análisis por elementos finitos (FEA)

Para este fin, se crea un modelo del soporte en el programa SolidWorks 2012 y se usan la misma geometría, la misma carga y los mismos puntos de apoyo considerados durante los cálculos manuales.

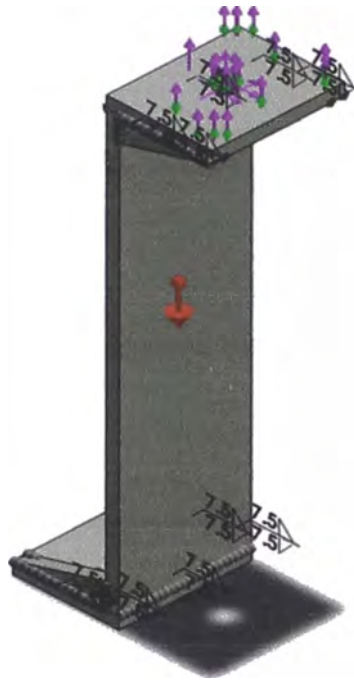


Ilustración 5.13 Modelo del soporte para el análisis por elementos finitos.

El modelo es analizado utilizando SolidWorks Simulation en un estudio de tipo estático. Como resultado del estudio se obtienen los siguientes valores, los cuales pueden ser consultados completamente en el Apéndice I:

- Distribución del esfuerzo (Von Mises) en todo el soporte.
- Deformaciones unitarias.
- Deformaciones totales.
- Factor de Seguridad (FdS) del soporte

De todos estos resultados, el más representativo y que nos interesa para validar los cálculos es el FdS del soporte. En este caso el FdS es menor que 1, lo cual indicaría que hay una parte de estructura en la cual el esfuerzo es superior al esfuerzo de fluencia del acero ASTM A36 (250MPa):

Nombre de modelo: ensamble soporte
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS completo
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.89

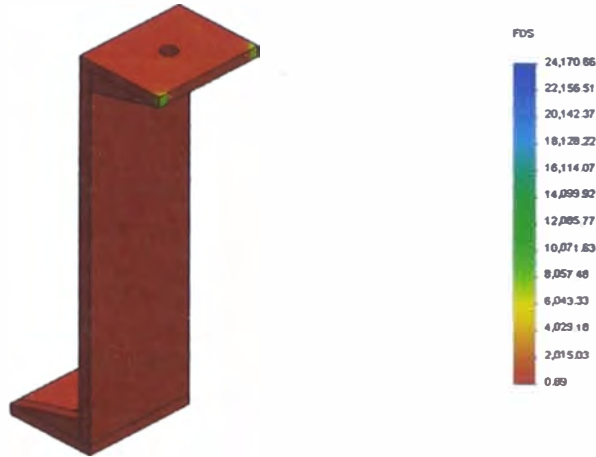


Ilustración 5.14 Factor de seguridad del soporte

Una evaluación del FdS de cada uno de los componentes que conforman el soporte revela que los refuerzos son los que tiene un FdS por debajo de 1.

Nombre de modelo: ensamble soporte
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad5
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.89

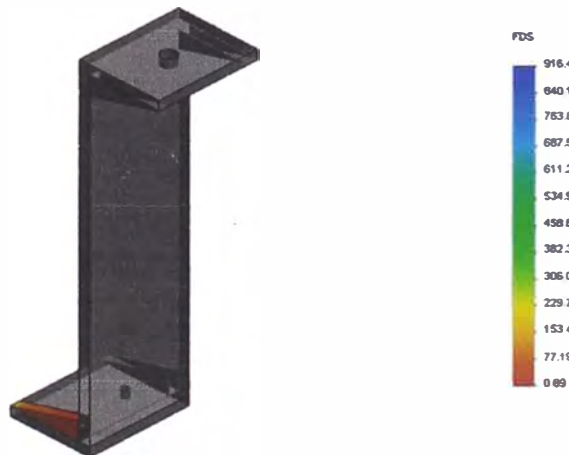


Ilustración 5.15 Factor de seguridad del refuerzo inferior

Para corregir esta desviación, fue necesario modificar la geometría del refuerzo.

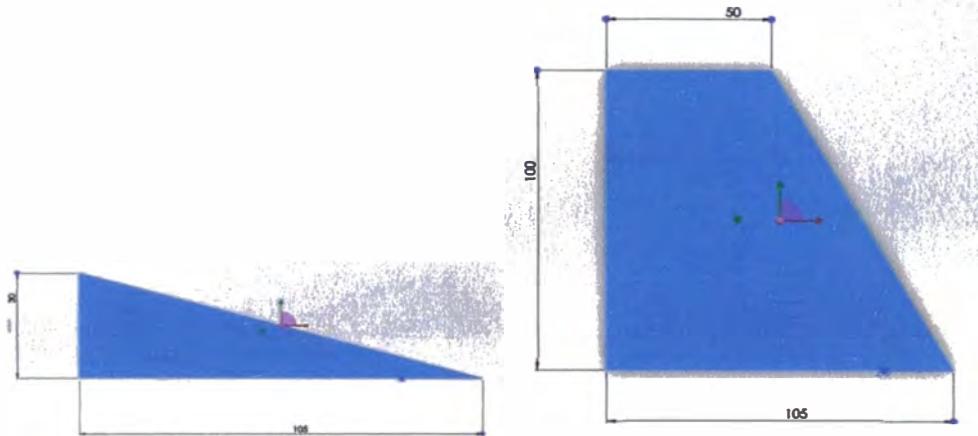


Ilustración 5.16 Comparación entre el refuerzo original (izquierda) y el refuerzo modificado (derecha)

Utilizando el nuevo soporte se vuelve analizar el soporte, los resultados pueden verse en el Apéndice J. Nuevamente se revisará el FdS del soporte, el cual ahora es 2,02.

Nombre de modelo: ensamble soporte
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS completo
 Criterio: Tensiones von Mises en 3D
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2

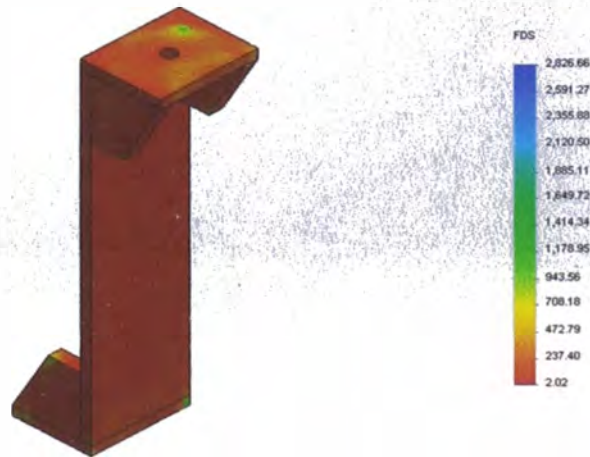


Ilustración 5.17 Factor de seguridad del soporte con los nuevos refuerzos

Finalmente se evalúa el FdS de la columna del soporte que según los cálculos manuales es el menor de toda la estructura. El FdS obtenido usando análisis de elementos finitos es 2,52; valor cercado a 2,8 que fue obtenido con los cálculos manuales.

Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS columna
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.5

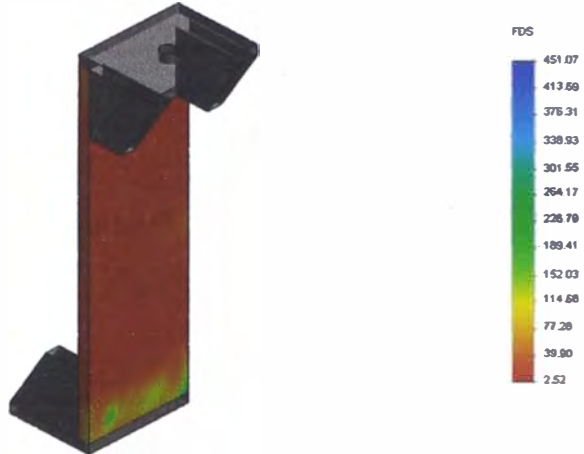


Ilustración 5.18 Factor de seguridad de la columna del soporte

CAPITULO VI

EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA DE LA FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL SOPORTE EN EL BARCO

Con respecto a los costos de la fabricación del motor se puede dividir este en 3 partes:

6.1 Costo del diseño(C_D)

Este costo representa el tiempo que toma la realización de los cálculos y planos, incluyendo los tiempos de consultar a la fábrica de Scania en Suecia y buscar información, así como tomar los datos en campo.

Originalmente el tiempo asignado a este proyecto fue de 30 días, dedicando el 50% de la jornada laboral al mismo, esto es así ya que existe un tiempo de espera cada vez que se solicita información a la matriz en Suecia. Este tiempo de espera se dedicaría a las actividades cotidianas ajenas al proyecto. Entonces el tiempo dedicado a este proyecto es:

$$t_D = \frac{30 \cdot 8}{2} = 120 \text{ horas}$$

Consultando con varios compañeros dedicados al diseño de estructuras, el costo por hora es aproximadamente s/ 20. Entonces el costo del diseño es:

$$C_D = t_D \cdot 20 = 2400 \text{ soles}$$

6.2 Costo del material (C_M)

Todos los cálculos se han hecho considerando que el material es acero estructural A36. Para conocer la cantidad de acero necesaria, hace el metrado del soporte y se obtiene lo siguiente:

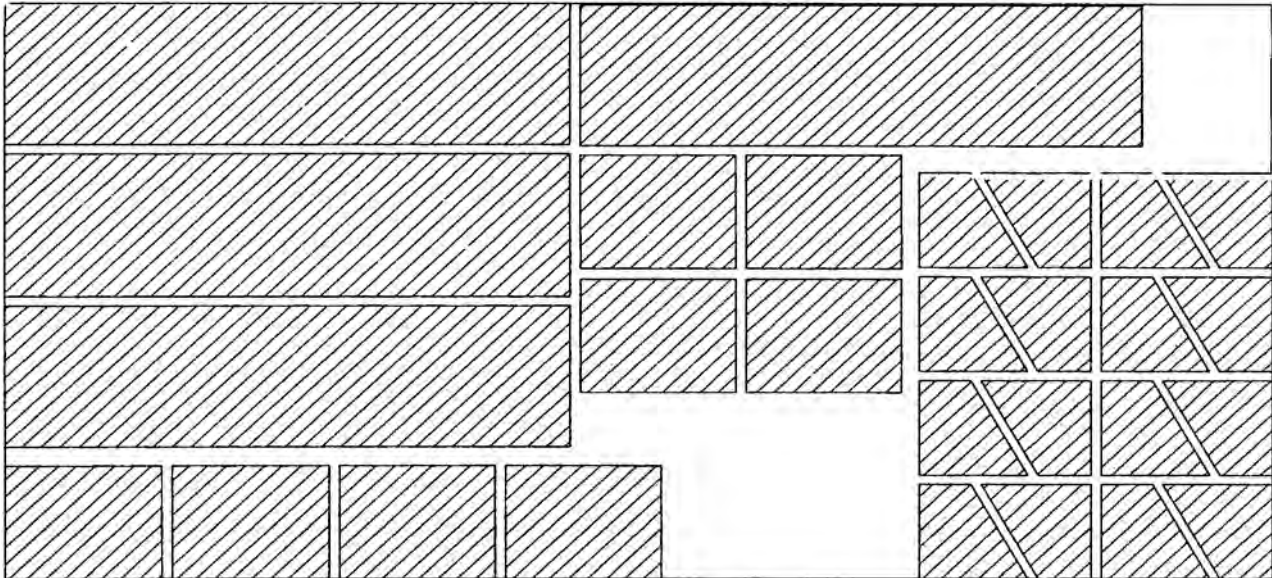


Figura 6.2 Metrado del material necesario para 4 soportes en un plancha de 609,6mm x 1219,2mm (4ft x 2ft)

De acuerdo al distribuidor MetalsDepot, los costos son:

- Plancha 2ft x 4ft x $\frac{3}{4}$ " de acero A36... USD 404,24
- Plancha 2ft x 4ft x $\frac{1}{2}$ " de acero A36... USD 236,40
- Plancha 2ft x 4ft x $\frac{1}{4}$ " de acero A36... USD 51,44

Entonces el precio aproximado de la plancha 2ft x 4ft x $\frac{5}{8}$ " de acero A36 es USD 320. Entonces, considerando el tipo de cambio 2,6, tenemos:

$$C_M = 320 \cdot 2,6 = 832 \text{ soles}$$

6.3 Costo de la mano de obra y consumibles (C_F)

Esta parte del cálculo de los costos es bastante complicada pues si bien es posible determinar todas las operaciones necesarias (corte, biselado, taladrado, soldadura, etc.), no es posible determinar con exactitud los tiempos. Sin embargo Scania del Perú cuenta con personal capacitado en soldadura de arco, por lo cual se consultó con el técnico el tiempo que le tomaría hacer los soportes. Su estimación es:

- Corte de la plancha: 1 día
- Biselado y taladrado: 1/2 día
- Soldadura: 1 a 2 días

Es este caso 1 día representa 8 horas y el precio por hora es aproximadamente USD 30,00, lo cual incluye los electrodos y otros consumibles. Considerando que la soldadura demora 2 días, el costo de fabricación es:

$$C_F = (1 + 0,5 + 2) \cdot 8 \cdot 2,6 = 2184 \text{ soles}$$

Considerando que la soldadura demora 1 día, el costo de fabricación es:

$$C_F' = (1 + 0,5 + 1) \cdot 8 \cdot 2,6 = 1560 \text{ soles}$$

El costo total de fabricar el soporte es:

$$C_T = C_D + C_M + C_F = 5416 \text{ soles}$$

$$C_T' = C_D + C_M + C_F' = 4792 \text{ soles}$$

Lamentablemente y debido a problemas ajenos a Scania del Perú, Pesquera Hayduk decidió posponer la compra del motor marino, por lo cual no se pudo regresar a la embarcación a realizar las mediciones del lugar donde se instalaría el motor. Por este motivo no es posible presentar las consideraciones técnicas ni los costos de instalación del mismo.

