



Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Escuela de Ingeniería Mecánica

**REDISEÑO TEÓRICO DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN Y
HERMETICIDAD PARA LOS INYECTORES, Y
MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE FILTRADO DE
COMBUSTIBLE DIESEL, EN LOS VEHÍCULOS SSANG YONG**

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecánica
Automotriz

Autor:

Andrés Santiago Delgado Enderica

Director:

Ing. Hernán Viteri

Cuenca – Ecuador

2009

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado de manera muy especial a las personas mas importantes de mi vida, mis padres y hermanas, personas que no me dejaron desfallecer nunca a pesar de los diversos percances que se me presentaron y que además me supieron apoyar en todo momento de mi vida para poder alcanzar una de las metas que más anhelaba en mi vida.

AGRADECIMIENTO

A pesar de las dificultades que trajo consigo la elaboración de este trabajo de graduación, se supo vencer los inconvenientes que se presentaron, GRACIAS a mi Dios, mis padres y mis hermanas por no alejarse nunca de mi lado.

Además quiero agradecer al Ing. Diego Jimbo, por su gran ayuda que me presto para la elaboración de este trabajo; al Ing. Martino Miotto, por su colaboración que me proporcionó para trabajar en su empresa; al Ing. Hernán Viteri en la dirección de este trabajo monográfico; a los profes: Ángel, Aníbal y Luchito, en las diferentes actividades que se realizó en el taller de Mec. Automotriz, al Dr. Tripaldi y al pollo que colaboraron en los distintos análisis de laboratorio, al personal de la Casa Automotriz Ssang Yong Quito en la obtención de datos técnicos y demás personas, amigos y familiares que de una u otra forma me dieron una mano para que este trabajo pueda salir adelante.

RESUMEN

Este estudio analiza los esfuerzos en el perno de sujeción de los inyectores de un vehículo Ssang Yong los cuales resultan excesivos, por ello se rediseñó este elemento con mejores características que el original, y a través de simulaciones en un programa de elementos finitos se comprobó los resultados.

La solución planteada para la corrosión prematura entre inyectores y cabezote, consiste en colocar un “*o – ring*” además de una arandela en “U”.

Para terminar se plantean mejoras al filtro de combustible “*gas-oil*”; mediante pruebas de laboratorio se estudió muestras de combustible y papeles filtrantes, identificándose el filtro más adecuado para nuestro medio.

ABSTRACT

The present work performed an effort analysis of the fasten bolt in the injectors from a Ssang Yong car. The results showed that this devise is overloaded. To overcome this problem, a new element was designed, and the results were tested with a simulation computer program, using finite elements.

To solve the early corrosion between injector and breech is the use an O-ring joined to a U washer. Moreover, the fuel filter was improved by means of laboratory tests.

Different kinds of filter papers were tested, allowing us to choose the suitable filter for the driving condition of our place.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Resumen.....	iv
Abstract.....	v
Índice de contenidos.....	vi
Índice de anexos.....	viii
Nomenclatura de las Variables.....	ix
Introducción.....	1

CAPITULO 1

REDISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN.....	2
1.1 Inyector utilizado en los motores.-.....	2
1.2 Limpieza de inyectores.-.....	3
1.3 Rediseño de sujeción de los inyectores.-.....	3
1.3.1 Cálculo de las fuerzas que actúan sobre los elementos de sujeción.....	5
1.3.1.1. Consideraciones previas al cálculo.....	5
1.3.2 Cálculo de la fuerza ejercida sobre el inyector.....	6
1.3.3 Cálculo de la fuerza en el perno.-.....	7
1.4. Rediseño.....	13
1.4.1. Aumento de la longitud de agarre del perno de sujeción (I_t 75%).....	13
1.4.2. Incremento de la sección en el perno de sujeción.-.....	14
1.4.3. Montaje de dos pernos en la ñeta para la sujeción del inyector.....	15
1.4.4. Colocación de la tuerca para la sujeción del inyector.....	19
1.5. Costos para la implementación del rediseño de sujeción.....	24
1.6. Resumen de resultados.....	26

1.7. Rediseño de la hermeticidad de inyectores.-	27
1.7.1. Materiales empleados	28
1.8. Herramientas utilizadas para el desmontaje de los inyectores	29
1.9 Simulación	29
1.9.1 Análisis en el perno estándar	30
1.9.2 Análisis en el perno con incremento en la sección del perno	31
1.9.3 Análisis en el perno cuando se incrementa la longitud de agarre	32
1.9.4 Análisis de esfuerzos en los pernos cuando se coloca un segundo perno en la sujeción del inyector	33
1.9.5 Estudio de esfuerzos en la semi - tuerca de sujeción	35

CAPITULO 2

MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE FILTRADO DE COMBUSTIBLE DIESEL EN LOS VEHÍCULOS SSANG YONG	36
2.1 Descripción del sistema de filtración que poseen los vehículos Ssang Yong.- ...	36
2.2 Estudio de los filtros que probablemente serán utilizados en los vehículos Ssang Yong.	37
2.2.1 Pruebas de laboratorio con diferentes tipos de papel filtrante.-.....	39
2.3. Rediseño del filtrado de combustible Gas-oíl.-.....	45
2.4 Análisis de costos.-	49
Conclusiones y Recomendaciones	51
Bibliografía	53
Anexos.....	54

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1

TABLAS DE MATERIALES	55
TABLA 1.1 Resistencias a la fatiga completamente corregidas para pernos y tornillos	55
TABLA 1.2 Especificaciones de los elementos.....	55
TABLA 1.3 Clases métricas de propiedad mecánica para perno, tornillos de acero.	56
TABLA 1.4 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso basto y fino	57
TABLA 1.5 Especificaciones de los materiales de sujeción.....	57
TABLA 1.9 Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería .	58
Tabla 1.15 Especificaciones ASTM para pernos de acero.....	59
Tabla 1.16 Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente	60
Tabla 1.17 Compatibilidad química de los anillos de hule	61
Tabla 1.18 Referencia de O – ring en mm	64

ANEXO 2

ESTUDIO DE MUESTRAS DE COMBUSTIBLE GAS-OÍL DE LAS TRES PRINCIPALES CIUDADES DEL PAÍS.....	66
Cromatografía de gases.....	66
Espectrometría de absorción	67
ANEXOS 3	71
Láminas.....	71

Nomenclatura de las Variables.

Símbolo	Significado	Unidad de medida
A	Área.	m ²
d	Diámetro.	M
F	Fuerza provocada por la presión en el interior del cilindro en el inyector.	Newton (N)
Po	Presión en el cilindro.	Pascales (Pa).
At	Área de tensión del perno.	m ²
Ad	Área transversal del diámetro mayor del perno.	m ²
Lt	Longitud de la posición roscada de agarre del perno.	M
Ld	Longitud no roscada del perno.	M
Fp	Carga de prueba en el perno.	N
Sp	Resistencia de prueba a la tensión.	Pa
Fi	Precarga en el perno.	N
Kb	Constante de rigidez del perno.	N/m
E	Módulo de elasticidad.	Pa
Km	Constante de rigidez del elemento sujetado.	N/m
l	Espesor de los elementos sujetados.	M
P	Carga externa de tensión sobre el perno.	N
Fb	Carga resultante en el perno.	N
Fmáx	Fuerza máxima de carga cíclica.	N
Fmín	Fuerza mínima de carga cíclica.	N
σmáx	Esfuerzo máximo de carga cíclica.	Pa
σmín	Esfuerzo mínimo de carga cíclica.	Pa
σα	Componente del esfuerzo de amplitud.	Pa
σm	Componente del esfuerzo medio.	Pa

Sut	Esfuerzo último de tensión.	Pa
Se	Límite de resistencia a la fatiga completamente corregido.	Pa
Sy	Resistencia a la cadencia.	Pa
η	Factor de seguridad.	_____

Delgado Enderica Andrés Santiago

Trabajo de Graduación

Ing. Hernán Viteri

Octubre del 2009

***Rediseño teórico del sistema de sujeción y hermeticidad para los
inyectores, y mejoramiento del sistema de filtrado de combustible
diesel, en los vehículos Ssang Yong***

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto representa el estudio teórico para superar el problema que afronta actualmente el funcionamiento de los motores Coreanos Ssang Yong, debido a dificultades en la fijación de los inyectores y en el sistema de filtrado principal del combustible, lo que conlleva a excesivos costos de mantenimiento, reparación e inconvenientes en la comercialización de este motor y vehículo, por cuanto representa problemas técnicos de operación y funcionamiento. Por lo tanto, esta tesis pretende mediante una simulación teórica, plantear las soluciones técnicas recomendables para estos problemas.

Así, en el Capítulo 1 se hace un estudio y análisis de las fuerzas a las que está sometido el perno del conjunto de sujeción del inyector, con la finalidad de rediseñar el sistema, siendo el objetivo el minimizar los esfuerzos en estos elementos, costos y tiempo de mantenimiento, así como aumentar el periodo de vida útil de los mismos.

Los distintos tipos de combustibles gas-oíl existentes en el mercado nacional y la falta de un control adecuado en la calidad de los mismos, causan la contaminación del medio ambiente, debido a la cantidad de impurezas que se encuentran en los combustibles, razón por la cual, en el Capítulo 2 se hace mención a un mejoramiento en el filtrado del combustible gas-oíl, en el que se estudian dimensiones y tipos de filtros que pueden ser usados para mejorar la pureza del combustible que llega a los inyectores.

CAPITULO 1

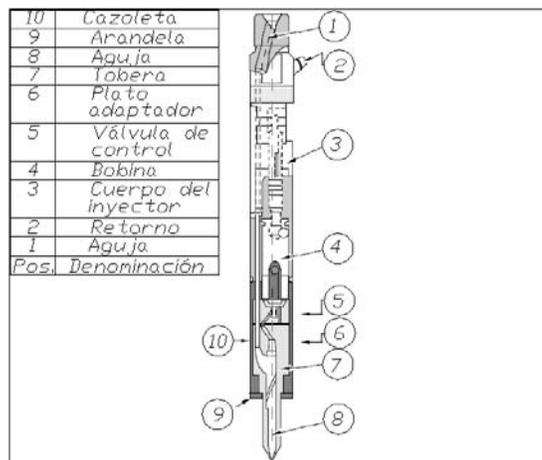
REDISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN

1.1 Inyector utilizado en los motores.-

El inyector para motores Gas-oíl de Delphi forma parte de nuevos equipos de inyección de combustible destinada para motores Gas-oíl para trabajos pesados. En combinación con la bomba de unidad electrónica –EUP- de Delphi, proporciona un sistema de inyección de combustible patentado de dos válvulas de primera clase para aplicaciones de motores tipo bomba-línea-boquilla.

El principio de funcionamiento del inyector Delphi es similar al del inyector de unidad electrónica –EUI- E3 de Delphi. La tecnología de dos válvulas permite que el sistema genere alta presión en una amplia gama de velocidades del motor para ayudar a reducir el consumo de combustible y mejorar el rendimiento. En la Figura1.1 se indica las partes principales del inyector.¹

Figura1.1 Inyector Delphi



Fuente: Catálogo de Motores de Ssang Yong, D100_engineKyron, página 442

¹ Inyectores inteligente para motores diesel - DELPHI-POWER-TRAIN - Motor térmico.mht

1.2 Limpieza de inyectores.-

“El interior del cuerpo del inyector puede limpiarse con una varilla de madera y gasolina o con gas - oil, y la válvula con un paño que no deje fibras. Si la válvula presenta un perfil coquificado, podrá limpiarse con la ayuda de una máquina herramienta (torno) y utilizando una varilla no demasiado dura empapada de aceite. En ningún caso podrá utilizarse esmeril, un raspador triangular, ni ninguna otra herramienta parecida.

Con el fin de impedir la corrosión, las válvulas de los inyectores no deben manipularse con los dedos en superficies lapeadas, sino sólo por su espiga de presión.

Los taladros del inyector se limpian con una aguja especial. En general, cuando el inyector a estado largo tiempo en servicio, la carrera de la aguja del inyector es mayor, da como resultado pérdidas excesivas de gas oil y desviaciones del chorro de inyección, por lo que la potencia del motor disminuye y el consumo del combustible se incrementa”.²

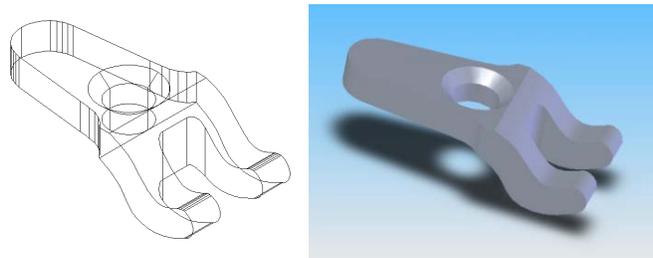
1.3 Rediseño de sujeción de los inyectores.-

Partiendo, de que el problema sustancial es la fijación de los inyectores del sistema de inyección, se establecieron sus causas, mediante información en base a datos de mantenimiento de la empresa y talleres, así como de la experiencia propia en estos motores por mi trabajo, se ha logrado determinar que luego de un recorrido de aproximadamente de 18.000 a 22.000 km, en la mayoría de los casos el perno de sujeción del inyector se halla roto en la sección entre la cabeza y el cuerpo del perno, independientemente del cilindro. Es así que se realizan los análisis teóricos de los esfuerzos en el perno y determinar si éste elemento soporta los esfuerzos de tensión y torsión. Originalmente la sujeción de los inyectores en el cabezote esta dada por una uñeta y un perno. A continuación se indica las características de estos elementos.

²REPARACION%20DE%20INYECTORES%20GAS-OIL%20LIMPIEZA%20DE%20INYECTORES.mht

Uñeta: en la Figura 1.2 se indica este elemento mecánico cuyo material es acero medio carbono, Templado y Revenido (T y R)

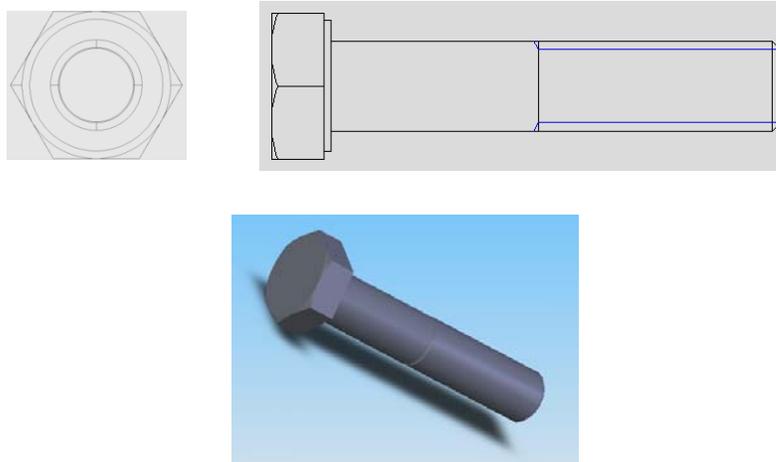
Figura 1.2 Uñeta de sujeción



Fuente: Autor

Perno: en la Figura 1.3 se muestra el perno que es utilizado en la sujeción de los inyectores, el material que se utiliza en estos elementos es acero medio carbono T y R. Tabla 1.1 (anexos), los pernos que se utilizan son los ISO 9.8 M8 – 1,25.