CONCLUSIONES

- Considerando que la plancha usada para fabricar la estructura es de acero estructural ASTM A36 ($\sigma_{fluencia} = 250MPa$) con un espesor $t = 15mm$ (pág. 39), el soporte tiene un factor de seguridad global de 2,02 (pág. 61); por lo cual podemos decir que el diseño es seguro.
- El costo de los materiales representa apenas el 15,36% del costo total del soporte. Lo más costoso ha sido el tiempo dedicado al cálculo de las fuerza y al diseño de los soportes.
- El Análisis por Elementos Finitos tiene las ventajas de ser más preciso que el cálculo manual y es más fácil de realizar modificaciones y evaluar los resultados. Sin embargo el costo del software necesario es muy elevado (en algunos casos la licencia excede los USD 9000.00 en el mercado peruano) por lo que se usa en proyectos de mayor envergadura o de mayor presupuesto.
- El uso de un programa de Análisis por Elementos Finitos permite reducir en gran medida el tiempo utilizado modificar u optimizar el diseño. Para realizar y evaluar el modelo del soporte se tardó aproximadamente 24 horas (o tres jornadas de 08 horas), pero para realizar las modificaciones sólo fue necesario de 15 a 30 minutos cada vez.

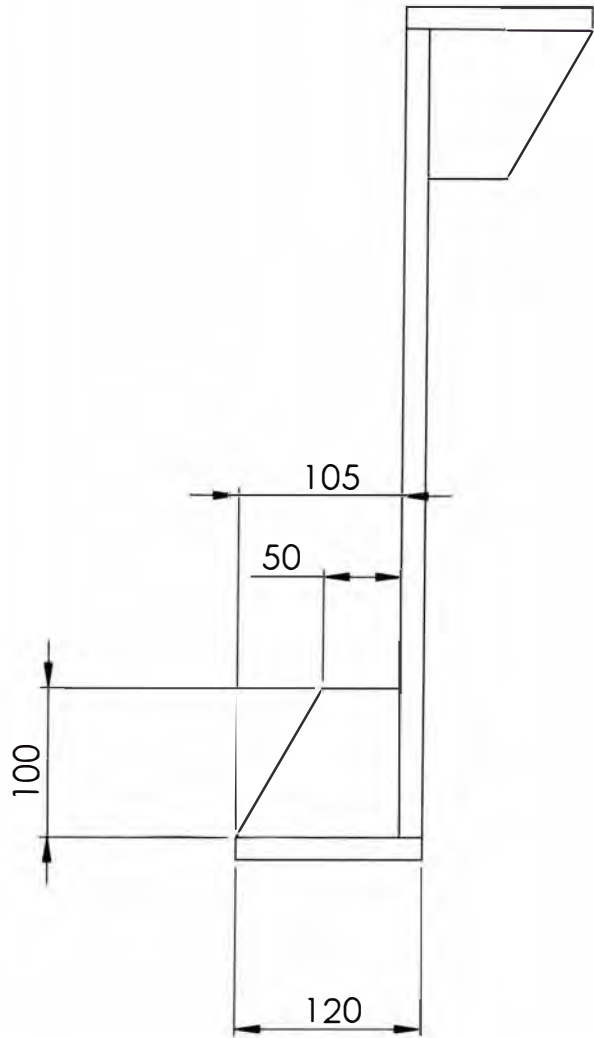
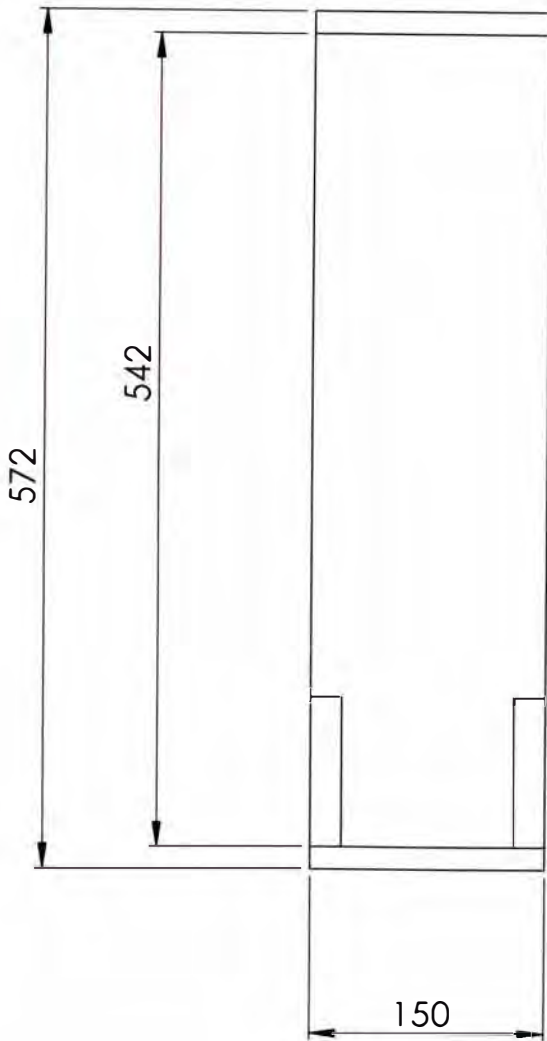
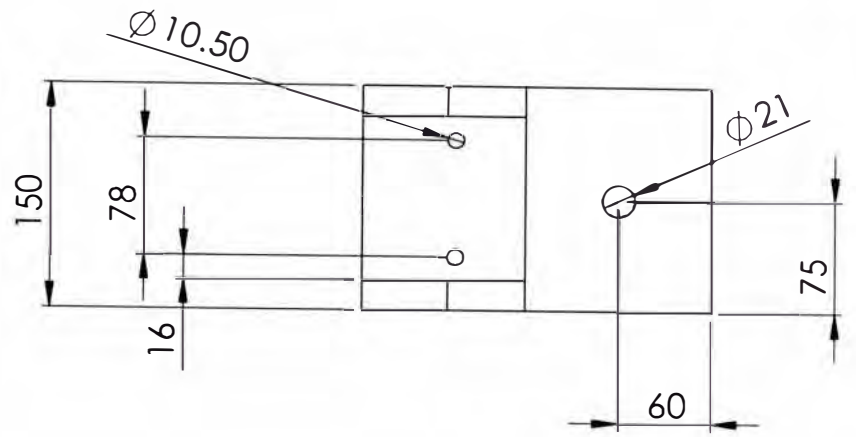
- Realizar los cálculos utilizando dos métodos distintos para poder comparar los resultados y validar el diseño. En este caso se consiguió que el FdS sea mayor a 1.

RECOMENDACIONES

- Usar programas orientados a la ingeniería (AutoCAD, Nastran, MathLab) siempre que sea posible para facilitar y acelerar la etapa de diseño.
- Dado que de todas maneras se va a usar una plancha, se sugiere hacer los refuerzos m.as grandes para facilitar el proceso de soldadura.
- Trabajar con el fabricante del equipo que se está diseñando facilita el trabajo, pues siempre tiene información y datos que de otra forma se deberían calcular o asumir; lo cual implica mayor tiempo de diseño y no asegura que los valores sean precisos.
- Para simplificar los cálculos, es mejor asumir ciertos valores (de acuerdo a una referencia) y trabajar con ellos que tratar de despejar el valor exacto en base a ecuaciones.
- Siempre que sea posible, hacer el desarrollo de los cálculos usando un programa que permita crear una plantilla, como por ejemplo MS Excel.

BIBLIOGRAFÍA

1. JOVAJ, M.S. Motores de automóvil.
URSS 1982
2. KUO, Paulina S. Cylinder Pressure in an Spark-Ignition Engine: A
Computational Model
US 1996
3. W. Aceijas, Resistencia de Materiales Tomo I
Perú
4. W. Aceijas, Resistencia de Materiales Tomo II
Perú
5. ANSI, Beam design formulas with shear and moment diagrams
US 2005
6. Scania CV AB. Engine data Marine all-speed diesels, Section 6
Suecia 2012
7. Scania CV AB. Installation manual Marine Engines 12M, 16M
Suecia 2008
8. Scania CV AB. Data Handbook Marine Engines
Suecia 2011
9. HILLERBORG, Per. Dynamic model of a diesel engine for diagnose and
balancing
Suecia 2005



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL
 ANGULAR

ACABADO:

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ	Jorge Un Jan		28/11/2012		
VERIF	Jorge Un Jan				
APROB	Jorge Un Jan				
FABR.	Jorge Un Jan				
CAUID					
				MATERIAL:	
				ASTM A36	
				PESO	18.617KG

TITULO:

N° DE DIBUJO

ensamble del soporte






A4

ESCALA 1:5

HOJA 1 DE 1

APÉNDICE A

Ángulos de montaje y funcionamiento
permitidos

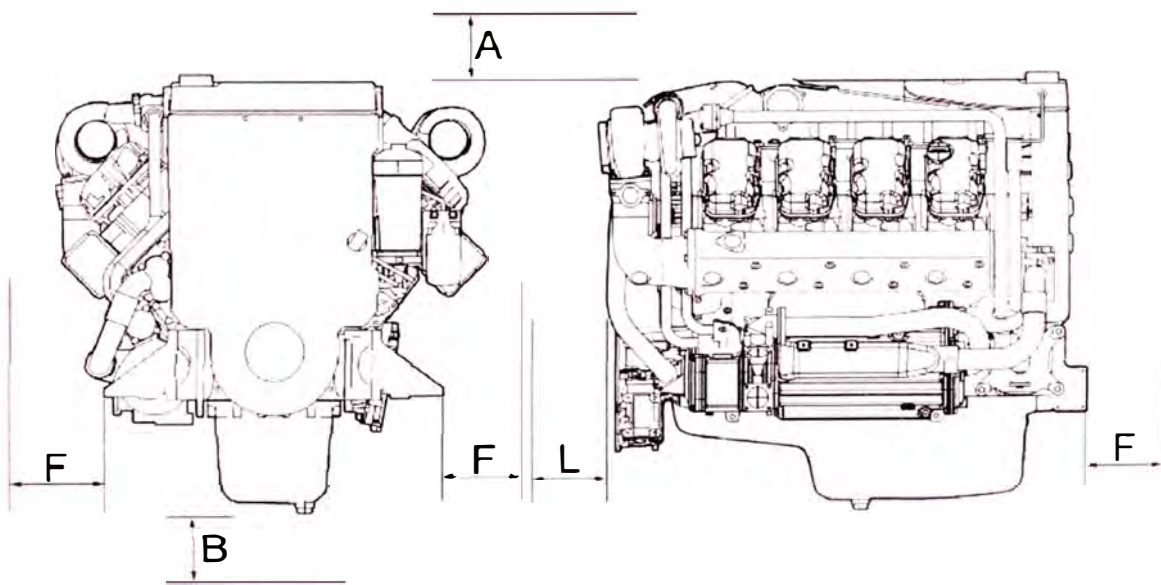
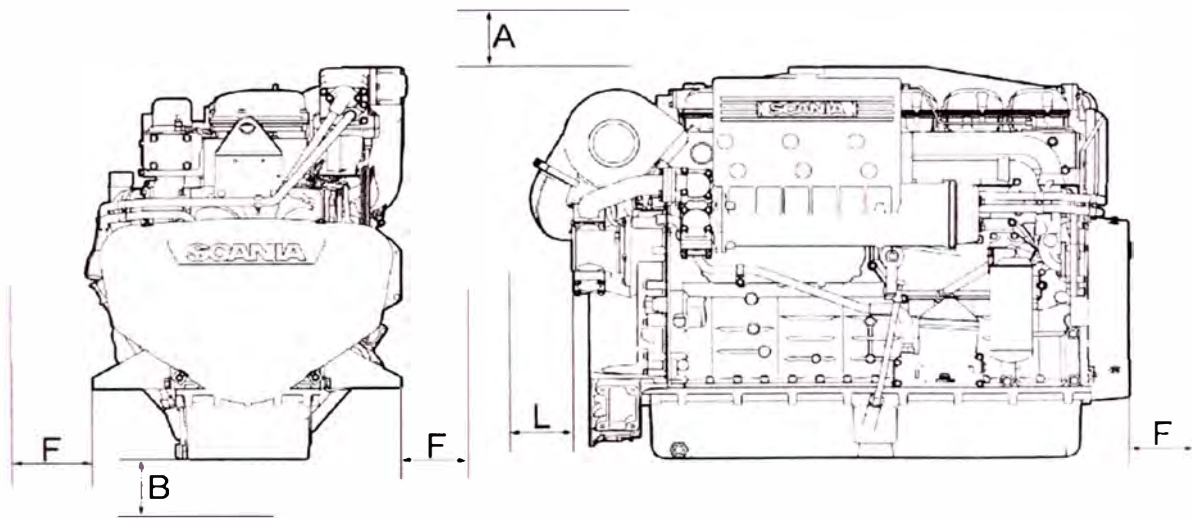
Tipo de motor	Ángulo hacia atrás		Ángulo hacia delante		Derecha / Izquierda	Capacidad (m ³)		
	Ángulo máx. de instalación ^a	Ángulo máx. de funcionamiento ^b	Ángulo máx. de montaje ^c	Ángulo máx. de funcionamiento ^{bc}		Ángulo máx. de funcionamiento ^b	Máx.	Min.
Motor D12 	12° ^d	25°	12°	25°	35° 	33	28	255
	12° ^d	25°	12°	25°	35°	28	20	483
Motor D16 	12°	26°	12°	24°	30°	40	35	249
	12°	25°	12°	25°	35°	33	25	175

- a. Ángulo de montaje máximo permitido para un motor respecto al plano horizontal. El ángulo indica el límite de inclinación del motor durante el funcionamiento continuo.
- b. Ángulo de inclinación máximo permitido para un motor durante el funcionamiento con el nivel mínimo de aceite. El ángulo máximo de funcionamiento se puede utilizar sólo durante períodos cortos. Los ángulos de funcionamiento hacia atrás o delante no son aplicables del todo si el motor también se encuentra inclinado lateralmente al mismo tiempo.
- c. Si el motor se monta con una inclinación superior a 3° hacia delante, se debe montar un sistema de purga para el colector de escape refrigerado por agua.
- d. Motores de 12 litros con intercambiador de calor: Si el motor está montado con una inclinación superior a 8° hacia atrás, se debe montar un depósito de expansión con un sistema de purga desde el colector de escape y la culata.

APENDICE B

Espacios de separación

Medición	Cotas en mm		Para servicio o sustitución de:
	DI12	DI16	
A	100	900	Camisa, culata, etc.
B	250	300	Cárter de aceite
F	400	400	Diversas unidades
L	150	150	Rodete de la bomba de agua salada



APÉNDICE C

Tabla de presiones manométricas en el pistón en función del giro del cigüeñal para la compresión y expansión

ϕ [°]	P [bar]g	ϕ [°]	P [bar]g	ϕ [°]	P [bar]g	ϕ [°]	P [bar]g
180	1,04	270	4,03	360	127,42	450	16,28
185	1,04	275	4,68	365	140,87	455	14,84
190	1,04	280	5,41	370	149,08	460	13,65
195	1,06	285	6,38	375	148,12	465	12,64
200	1,06	290	7,51	380	136,08	470	11,78
205	1,14	295	8,96	385	117,8	475	11,02
210	1,25	300	10,75	390	98,17	480	10,37
215	1,25	305	13,04	395	80,89	485	9,87
220	1,36	310	16,12	400	66,72	490	9,4
225	1,48	315	19,98	405	55,38	495	8,96
230	1,64	320	25,03	410	46,55	500	8,6
235	1,8	325	31,83	415	39,54	505	8,26
240	1,98	330	40,85	420	33,83	510	7,84
245	2,2	335	52,63	425	29,21	515	7,41
250	2,47	340	67,46	430	25,48	520	6,93
255	2,73	345	84,78	435	22,48	525	6,32
260	3,13	350	102,26	440	20,04	530	5,64
265	3,54	355	115,72	445	18,03	535	4,95
						540	4,29

APÉNDICE D

Modelo de cálculo computarizado de las presiones en el cilindro del motor

Cylinder Pressure in a Spark-Ignition Engine: A Computational Model

PAULINA S. KUO

The project described in this article attempts to accurately predict the gas pressure changes within the cylinder of a spark-ignition engine using thermodynamic principles. The model takes into account the intake, compression, combustion, expansion and exhaust processes that occur in the cylinder. Comparisons with actual pressure data show the model to have a high degree of accuracy. The model is further evaluated on its ability to predict the angle of spark firing and burn duration.

Introduction

Gas pressure in the cylinder of an engine varies throughout the Otto four-stroke engine cycle (see ref. 1 for an elaboration of this process). Work is done on the gases by the piston during compression and the gases produce energy through the combustion process. These changes in energy combined with changes in the volume of the cylinder lead to fluctuations in gas pressure. The ability to accurately predict the pressure allows for better understanding of the processes taking place in the cylinder such as the interactions between the gases, oil film, piston and liner. In the first phase of this project, a computer model was developed to predict pressure based on initial conditions and engine geometries.

A problem encountered in gathering data was the fact that the spark timings were not accurately known due to variations in engine speed. The exact moments of spark firing and cessation of combustion were unknown. Spark firing was estimated to be at 25° to 5° before top center (BTC) and the burn duration is approximately 60° to 80°. The second phase involved determining the most precise values for spark firing and burn duration by comparing the model to actual data.

The Model

The model, which was programmed in FORTRAN, predicts the cylinder pressure throughout the intake, compression, combustion, expansion and exhaust processes that make up the engine operating cycle. Pressure was modeled as a function of the angle of the crank (see ref. 1), which ran for 720 degrees per cycle or two revolutions because the crank completed two rotations per cycle. The valve and spark timings, engine geometry, engine speed and inlet pressure were entered into the model.

The individual processes of the engine cycle, intake, compression, combustion, expansion and blowdown/exhaust, are discussed below in order of occurrence.

Intake. Intake occurs between exhaust valve closing (EVC) and the start of compression. The intake valve opens before the exhaust valve closes, so there is a period of overlap during

which both valves are open. During this period, the model used an s-curve to describe the gradual transition between exhaust pressure and intake or inlet pressure. The start of compression, which marks the end of the intake process, does not necessarily occur at the same time as the close of the intake valve (IVC). The intake valve closes after bottom center (BC) while the volume in the cylinder is decreasing. The engine speed determines the point at which the fuel/air mixture stops flowing into the cylinder. At lower revolutions per minute (rpm), the start of compression is closer to IVC; at higher speeds, it is closer to BC. An s-curve approximates the angle of the start of compression as a function of engine speed.

The volume of the cylinder during intake increases as the piston descends, thereby drawing in the fuel mixture. There is little resistance to gas flow into the cylinder, which causes the pressure in the cylinder to remain relatively constant and equal to the inlet pressure.

Compression. Both the intake and exhaust valves are closed during the compression stroke so that the gases can neither enter nor exit the cylinder. The piston is moving upward, so cylinder volume decreases. Pressure increases as the gas in the cylinder is compressed. Because of the high speed of the piston, the duration of compression is short and negligible heat is lost to the walls of the cylinder. Relatively little energy is dissipated due to internal friction of the gas. Overall, there is little change in entropy during compression, and the gas behavior can be described by the equation:²

$$constant. \quad (1)$$

This equation allowed for calculation of the cylinder pressure at any crank angle during compression based on the knowledge of initial pressure and volume, P_0 and V_0 , which determine the constant. The volume of the cylinder is a direct function of crank angle, cylinder geometries, crank radius and connecting rod length (see ref. 1). The ratio of the specific heat of the fuel at constant pressure to the specific heat at constant volume is γ ; its value varies from compression to combustion to expansion. During compression, γ is approximately equal to 1.3.³

Combustion. The combustion process was described by the McCuiston, Lavoie and Kauffman (MLK) model.⁴ The mass-burn fraction, χ_b , was modeled as a function of pressures and volumes:

$$\chi_b = \frac{P V^n - P_0 V_0^n}{P_f V_f^n - P_0 V_0^n} \quad (2)$$

where P = pressure corresponding to burn fraction
 V = volume corresponding to burn fraction
 P_0 = pressure at start of combustion
 V_0 = volume at start of combustion
 P_f = pressure at end of combustion
 V_f = volume at end of combustion
 n = polytropic constant

The polytropic constant, n , is an empirically determined constant about equal to γ which has a value close to 1.25 during combustion.³

The fraction of fuel burned varies with an s-curve which runs from 0% burned at the start of combustion to 100% burned at the end of combustion. The Weibe function is an s-curve that is used to describe the burn fraction:¹

$$\chi_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (3)$$

θ_b is the angle at which combustion begins; it is about equal to the angle of spark firing. The angle of the duration of combustion is $\Delta\theta$. The constants a and m are determined experimentally. Real burn fraction curves have been fitted by the Weibe function with $a=5$ and $m=2$.

The terms in equation (2) can be rearranged to give an expression for pressure in terms of the crank angle and the conditions at the onset and end of combustion. The final conditions can be represented as functions of the initial conditions by using the fact that the gases in the cylinder act almost ideal and that negligible energy is lost or gained by the system. Since the combustion process occurs almost symmetrically about top center (TC), the volume of the cylinder at the spark is approximately equal to the volume at the end of combustion. Because the initial and final volumes are about equal, little net work is done on the piston and the change in temperature between the spark and end of combustion is due to the burning of the fuel.

According to the ideal gas law, the gas pressure at the end of combustion, P_r is a function of the gas constant of the fuel, mass of the gases, temperature, and volume. The gas constant of the fuel is equal to the universal gas constant divided by the molar mass of the fuel. The total mass of the gas mixture was calculated at IVC, just when the cylinder is sealed, by using the ideal gas law. Temperature at the end of combustion was estimated using the assumption that nearly all of the chemical energy of the fuel caused a temperature change of the gases. This idea is expressed in the following equation:⁵

$$m_{total} c_v (T_f - T_{spark}) = C m_{fuel} Q_{HV} \quad (4)$$

where m_{total} = total mass of gases in the cylinder
 c_v = specific heat of gas mixture at constant vol.
 T_f = temperature at the end of combustion
 T_{spark} = temperature at the start of combustion
 C = coefficient for unburned fuel
 m_{fuel} = mass of fuel in the cylinder
 Q_{HV} = heating value of the fuel

The temperature at the spark was calculated by applying the ideal gas law to the conditions at the end of compression. The constant C took into account the fact that not all of the fuel was burned and thus not all of the chemical energy available was changed into thermal energy; C is approximately 0.95. The mass of the fuel was calculated by using the air-to-fuel ratio and noting that the total mass is equal to the mass of air plus the mass of fuel. The heating value is a constant dependent upon the type of fuel used. For gasoline, the heating value is about 44 megajoules per kilogram.

Expansion. The end of combustion occurs slightly after TC at which point expansion begins. The pressure of the burned

gases drives the piston down, does work by turning the crankshaft and, in turn, provides power to the car. During expansion, the heat transferred to the cylinder liner is small compared to the work done. Energy lost to internal friction of the gas is also minimal. The gas behavior was described by equation (1) which is also used to model the compression process. The conditions at the end of combustion determined the constant term. During expansion, γ has a value of about 1.48.³

Blowdown and Exhaust. Exhaust valve opening (EVO) occurs before the crank reaches BC. At this point, the pressure in the cylinder is much greater than the exhaust system pressure. The higher pressure in the cylinder helps push the burnt gases out of the cylinder. The process by which the pressure aids in the expulsion of burnt gases is called blowdown. The flow of the gases can be described by a model of gas flow through an orifice where the valve acts like the flow restriction.¹ This model depends on the velocity of the gas. When the gas velocity at the smallest portion of the opening, the throat, is equal to the speed of sound, the flow is said to be choked. The flow rate under choked flow is described by:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_T P_0}{\sqrt{RT_0}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (5)$$

where \dot{m}_{real} = real mass flow rate
 C_D = discharge coefficient
 A_T = cross-sectional area of throat
 P_T = pressure at throat
 P_0 = pressure in the cylinder
 T_0 = temperature in the cylinder
 R = characteristic gas constant of the exiting gases
 γ = ratio of specific heats of the exiting gases

Subsonic flow is described by the equation:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_T P_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right]^{1/2} \left(\frac{P_T}{P_0} \right) \quad (6)$$

The discharge coefficient is an experimentally determined constant which relates the effective throat area to the actual throat area. It is roughly equal to 0.7. Secondary flow near the throat cause the main flow to pass through a smaller area than the actual cross-sectional area of the throat. The pressure at the throat is equal to that of the gases in the exhaust system. \dot{m} , P_0 and T_0 are variable but can be related by the ideal gas law:

$$P_0 V = m R T_0 \quad (7)$$

and the isentropic process gas model:²

$$\frac{T_0}{P_0^{1/\gamma}} = \text{constant} \quad (8)$$

These models are valid because there is negligible entropy change in the system and the gases in the cylinder do not deviate far from ideal behavior.