Figura 1.3 Perno



Fuente: Autor

1.3.1 Cálculo de las fuerzas que actúan sobre los elementos de sujeción.

Se realiza el rediseño del sistema de sujeción con la finalidad de minimizar los esfuerzos en el perno; en la lámina 1.1 (Anexos) se muestran los elementos del sistema de sujeción del inyector.

1.3.1.1. Consideraciones previas al cálculo.

Se asume las siguientes condiciones y limitaciones:

- La presión en el cilindro es constante.
- Las fuerzas en el perno se consideran axiales, es decir existen efectos de tensión.
- La fuerza que la uñeta produce sobre el perno de sujeción es paralela al eje longitudinal del perno, por lo tanto no existen fuerzas cortantes.
- No existe deflexión en el perno debido a las dimensiones e inercia de la uñeta.
- Debido al espacio físico y las dimensiones de la uñeta, un diámetro del perno mayor debilita la sección de la misma.
- El agarre (lt) del perno no puede exceder un 75% de su longitud normal debido a la continuidad que existe entre este orificio y los conductos de refrigeración del cabezote.
- Si se coloca un segundo perno en la uñeta, el espacio físico en el alojamiento del conjunto es un limitante entre la distancia de los ejes de cada perno, si es que existe la factibilidad de optar o de escoger esta opción.
- Las dimensiones de los elementos permanecen constantes, es decir; se omite dilatación de los elementos durante el funcionamiento; debido al ambiente, espacio de montaje y al material.
- Si se colocara una semi – tuerca en reemplazo de la uñeta y perno en la sujeción del inyector, la fuerza en el inyector no produce fatiga sobre la misma debido a la magnitud de la misma.

1.3.2 Cálculo de la fuerza ejercida sobre el inyector.

Datos:

Materiales de los elementos:

Perno: Acero medio carbono T y R; ISO 9.8 M 8 – 1.25

Arandela: Acero medio carbono T y R

Uñeta: Acero medio carbono T y R

Cabezote: Aleación de aluminio 2014-T6

Especificaciones de los elementos: los valores de los esfuerzos de los elementos se indican en la Tabla 1.2 (Anexos)

Presión promedio en el cilindro ejercido por el pistón: se realizó la medición de la compresión de los cilindros en el motor mediante un manómetro y se estableció que la presión es: 23 bares = 2330475 Pa.

Área donde se ejerce la fuerza, debido a la presión del motor (A): la presión que se ejerce en el interior del cilindro es uniforme, por lo que es necesario determinar la fuerza que afecta directamente al inyector, para lo que se midió con un pie de rey el diámetro de la punta de este elemento (0.0072m) con la finalidad de determinar el área mediante al ecuación 1.1.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (Ec .1 .1)$$

Donde:

A = área de la punta del inyector (m²).

d = diámetro de la punta del inyector (0.0072m).

$$A = \frac{\pi \cdot 0.0072^2}{4}$$

$$A = 3.84 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Cálculo de la fuerza ejercida en el inyector: (F)

(Esta será transmitida directamente a la uñeta y de ésta al perno). Este conjunto es considerado como un brazo palanca.

$$F = \frac{P_o}{A} \quad (\text{Ec. 1. 2})$$

Donde:

Po = presión en el cilindro. (2,33MPa).

A = área de la punta del inyector ($3.84e^{-5} \text{ m}^2$).

Po = 2330475 Pa

$$F = \frac{2330475}{3.84e^{-5}}$$

$$F = 89.68 \text{ N}$$

1.3.3 Cálculo de la fuerza en el perno.-

Con los datos obtenidos del motor, y mediante la Tabla 1.3 (Anexos); se procede a calcular la fuerza de tensión que se ejerce en el perno. (Las ecuaciones involucradas en el cálculo fueron tomadas de Shigley, Joseph E.; 2005, Diseño en Ingeniería Mecánica, Capítulo 8; Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes, página 453, del libro de Shigley)

Cálculo de la carga de prueba (Fp).- Utilizando la siguiente ecuación se obtiene la carga de prueba.

$$F_p = S_p * A_t \quad (\text{Ec.1. 3})$$

Donde:

Fp = carga en el perno (N).

Sp = Resistencia de prueba a la tensión. Tabal 1.3 (Anexos)

At = área de tensión del perno Tabla 1.4 (Anexos)

$$F_p = 650e^6 * 3.66e^{-5}$$

$$F_p = 23790 \text{ N}$$

Cálculo de la precarga (Fi):

La precarga en el perno se calcula mediante la siguiente ecuación³

$$F_i = 0.75x 23790$$

$$F_i = 17842.5 \text{ N}$$

Constante de rigidez del perno (Kb):

$$K_b = \frac{A_t \cdot A_d \cdot E}{(A_d \cdot l_t) + (A_t \cdot l_d)} \quad (\text{Ec. 1. 5})$$

Donde:

At = área de tensión del perno (Tabla 1.4)

Ad = área del diámetro mayor del perno (Tabla 1.4).

Lt = longitud de la posición roscada de agarre del perno (Tabla 1.4).

ld = longitud no roscada del perno (Tabla 1.4).

E = módulo de elasticidad (Tabla 1.2).

Los valores de: At, Ad, lt y ld se muestran en la Tabla 1.4 (Anexos).

$$K_b = \frac{8.66e^{-8} * 8.08e^{-8} * 200e^9}{(8.03e^{-8} * 0.01014) + (8.66e^{-8} * 0.010)}$$

$$K_b = 234.33 \text{ e6 N/m}$$

³ Shigley, Joseph E.; 2005, Diseño en Ingeniería Mecánica, página 488

Constante de rigidez del elemento sujetado (Km): en la Tabla 1.5 (Anexos) se muestran los valores requeridos para el cálculo mencionado de cada elemento que sujeta el perno.

$$K_m = \frac{0.577 \pi E d l}{2 \ln \left(5 \frac{0.577 l + 0.625 d}{0.577 l + 2.5 d} \right)} \quad (\text{Ec. 1. 6})$$

Donde:

d = diámetro del orificio (m).

l = espesor de cada elemento sujetado (m).

Para: Arandela: d= 8.4 mm l= 3.2 mm E= 200 GPa

$$K_m = \frac{0.577 \pi \cdot 200 \text{e}9 \cdot 0.0084}{2 \ln \left(5 \frac{0.577 \cdot 0.0032 + 0.625 \cdot 0.0084}{0.577 \cdot 0.0032 + 2.5 \cdot 0.0084} \right)}$$

$$K_{m1} (\text{Arandela}) = 5.43 \text{ e}9 \text{ N/m}$$

Para: Uñeta: d= 8.5 mm l= 6 mm E= 200 GPa

$$K_m = \frac{0.577 \pi \cdot 200 \text{e}9 \cdot 0.0085}{2 \ln \left(5 \frac{0.577 \cdot 0.006 + 0.625 \cdot 0.0085}{0.577 \cdot 0.006 + 2.5 \cdot 0.0085} \right)}$$

$$K_{m2} (\text{Uñeta}) = 3.46 \text{ e}9 \text{ N/m}$$

Para: Cabezote: d= 8 mm l= 18.14 mm E= 75 GPa

$$K_m = \frac{0.577 \pi \cdot 75 \text{e}9 \cdot 0.008}{2 \ln \left(5 \frac{0.577 \cdot 0.01814 + 0.625 \cdot 0.008}{0.577 \cdot 0.01814 + 2.5 \cdot 0.008} \right)}$$

$$K_{m3} (\text{Cabezote}) = 628.93 \text{ e}6 \text{ N/m}$$

Rigidez de elementos sujetos (Km):

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} + \frac{1}{K_{m3}} \quad (\text{Ec.1. 7})$$

Donde:

$$K_{m1} (\text{Arandela}) = 5.43 \text{ e9 N/m}$$

$$K_{m2} (\text{Uñeta}) = 3.46 \text{ e9 N/m}$$

$$K_{m3} (\text{Cabezote}) = 628.93 \text{ e6 N/m}$$

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{2.42 \text{ e9}} + \frac{1}{2.46 \text{ e9}} + \frac{1}{628.93 \text{ e6}}$$

$$K_m = 484.68 \text{ e6 N/m}$$

Cálculo de la fuerza aplicada en el perno (Fb).

$$F_b = \frac{K_b}{K_b + K_m} * P + F_i \quad (\text{Ec.1. 8})$$

Donde:

$$K_b = \text{rigidez del perno (234.33e6 N/m) (Ec.1.5)}$$

$$K_m = \text{rigidez del elemento sujetado (484.68e6 N/m) (Ec. 1.7).}$$

$$P = \text{carga externa de tensión sobre el perno (89.98N) (Ec. 1.2)}$$

$$F_i = \text{precarga (17842.5N) (Ec. 1.4)}$$

Cálculo de las fuerzas máximas y mínimas sobre el perno.

Condiciones de trabajo:

Cuando:

$P = 0$ N (nos indica que no existe carga y es generada por la presión interna del motor)

$$F_b = \frac{224.22e6}{224.22e6 + 424.68e6} * 0 + 17842$$

$$F_b = F_i = F_{\text{mín}} = 17842.5 \text{ N}$$

Cuando:

$P = 89.68$ N (ya que los elementos están expuestos a cargas fluctuantes).

$$F_b = \frac{224.22e6}{224.22e6 + 424.68e6} * 89.68 + 17842$$

$$F_b = 17871.73 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$F_{\text{mín}} = 17842.5 \text{ N}$$

$$F_{\text{máx}} = 17871.73 \text{ N}$$

Cálculo de esfuerzos máximos y mínimos ($\sigma_{\text{máx}}$. y $\sigma_{\text{mín}}$):

Los esfuerzos que soporta el perno son debidas a las fuerzas: máxima y mínima, por lo tanto; los mismos son comparados con los valores de la Tabla 1.3 (Anexos) del perno específico.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{máx}}}{A_{\text{red}}} \quad (\text{Ec. 1. 9a})$$

Reemplazando los valores $F_{\text{máx}} = 17842.5 \text{ N}$ y $F_{\text{mín}} = 17871.73 \text{ N}$ en la ecuación 9, se tiene:

$$\sigma_{\text{máx}} = 355.55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = \frac{4 \cdot F_{\text{mín}}}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 1.9b})$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 22.19 \text{ MPa}$$

Esfuerzo alternante y esfuerzo medio (σ_a y σ_m):

Reemplazando los valores de los esfuerzos normales principales de la ecuación 1.9a y 1.9b en las siguientes ecuaciones se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (\text{Ec. 1.10a})$$

$$\sigma_a = \frac{355.55 \text{ MPa} - 22.19 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_a = 166.68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (\text{Ec. 1. 10b})$$

$$\sigma_m = \frac{355.55 \text{ MPa} + 22.19 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_m = 188.87 \text{ MPa}$$

Cálculo del factor de seguridad (η):

Utilizando la teoría de Goodman para los factores de seguridad, ya que dicho factor es una media entre las ecuaciones Gerber y Elíptica⁴

⁴ Shigley, Joseph E.; 2005, Diseño en Ingeniería Mecánica, página 408

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (\text{Ec.1. 11})$$

Donde:

σ_a = Esfuerzo alternante o de amplitud. (166.68 MPa).

σ_m = Esfuerzo medio. (188.87MPa).

S_e = Límite de resistencia a la fatiga. (Tabla 1.3).

S_{ut} = Resistencia mínima de tensión (Tabla 1.3).

$$\frac{1}{\eta} = \frac{166.68e6}{140e6} + \frac{188.87e6}{900e6}$$

$$\eta = 0.7$$

Este valor indica que los pernos podrían ceder o romperse debido a los esfuerzos a los cuales esta sometido o trabaja en el régimen de funcionamiento del motor.

1.4. Rediseño

1. 4.1. Aumento de la longitud de agarre del perno de sujeción ($l_{t_{75\%}}$).

Se modifica el diseño, aumentando el 75% en la longitud de la rosca del perno M8 es decir:

$$l_{t_{75\%}} = 0.75l_t + l_t \quad (\text{Ec. 1.12})$$

Donde:

l_t : longitud de la posición roscada de agarre del perno (18.14mm)

$l_{t_{75\%}}$: longitud de la posición roscada de agarre del perno aumentado el 75% de su valor.

Con $l_t = 18.14\text{mm}$ reemplazando en la ecuación 1.12, se obtiene:

$$l_{t_{75\%}} = 0.75 \times 18.14 + 18.14$$

$$l_{t_{75\%}} = 31.75\text{mm}$$

Reemplazando los valores de las Tablas 1.1 a 1.4, con longitud de agarre ($l_t = 0.03175\text{m}$) y desde la ecuación 1.2 a la ecuación 1.12 se iteran los valores y se obtienen los siguientes resultados (Tabla 1.6)

Tabla 1.6 Iteración 1

d (mm)	Kb (N/m)	$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	σ_a (MPa)	Se (MPa)	η
8	163.22E6	355.47	0.255	140	
l_t (mm)	Km (N/m)	$\sigma_{\text{mín}}$ (MPa)	σ_m (MPa)	Sut (MPa)	2.5
31.75	410.09E6	354.96	355.21	900	

Fuente: Autor

El factor de seguridad **2.5** indica que el perno no falla debido a los esfuerzos a los que esta sometido, pero el hecho de incrementar la longitud de agarre en el cabezote significa que se debe maquinar, lo que repercute en los costos de producción. Tabla 1.10.

1.4.2. Incremento de la sección en el perno de sujeción.-

Con los valores de las Tabla 1.1, 1.3 y 1.4 (Anexos) y con la sección del perno de sujeción ($A_t = 58\text{mm}^2$), que corresponde al perno ISO 9.8 M10 – 1.25 y reemplazando valores desde la ecuación 1.2 a 1.12 se iteran los valores y se obtienen los siguientes resultados (Tabla 1.7).

Tabla 1.7 Iteración 2

d (mm)	At (mm²)	Fp (N)	Kb (N/m)	Fmín (N)	σmín (MPa)	σa (MPa)	Se (MPa)	η
10	58	37700	368.96e6	28275	360	0.205	140	2.48
lt (mm)		Fi (N)	Km (N/m)	Fmáx (N)	σmáx (MPa)	σm (MPa)	Sut(MPa)	
18.14		28275	6,79e+11	28306.57	360.41	360.205	900	

Fuente: Autor

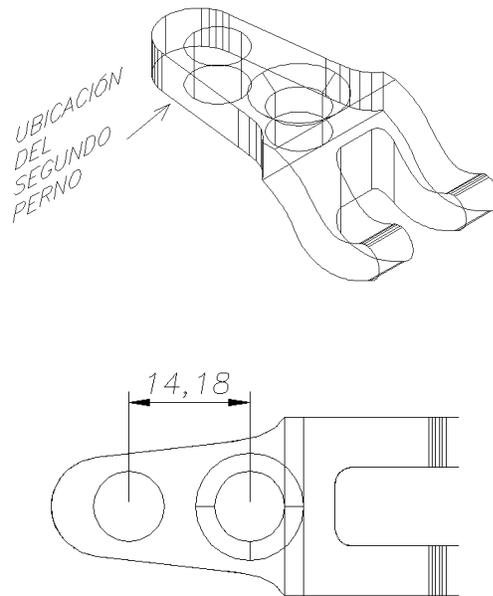
El factor de seguridad **2.48** indica que el perno no falla debido a los esfuerzos a los que esta sometido, pero el hecho de incrementar la sección en el perno, significa que se debe maquinar un diámetro mayor en el cabezote. (Tabla 1.11).