The resultant equation is a differential equation where the mass flow rate, \dot{m} , is dependent on the mass of the gases in the cylinder, m . The value of m is computed numerically by using the three-step Runge-Kutta algorithm and then used to find the gas pressure.

The flow of the gases depends on the area of the opening of the exhaust valve. This area changes as the valve is pushed open and closed. It increases quickly to a maximum, reaches a plateau and falls off again as the valve closes. The maximum area is determined mainly by the shape of the duct to the exhaust system. Pressure in the cylinder settles down to the exhaust system pressure as the exhaust valve remains open. The valve closes after TC after the next engine cycle has begun.

The exhaust system pressure is a function of engine speed. There are several barriers to the exiting gas in the exhaust system, such as the catalytic converter and the muffler, which resist the flow of the burnt gases and cause the pressure in the exhaust system to increase roughly as the square of the speed of the exiting gases. The speed of the gases is directly proportional to the engine speed. Generally, the exhaust pressure is between 1 atmosphere (atm) and 1.5 atm.

Model Evaluation

Data was collected from a Renault production engine at different engine speeds and inlet pressures. The geometries of the engine were entered into the model and the model was then used to predict the pressure in the cylinder. Specifications of the test engine are located in Appendix A. The angle of spark firing and burn duration angle were not explicitly known. Reasonable estimates for the timing were made from prior experiences and by visual approximation.

The model was fairly accurate in its cylinder pressure predictions. It was tested with engine pressure data at 2000 rpm full load (FL), 2000 rpm half load (HL), 4000 rpm FL, and 4000 rpm HL. The first figure in Appendix B plots the actual and model data at 4000 rpm FL. Of the four trials, the model deviated the most at 4000 rpm FL. The differences of all four trials between the model data and the actual data are shown in the second figure of Appendix B. Differences were greatest at higher rpm and greater load.

Under full load, the inlet pressure was about 1 atm and 0.5 atm at half load. The spark timing was changed from model to model. Generally, an increase in engine speed was accompanied by earlier spark firing and longer combustion duration. An increase in inlet pressure meant that the spark fired later, and the burn duration was shorter. The exact values of the inlet pressure in kilopascals (kPa) and the spark timing used in each model are given in Table 1.

The model results were compared to actual engine data. Differences in P_{spark} , $\theta_{peak\ pressure}$, P_{peak} and P_{EVO} were recorded and analyzed. The accuracy of P_{spark} is a measure of the performance of the compression model. Discrepancies in $\theta_{peak\ pressure}$ and P_{peak} gauge the model of combustion while P_{EVO} shows how well the expansion model described the expansion process. Tables 2 through 5 show the performance of the model under different engine conditions.

The compression model produced pressure values slightly greater than the actual values. The percent error of P_{spark} was around 10%. In an actual engine, some energy is lost during the compression process. Because the energy loss was not taken into account in the model, the pressure predictions at the spark firing angle were larger than the actual pressure values.

In some trials, the predicted angle of peak pressure in the model was less than the actual angle. Because the encoder on the engine that records the crank angle is sometimes faulty at high engine speed, the actual pressure data

Trial	P_{in} (kPa)	θ_{spark}	θ_{burn}
2000 HL	81.7	19° BTC	11°
2000 FL	172.2	10° BTC	0°
4000 HL	45.0	21° BTC	0°
4000 FL	100.2	21° BTC	0°

Table 1. Model inputs. BTC stands for "before top center."

	Actual	Simulation	Difference
P_{spark} (kPa)	890	975	9.5%
$\theta_{peak\ pressure}$	16° ATC	16° ATC	0°
P_{peak}	3050	3050	0%
P_{EVO}	268	253	-5.6%

Table 2. Analysis of 2000 rpm HL. ATC stands for "after top center."

	Actual	Simulation	Difference
P_{spark} (kPa)	1710	1975	11.3%
$\theta_{peak\ pressure}$	22° ATC	22° ATC	0°
P_{peak}	3760	3760	0%
P_{EVO}	464	426	-8.2%

Table 3. Analysis of 2000 rpm FL. ATC stands for "after top center."

	Actual	Simulation	Difference
P_{spark} (kPa)	546	494	-9.5%
$\theta_{peak\ pressure}$	11° ATC	8° ATC	-3°
P_{peak}	2720	2710	-0.3%
P_{EVO}	221	164	-25.8%

Table 4. Analysis of 4000 rpm HL. ATC stands for "after top center."

	Actual	Simulation	Difference
P_{spark} (kPa)	1420	1280	-9.9%
$\theta_{peak\ pressure}$	20° ATC	13° ATC	-7°
P_{peak}	5320	5280	-0.8%
P_{EVO}	585	400	-31.6%

Table 5. Analysis of 4000 rpm FL. ATC stands for "after top center."

may be slightly inaccurate. The peak pressure was usually accurate but was at times lower than the actual value. These variations were, in part, due to the uncertainties in the angle spark firing and burn duration.

The cylinder pressure at EVO was the most variable. The model incorporated a representation for blowdown, which caused a visible drop off at EVO in the plots of the model, but the actual data did not show such a large decrease. The differences were more pronounced in the trials at higher engine speeds. These discrepancies in pressure during combustion and expansion were partially due to the mechanics of the pressure transducer. The transducer does not work well at high temperatures or at quickly changing temperatures. Because of the rapidly changing conditions in the cylinder, it may not have recorded all the changes in pressure during blowdown.

Another reason for the differences is the inaccuracy of the function that describes the area of the valve opening.

Load	P_{in} (kPa)
Quarter load	50
Half load	100
Three-quarters load	150
Full load	200

Table 6. Load inlet pressures.

Load	θ_{spark}	$\Delta\theta$	Area Under Curve	Percent Error
Quarter load	10.5	1.5	1.0000	0.0%
Half load	12.5	1.5	1.0000	0.0%
Three-quarters load	14.5	1.5	1.0000	0.0%
Full load	16.5	1.5	1.0000	0.0%

Table 7. Optimal spark timings. BTC stands for "before top center."

Without actually measuring the area of the valve opening in the test engine, it is impossible to predict the changes in the size of the opening. Valves can be opened by more than one mechanism. The valves are opened at different rates, depending on the mechanism. Hence, the time it takes for the area to reach the maximum varies from engine to engine. The curve that predicted the area of the valve opening may have been incorrect for the test engine.

On the whole, the model predicted the pressure in the cylinder fairly accurately. The shape of the curve was well matched with the actual data. Pressure rose through compression, peaked during combustion and fell during expansion and blowdown. The standard deviation of the model was 1.33 for 2000 HL, 2.40 for 2000 FL, 3.13 for 4000 HL and 8.61 for 4000 FL. Considering that the pressure varies from 50 kPa to 5000 kPa, the model was very accurate.

Spark and Burn Duration Determination

The exact angle of spark firing and duration of combustion were not known. The engine cycles are completed extremely quickly and the spark timing varies slightly each cycle which made it difficult to accurately measure the spark timing. By varying spark firing and burn duration inputs of the model, the best fit curve was obtained that gave a prediction of the spark timing.

Data Fitting. The error of the model is calculated by an sum of the differences between the real and model pressure values:

$$error = \sqrt{\sum_{i=0}^{720} (P_{model}(\theta_i) - P_{actual}(\theta_i))^2} \quad (9)$$

Data was sampled at integral crank angles. The error was minimized to find optimal values for the angle of spark firing and burn duration. Pressure data came from a Renault production engine (see Appendix A for specifications). The pressure measurements were taken at 2000 rpm under quarter load, half load, three-quarters load and full load. The inlet pressures corresponding to the loads are given in Table 6.

The optimal angle of spark firing, θ_{spark} , and burn duration, $\Delta\theta$, for the sets of pressure data are given in Table 7. The error, approximate area of the actual pressure curve and the error as a percentage of the area are also given in the table.

The percent error of the model was approximately 0.5% for all the trials. Error increases with higher inlet pressures because of the greater pressures in the data.

Spark and Burn Duration Evaluation. The results of the spark firing and burn duration determination are shown in Table 7. Generally, the burn duration angle increases with load and, with the exception of the quarter load data, the angle spark firing becomes later with increasing load. The

delay in spark firing as the inlet pressure increases is expected, however, the increase in burn duration goes against the predicted trend.

In the model, an increase in inlet pressure is reflected as a larger pressure at the spark and a greater mass of fuel in the cylinder. With more fuel to burn, the model lengthens the burn time. Burn duration is decreased only slightly by the increase in pressure at the spark.

In actuality, an increase in the initial pressure during combustion can greatly alter the way the fuel burns. Higher pressure in a limited volume means that the temperature in the cylinder is higher and that the fuel and air molecules are more reactive. The mixture burns faster, so the burn duration becomes shorter. The delayed spark firing takes advantage of the more reactive nature of the fuel to get more power out of the stroke.

The model does not take into account the increased temperature at the spark. The reactivity of the fuel is not a factor in the MLK combustion relation that is used by the model. Under higher inlet pressure, the gases in the cylinder are hotter throughout combustion and the combustion, which is an oxidation reaction, occurs faster. This increase in reaction rate is due to the increased kinetic energy so it takes a smaller amount of additional energy to reach the activation energy for the reaction.⁶

The MLK and similar burn fraction models were originally formulated from burn profile pictures. These relations were empirically determined by observing the photographs, which means that the models were not based on principles of thermodynamics. This fact caused the error in the model. An improvement would be to find a combustion model based on the work-energy theorem where pressure and temperature are related to the total energy of the system.

Summary

This model predicts the pressure of the gas in a cylinder by incorporating the isentropic gas process model, the McCuiston, Lavoie and Kauffman model and the gas flow through an orifice model. It predicts the pressure in the cylinder fairly accurately. The most significant weakness of the model is that it does not take the changes in fuel reactivity during combustion into account. However, the model is simple and can be used to give quick estimates of pressure for other models, such as oil film thickness.

Acknowledgments

This project would not have been possible without the help and advice of Professor John Heywood and Tian Tian at the Sloan Automotive Laboratory at MIT. Thanks also go to Bouke Noordzij and Peter Hinze for supplying engine data. The author is grateful to Mr. Don Hyatt for providing the use of the Thomas Jefferson High School Computer Systems lab. Lastly, the author thanks Dr. John Dell for his support and help through all the difficulties.

References

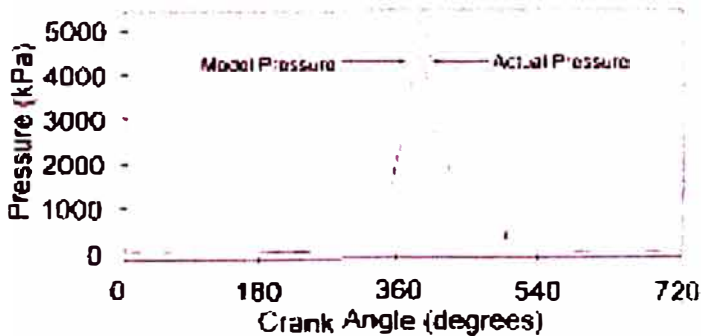
- (1) Heywood, J. B. 1988. *Internal Combustion Fundamentals* (New York: McGraw-Hill, Inc.).
- (2) Gyftopoulos, E. P., and G. P. Beretta. 1991. *Thermodynamics: Foundations and Applications* (New York: Macmillan Publishing Company).
- (3) Cheung, H. M., and J. B. Heywood. 1993. "Evaluation of a One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data." SAE paper 932749.
- (4) Amann, C. 1985. "Cylinder-Pressure Measurement and Its Use in Engine Research." SAE paper 852067.
- (5) This equation was suggested by Professor John Heywood.
- (6) Rossotti, H. 1993. *Fire* (New York: Oxford University Press).

Appendix A: Renault Engine Specifications

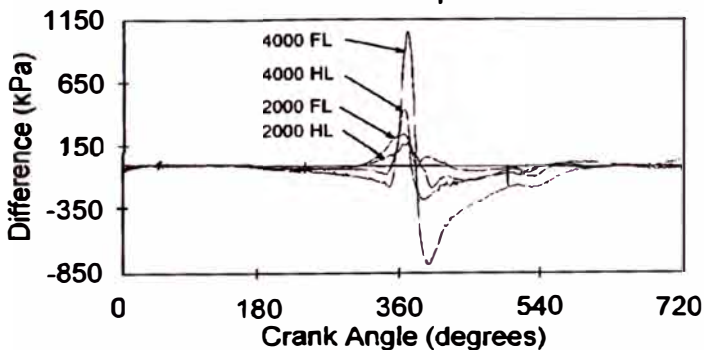
Bore	83 mm
stroke	93 mm
compression ratio	9.8
ratio connecting rod to crank radius	3.2
IVC	5° BTC
IVC	45° AHC
EVO	52° BDC
EVC	1° AHC

Appendix B: Graphical Comparisons

Full Load Comparison
4000 rpm, 100.2 kPa inlet pressure



Error Comparison



APÉNDICE E

Ficha técnica del motor Scania DI 16
43M



Document type
TEST RESULT

Title
Engine test results

File name
protocolo EN1087299.docx

Date
2011-09-22

Issue
2

Info class
Internal
Page
1(1)

Approved by (department acronym, name)

KESA Lars Eklund

Issued by (department acronym name phone)

KESA Pasi Riihimäki 823 62

To (department acronym name)

For information (department acronym name)

Engine test results

- Important to notify that the information in the engine test protocols is only for Scania internal use.