Comparando los valores de esfuerzos de las Tabla 1.6 y 1.7, se observa el incremento de cada uno de los mismos en la Tabla 1.7, lo que da como resultado la disminución del factor de seguridad, pero la diferencia radica en los costos y procesos de elaboración y maquinado.

1.4.3. Montaje de dos pernos en la uñeta para la sujeción del inyector.

Colocando un segundo perno ISO 9.8 M8 – 1.25 en la uñeta a una distancia de 14,18mm, según se observa en la figura 1.4

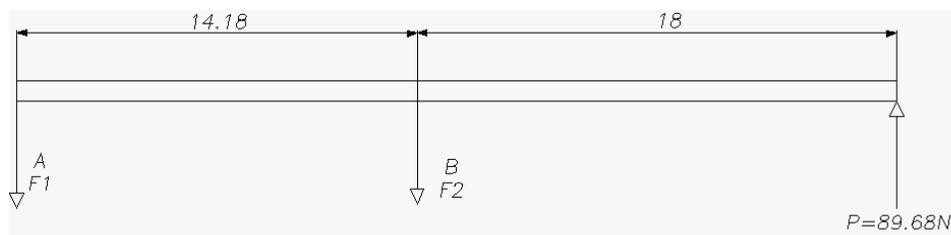
Figura 1.4 Uñeta con dos agujeros para la sujeción del inyector



Fuente: Autor

Con la finalidad de obtener las fuerzas en los dos pernos, se realiza un diagrama de cuerpo de libre para la ñeta figura 1.5, en donde:

Figura 1.5 Distribución de las fuerzan en la ñeta



Fuente: Autor

Mediante ecuaciones de estática se determina las fuerzas F1 y F2 de cada perno:

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (\text{Ec. 1.13})$$

$$F_1 + F_2 = P$$

Donde:

F1 = fuerza en el perno auxiliar.

F2 = fuerza en el perno original.

P = fuerza en el inyector provocada por la presión en el interior del cilindro (89.68N).

14.18mm = distancia entre pernos.

18 mm = distancia entre el inyector y el perno original

$$\Sigma M_B = 0 \quad (\text{Ec. 1.14})$$

$$F_1 * 14.18 + 89.68 * 18 = 0$$

$$F_1 = \frac{-89.68 * 18}{14.18}$$

$$F_1 = -113.83N \text{ (PERNO SOMETIDO A COMPRESIÓN)}$$

Remplazamos en la ecuación 1.13 los datos obtenidos:

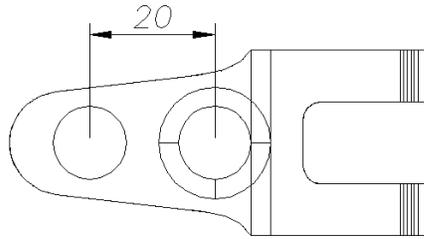
$$(-113.83) + F_2 = 89.63$$

$$F_2 = 89.63 + 113.83$$

$$F_2 = 203.57N$$

Como se observa en los resultados obtenidos se determinó que los pernos soportan un mayor esfuerzo en relación con el valor ($\sigma_{\text{máx}} = 360.41 \text{ MPa}$) obtenido de la ecuación 1.9a, razón por la cual se realizará un nuevo diseño que consiste en aumentar la distancia entre los pernos hasta 20mm (Figura 1.6). Para esto se debería fabricar otra uñeta, puesto que la medida a la que se va a realizar este cálculo no permite maquinar el nuevo agujero que se realizará para la colocación del nuevo perno.

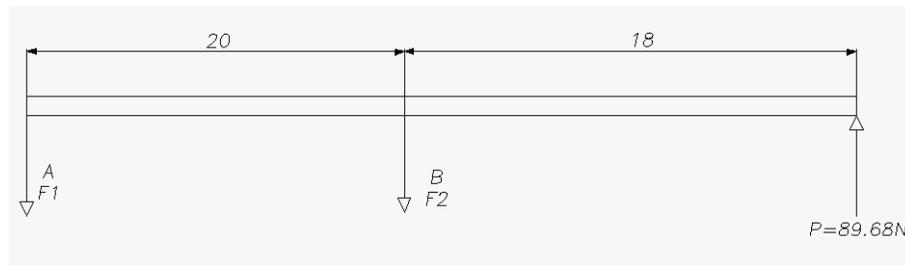
Figura 1.6 Uñeta con distancia entre pernos de 20 mm



Fuente: Autor

Como en el caso anterior, se calcula las fuerzas F_1 y F_2 en los pernos mediante estática. Figura 1.7.

Figura 1.7 Distribución de las fuerzas en la uñeta



Fuente: Autor

Utilizando las ecuaciones 1.13 y 1.14 y con la distancia entre pernos de 20mm, se obtiene:

$$\mathbf{F_1 = 80.71N}$$

$$\mathbf{F_2 = 8.96N}$$

Con las fuerzas F_1 y F_2 para el perno A y B respectivamente, se calcula las fuerzas, esfuerzos y factores de seguridad con los valores de las Tablas 1.1, 1.3 y 1.4 (Anexos) y desde las ecuaciones 1.2 a 1.13; se obtienen los siguientes resultados Tablas 1.8a y 1.8b.

Tabla 1.8a Iteración 3

d (mm)	lt (mm)	Fp (N)	Kb (N/m)	Fmín (N)	σmín (MPa)	σα (MPa)	Se (MPa)	η
8	18.14	23790	224.33E6	17842.5	354.96	0.26	140	2.52
At (mm ²)		Fi (N)	Km (N/m)	Fmáx (N)	σmáx (MPa)	σm (MPa)	Sut(MPa)	
36.6		17842.5	484.68E6	17868.5	355.48	355.22	900	

Fuente: Autor

Tabla 1.8b Iteración 4

d (mm)	lt (mm)	Fp (N)	Kb (N/m)	Fmín (N)	σmín (MPa)	σα (MPa)	Se (MPa)	η
8	18.14	23790	234.33E6	17842.5	354.96	0.03	140	2.53
At mm ²		Fi (N)	Km (N/m)	Fmáx (N)	σmáx (MPa)	σm (MPa)	Sut(MPa)	
36.6		17842.5	484.68E6	17845.41	355.02	354.99	900	

Fuente: Autor

El factor de seguridad **2.52** y **2.48** indican que los pernos no fallan pero los costos de maquinar o realizar el trabajo serian excesivamente altos, en la Tabla 1.12 se realiza un análisis de costos de las diferentes propuestas.

1.4.4. Colocación de la tuerca para la sujeción del inyector.

El montaje de la tuerca tiene como objeto incrementar la seguridad en la sujeción del inyector y además prescindir de la uñeta y perno que forman el conjunto de sujeción del inyector. En la lámina 1.2 (Anexos) se muestra la geometría de la tuerca y las variables para determinar la altura “a” de la tuerca.

Determinación del área de contacto de la tuerca con el inyector:

$$L2 = 2 * \pi * r2 - r2 * \theta \quad (Ec. 1.15)$$

$$L1 = 2 * \pi * r1 - r1 * \theta \quad (Ec. 1.16)$$

$$Ac = \pi * (r2^2 - r1^2) * (\pi - \theta) \quad (Ec. 1.17)$$

Combinando las ecuaciones 1.15 a 1.16 se obtiene el área de contacto para el esfuerzo en la tuerca. (Ec. 1.18).

$$Aa = a * ((2 * \pi * r2 - r2 * \theta) - (2 * \pi * r1 - r1 * \theta))$$

$$Aa = a * (2\pi * (r2 - r1) - \theta * (-r1 + r2))$$

$$Aa = a * ((r2 - r1) * (2\pi - \theta)) \quad (Ec. 1.18)$$

Donde:

Aa = Área de contacto de la tuerca. (m²)

r1 = Radio menor de la tuerca. (m)

R2 = Radio mayor de la tuerca. (m)

θ = Ángulo de la sección de corte de la tuerca. (rad)

a = Altura de la tuerca. (m)

Determinación de la fuerza que se transmite a la tuerca a través del inyector.

De la ecuación 1.2 se obtuvo $F_{inyector} = 89.68N \approx 90N$

El esfuerzo cortante al que esta sometida la tuerca debido al inyector es:

$$\tau = \frac{F_{inyector}}{Aa} \quad (Ec. 1.19)$$

Donde:

τ = esfuerzo cortante del material que se usa para la tuerca. (Mpa).

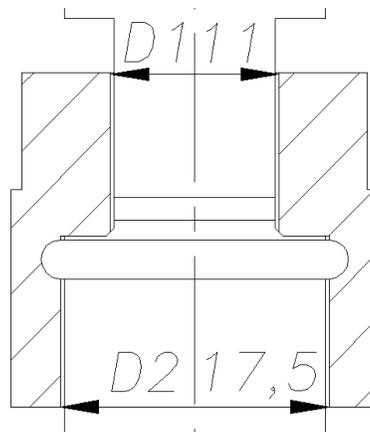
F = fuerza en el Inyector. (N)

A = área de esfuerzo de la tuerca (m^2)

Los posibles materiales que se utilizarían para la construir la nueva adaptación para la sujeción del inyector se indican en la tabla 1.9 (Anexos).

Con base a la geometría del inyector, es decir, las medidas de los diámetros (Figura 1.8), se obtienen las áreas para el esfuerzo cortante y esfuerzo de aplastamiento en la tuerca.

Figura 1.8 Diámetros internos de la tuerca



Fuente: Autor

$$D1 = 11\text{mm}$$

$$d2 = 17.5\text{ mm}$$

$$\theta = 1.265\text{ rad}$$

Cálculo de esfuerzo de aplastamiento ($\sigma_{\text{aplast.}}$).

Con $r_1 = 0.0085\text{m}$, $r_2 = 0.0075\text{m}$, $\theta = 1.265$ rad y reemplazando la ecuación 1.17 en la ecuación 1.20, se obtiene:

$$\sigma_{\text{aplast.}} = \frac{F_c}{A_c} \quad (\text{Ec. 1.20})$$

Donde:

F_c : fuerza en el inyector: 90N

A_c : Área de contacto para el esfuerzo de aplastamiento (Ec. 1.17)

$$\sigma_{\text{aplast.}} = \frac{F_c}{\pi(r_2^2 - r_1^2) \cdot (\pi - \theta)}$$

$$\sigma_{\text{aplast.}} = \frac{90}{\pi(0.0085^2 - 0.0075^2) \cdot (\pi - 1.265)}$$

$$\sigma_{\text{aplast.}} = 954.12\text{KPa}$$

Cálculo de la altura (a) de la tuerca con material acero de alta resistencia ASTM A242, sometida a esfuerzo cortante (τ).

Con $F_{\text{inyector}} = 90\text{N}$, $r_1 = 0.0085\text{m}$, $r_2 = 0.0075\text{m}$, $\theta = 1.265$ rad, $\tau = 205$ Mpa.

$$\tau = \frac{F_c}{A_a} \quad (\text{Ec. 1.21})$$

Donde:

F_c : Fuerza en el inyector (90 N)

A_a : Área para el esfuerzo cortante en la tuerca. (Ec. 1.18)

$$\tau = \frac{F}{a * ((r2 - r1) * (2\pi - \theta))}$$

$$a = \frac{F}{\tau * ((r2 - r1) * (2\pi - \theta))} = \frac{90}{150 * 10^6 * ((0.001) * (2\pi - 1.265))}$$

$$a = 19 \text{ mm}$$

Cálculo de la altura (a) de la tuerca con material acero recocido

Con $F_{\text{inyector}} = 90\text{N}$, $r1 = 0.0085\text{mm}$, $r2 = 0.0075\text{m}$, $\theta = 1.265 \text{ rad}$, $\tau = 150 \text{ Mpa}$ y reemplazando en la ecuación 1.21, se obtiene el valor de a:

$$\tau = 150 \text{ e6} = \frac{F}{a * ((r2 - r1) * (2\pi - \theta))}$$

$$150\text{e6} = \frac{90}{a * ((0.001) * (2\pi - 1.265))}$$

$$a = 0.1 \text{ mm}$$

El valor obtenido de la altura “a” con el acero de alta resistencia en comparación con el de acero recocido, es muy superior debido al valor del esfuerzo cortante dispuesto (150MPa).

El diseño del conjunto para la seguridad del inyector con su tuerca, es conveniente, en relación a los otros diseños por cuanto no se requiere de un proceso de maquinado y alteraciones externas del inyector. En la Tabla 1.13.se indica los costos del diseño de sujeción. En la lámina 1.3 se muestra el conjunto de la tuerca e inyector.

1.5. Costos para la implementación del rediseño de sujeción

Para la implementación del nuevo sistema de sujeción se tiene estipulado los siguientes costos:

- Si se incrementa el 75% en la longitud roscada del perno; para esto se necesita aumentar la profundidad del agujero y la rosca en el cabezote. (Tabla 1.10)

Tabla 1.10

NÚMERO DE CILINDROS	NÚMERO DE PERNOS	MANO DE OBRA (\$) Unitario	TOTAL (\$)
4	4	15	60
5	5	15	75

Fuente: Talleres Miotto

- Si se incrementa el diámetro del perno y agujero de M8 a M10. (Tabla 1.11)

Tabla 1.11

NÚMERO DE CILINDROS	NÚMERO DE PERNOS	MANO DE OBRA (\$) Unitario	TOTAL (\$)
4	4	15	60
5	5	15	75

Fuente: Talleres Miotto

- Si se coloca un segundo perno en la sujeción del inyector. (Tabla 1.12)

Tabla 1.12

NÚMERO DE CILINDROS	NÚMERO DE PERNOS	COSTO FABRICACIÓN DE LA NUEVA UÑETA (\$)	MANO DE OBRA (\$)	TOTAL (\$)
4	8	30	20	200
5	10	30	20	250

Fuente: Talleres Miotto

- Si en el rediseño se elimina la sujeción del inyector por medio de uñeta y perno y se coloca una semi – tuerca. Tabla 1.13.

Tabla 1.13

NÚMERO DE CILINDROS	NÚMERO DE TUERCAS	MANO DE OBRA (\$)	TOTAL (\$)
4	4	35	140
5	5	35	175

Fuente: Talleres Miotto

- Incremento de costos en el caso de desmontaje de cabezote

Empaque de cabezote:	\$97
Mano de obra de desmontaje:	\$150
Extras:	\$10
TOTAL	\$257

1.6. Resumen de resultados.

Se evalúan los casos entre en la escala de 1 y 5 para viabilidad y factibilidad. Tabla 1.14.

Tabla 1.14 Resumen de Resultados

Caso	Factor de seguridad	Falla	Viabilidad	Factibilidad	Costo	Resultados de producción
Normal	0.7	SI	0	0	---	----
Lt_{75%}	2.5	NO	2	4	Alto	No
Mayor sección del perno	2.48	NO	4	5	Medio	Si
Perno auxiliar	2.52 – 2.48	NO	1	2	Alto	No
Semi-tuerca	a = 19 mm	NO	2	3	Alto	No

Fuente: Autor

Analizando el caso en el que se elija un perno de mayor sección, observamos que su factor de seguridad nos da un indicativo de que el perno no falla y a partir de este resultado se evalúa un costo medio tomando en cuenta la viabilidad y factibilidad. Al disponer de un espacio físico reducido en el alojamiento de los inyectores en el cabezote, este rediseño es el más factible.

1.7. Rediseño de la hermeticidad de inyectores.-

Dado a que la hermeticidad que existe entre Inyector, Cabezote y Medio Ambiente es deficiente (figura 1.9 y 1.10), debido a que con frecuencia se encuentra mucha corrosión entre el inyector y el cabezote, ocasionando además dificultad para el desmontaje del mismo (Figura 1.11).

Ante ello se analizó la necesidad de la implementación de un “O-ring” o anillo de hule (caucho) entre la muñeta y el cabezote (lámina 1.4) (Anexos); para que este permanezca en su lugar se colocará una arandela, la misma que será cortada y tomando la forma de “U” como se muestra en la lámina 1.5 (Anexos).

Figura 1.9 Presencia de corrosión en el cabezote



Fuente: Autor

Figura 1.10 Presencia de óxido en el inyector



Fuente: Autor

Figura 1.11 Dificultad al desmontaje

Fuente: Autor

Cabe recalcar que para evitar fugas de presión proveniente del cilindro, no deben existir impurezas entre las superficies de contacto inyector – arandela cónica – cabezote. Ésta arandela cónica no debe estar deformada, y correctamente colocada; recomendándose en cada mantenimiento reemplazar la misma (la ubicación de esta arandela se indica en la lámina 1.1) (Anexos).

1.7.1. Materiales empleados

Los materiales empleados para la hermeticidad son:

- O-ring: hule (caucho)

En el mercado existen una variedad del o – rings, a continuación se detallan algunos:

EPDM: son de color azul o transparente, su material de construcción es de aleación de hule.

SILICÓN: de color rojo, resisten altas temperaturas y limitada presión, no son tolerantes al gas – oil.

VITON: de color café, resisten altas temperaturas y altas presiones, resisten cualquier tipo de combustibles.

NBR: de color negro, resisten presiones hasta 150 Psi (10 – 14 bar), su temperatura máxima de trabajo es 90°, son resistentes a los combustibles y se encuentran fácilmente en el mercado.

El anillo de hule que más nos conviene en nuestro rediseño es el de tipo VITON, pero en el caso de que el constructor no encuentre este tipo de anillos tranquilamente puede utilizar los de tipo NBR. En anexos 1 se adjunta una tabla de compatibilidad química (Tabla 1.17) y la referencia de los anillos (Tabla 1.18).

- Arandela en “U”: de acero

1.8. Herramientas utilizadas para el desmontaje de los inyectores

Para el desmontaje en los distintos rediseños se tiene:

- En el diseño original y en el rediseño con dos pernos para la uñeta, se necesita un dado #10, con extensión y racha de mando 3/8.
- En el rediseño con perno M10 en la uñeta, se necesitará para la extracción del perno un dado #12, con extensión y racha de mando 3/8.
- En el rediseño con tuerca, necesitaremos una llave de corona # 24.

1.9 Simulación

El perno fabricado de acero medio carbono T y R y que cumple con la norma ISO 9.8 M 8 – 1.25 ofrece ductilidad para que éste fluya sin que haya deformaciones permanentes debido a las cargas de tensión que se ejercen por la presión en el cilindro, por tanto el criterio de Von Mises mediante la energía de distorsión toma en cuenta la cantidad de energía por cada metro cúbico (Nm/m^3) que es equivalente al esfuerzo (N/m^2) necesario para deformar el elemento y que depende de los esfuerzos a los cuales el perno está sometido; así un componente es seguro cuando este valor máximo de energía por unidad de volumen permanezca más pequeño que el de la energía de distorsión requerida para hacer fluir el material de dicho elemento, es decir la Resistencia a Fluencia. Este criterio y la simulación mostrada en la (Figura 1.12) aproxima el valor del esfuerzo máximo y mínimo que son de 334.3MPa y 22.29MPa, respectivamente a los valores reales que se ejercen en el área crítica de falla ubicada entre la cabeza y cuerpo del perno que en comparación con el valor de 355.55MPa y 22.19MPa obtenido analíticamente, se tiene un error de 5.97%, lo que quiere decir que el factor de seguridad (η) de 0.766 mostrado en el software

SolidWorks es menor que 1, que indica que el perno se rompe debido principalmente a las dimensiones y deformaciones, provocando que el material fluya llegando a deformarlo permanentemente hasta su ruptura. (Figura 1.12, tabla 1.19)

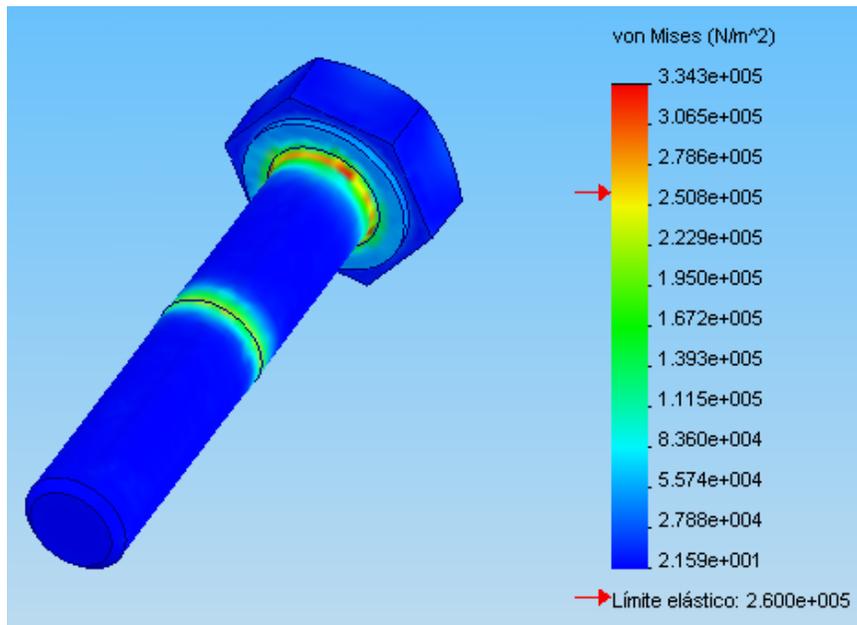
1.9.1 Análisis en el perno estándar

Tabla 1.19 Valores comparativos de esfuerzos

ESFUERZOS	DATOS ANALÍTICOS	DATOS DE SIMULACIÓN	% DE ERROR
$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	355.55	334.3	5.97
$\sigma_{\text{mín}}$ (MPa)	22.19	22.29	
H	0.7	0.766	8.6

Fuente: Autor

Figura 1.12 Simulación de esfuerzos en el perno M 8 – 1.25



Fuente: Autor

1.9.2 Análisis en el perno con incremento en la sección del perno

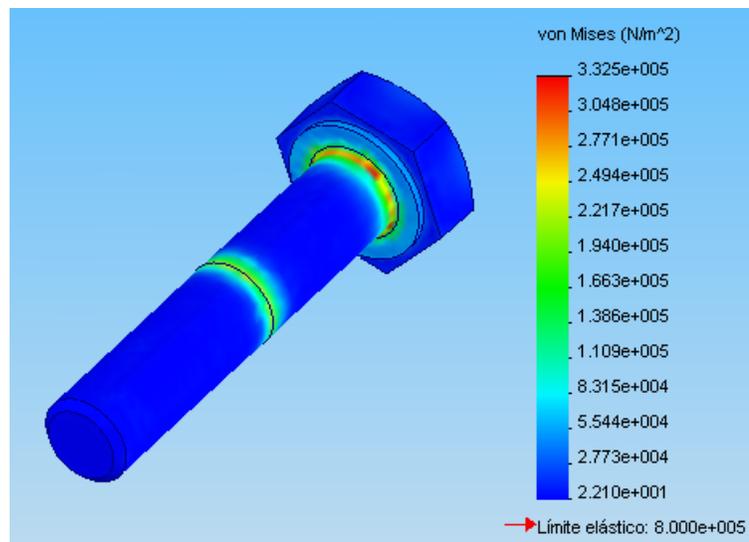
Con el incremento en el diámetro, por ende de la sección del perno, la deformación que se produce principalmente en el área crítica se minimiza al igual que los esfuerzos máximo y mínimo que se encuentran en un intervalo de 332.5MPa y 22.17MPa, ya que con ello, las deformaciones y esfuerzos provocadas por la energía de distorsión, hacen que el área crítica de tensión no falle. La disminución del esfuerzo máximo de 360MPa a 332.5MPa que representa un 7.6%, muestra que el factor de seguridad se mantiene en un rango de 2.4 – 2.55 según los valores dados por la simulación, manteniendo a los esfuerzos por debajo del esfuerzo de fluencia (720Mpa). (Figura 1.13, tabla 1.20)

Tabla 1.20 Valores comparativos de esfuerzos

ESFUERZOS	DATOS ANALÍTICOS	DATOS DE SIMULACIÓN	% DE ERROR
$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	360	332.5	7.6
$\sigma_{\text{mín}}$ (MPa)	332.5	22.17	
H	2.4	2.5	4

Fuente: Autor

Figura 1.13 Simulación de esfuerzos en el perno cuando se incrementa la sección del perno M 10 – 1.25



Fuente: Autor

1.9.3 Análisis en el perno cuando se incrementa la longitud de agarre

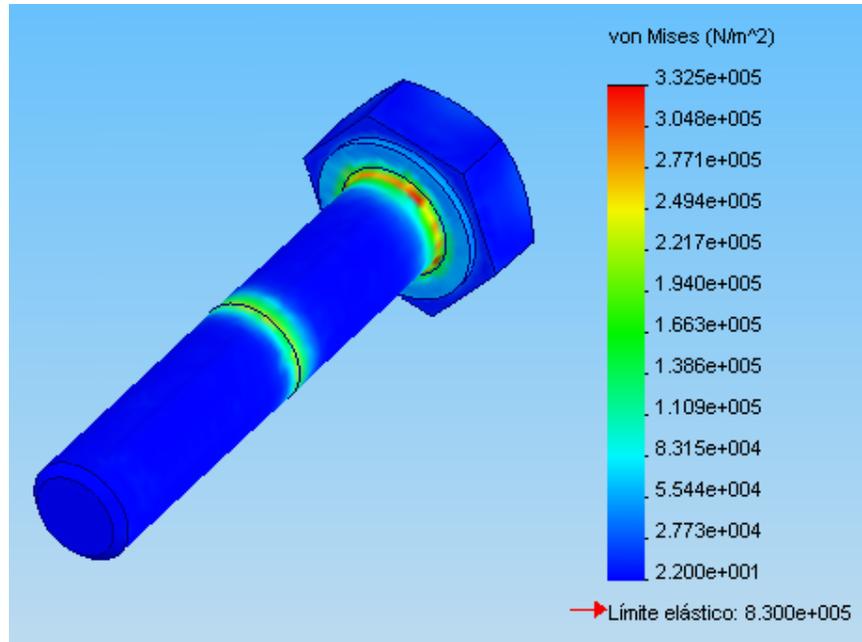
La sección entre la cabeza y cuerpo del perno es la zona de falla, que con un incremento de la longitud de agarre en un 75%, se desea disminuir los esfuerzos en dicha área, que basados en el criterio de Von Mises, da como resultado un esfuerzo máximo de 332.5MPa y mínimo de aproximadamente 22.17MPa que en comparación con los esfuerzos de 355.47MPa y 354.96MPa existe un error de 6.47% es así, que la elongación del perno, hace que los esfuerzos sean menores en el área crítica y por ende el factor de seguridad se incrementa de 0.7 a 2.5 que representa un 357%. El factor de seguridad 2.53 determinado en la simulación, garantiza que el perno no se rompa si se incrementaría la longitud de agarre, pero en este caso se debe realizar un orificio mas profundo en el cabezote que podría perjudicar a los conductos del sistema de refrigeración. (Figura 1.14, tabla 1.21)

Tabla 1.21 Valores comparativos de esfuerzos

ESFUERZOS	DATOS ANALÍTICOS	DATOS DE SIMULACIÓN	% DE ERROR
$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	355.47	332.5	6.47
$\sigma_{\text{mín}}$ (MPa)	354.96	22.17	
H	2.5	2.53	1.18

Fuente: Autor

Figura 1.14 Simulación de esfuerzos en el perno cuando se incrementa la longitud de agarre



Fuente: Autor

1.9.4 Análisis de esfuerzos en los pernos cuando se coloca un segundo perno en la sujeción del inyector

Los esfuerzos según el criterio de Von Mises máximo y mínimo son de 305.3MPa y 203.5MPa respectivamente en el área crítica del perno, manteniéndose por debajo de la resistencia a la fluencia (720Mpa), así el valor de factor de seguridad de 2.55 obtenido en la simulación que en comparación con el análisis que es de 2.53 se obtiene un incremento de 1.007%. En esta opción, los valores de los factores de seguridad permiten a los esfuerzos mantenerse entre los intervalos de 305.3MPa y 203.5MPa que comparándolos con los valores analíticos de 355.08Mpa y 354.96Mpa para los esfuerzos máximo y mínimo respectivamente, existe un error de 14%, pero el factor de seguridad se mantiene en el valor de 2.55.