Output corrections

- For a new engine the brake output delivered may deviate from “sold output”.
 - Single speed Engines permits a tolerance of 0+3%.
 - All speed Engines permits a tolerance of ±3%.

Important data from engine test.

Date	Engine number	Engine type	Other
2011-09-22	1087299	DI16 43M	

RPM	Power (kw)	*Power, corrected (kw)	Fuel consumption (mg/stroke)	Boost (Bar)	Oil pressure (Bar)
1500	373	396	214	1,3	4,4
1800	418	444	199	1,6	4,6
Fuel temperature (C)		Charge air temperature (C)	Exhaust temp (C)	Coolant temperature (C)	
36		-	461	74	
36		-	422	75	

*All Scania engines are tested with low density fuel (City diesel). To get the correct values from the internal engine test protocols the figures must be multiplied by 1.06 = (6%).



SCANIA

Scania Engines

*Marine all-speed diesels
16-Series*

*DHM
Section 6.*

Latest modification date: 090909

Basic data

General

Configuration and number of cylinders	90° V8
Working principle	4 stroke
Bore x stroke	mm	127 x 154
Displacement	dm ³	15,6
Compression ratio	16:1
Firing order	1 - 5 - 4 - 2 - 6 - 3 - 7 - 8
Piston speed		
at 1500 r/min	m/s	7,70
at 1800 r/min	m/s	9,24
Rotation, seen from flywheel end	Counter clockwise
Moment of inertia		
with flywheel for 14" coupling	kgm ²	3,3
Number of teeth on flywheel ring gear		163
Weight approx., excl. oil and coolant		
without heat exchanger	kg	1495
with heat exchanger	kg	1590

Lubrication

Oil capacity, depending on oil sump	dm ³	35
Oil consumption	g/kWh	< 0,3
Oil change intervals	h	400
Oil grade	At least: ACEA E3, E4 or E5
Oil Pressure		
Normal	bar	3 - 6
Minimum permitted	bar	0,7
Oil temperature		
Normal	°C	90 - 110
Oil cleaner		Centrifugal
Filtration	Micron	5 - 7
Oil filter		Paper, full flow
Oil cooler		Water cooled/Full flow



Injection system

Type	Electronic Unit Injectors
Governor	Scania Engine Management System (EMS)
Fuel filter	Paper filter element
Fuel pre-filter with water separator	Paper filter element

Cooling system

Coolant volume, with heat exchanger	dm ³	approx. 80
Coolant volume, without heat exchanger	dm ³	approx. 68
Coolant temperature	°C	75 - 85
Number of thermostats	2
Opening temperature	°C	75

Intake system

Permissible pressure drop in intake system with cleaned or new filter	mmWc	300
Permissible pressure drop in intake system with blocked (dirty) filter	mmWc	500

Electric system, optional equipment

Type	2-pole, 24 V, DC
Starter, standard equipment	2-pole, 24 V - 6.7 kW
Alternator, standard equipment	2-pole, 28 V - 140 A



atest modification date: 091123

Technical data

DI16 43M with (10-58) or without (10-35) heat exchanger

Engine speed	r/min	1200	1500	1800
Gross power	kW (hp)	300 (408)	398 (541)	441 (600)
Gross torque	Nm (kpm)	2387 (243)	2534 (258)	2340 (239)
Spec. fuel consumption	g/kWh (g/hph)			
full load		208 (153)	201 (148)	201 (148)
3/4 load		204 (150)	201 (148)	199 (146)
1/2 load		203 (149)	204 (150)	202 (149)
Heat rejection	kW			
to cooling water		247	293	334
to exhaust gas		186	256	280
to surrounding air		22	20	21
Heat rejection in water circuit for charge air cooler *	kW	21	40	58
Max charge air inlet temperature	°C	49	58	65
Recomm. water inlet temperature	°C	40	46	51
Air consumption	kg/min	19	29	38
Exhaust flow	kg/min	20	30	39
Exhaust temperature	°C	540	487	424
Test conditions: ISO 3046.				

* *This value is included in the value of heat rejection to cooling water*

Rating:

ICFN (Workboat continuous):

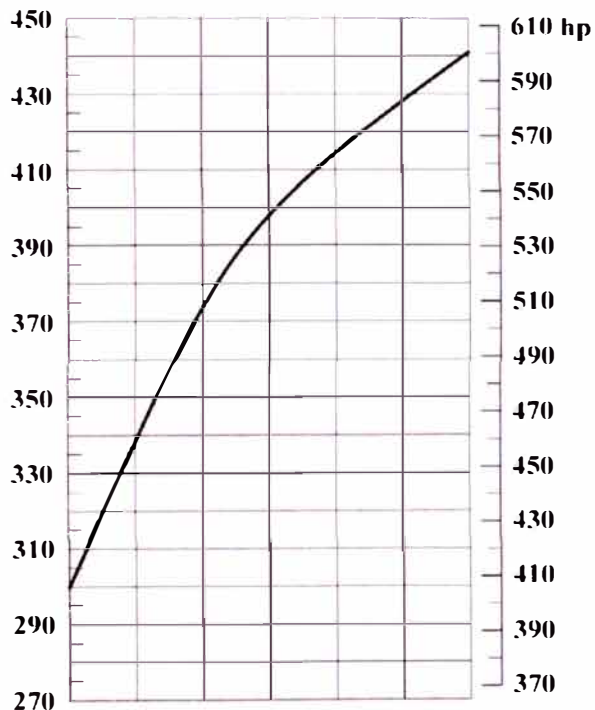
Rated power available 1 h / 1 h. Unlimited h/year service time at a total load factor of 100%.



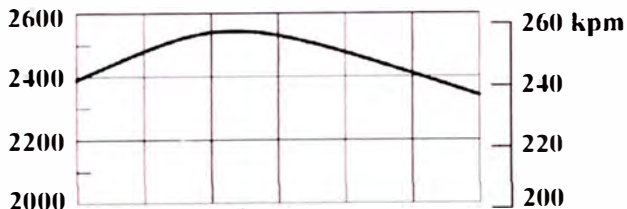
Performance graph

DI16 43M with (10-58) or without (10-35) heat exchanger

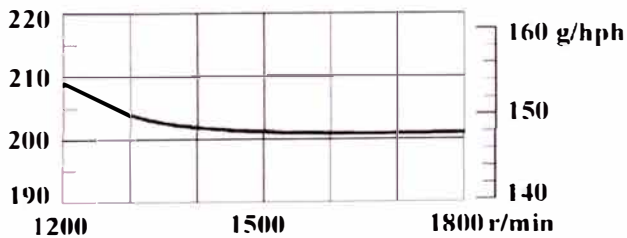
OUTPUT kW
 $kW \times 1.36 = hp$



TORQUE Nm
 $\frac{Nm}{9.81} = kpm$



Spec. fuel consumption g/kWh
 $\frac{g \cdot kWh}{1.36} = g/hph$



APÉNDICE F

Tabla de presiones absolutas en el
pistón en función del giro del cigüeñal
para el ciclo completo

ϕ [°]	P [bar]g	ϕ [°]	P [bar]g	ϕ [°]	P [bar]g	ϕ [°]	P [bar]g
0	2,05	-	-	-	-	-	-
5	2,05	185	2,05	365	141,88	545	4,47
10	2,05	190	2,05	370	150,09	550	4,35
15	2,05	195	2,07	375	149,13	555	4,24
20	2,05	200	2,07	380	137,09	560	4,16
25	2,05	205	2,15	385	118,81	565	4,10
30	2,05	210	2,26	390	99,18	570	4,05
35	2,05	215	2,26	395	81,90	575	4,02
40	2,05	220	2,37	400	67,73	580	4,00
45	2,05	225	2,49	405	56,39	585	4,00
50	2,05	230	2,65	410	47,56	590	4,01
55	2,05	235	2,81	415	40,55	595	4,04
60	2,05	240	2,99	420	34,84	600	4,08
65	2,05	245	3,21	425	30,22	605	4,14
70	2,05	250	3,48	430	26,49	610	4,21
75	2,05	255	3,74	435	23,49	615	4,30
80	2,05	260	4,14	440	21,05	620	4,40
85	2,05	265	4,55	445	19,04	625	4,52
90	2,05	270	5,04	450	17,29	630	4,65
95	2,05	275	5,69	455	15,85	635	4,79
100	2,05	280	6,42	460	14,66	640	4,95
105	2,05	285	7,39	465	13,65	645	5,11
110	2,05	290	8,52	470	12,79	650	5,27
115	2,05	295	9,97	475	12,03	655	5,43
120	2,05	300	11,76	480	11,38	660	5,57
125	2,05	305	14,05	485	10,88	665	5,67
130	2,05	310	17,13	490	10,41	670	5,72
135	2,05	315	20,99	495	9,97	675	5,67
140	2,05	320	26,04	500	9,61	680	5,50
145	2,05	325	32,84	505	9,27	685	5,17
150	2,05	330	41,86	510	8,85	690	4,63
155	2,05	335	53,64	515	8,42	695	3,89
160	2,05	340	68,47	520	7,94	700	2,99
165	2,05	345	85,79	525	5,24	705	2,05
170	2,05	350	103,27	530	5,00	710	2,05
175	2,05	355	116,73	535	4,79	715	2,05
180	2,05	360	128,43	540	4,62	720	2,05

APÉNDICE G

Tabla de fuerzas y momentos en el
mecanismo biela manivela para un
cilindro

ϕ [°]	Fza. Inercial	Fza. Gases	Fza. Total	Torque
	[N]	[N]	[N]	[N·m]
0	-22,797	2,601	-20,197	0
5	-22,654	2,601	-20,053	-172
10	-22,226	2,601	-19,625	-335
15	-21,522	2,601	-18,922	-479
20	-20,557	2,601	-17,956	-597
25	-19,347	2,601	-16,747	-683
30	-17,918	2,601	-15,317	-733
35	-16,295	2,601	-13,694	-744
40	-14,510	2,601	-11,909	-716
45	-12,594	2,601	-9,993	-652
50	-10,582	2,601	-7,982	-556
55	-8,510	2,601	-5,909	-433
60	-6,412	2,601	-3,811	-290
65	-4,321	2,601	-1,721	-134
70	-2,271	2,601	329	26
75	-291	2,601	2,310	184
80	1,593	2,601	4,194	334
85	3,359	2,601	5,960	468
90	4,987	2,601	7,588	584
95	6,463	2,601	9,064	678
100	7,779	2,601	10,380	749
105	8,928	2,601	11,529	795
110	9,912	2,601	12,512	819
115	10,733	2,601	13,333	820
120	11,399	2,601	13,999	803
125	11,921	2,601	14,522	769
130	12,314	2,601	14,915	721
135	12,594	2,601	15,195	664
140	12,778	2,601	15,378	598
145	12,884	2,601	15,484	527
150	12,931	2,601	15,531	453
155	12,936	2,601	15,537	377
160	12,916	2,601	15,517	301
165	12,885	2,601	15,485	225
170	12,854	2,601	15,454	150
175	12,831	2,601	15,432	75
180	12,823	2,601	15,424	0
185	12,831	2,601	15,432	-75
190	12,854	2,601	15,454	-150
195	12,885	2,626	15,511	-226
200	12,916	2,626	15,542	-302
205	12,936	2,727	15,664	-380
210	12,931	2,867	15,798	-461
215	12,884	2,867	15,751	-536
220	12,778	3,006	15,784	-614
225	12,594	3,158	15,752	-688
230	12,314	3,361	15,675	-758
235	11,921	3,563	15,485	-820
240	11,399	3,791	15,190	-871