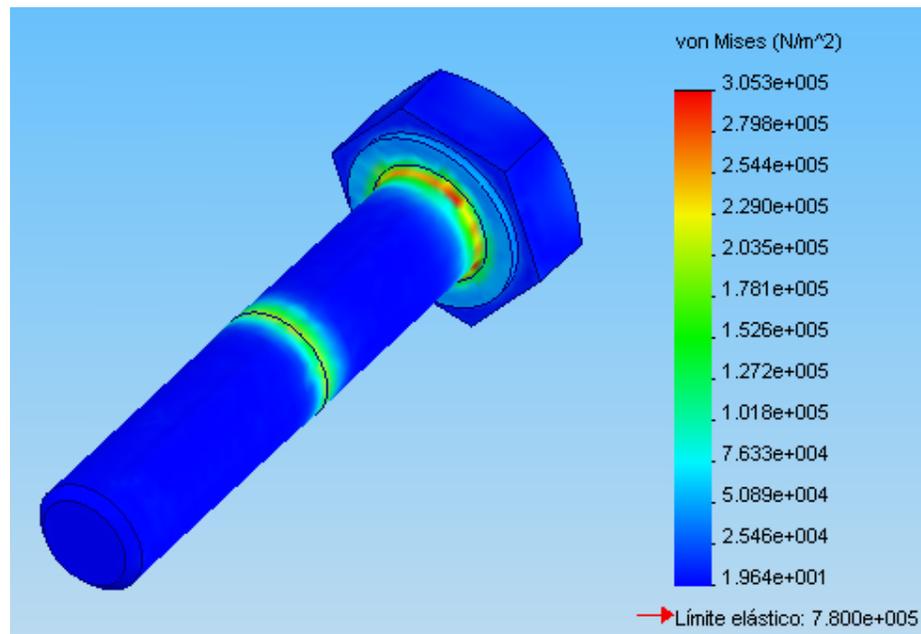
Una de las desventajas de esta opción es el poco espacio con el que se cuenta en el alojamiento del inyector y la distancia entre agujeros que se deberían maquinar en la uñeta, debilitarían la sección de la misma. (Figura 1.15, tabla 1.22)

Tabla 1.22 Valores comparativos de esfuerzos

ESFUERZOS	DATOS ANALÍTICOS	DATOS DE SIMULACIÓN	% DE ERROR
$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	355.08	305.3	14
$\sigma_{\text{mín}}$ (MPa)	354.96	203.5	
H	2.53	2.55	0.8

Fuente: Autor

Figura 1.15 Simulación de esfuerzos en los pernos cuando se coloca un segundo perno en la sujeción del inyector



Fuente: Autor

1.9.5 Estudio de esfuerzos en la semi - tuerca de sujeción

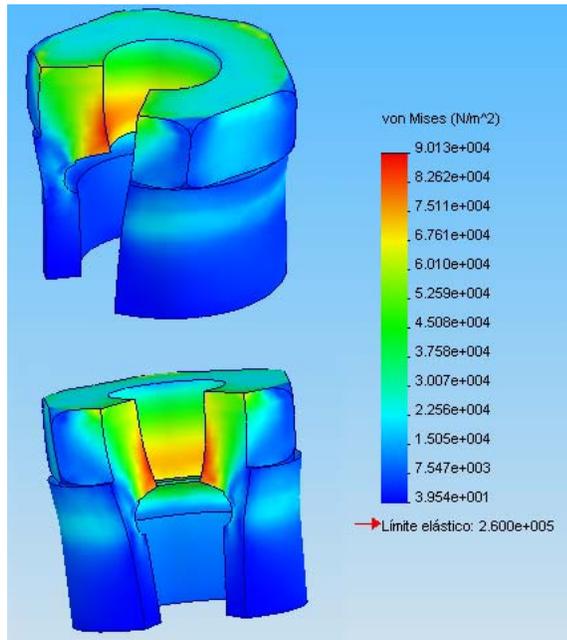
El análisis de esfuerzo máximo de 901.3KPa en la tuerca auxiliar determinado mediante el software, muestra una disminución en comparación con 954.12KPa deducido analíticamente, que representa el esfuerzo al cual está sometida la muesca de la tuerca auxiliar, para ello el análisis que se hace para determinar el esfuerzo de 954.12KPa se basa en la geometría de la tuerca, que en comparación con los valores obtenidos en la simulación (901.3KPa) es inferior al valor del límite de fluencia de 260MPa del acero recocido que se indica en la Tabla 1.9 (ver Anexos), lo que significa que la tuerca soporta la fuerza de tensión provocada por la presión en el cilindro. (Figura 1.16, tabla 1,23)

Tabla 1.23 Valores comparativos de esfuerzos

ESFUERZOS	DATOS ANALÍTICOS	DATOS DE SIMULACIÓN	% DE ERROR
$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	954.12	901.3	5.8

Fuente: Autor

Figura 1.16 Simulación de esfuerzos en la tuerca de sujeción



Fuente: Autor

CAPITULO 2

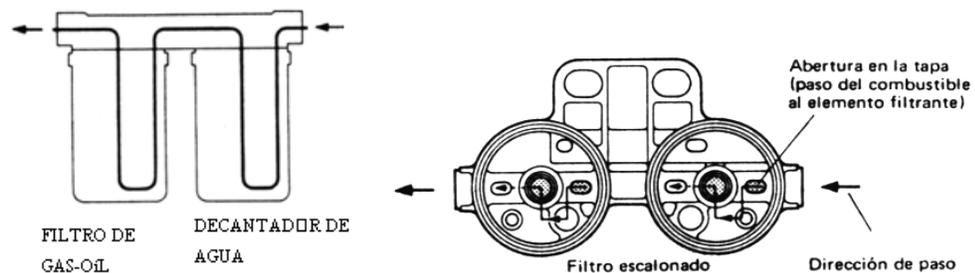
MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE FILTRADO DE COMBUSTIBLE DIESEL EN LOS VEHÍCULOS SSANG YONG

2.1 Descripción del sistema de filtración que poseen los vehículos Ssang Yong.-

El sistema (Figura 2.17) que utilizan los vehículos Ssang Yong para retener las impurezas que probablemente fueran a pasar hacia el circuito de alta presión, esta formado por un decantador de agua que es el encargado de detener la mayor cantidad de agua posible que circula conjuntamente como parte de las impurezas en el Gas-Oíl, en la base de este decantador se encuentra un sensor el cual es el encargado de informar al conductor que la trampa de agua a llegado a su nivel máximo, y un filtro Delphi de combustible Gas-Oíl, encargado de retener la mayor cantidad de impurezas que se encuentran en el Gas-Oíl.

(En la sección de Anexos 2 indica los procedimientos que se siguieron para los análisis de los tres tipos de Gas-Oíl en las tres principales ciudades del Ecuador (Quito, Guayaquil y Cuenca), junto con sus respectivas Tablas de resultados.)

Figura 2.17 Disposición del Filtro de Gas – Oíl en los vehículos Ssang Yong



Fuente: Materia entregada en la Universidad del Azuay en Motores Diesel

2.2 Estudio de los filtros que probablemente serán utilizados en los vehículos Ssang Yong.

Los circuitos de alta presión de combustible Gas-oíl dependen de ductos de flujo pequeños y de espacios libres muy reducidos. Ellos no pueden tolerar impurezas en el combustible, esto significa que los filtros de combustible deben recibir mantenimiento de acuerdo a la programación indicada por los fabricantes, o más frecuentemente si las condiciones del inventario de combustible lo exigen. Todos los filtros deben ser como mínimo de la misma calidad de los originales del equipo, para esto se obtendrá del mercado diferentes filtros con los cuales se realizaran diferentes pruebas para ver su efectividad de filtrado en condiciones extremas; los filtros que se utilizaran para las pruebas de campo serán los siguientes:

Figura 2.18 Delphi (filtro utilizado en la marca)



Fuente: Autor

Figura 2.19 Strong (filtro alternativo)



Fuente: Autor

Figura 2.20 Autec (filtro alternativo)



Fuente: Autor

Figura 2.21 Fleetguard (filtro alternativo)



Fuente: Autor

Figura 2.22 Shogun (filtro alternativo de gasolina)



Fuente: Autor

Figura 2.23 Filtro convencional de gasolina (filtro alternativo)



Fuente: Autor

2.2.1 Pruebas de laboratorio con diferentes tipos de papel filtrante.-

Para las pruebas de laboratorio se emplearon seis tipos de filtros de combustible, entre ellos dos filtros de gasolina, con el propósito de identificar el filtro que cumpla con la mayor retención de partículas mediante la combinación de estos filtros. A continuación se presenta el área (Tabla 2.24) del papel filtrante que posee cada uno de los filtros en su interior, con su respectiva microfotografía de las fibras del papel correspondiente tomadas en el laboratorio de Metalurgia y Tratamientos Térmicos de la Universidad del Azuay; para la obtención de las microfotografías se utilizó el Microscopio Invertido; se obtuvo las microfotografías cuyos formatos fue de 640X480 pixeles, y una ampliación de 400 X.

Tabla 2.24 Medidas del papel filtrante

MEDIDAS DEL PAPEL FILTRANTE		
FILTRO	MEDIDA (cm)	ÁREA DE FILTRADO (cm ²)
Shogun (gasolina)	118 x 6	708
Filtro común (gasolina)	48 x 3,5	168
Fleetguard (diesel)	199,4 x 15	2991
Autec (diesel)	387,9 x 12	4654,8
Strong (diesel)	264,1 x 7	1848,7
Delphi (diesel)	265 x 7	1855

Fuente: Autor

Figura 2.24 Delphi (filtro utilizado en los vehículos Ssang Yong)



Filtro seccionado

Microfotografía

Fuente: Autor

Figura 2.25 Strong (filtro alterno)



Filtro seccionado



Microfotografía

Fuente: Autor

Figura2.26 Autec (filtro alterno)



Filtro seccionado

Microfotografía

Fuente: Autor

Figura 2.27 Fleetguard (filtro alterno)



Filtro seccionado



Microfotografía

Fuente: Autor

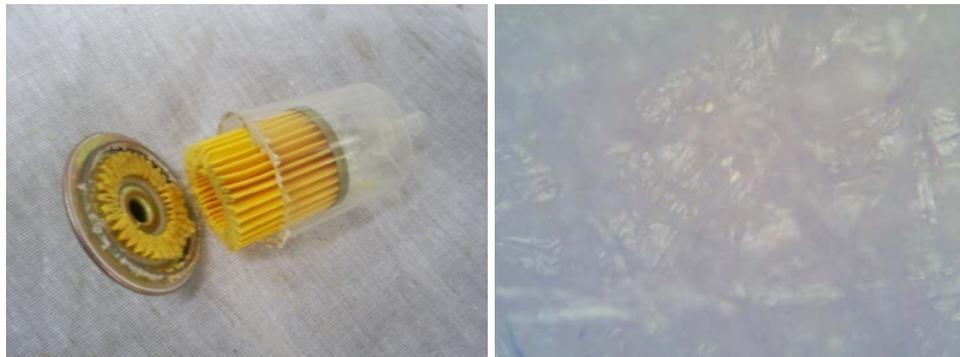
Figura 2.28 Shogun (filtro alternativo de gasolina)



Filtro seccionado Microfotografía

Fuente: Autor

Figura 2.29 Filtro convencional de gasolina (filtro alternativo)



Filtro seccionado Microfotografía

Fuente: Autor

En la Tabla 2.25 se muestra un promedio de las áreas que se tiene en cada uno de los papeles filtrantes, cuyas microfotografías se obtuvieron anteriormente con la ayuda del Microscopio Invertido. Cada promedio fue calculado con 10 áreas de poros de cada uno de los papeles filtrantes.

Tabla 2.25 Promedio de áreas de poros

PROMEDIO DE ÁREAS DE POROS DE LAS MUESTRAS DE LOS PAPELES FILTRANTES	
FILTRO	ÁREA PROMEDIO DE PORO μm^2
COMÚN	11.94
STRONG	1.11
DELPHI	0.86
SHOGÚN	2.23
FLEETGUARD	2.56
AUTEC	5.78

Fuente: Autor

En la figura 2.30 se muestra un ejemplo con el cual nos ayudamos para obtener el área de la cavidad del papel filtrante de una de las muestras.

Figura 2.30 Áreas de poros a calcular



Fuente: Autor

En la tabla 2.26 se presenta el área del papel filtrante que se utilizó en la prueba de laboratorio, el volumen de Gas-oíl filtrado y el tiempo que tarda la filtración.

Cada prueba fue realizada con un solo filtro y con Gas-oil limpio.

Tabla 2.26 Tiempos de filtrado

TIEMPO DE FILTRACIÓN CON GAS-OÍL LIMPIO			
FILTRO	VOLUMEN DE GAS-OÍL FILTRADO (ml)	ÁREA DE PAPEL (cm²)	TIEMPO DE PRUEBA DE FILTRADO
Shogun (gasolina)	90	19,634	0' 27" 86
Filtro común (gasolina)	90	19,634	0' 18' 37
Fleetguard (Gas-oil)	90	19,634	1' 38" 84
Autec (Gas-oil)	90	19,634	1' 16" 24
Strong (Gas-oil)	90	19,634	2' 02" 08
Delphi (Gas-oil)	90	19,634	1' 35" 96

Fuente: Autor

En la tabla 2.24 se muestra que para un mismo volumen de gas – oil y área de papel filtrante, la capacidad para filtrar esta dada por el tiempo empleado en traspasar el fluido por el papel filtrante, sin que existan caídas de presión conforme aumente la cantidad de impurezas retenidas, hasta que el filtro cumpla los 20.000 Km de recorrido, independientemente del tipo de filtro, en este caso vemos que los filtros mas aptos son: Shogun, Delphi y Strong.

Para las pruebas que se detallaran a continuación no se tomará en cuenta al filtro común de gasolina puesto que se comprobó que este no cumple las exigencias que se necesitan para el desempeño de los motores.

Medición de la cantidad de impurezas filtradas. Con el objeto de determinar la capacidad de filtrado que tienen los distintos tipos de filtros, nos basamos en la cantidad (gramos) de impurezas retenidas por el elemento filtrante bajo las siguientes condiciones:

- Mediante consulta bibliográfica en el manual del fabricante, la presión del circuito de combustible se mantiene constante al añadir un segundo filtro en serie al circuito.
- El diámetro de las cañerías es constante en el circuito de alimentación de combustible.
- La prueba se la realiza a presión y temperatura ambiente.
- El fabricante indica que no existe caída de presión al colocar otro filtro en serie.

Una vez establecidas las condiciones, se procede a combinar los filtros y a realizar las distintas pruebas, de la siguiente manera:

- Vertimos la cantidad de combustible sobre el área del elemento filtrante durante un determinado tiempo como se indica en la Tabla 2.26 y mediante gravedad el combustible es filtrado.
- La prueba se realiza cinco veces en diferente filtro de distinta marca y se determina una media entre la cantidad de impurezas retenidas por el elemento filtrante, obteniéndose los siguientes resultados (Tabla 2.27).

Tabla 2.27 Combinaciones de Filtros

PRUEBA	COMBINACIÓN	PESO DE IMPUREZAS RETENIDAS	ÁREA DE PAPEL FILTRANTE UTILIZADO (cm²)
1 A	1 filtro STRONG	0,849 gramos	39,269
1B	1 filtro STRONG + 1 filtro SHOGUN	1,002 gramos	58,903
2 A	1 filtro DELPHI	0,89 gramos	39,269
2B	1 filtro DELPHI+ 1 filtro SHOGUN	1,007 gramos	58,903
3 A	1 filtro FLEETGURAD	0,871 gramos	19,634
3B	1 filtro FLEETGUARD + 1 filtro SHOGUN	0,989 gramos	39,269
4 A	1 filtro AUTEK	0,792 gramos	19,634
4B	1 filtro AUTEK + 1 filtro SHOGUN	0,978 gramos	39,269

Fuente: Autor

Esta prueba se la hace con el fin de encontrar una combinación adecuada de papeles filtrantes para conseguir la mayor retención de partículas que se encuentran en el combustible Gas-oíl, siendo las más eficaces las pruebas 1B y 2B, que retienen 1.002 g y 1.007g respectivamente, siendo estos valores el peso de las muestras que se determinó en la balanza digital. (Figura 2.31).

Tomando en cuenta estos resultados, se a podido realizar el nuevo rediseño del sistema de filtrado de combustible en los motores de los vehículos Ssang Yong.