ϕ [°]	za. Inercia	Fza. Gase	Fza. Total	Torque
	[N]	[N]	[N]	[N·m]
-	-	-	-	-
245	10,733	4,070	14,803	-911
250	9,912	4,412	14,324	-937
255	8,928	4,742	13,670	-943
260	7,779	5,248	13,027	-940
265	6,463	5,768	12,231	-915
270	4,987	6,388	11,375	-876
275	3,359	7,212	10,571	-831
280	1,593	8,136	9,730	-774
285	-291	9,365	9,074	-724
290	-2,271	10,797	8,525	-676
295	-4,321	12,633	8,312	-649
300	-6,412	14,901	8,489	-645
305	-8,510	17,802	9,292	-680
310	-10,582	21,704	11,121	-774
315	-12,594	26,593	13,999	-913
320	-14,510	32,990	18,481	-1111
325	-16,295	41,604	25,309	-1374
330	-17,918	53,031	35,113	-1680
335	-19,347	67,953	48,606	-1983
340	-20,557	86,739	66,183	-2202
345	-21,522	108,680	87,158	-2207
350	-22,226	130,823	108,597	-1852
355	-22,654	147,874	125,220	-1075
360	-22,797	162,695	139,898	0
365	-22,654	179,733	157,079	1348
370	-22,226	190,133	167,907	2864
375	-21,522	188,917	167,395	4238
380	-20,557	173,665	153,109	5093
385	-19,347	150,509	131,161	5351
390	-17,918	125,642	107,724	5153
395	-16,295	103,752	87,457	4749
400	-14,510	85,802	71,293	4285
405	-12,594	71,437	58,843	3838
410	-10,582	60,251	49,669	3457
415	-8,510	51,371	42,861	3138
420	-6,412	44,138	37,726	2868
425	-4,321	38,286	33,964	2651
430	-2,271	33,561	31,289	2481
435	-291	29,760	29,469	2351
440	1,593	26,669	28,263	2247
445	3,359	24,123	27,482	2160
450	4,987	21,906	26,893	2071
455	6,463	20,082	26,546	1987
460	7,779	18,575	26,354	1901
465	8,928	17,295	26,224	1809
470	9,912	16,206	26,117	1709
475	10,733	15,243	25,976	1598
480	11,399	14,420	25,818	1481

ϕ [°]	za. Inercia	Fza. Gase	Fza. Total	Torque
	[N]	[N]	[N]	[N·m]
-	-	-	-	-
485	11,921	13,786	25,708	1361
490	12,314	13,191	25,505	1234
495	12,594	12,633	25,227	1102
500	12,778	12,177	24,955	970
505	12,884	11,747	24,631	838
510	12,931	11,215	24,146	704
515	12,936	10,670	23,606	573
520	12,916	10,062	22,978	446
525	12,885	9,289	22,174	322
530	12,854	8,428	21,281	206
535	12,831	7,554	20,385	99
540	12,823	6,718	19,541	0
545	12,831	5,665	18,496	-90
550	12,854	5,507	18,361	-178
555	12,885	5,377	18,261	-266
560	12,916	5,271	18,187	-353
565	12,936	5,189	18,125	-440
570	12,931	5,128	18,059	-527
575	12,884	5,088	17,972	-612
580	12,778	5,068	17,845	-694
585	12,594	5,066	17,660	-771
590	12,314	5,084	17,398	-842
595	11,921	5,120	17,041	-902
600	11,399	5,174	16,573	-950
605	10,733	5,247	15,980	-983
610	9,912	5,339	15,251	-998
615	8,928	5,449	14,378	-992
620	7,779	5,578	13,357	-964
625	6,463	5,725	12,188	-912
630	4,987	5,889	10,876	-837
635	3,359	6,070	9,429	-741
640	1,593	6,265	7,858	-625
645	-291	6,468	6,177	-493
650	-2,271	6,675	4,403	-349
655	-4,321	6,874	2,552	-199
660	-6,412	7,050	638	-49
665	-8,510	7,182	-1,328	97
670	-10,582	7,241	-3,341	233
675	-12,594	7,186	-5,408	353
680	-14,510	6,971	-7,539	453
685	-16,295	6,544	-9,751	529
690	-17,918	5,864	-12,054	577
695	-19,347	4,924	-14,423	588
700	-20,557	3,783	-16,773	558
705	-21,522	2,601	-18,922	479
710	-22,226	2,601	-19,625	335
715	-22,654	2,601	-20,053	172
720	-22,797	2,601	-20,197	0

APÉNDICE H

Propiedades del aire y de los gases
de escape durante la admisión y
escape

Presión atmosférica

$$P_{adm} = 101300 \text{ Pa}$$

Constante univ. de los gases

$$R_u = 8314,41 \frac{\text{J}}{\text{kmol}\cdot\text{K}}$$

Cp/Cv del aire

$$K_{aire} = 1,4$$

Constante del aire

$$R_{aire} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Cp/Cv de los gases

$$K_{esc} = 1,3$$

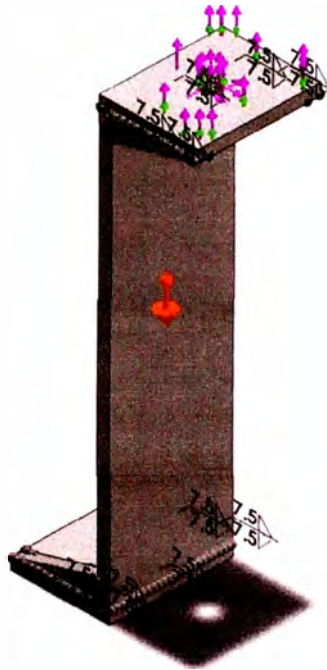
Constante de los gases

$$R_{es} = 277,147 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

APÉNDICE I


Resultados del análisis por elementos
finitos del soporte con refuerzos
originales

Información de modelo








Nombre del modelo: ensamble soporte
Configuración actual: Predeterminado


Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:9.57307 kg Volumen:0.0012195 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:93.8161 N	C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid\columna .SLDPRT Nov 16 12:27:49 2012



<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:2.09911 kg Volumen:0.000267402 m³ Densidad:7850 kg/m³ Peso:20.5713 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid\placa inferior.SLDPRT Nov 16 12:27:49 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:2.07872 kg Volumen:0.000264805 m³ Densidad:7850 kg/m³ Peso:20.3714 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid\placa superior.SLDPRT Nov 16 12:27:49 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:0.185456 kg Volumen:2.3625e-005 m³ Densidad:7850 kg/m³ Peso:1.81747 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid\refuerzo .SLDPRT Nov 23 15:00:26 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:0.185456 kg Volumen:2.3625e-005 m³ Densidad:7850 kg/m³ Peso:1.81747 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid\refuerzo .SLDPRT Nov 23 15:00:26 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:0.185456 kg Volumen:2.3625e-005 m³ Densidad:7850 kg/m³ Peso:1.81747 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid\refuerzo .SLDPRT Nov 23 15:00:26 2012</p>



<p>Saliente-Extruir1</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:0.185456 kg Volumen:2.3625e-005 m³ Densidad:7850 kg/m³ Peso:1.81747 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid\refuerzo .SLDPRT Nov 23 15:00:26 2012</p>
--	---------------	--	---

Propiedades del estudio

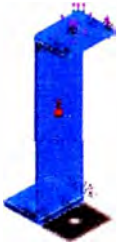
Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SolidWorks (C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid)



Unidades

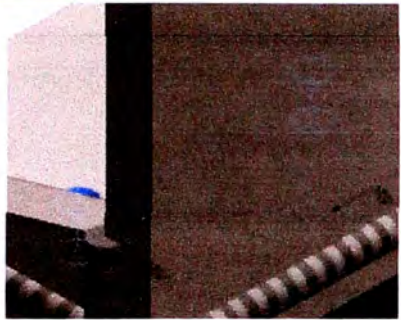
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 2.5e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.93e+010 N/m²</p>	<p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(columna-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa inferior-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa superior-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-2),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-3),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-4)</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

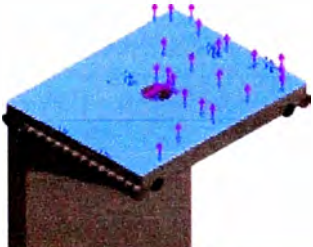


Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Bisagra fija


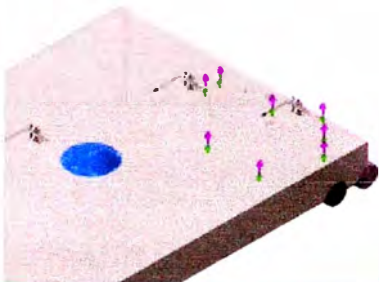
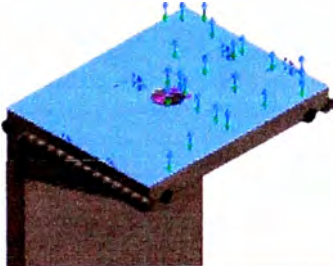
Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-1607.09	-7520.17	1833.14	7905.44
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0

Rodillo/Control deslizante-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante
------------------------------	--	--

Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0.254803	1009.54	1.043	1009.54
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Gravedad-1		<p>Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: SI</p>
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, -1607.28, -1833.24 N</p>
Fuerza-2		<p>Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: -6928.38 N</p>

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	10.0382 mm
Tolerancia	0.501912 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

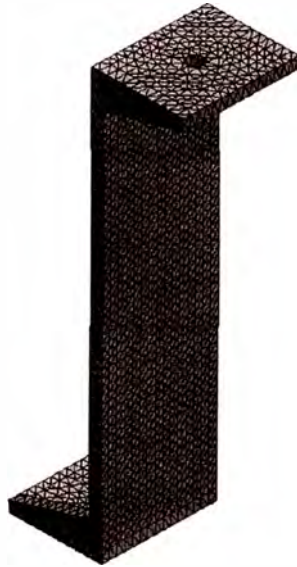
Información de malla - Detalles

Número total de nodos	24860
Número total de elementos	14527
Cociente máximo de aspecto	7.4353
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:05

Nombre de computadora:

WIN7-PC

Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla: Malla de sólido



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	-1607.34	-6510.62	1834.18	6952.41

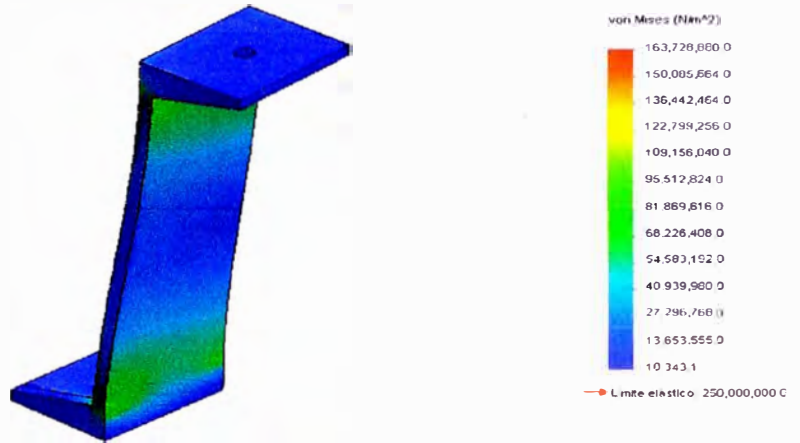
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N-m	0	0	0	0

Resultados del estudio

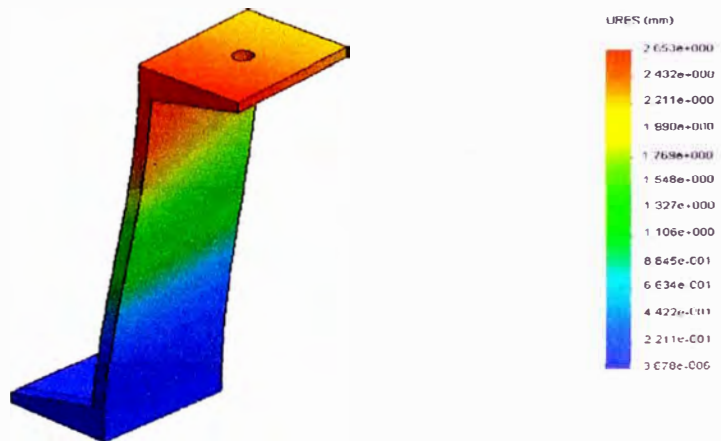
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	10343.1 N/m ² Nodo: 24500	1.63729e+008 N/m ² Nodo: 23968

Nombre de modelo: ensamble soporte
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Stress: Tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 21.8724



ensamble soporte-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

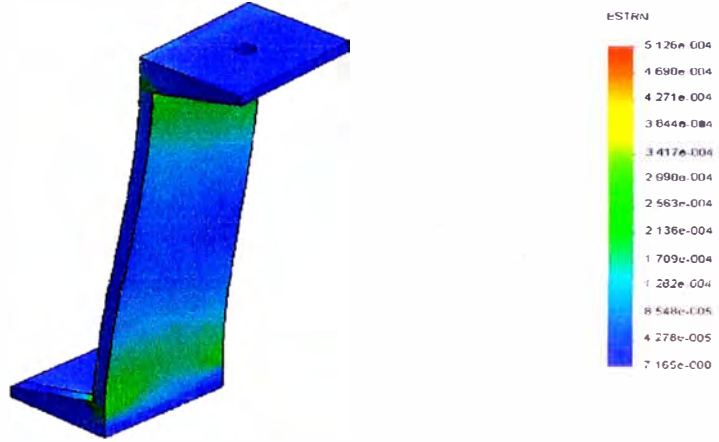
Nombre de modelo: ensamble soporte
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Desplazamiento: eslabón Desplazamientos1
 Escala de deformación: 21.8724



ensamble soporte-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7.16498e-008 Elemento: 13703	0.000512551 Elemento: 13930