Figura 2.31 Balanza digital

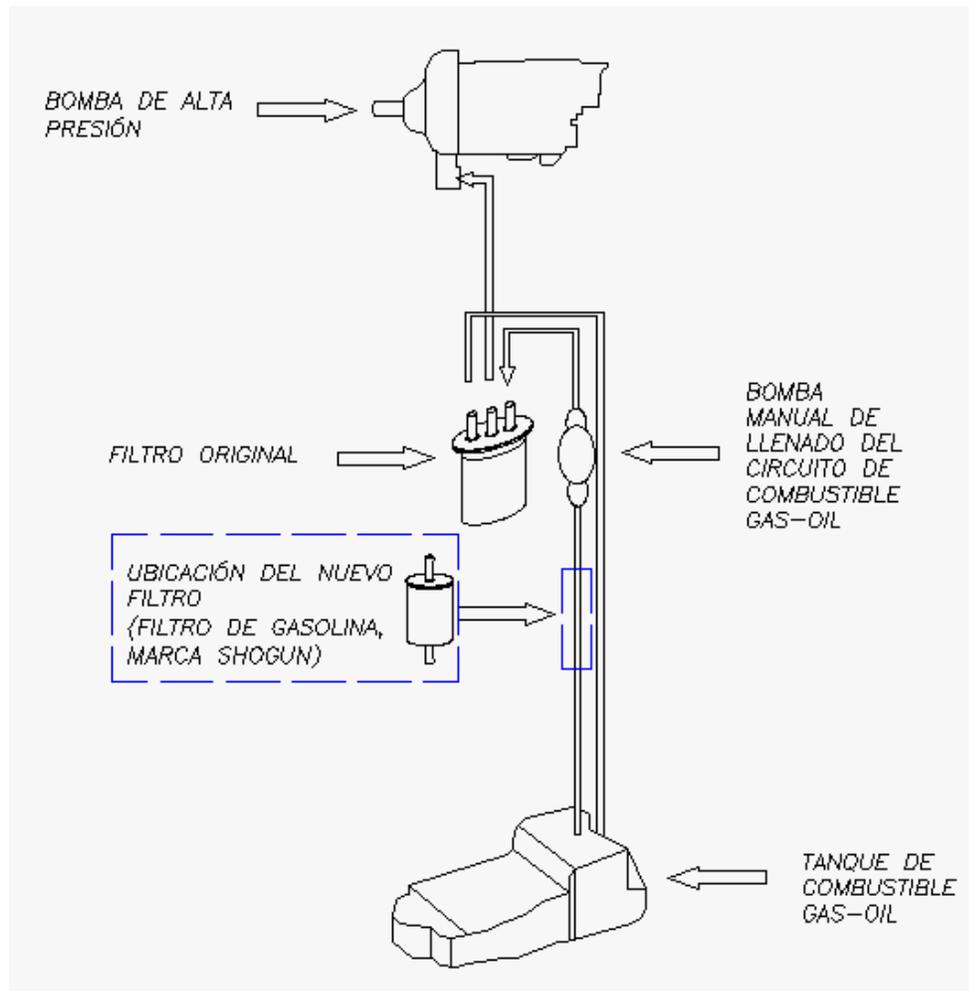


Fuente: Autor

2.3. Rediseño del filtrado de combustible Gas-oíl.-

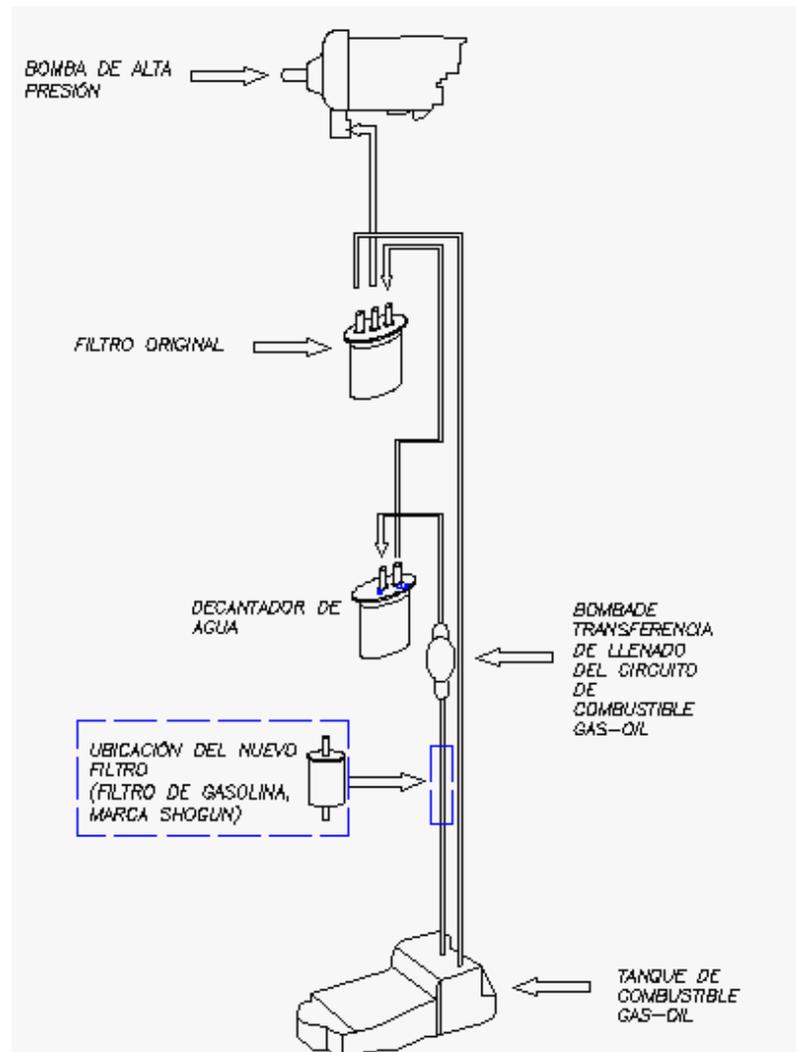
Según los resultados obtenidos luego de las diferentes pruebas realizadas en el laboratorio, se comprobó que la mejor opción de filtrado es colocar un filtro (Filtro Shogun que es utilizado en los vehículos a gasolina) antes de la bomba manual de llenado del circuito de combustible Gas-Oíl. A continuación se muestra un esquema (Figura 2.32a y 2.32b) de la ubicación del nuevo filtro en el circuito de alimentación.

Figura 2.32a Ubicación del nuevo filtro en el circuito de alimentación



Fuente: Autor

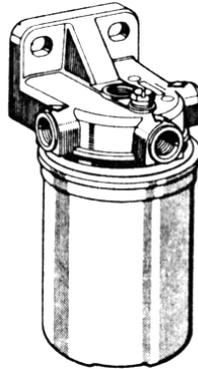
Figura 2.32b Ubicación del nuevo filtro en el circuito de alimentación



Fuente: Autor

Otra de las opciones de filtrado es colocar un filtro de tipo Box (Figura 2.33), con esto se deberá tener en cuenta de que se debe cambiar la base donde ira colocado este tipo de filtro, y, también el filtro de gasolina antes de la bomba de transferencia, ya que se comprobó que con esta opción de filtrado se obtenía un resultado adecuado.

Figura 2.33 Filtro - Box



Fuente: Universidad del Azuay

Este filtro consiste en un cuerpo de chapa, en el que se halla un elemento filtrante de papel. En la tapa del cuerpo se encuentra un orificio central roscada 1M 16 x 1.51., para sujetar la caja a la tapa del filtro y para la salida del combustible, así como cuatro orificios para la entrada del combustible.

El esquema de la ubicación del nuevo filtro es similar al mostrado anteriormente. Se debe tomar en cuenta que se debe cambiar la base en la que ira colocado el filtro principal que en este caso sustituirá al original.

Con los datos que se obtuvieron en las pruebas de filtrado realizadas que se indican en la tabla 2.27 el filtro recomendado para este rediseño en este tipo de motores es el de la marca “Fleetguard” (figura 2.34) cuyas características están indicadas en la tabla 2.28.

Tabla 2.28 Características del filtro Fleetguard

Medida del papel filtrante cm	199.4 x 15
Área promedio de poro μm^2	2.56

Fuente: Autor

Figura 2.34 Filtro Fleetguard



Fuente: Autor

2.4 Análisis de costos.-

El costo estimado para la implementación del nuevo sistema de filtrado.

En este punto se tratarán los costos que aproximadamente valdrá cada uno de los filtros, la instalación del nuevo sistema.

- Costo de cada uno de los filtros (Tabla 2.29)

Tabla 2.29 Costos de filtros

FILTRO	COSTO
	APROXIMADO (\$)
COMÚN	0.50
STRONG	10.00
DELPHI	38.50
SHOGÚN	5.00
FLEETGUARD	16.21
AUTEC	7.27

Fuente: Casas de Repuestos Automotrices de Cuenca

- Costo de las variaciones del rediseño

Tabla 2.30 Costos de las variaciones

PRUEBA	COMBINACIÓN	COSTOS \$
1 A	1 filtro STRONG	10.00
1B	1 filtro STRONG + 1 filtro SHOGUN	15.00
2 A	1 filtro DELPHI	38.50
2B	1 filtros DELPHI+ 1 filtro SHOGUN	43.50
3 A	1 filtro FLEETGURAD	16.21
3B	1 filtro FLEETGUARD + 1 filtro SHOGUN	21.21
4 A	1 filtro AUTEK	7.27
4B	1 filtro AUTEK + 1 filtro SHOGUN	12.27

Fuente: Casas de Repuestos Automotrices de Cuenca, Talleres Miotto

Comparando resultados de costos, es posible optar por la prueba 1B cuya combinación es colocar dos filtros Strong y un filtro Shogun, que en conjunto nos da un valor de \$25.00

Tomando en cuenta suministros extras, como son: bridas de cañerías, cañerías, acoples, y mano de obra se incrementara un costo aproximado de \$13 al valor total de las combinaciones de los filtros que se indicó en la tabla 2.29

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El rediseño propuesto para la sujeción de los inyectores en los vehículos Ssang Yong, incrementará la vida útil de estos elementos y se evitará dar un mantenimiento correctivo de los mismos, se determinó que los aceros a utilizarse sean de alta calidad y resistencia.

Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo cada 20.000 Km de recorrido, para evitar los inconvenientes que se han venido generando.

Los porcentajes de error que comparan los valores de los esfuerzos obtenidos analíticamente y por simulación son tolerables, ya que la simulación permite observar el comportamiento de los elementos de sujeción cuando están sometidos a las fuerzas y esfuerzos que se aproximan más a la realidad, lo que permite dar opciones de rediseño descritos en el trabajo monográfico, y que estos puedan ser aplicados o ejecutados, sin dejar pasar por alto los costos de elaboración y espacio físico que se dispone en el alojamiento de los inyectores.

La deficiencia en la hermeticidad existente entre los inyectores y el cabezote, perjudica a estos elementos debido a la corrosión, haciendo que los inyectores queden adheridos al cabezote, por los óxidos que se forma entre estos elementos, dificultando su extracción, por lo que, se recomienda colocar un o – ring de alta temperatura y resistente a la presión, debe tener la característica de fijar el inyector, facilitar el desmontaje y permitir una correcta hermeticidad conjuntamente con la arandela en “U”.

Existen varios factores los cuales pueden dificultar la extracción del inyector o hacer que el perno de sujeción del inyector falle o se rompa; por ejemplo el sistema de refrigeración y los materiales con los cuales son fabricados los elementos afecta directamente a la dilatación de los mismos, debido a que pueden existir cambios bruscos de la temperatura ambiente o en la puesta en marcha del motor; cuya consideración se ha descrito como una condición previa al cálculo del rediseño del perno y hermeticidad de la junta tórica del mismo.

Pese a las dificultades que puedan existir en la extracción del inyector, se puede optar por procedimientos que el técnico debería considerar antes de realizar el mantenimiento en los inyectores cuando estos sean necesarios desmontarlos como:

limpiar adecuadamente la cavidad del inyector, verificar el correcto estado del anillo cónico del inyector, verificar el correcto funcionamiento de cada uno de los inyectores.

Según pruebas de filtrado y análisis de los combustible Gas – Oil realizados en el laboratorio, se encontró el nuevo diseño para obtener un mejor filtrado de combustible, que consiste en colocar un segundo filtro entre el tanque de combustible y la bomba manual de llenado.

Se recomienda a la Facultad de Ciencia y Tecnología dotar de laboratorios para realizar los distintos análisis de combustibles.

BIBLIOGRAFÍA

Referencias bibliográficas

BEER, Johnston, Mecánica de Materiales, 2da edición, Bogotá, McGRAW-HILL (1981).

CUESTA, Gabriel. Camiones y Vehículos Pesados. Reparación y Mantenimiento, Madrid – España, Cultural S. A. (2003)

RUBINSON, J F., Robinson, K. A. Química Analítica contemporánea, primera edición, (2000)

SHIGLEY, E. Joseph y MSCHKE, Charles R.,(2002) Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta edición, México McGRAW-HILL

Referencias electrónicas

GIRONDI, Giorgio. FILTRO DE COMBUSTIBLE DIESEL Y SEPARADOR DE AGUA, España, Enero 2009, <http://patentados.com/invento/filtro-de-combustible-diesel-y-separador-de-agua.html>

Inyector de combustible, <http://www.sabelotodo.org/automovil/inyectores.html>

Inyectores Inteligentes para motores Diesel, <http://personales.ya.com/davidgomez/proyinyec.htm>

Propiedades y características de combustibles diesel y biodiesel, Enero 2009, <http://www.wearcheckiberica.es/documentacion/doctecnica/combustibles.pdf>

Sistema de combustible en motores diesel; mht; Made in Siero's Valley © 2002-2007 Enero 2009, <http://members.fortunecity.es/100pies/mecanica/inyeccion.htm>

Ssang Yong, Catálogos de los vehículos, CD

ANEXOS

ANEXO 1

TABLAS DE MATERIALES

TABLA 1.1 Resistencias a la fatiga completamente corregidas para pernos y tornillos

Grado clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	¼ - 1 pulg.	18.6 Kpsi
	1 1/8 – 1 ½ pulg.	16.3 Kpsi
SAE 7	¼ - 1 1/2 pulg.	20.6 Kpsi
SAE 8	¼ - 1 1/2 pulg.	23.2 Kpsi
ISO 8.8	M16 – M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6 – M16	140 MPa
ISO 10.9	M5 – M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6 – M36	190 Mpa

Fuente: SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, sexta edición, México 2005, pagina 493 Tabla 8 – 17.

TABLA 1.2 Especificaciones de los elementos

ELEMENTO	Se(Mpa)	Sp(Mpa)	Sut(Mpa)	Sy (Mpa)	E(GPa)
Perno	140	650	900	720	200
Arandela	140	650	900	720	200
Uñeta	140	650	900	720	200
Cabezote	----	----	----	----	75

Fuente: BEER, Johnston; Mecánica de Materiales, pagina 699

TABLA 1.3 Clases métricas de propiedad mecánica para perno, tornillos de acero

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños inclusive	Resistencia mínima de prueba Sp	Resistencia de tensión mínima Sut	Resistencia mínima de fluencia	Material
4.6	M5 – M36	225	400	240	Acero al medio o bajo carbono
4.8	M1.6 – M16	310	420	340	Acero al medio o bajo carbono
5.8	M5 – M24	380	520	420	Acero al medio o bajo carbono
8.8	M16 – M36	600	830	660	Acero al medio carbono T y R
9.8	M1.6 – M16	650	900	720	Acero al medio carbono T y R
10.9	M5 – M36	830	1040	940	Acero martensítico al bajo carbono T y R
12.9	M1.6 – M36	970	1220	1100	Acero de aleación T y R

Fuente: Fuente: SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, sexta edición, México 2005, pagina 477, Tabla 8.11

TABLA 1.4 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso basto y fino

Dimensiones del perno			
	Diámetro nominal 8 mm.		Diámetro nominal 10 mm
D	Diámetro	8 mm.	10 mm.
At	Área de tensión del perno	36.6 mm ² .	58 mm ²
Ad	Área del diámetro del perno	50.3 mm ² .	78.5 mm ²
Lt	Longitud de la posición roscada de agarre del perno	18.14 mm.	18.14 mm.
Ld	Longitud no roscada del perno	18 mm.	18 mm.
P	Paso	1.25mm.	1.5 mm.