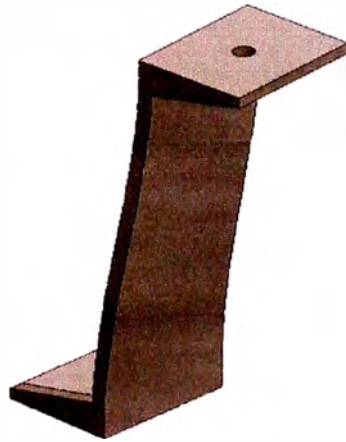
Nombre de estudio: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación uniaxial estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 21.8724



ensamble soporte-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo
Desplazamientos1{1}	Forma deformada

Nombre de estudio: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Forma deformada Desplazamientos1{1}
Escala de deformación: 21.8724

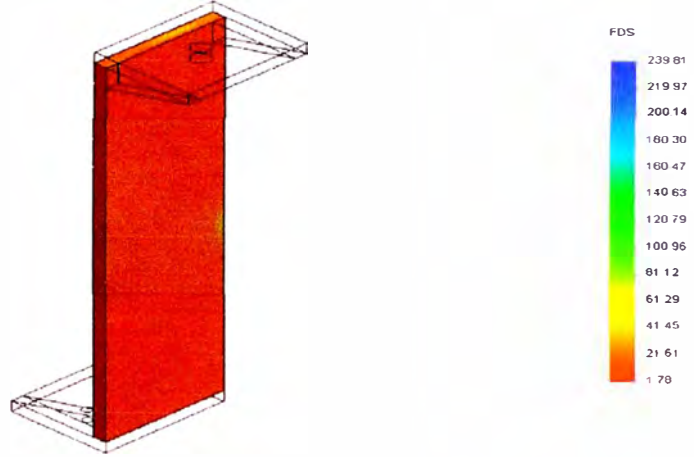


ensamble soporte-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1{1}



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
FDS columna	Tensión de von Mises máx.	1.77919 Nodo: 10370	239.808 Nodo: 10667

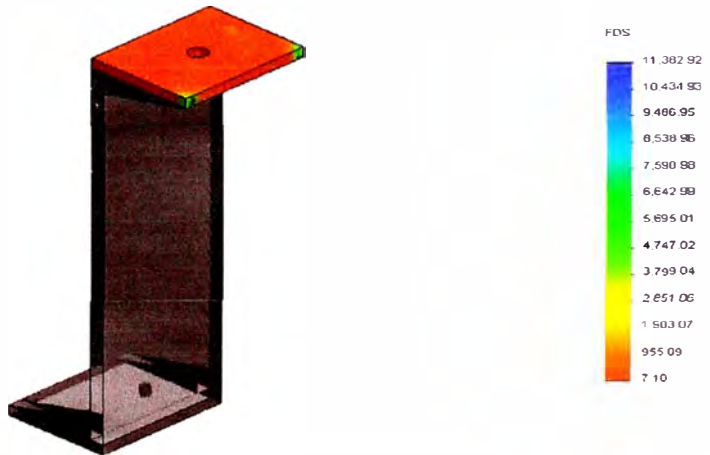
Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS columna
Criterio: Tensión von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.8



ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-FDS columna

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
FDS placa superior	Tensión de von Mises máx.	7.10181 Nodo: 10086	11382.9 Nodo: 20776

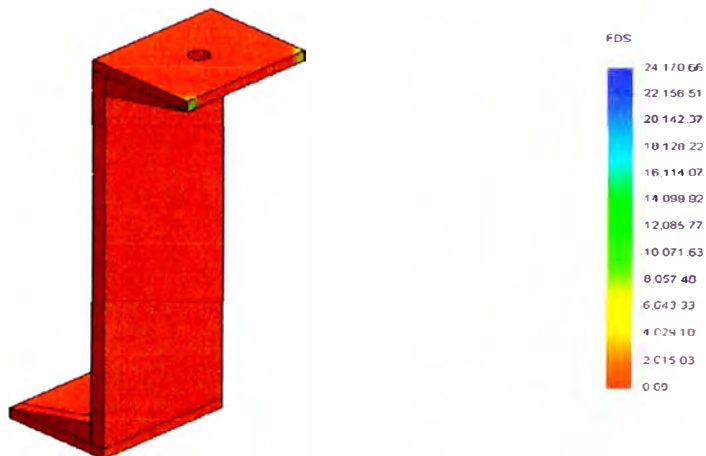
Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS placa superior
Criterio: Tensión von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 7.1



ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-FDS placa superior

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
FDS completo	Tensión de von Mises máx.	0.886257 Nodo: 947	24170.7 Nodo: 24500

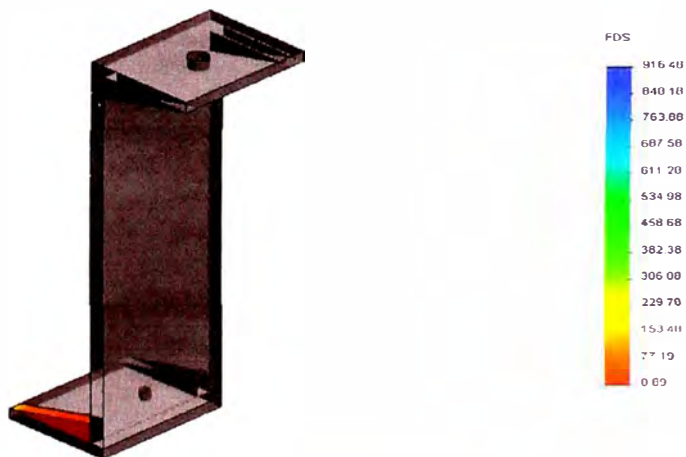
Nombre de estudio: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de Seguridad FDS completo
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.89



ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-FDS completo

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad5	Tensión de von Mises máx.	0.886257 Nodo: 947	916.478 Nodo: 16955

Nombre de estudio: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de Seguridad Factor de seguridad5
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.89



ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad5


APÉNDICE J

Resultados del análisis por elementos
finitos del soporte con refuerzos
modificados

Información de modelo



Nombre del modelo: ensamble soporte
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:9.57307 kg Volumen:0.0012195 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:93.8161 N	C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid - copia\columna.SLDPRT Nov 16 12:27:49 2012
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:2.09911 kg Volumen:0.000267402 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:20.5713 N	C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid - copia\placa inferior.SLDPRT Nov 16 12:27:49 2012



<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa: 2.07872 kg Volumen: 0.000264805 m³ Densidad: 7850 kg/m³ Peso: 20.3714 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid - copia\placa superior.SLDPRT Nov 16 12:27:49 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa: 1.21675 kg Volumen: 0.000155 m³ Densidad: 7850 kg/m³ Peso: 11.9241 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid - copia\refuerzo.SLDPRT Nov 28 01:06:32 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa: 1.21675 kg Volumen: 0.000155 m³ Densidad: 7850 kg/m³ Peso: 11.9241 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid - copia\refuerzo.SLDPRT Nov 28 01:06:32 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa: 1.21675 kg Volumen: 0.000155 m³ Densidad: 7850 kg/m³ Peso: 11.9242 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid - copia\refuerzo.SLDPRT Nov 28 01:06:32 2012</p>
<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa: 1.21675 kg Volumen: 0.000155 m³ Densidad: 7850 kg/m³ Peso: 11.9242 N</p>	<p>C:\Users\win 7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid - copia\refuerzo.SLDPRT Nov 28 01:06:32 2012</p>

Propiedades del estudio


Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SolidWorks (C:\Users\win7\Desktop\informe de suficiencia - archivos - new\planos\solid)

Unidades


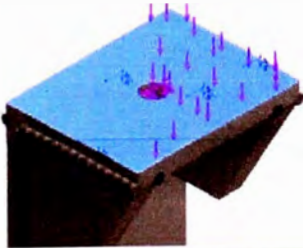
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²



Propiedades de material

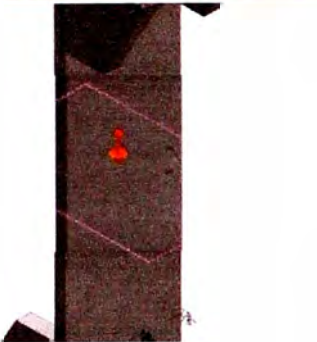

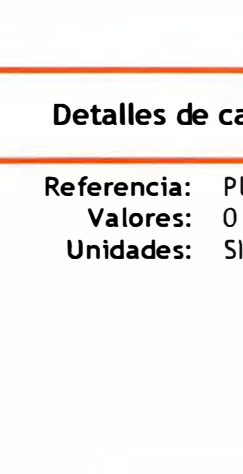
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 2.5e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.93e+010 N/m²</p>	<p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(columna-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa inferior-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa superior-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-2),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-3),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(refuerzo-4)</p>
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones


Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción															
Fijo-1		<p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Tipo: Bisagra fija</p>															
Fuerzas resultantes <table border="1"> <thead> <tr> <th>Componentes</th> <th>X</th> <th>Y</th> <th>Z</th> <th>Resultante</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Fuerza de reacción(N)</td> <td>-1607.33</td> <td>-6787.17</td> <td>1833.51</td> <td>7211.86</td> </tr> <tr> <td>Momento de reacción(N-m)</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>			Componentes	X	Y	Z	Resultante	Fuerza de reacción(N)	-1607.33	-6787.17	1833.51	7211.86	Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0
Componentes	X	Y	Z	Resultante													
Fuerza de reacción(N)	-1607.33	-6787.17	1833.51	7211.86													
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0													
Rodillo/Control deslizante-1		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Rodillo/Control deslizante</p>															

Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0.676378	14004.8	0.242635	14004.8
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Gravedad-1		<p>Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: SI</p>
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara < 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, -1607.28, -1833.24 N</p>
Fuerza-2		<p>Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 6928.38 N</p>

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	10.0382 mm
Tolerancia	0.501912 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Información de malla - Detalles

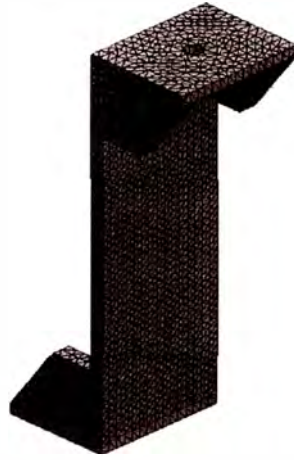
Número total de nodos	30830
Número total de elementos	18330
Cociente máximo de aspecto	3.6323
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06



Nombre de computadora:

WIN7-PC

Nombre de modelo: ensamble.scprt
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla: Malla de sólido



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	-1608.01	7217.67	1833.75	7618.6

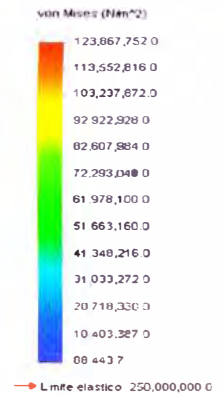
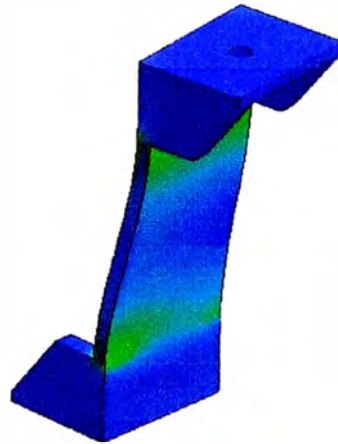
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N-m	0	0	0	0

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	88443.7 N/m ² Nodo: 16871	1.23868e+008 N/m ² Nodo: 20412

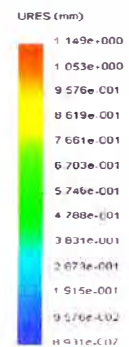
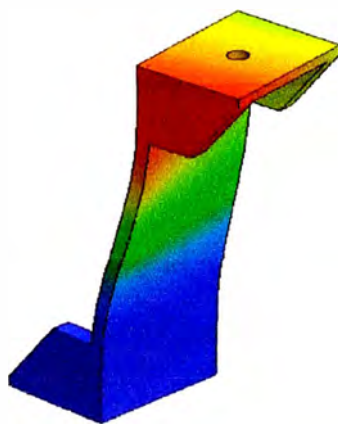
Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Stress: tensión nodal Tensiones1
Escala de determinación: 51.774



ensamble soporte-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	8.93092e-007 mm Nodo: 16830	1.14915 mm Nodo: 20648