Fuente: Fuente: SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, sexta edición, México 2005, pagina 456-457. Tabla 8.1 y 8.2.

TABLA 1.5 Especificaciones de los materiales de sujeción

Arandela	Uñeta	Cabezote
E = 200 GPa	E = 200 GPa	E = 75 GPa
d = 8.4 mm	d = 8.5 mm	d = 8 mm
l = 3.2 mm	l = 6 mm	l = 18.14 mm

Fuente: Autor

TABLA 1.9 Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería

PROPIEDADES TÍPICAS DE MATERIALES SELECCIONADOS USADOS EN INGENIERIA											
UNIDADES SI											
MATERIAL	DENSIDAD Kg/m ³	RESISTENCIA ULTIMA			FLUENCIA		MOD. De Elasticidad GPa	MOD. De Rigidez GPa	Coef. De expansión Térmica 10 ⁻⁶ /°F	Ductilidad% de elongación en 50mm	
		TENSION (MPa)	COMPRESION (MPa)	CORTANTE (MPa)	TENSION (MPa)	CORTANTE (MPa)					
ACERO Alta resistencia ASTM-A242	7860	480				345	205	200	77	11.7	22
RECOCIDO	7920	655				260	150	190	75	17.3	50

Fuente: Beer Johnston, Mecánica de Materiales, página 699

Tabla 1.15 Especificaciones ASTM para pernos de acero

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños inclusive	Resistencia mínima de prueba(MPa)	Resistencia de tensión mínima (MPa)	Resistencia mínima de fluencia (MPa)	Material	Marca en la cabeza del perno
4.6	M5 - M36	225	400	240	Acero al bajo o medio carbono	4.6
4.8	M1.6 - M16	310	420	340	Acero al bajo o medio carbono	4.8
5.8	M5 - M24	380	520	420	Acero al bajo o medio carbono	5.8
8.8	M16 - M36	600	830	660	Acero al medio carbono, T y R	8.8
9.8	M1.6 - M16	650	900	720	Acero al medio carbono, T y R	9.8
10.9	M5 - M36	830	1040	940	Ac. martensítico al bajo carbono, T y R	10.9
12.9	M1.6 - M36	970	1220	1100	Ac. de aleación, T y R	12.9

Fuente: Fuente: SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, sexta edición, México 2005, pagina 476, Tabla 8-10

Tabla 1.16 Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente

AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (Kpsi)	Resistencia a la cedencia MPa (Kpsi)	Elongación %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
1050	T y R*	205 (400)	1120 (163)	807 (117)	9	27	514
	T y R*	425 (800)	1090 (158)	793 (115)	13	36	444
	T y R*	650 (1200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
1060	Normalizado	900 (1650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
	Recocido	790 (1450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187
	T y R	425 (800)	1080 (156)	765 (111)	14	41	311
	T y R	540 (1000)	965 (140)	669 (97)	17	45	277
	T y R	650 (1200)	800 (116)	524 (76)	23	54	229
1060	Normalizado	900 (1650)	776 (112)	421 (61)	18	37	229
	Recocido	790(1450)	626 (91)	372 (54)	22	38	179

Fuente: Fuente: SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, sexta edición, México 2005, pagina 1216, Fragmento de la Tabla E-21

Tabla 1.17 Compatibilidad química de los anillos de hule

FLUID	HOSE MATERIAL											HOSE END FITTINGS		
	PVC	Nitrile	Vinyl Nitrile I	Neoprene	Teflon	Nylon	EPDM	Hypalon	Hyrel	Polyurethane	CPE	Brass	Steel	31 6 Stainless
Acetaldehyde	X	X	X	X	G	G	G	F	X	X	-	X	X	G
Acetic Acid	X	X	X	X	G	X	G	X	X	X	G	X	X	G
Acetic Acid	F	X	X	F	G	F	G	F	G	X	G	X	X	G
Acetic Anhydride	X	G	G	X	G	X	G	F	X	X	G	X	F	F
Acetone	X	X	X	X	G	G	G	F	F	X	G	G	G	G
Acrylonitrile	G	X	X	X	G	G	X	X	-	X	G	-	G	G
Air	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
Alcohols (Methanol & Ethanol)	X	G	G	G	G	G	G	G	G	X	G	G	F	G
Aluminum Chloride	G	G	G	G	G	X	G	G	G	G	G	X	X	F
Aluminum Fluoride	G	G	G	F	G	X	G	G	-	G	X	X	X	X
Aluminum	G	G	G	G	G	G	G	G	-	G	G	X	F	G
Aluminum Sulfate	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	X	G
Alums	G	G	G	G	G	F	G	G	X	G	G	X	X	F
Ammonia, Anhydrous	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Ammonia Solution	G	G	G	F	G	G	G	G	X	X	X	X	G	G
Ammonium	G	G	G	G	G	X	G	G	G	G	G	X	G	F
Ammonium	X	F	F	F	G	G	G	G	X	X	G	X	F	G
Ammonium	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	G	-	-	G
Ammonium	F	G	G	G	G	G	G	G	G	F	G	X	X	G
Ammonium Sulfate	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	X	F
Amyl Acétate	X	X	X	X	G	G	F	X	X	X	X	G	F	G
Amyl Alcohol	X	G	G	F	G	G	G	G	G	X	G	G	F	F
Aniline	X	X	X	X	G	X	X	X	X	X	X	X	G	G
Anilina Oyes	X	F	F	F	G	X	G	F	X	X	X	X	X	F
Animal Oils and Fats	G	G	G	X	G	G	F	F	G	X	F	G	G	G
Anti-Freeze (Glycol Base)	G	G	G	G	G	F	G	G	G	X	G	G	G	G
Aqua Regia	X	X	X	X	G	X	X	X	X	X	X	-	X	X
Asphalt	X	G	G	X	G	G	X	X	-	X	F	G	G	G
Barium Chloride	G	G	G	G	G	X	G	G	G	G	G	X	F	G
Barium Hydroxide	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	G	X	G	G

Delgado Enderica 62

Barium Sulfide	G	G	G	G	G	X	G	G	X	G	G	X	X	G
Beet Sugar Liquors	G	G	G	G	G	G	X	G	G	X	G	X	G	G
Benzaldehyde	X	X	X	X	G	G	F	X	X	X	X	F	F	G
Benzene, Benzol	X	X	X	X	G	G	X	X	X	X	F	G	G	G
Benzoic Acid	X	X	X	G	G	X	X	X	X	X	F	F	X	F
Black Sulfate	X	F	F	G	G	F	G	F	G	X	F	X	G	G
Bórax	G	F	F	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
Boric Acid	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	X	X	G
Brake Fluid (Glycol Ether Base)	X	X	X	F	G	G	G	X	-	X	G	G	G	G
Brine	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	G	-	X	F
Butane														
Butyl Acetate	X	X	x	X										

Use H366 Hose Only

FLUID	HOSE MATERIAL											HOSE END FITTINGS		
	PVC	Nitrile	Vinyl Nitrile I	Neoprene	Teflon	Nylon	EPDM	Hypalon	Hytrel	Polyurethane	CPE	Brass	Steel	31 6 Stainless
Butyl Alcohol, Butanol	X	G	G	G	G	G	G	G	G	X	G	G	G	G
Calcium Bisulfite	G	G	G	G	G	F	G	G	X	G	X	X	X	X
Calcium Chloride	G	G	G	G	G	X	G	G	G	G	G	X	F	F
Calcium Hydroxide	G	F	F	G	G	F	G	F	G	X	G	F	G	G
Calcium Hypochlorite	G	F	F	F	G	F	G	F	F	X	G	F	X	f
Cañe Sugar Liquors	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	G	F	G	G
Carbón Dioxide (Dry)	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
Carbón Dioxide (Wet)	-	G	G	G	G	G	G	G	-	G	-	F	G	G
Carbón Disulfide (Bisulfide)	X	X	X	X	G	X	X	X	X	G	X	G	G	G
Carbón Monoxide (Hot)	X	F	F	F	G	X	F	G	G	F	G	X	F	G
Carbón Tetrachloride	X	X	X	X	G	G	X	X	F	X	X	G	G	G
Carbonic Acid	X	G	G	G	G	X	G	G	X	F	X	X	X	F
Castor Oil	G	G	G	F	G	G	F	G	F	F	G	G	G	G

Delgado Enderica 63

Cellulosolve Acétate	X	X	X	X	G	F	F	F	X	X	X	X	X	G
Chlorinated Solvents	X	X	X	X	G	F	X	X	X	X	X	G	G	F
Chloroacetic Acid	X	X	X	X	G	X	F	X	X	X	X	X	X	F
Chlorobenzene	X	X	X	X	G	G	X	X	X	X	X	F	F	G
Chloroform	X	X	X	X	G	G	X	X	X	X	X	G	G	G
Chlorosulfonic Acid	X	X	X	X	G	X	X	X	X	X	X	X	F	X
Chromic Acid (Under 25%)	F	X	X	X	G	X	G	G	X	X	X	X	X	G
Chromic Acid (Over 25%)	X	X	X	X	G	X	G	G	X	X	X	X	X	F
Citric Acid	G	F	F	G	G	X	G	G	G	X	X	X	X	G
Coke Oven Gas	X	X	X	X	F	X	X	X		X	X	F	G	G
Copper Chloride	G	G	G	F	G	G	G	G	G	G	X	X	X	G
Copper Sulfate	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	X	X	G
Corn Syrup (non-food)	G	G	G	F	G	G	G	F	G	G	-	-	G	G
Cottonseed Oil	F	G	G	X	G	G	F	F	G	G	G	G	G	G
Creosote	X	F	F	X	G	X	X	F	X	F	F	F	-	G
Cresol	X	X	X	X	G	X	X	X	X	X	G	-	G	G
Dextrose (food grade)	X	X	X	X	G	X	X	X	X	X	X	G	G	G
Diaminoethane	X	X	X	X	G	X	F	X	-	X	-	G	G	G
Dibromoethane	X	X	X	X	G	G	X	X	-	X	-	-	-	-
Dichlorobenzene	X	X	X	X	G	G	X	X	X	X	X	-	.	G
Diesel Fuel	X	G	G	X	G	G	X	F	F	F	G	G	G	G
Diethanolamine	-	F	F	X	G	X	G	X	X	X	G	X	G	G
Diethylenetriamine	-	F	F	X	G	X	G	X	X	X	G	-		-
Dowtherm A	X	X	X	X	G	X	X	X	X	X	X	X	F	G
Enamel (Solvent Base)	X	F	F	X	G	G	X	X	X	X	X	G	-	G

Ethanolamine	X	F	F	X	G	X	G	X		X	G	X	G	G
Ethers (Ethyl Ether)	X	X	X	X	G	F	X	X	X	F	G	G	G	G
Ethyl Alcohol (To 150°)	F	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G	F	G	G
Ethyl Acétate	X	X	X	X	G	G	G	X	F	X	F	G	G	G

CODES: G - Good resistance. F - Fair resistance. X - Incompatible. - No data available.

NOTE: All data given herein is believed to be accurate and reliable, but presented without guarantee, warranty, or responsibility of any kind, express or implied, on our part. Chemical resistance will vary with the wide diversity of possible mixtures and service conditions. It is therefore not possible to give any guarantee whatsoever in individual cases.

^A In all applications, the cover must be pinpricked.

Fuente: Weatherhead, Hose Assembly, Master catalogs, Dated June 2001

Tabla 1.18 Referencia de O – ring en mm

REFERENCIA	W. TOL. (m.m.)	I/D(m.m.)	O 1 D(m.m.)
3x2	2.0 ±0.08	3.0 + 0.13	7.0 ±0.13
4x2	2.0 ±0.08	4.0 + 0.13	8.0 ±0.13
5x2	2.0 ±0.08	5.0 ±0.13	9.0 ±0.13
6x2	2.0 + 0.08	6.0 + 0.13	10.0 ±0.13
7.5 x 2	2.0 + 0.08	7.5 + 0.13	11.5 ±0.13
8x2	2.0 ±0.08	8.0 + 0.13	12.0 ±0.13
10 x 2	2.0 + 0.08	10.0 + 0.13	14.0 ±0.13
10x2.5	2.5 ±0.08	10.0 ±0.13	15.0 ±0.13
12x2.5	2.5 + 0.08	12.0 ±0.13	17.0 ±0.13

13x2.5	2.5 + 0.08	13.0 ±0.13	18.0 ±0.13
14x2.5	2.5 ±0.08	14.0 + 0.13	19.0 ±0.13
15x2.5	2.5 ±0.08	15.0 + 0.13	20.0 + 0.13
16x2.5	2.5 ±0.08	16.0 ±0.13	21.0 ±0.13
18x2.5	2.5 + 0.08	18.0 ±0.13	23.0 ±0.13
19x3	3.0 + 0.10	19.0 ±0.15	25.0 ±0.15
20x3	3.0 + 0.10	20.0 ±0.15	26.0 ±0.15
22x3	3.0 + 0.10	22.0 + 0.15	28.0 + 0.15
24x3	3.0 + 0.10	24.0 + 0.15	30.0 + 0.15
26x3	3.0 ±0.10	26.0 + 0.15	32.0 + 0.15
27x3	3.0 ±0.10	27.0 ±0.15	33.0 ±0.15
28x3	3.0 ±0.10	28.0 + 0.15	34.0 + 0.15
30x3	3.0 + 0.10	30.0 + 0.15	36.0 + 0.15
32x3	3.0 ±0.10	32.0 + 0.15	38.0 ±0.15
33x3	3.0 + 0.10	33.0 ±0.15	39.0 ±0.15
35x3	3.0 + 0.10	35.0 ±0.15	41.0 ±0.15
36x3	3.0 ±0.10	36.0 + 0.15	42.0 ±0.15

37x4	4.0 ±0.20	37.0 ±0.20	45.0 ±0.20
40 x 4	4.0 ±0.20	40.0 ±0.20	48.0 + 0.20
43 x 4	4.0 + 0.20	43.0 + 0.20	51.0 + 0.20
46 x 4	4.0 + 0.20	46.0 ±0.20	54.0 + 0.20

Fuente: Casa de repuestos, Manguerassa

ANEXO 2

ESTUDIO DE MUESTRAS DE COMBUSTIBLE GAS-OÍL DE LAS TRES PRINCIPALES CIUDADES DEL PAÍS

Metodología que se utilizó en el análisis de las muestras de combustible Gas-Oíl de las tres principales ciudades del Ecuador (Cuenca, Quito y Guayaquil)

Cromatografía de gases

La cromatografía de gases (CG) es un método analítico estudiado y aplicado ampliamente durante más de 40 años para resolver problemas analíticos muy diversos. Como resultado, se han determinado condiciones para la separación de prácticamente cualquier tipo de compuestos procesables por CG. Tomando esta base de conocimientos como punto inicial, aún continúan los esfuerzos para optimizar análisis específicos.