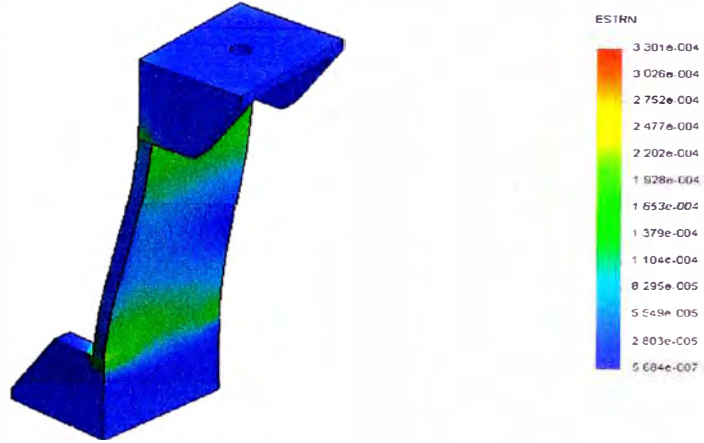
Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento: estatico Desplazamientos1
Escala de determinación: 51.779



ensamble soporte-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	5.68389e-007 Elemento: 10661	0.000330086 Elemento: 7368

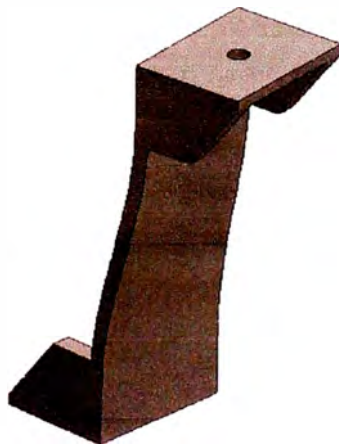
Nombre de modelo: ensamble soporte
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Deformación unitaria equivalente
 Escala de deformación: 51.779



ensamble soporte-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo
Desplazamientos1{1}	Forma deformada

Nombre de modelo: ensamble soporte
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Forma deformada
 Escala de deformación: 51.779

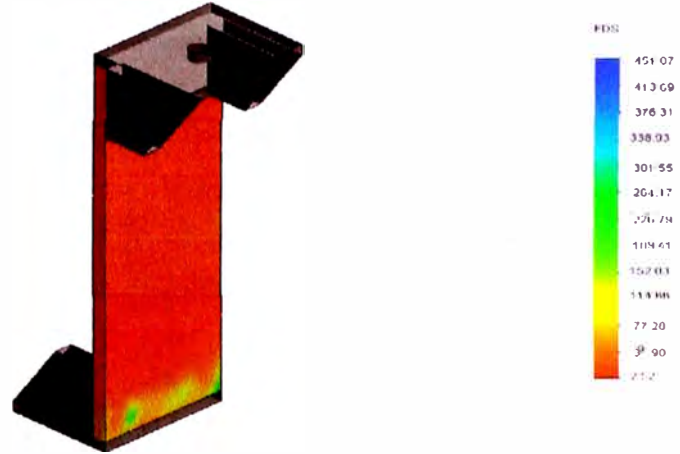


ensamble soporte-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1{1}



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
FDS columna	Tensión de von Mises máx.	2,51867 Nodo: 10256	451.067 Nodo: 1

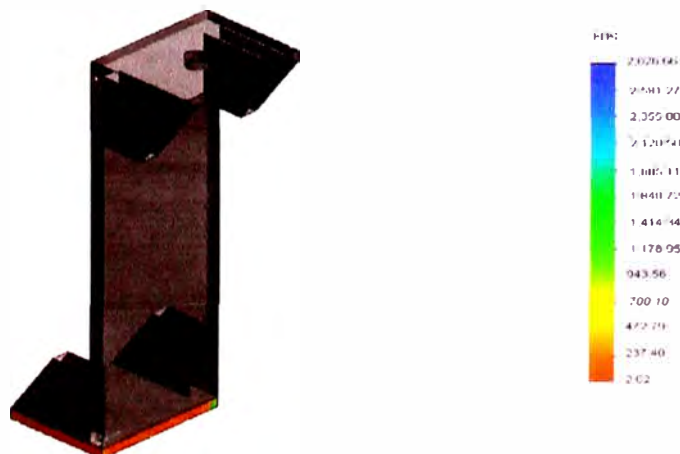
Número de modelos: ensamblaje soporte
 Número de estudios: Estudio 1
 Tipo de elemento: Factor de seguridad FDS, columna
 Método: Tensión de von Mises máx.
 Distribución: de factor de seguridad FDS máx = 0,5



ensamblaje soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-FDS columna

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
FDS placa inferior	Tensión de von Mises máx.	2,01828 Nodo: 20412	2826.66 Nodo: 16871

Número de modelos: ensamblaje soporte
 Número de estudios: Estudio 1
 Tipo de elemento: Factor de seguridad FDS, placa inferior
 Método: Tensión de von Mises máx.
 Distribución: de factor de seguridad FDS máx = 0,5

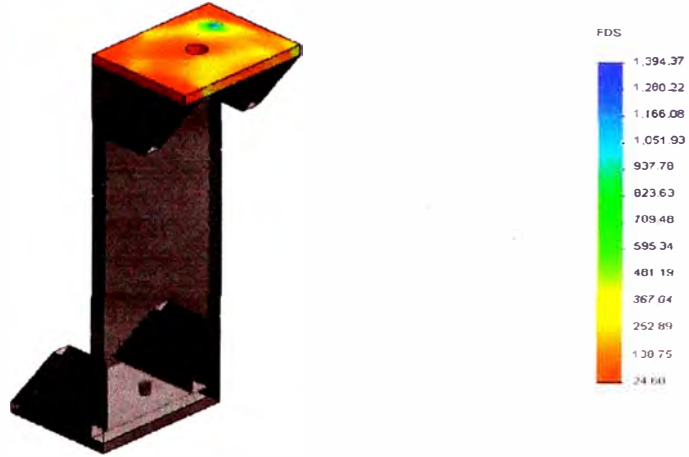


ensamblaje soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-FDS placa inferior



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
FDS placa superior	Tensión de von Mises máx.	24.5984 Nodo: 20636	1394.37 Nodo: 21507

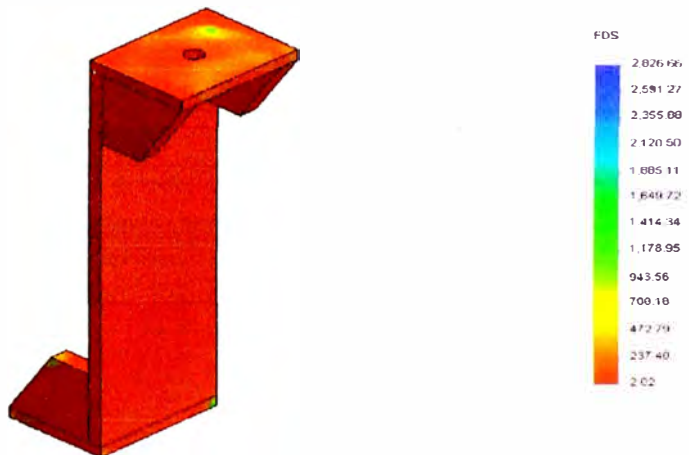
Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS placa superior
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 25



ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-FDS placa superior

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
FDS completo	Tensión de von Mises máx.	2.01828 Nodo: 20412	2826.66 Nodo: 16871

Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS completo
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2

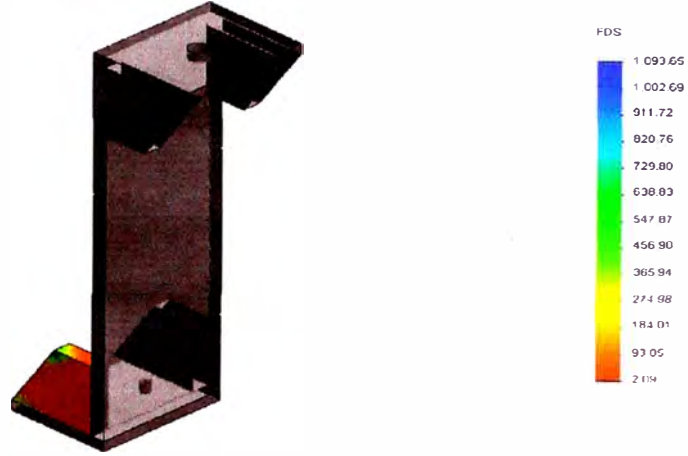


ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-FDS completo



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad5	Tensión de von Mises máx.	2.08573 Nodo: 938	1093.65 Nodo: 23636

Nombre de modelo: ensamble soporte
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad5
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.1



ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad5

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad6	Tensión de von Mises máx.	3.09569 Nodo: 907	2554.52 Nodo: 26921

ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad6

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad7	Tensión de von Mises máx.	2.39558 Nodo: 78	1490.05 Nodo: 27241

ensamble soporte-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad7

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad8	Tensión de von Mises máx.	2.34119 Nodo: 47	2112.52 Nodo: 29041



APÉNDICE K

Glosario de variables y términos
usados

a_s	= Largo del soporte
A	= Área del cuello por donde escapa un flujo de gas
b_s	= Ancho del soporte
c_s	= Altura del refuerzo
Dp	= Diámetro del pistón
e	= Excentricidad del pistón
φ	= ángulo de giro del cigüeñal [rad]
Fg	= Fuerza de presión de los gases de escape
Fi	= Fuerza de masas intermitentes del pistón y biela
Fx	= Fuerza lateral en el eje X que absorbe cada soporte
Fy	= Fuerza vertical en el eje Y que absorbe cada soporte
Fz	= Fuerza lateral en el eje Z que absorbe cada soporte
h	= Intervalo de tiempo entre dos puntos consecutivos
h_z	= altura del soporte que varía en función de la posición
$ICFN$	= clasificación de ISO que indica que el motor puede trabajar al 100% de su carga pero no permite sobrecarga del mismo
Ix	= Momento de inercia alrededor de un eje centroidal paralelo al eje X
k	= Coeficiente isoéntropico del gas que fluye
k_e	= descentrado relativo, para este motor es 0
L_s	= Altura del soporte
li	= Distancia de los soportes izquierdos al CG
ld	= Distancia de los soporte derechos al CG

m	= Masa de gases de escape dentro del cilindro
M	= Momento producido por el motor
M_0	= Momento que actúa sobre la columna del soporte debido a las cargas
M_1	= Momento de reacción que endereza el extremo del soporte emperrado al motor
M_{0x}	= Momento en dirección del eje X debido a fuerza F_y
M_1, M_2	= Momentos de reacción en los pernos que fijan el soporte
\dot{m}	= Flujo másico a través de un cuello que estrangula el flujo
m_1	= Masa de la biela con movimiento rotativo
m_2	= Masa de la biela con movimiento alternativo
m_{adm}	= Masa de aire en el cilindro al final de la admisión
m_b	= Masa total de la biela
m_c	= Masa de combustible inyectada en el motor durante la combustión
m_{ciclo}	= Masa de aire absorbida por el motor por ciclo
m_{esc}	= Masa de los gases de escape
m_i	= masa total con movimiento alternativo
m_n	= Masa en el cilindro en un instante dado
m_{n+1}	= Masa en el cilindro luego de transcurrir un tiempo h
m_p	= Masa del pistón
m_r	= Masa de gases residuales
m_R	= Masas rotativas
M_t	= Momento total entregado por el motor
M_v	= Momento de volteo

M_x	= Momento en el soporte en la misma dirección del eje X
M_z	= Momento en el soporte en la misma dirección del eje Z
p	= Presión absoluta dentro del cilindro
p_r	= Presión absoluta de los gases residuales
P_{adm_g}	= Presión de admisión, manométrica
R_1, R_2	= Fuerzas de reacción en los pernos que fijan el soporte
R_{aire}	= constante de los gases del aire
R_{ge}	= constante de los gases de escape
R_i	= Reacciones combinadas de los soportes izquierdos
R_i	= Reacciones combinadas de los soportes izquierdos
R_m	= Radio de giro de masas rotativas
σ_{ax}	= Esfuerzo de apoyo debido a la fuerza F_x
σ_{az}	= Esfuerzo de apoyo debido a la fuerza F_z
$\sigma_{y'}, \sigma_{y''}$	= Esfuerzo normal en la dirección del eje Y
$\sigma_{z'}, \sigma_{z''}$	= Esfuerzo normal en la dirección del eje Z
θ'	= Ángulo de deflexión de la columna debido a F
θ''	= Ángulo de deflexión de la columna debido a M_0
θ'''	= Ángulo de deflexión de la columna debido a M_1
τ	= Relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela
τ_x	= Esfuerzo cortante debido a la fuerza F_x
τ_y	= Esfuerzo cortante debido a la fuerza F_y
τ_z	= Esfuerzo cortante debido a la fuerza F_z
t_s	= Espesor de la plancha

T	= temperatura de los gases
T_r	= temperatura de los gases residuales
V	= Volumen del cilindro que varía en el tiempo
V_{min}	= Volumen muerto del cilindro
V_y	= Fuerza cortante debido a F_y
ω	= velocidad angular [rad/s]
W	= Fuerza debido a la masa del motor
x_1	= Distancia de los soportes traseros al CG
x_2	= Distancia de los soportes delanteros al CG
Z_R	= Fuerza centrífuga debido a las masas rotativas