En la figura 1 se ilustra un diagrama de bloques de un aparato de CG representativo. El equipo de cromatografía de gases difiere significativamente del que se emplea en HPLC. En CG se requiere un control preciso del flujo de gases, en vez de líquidos, y las columnas suelen ser más largas y más angostas. También las fases estacionarias difieren. Muchos de los detectores, aunque no todos, difieren en construcción y operación con respecto a los que se emplean en HPLC. Por último, como el gas de arrastre no actúa como disolvente, el intervalo de temperatura de la columna es una variable crítica para optimizar las separaciones y debe controlarse de manera estricta.⁵

⁵ Química Analítica contemporánea, primera edición, Rubinson, J.F., Rubinson, K. A. primera edición, 2000; paginas 434, 435

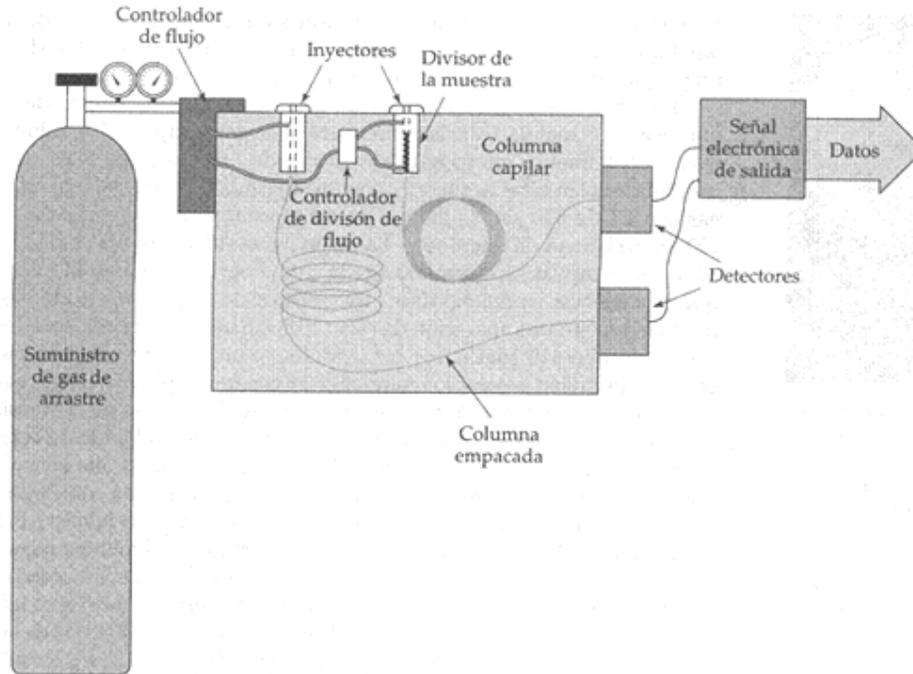


Diagrama (no a escala) de las partes fundamentales de un cromatógrafo CG/CGL.

El gas de arrastre almacenado en un tanque a alta presión se conecta al sistema a través de un regulador adecuado. Así se suministra gas a una presión fija al controlador de flujo de gas del instrumento, que es otro regulador. La muestra se introduce al inyector (que generalmente está caliente) y pasa a la columna cromatográfica. Si se elige una columna capilar, la muestra se diluye con gas de arrastre y sólo una porción de la misma continúa por la columna. Ésta es la función del divisor. Al final de la columna se encuentra el detector, que es un transductor que responde a la presencia de los analitos. Las señales del detector se amplifican y se registran.

Figura 1 Fuente: Química Analítica contemporánea, primera edición, Rubinson, J F., Rubinson, K. A. primera edición, 2000; paginas 434, 435

Espectrometría de absorción

La espectrometría de absorción consiste en medir la fracción de luz de una determinada longitud de onda que atraviesa por la muestra. En la figura 2 se ilustra el equipo necesario. La muestra (por ejemplo, una solución colorida) no emite luz en si, de modo que es necesario incluir una fuente luminosa adicional.

La mayor parte de las fuentes producen luz con longitudes de onda indeseables además de las que se requieren. (Las excepciones a esta característica general son las fuentes de radiofrecuencia y los láseres).

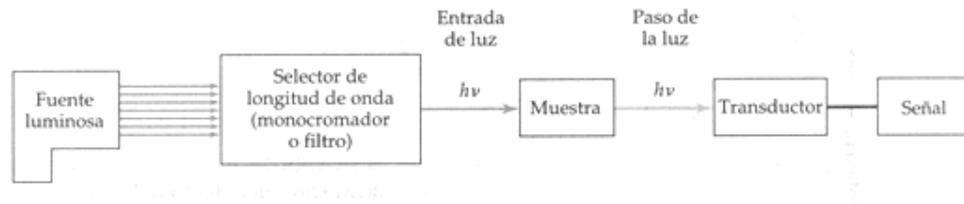


Figura 2 Fuente Diseño general del equipo experimental para medir la absorción de la muestra o su transmitancia a una longitud de onda única⁶

En los resultados mostrados a continuación se tiene el análisis de muestras de combustible Gas – Oíl de las tres principales ciudades del Ecuador que son: Cuenca, Quito y Guayaquil.

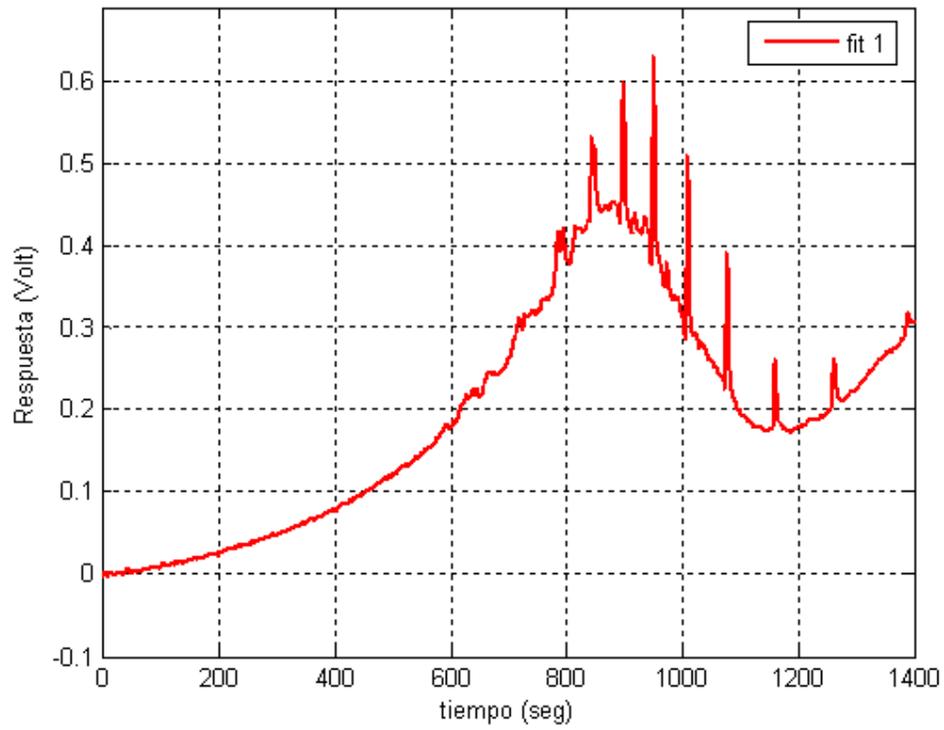
En la TABLA 1 se tiene la cantidad en “ppm” es decir en partículas por millón, de los metales de mayor relevancia (Plomo, Cromo, Cadmio, Manganeso y Níquel) que las muestras de Gas – Oíl poseen.

Muestra	Pb (ppm)	Cr (ppm)	Cd (ppm)	Mn (ppm)	Ni (ppm)
Guayaquil	0,3	1,2	0,5	0,5	1
Quito	0,1	1	1	0,7	0,8
Cuenca	0,2	0,8	0,7	0,3	0,7

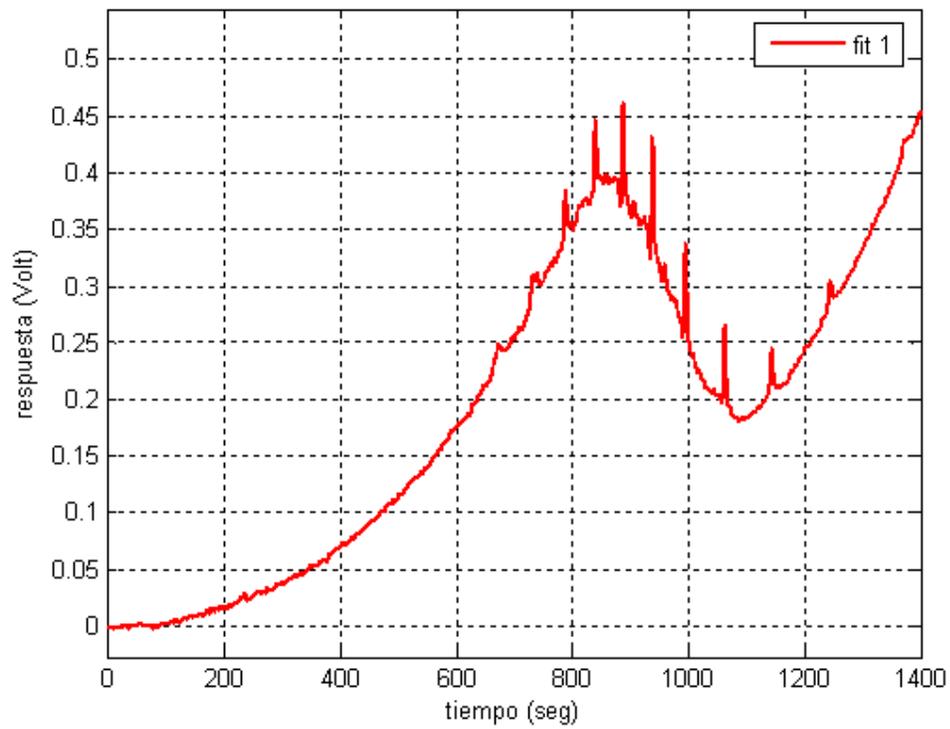
TABLA 1 Fuente: Datos obtenidos en el Laboratorio Químico de la Universidad del Azuay

En los siguientes diagramas obtenidos en el Cromatograma de la Universidad del Azuay, se muestra la cantidad de hidrocarburos que poseen las muestras de combustible Gas – Oíl. Teniendo como resultado que las muestras de Guayaquil y Cuenca son las más similares en sus características y que la muestra de Quito es el mejor combustible en comparación del combustible de las otras dos ciudades; dando como resultado que el combustible de Quito es el mejor para la utilización en los motores que funcionen con el principio de los motores Diesel.

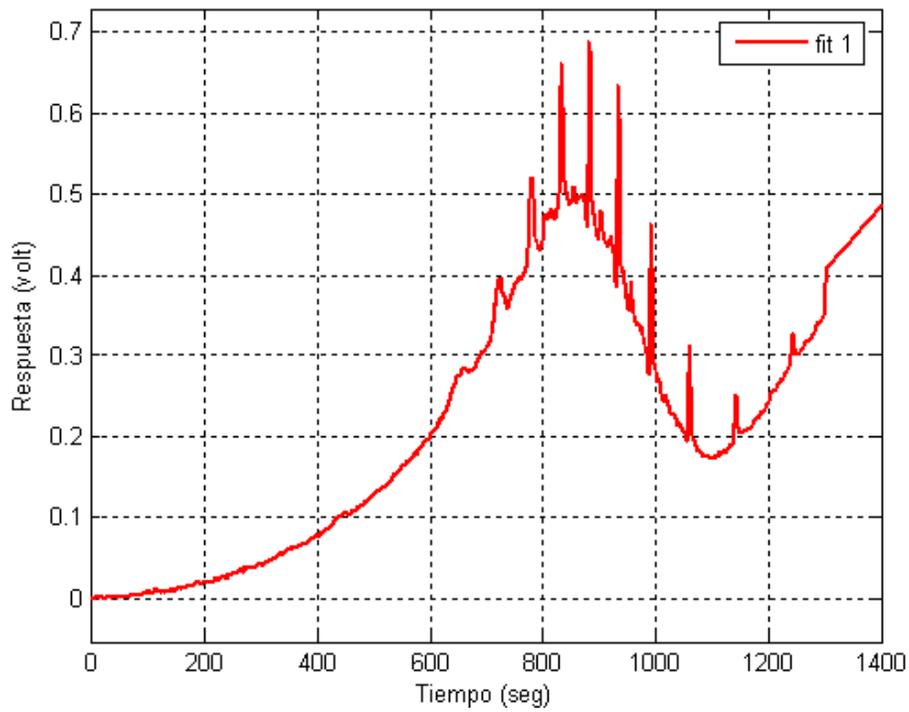
⁶ Química Analítica contemporánea, primera edición, Rubinson, J.F., Rubinson, K. A. primera edición, 2000; paginas 330, 331, 332



Perfil Gas – Cromatográfico del diesel de Quito

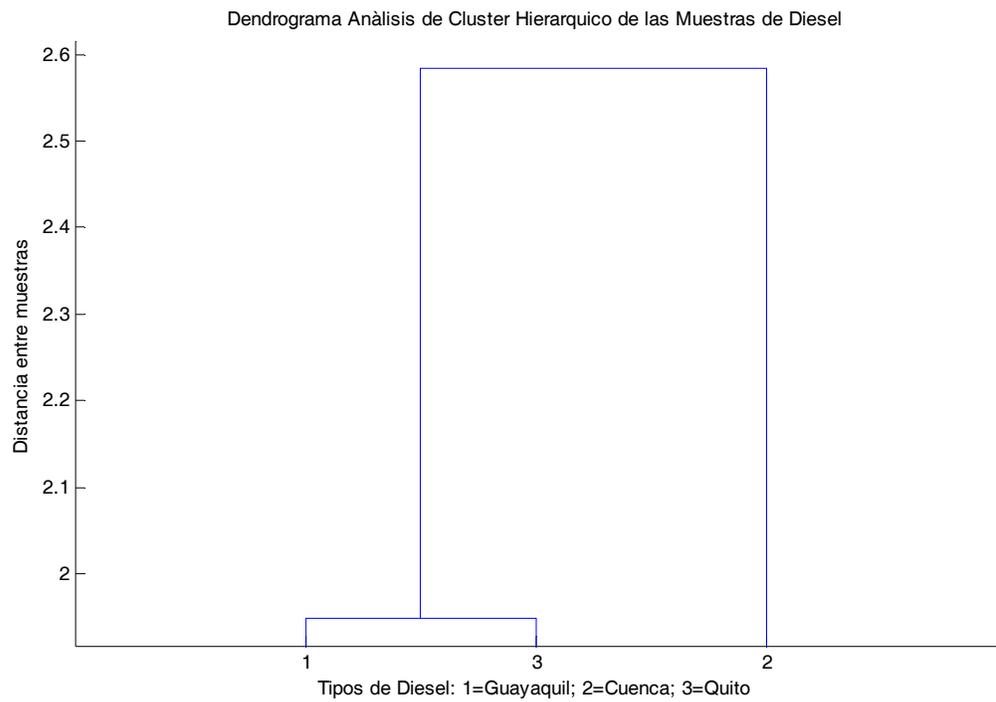


Perfil Gas –Cromatográfico del diesel de Cuenca



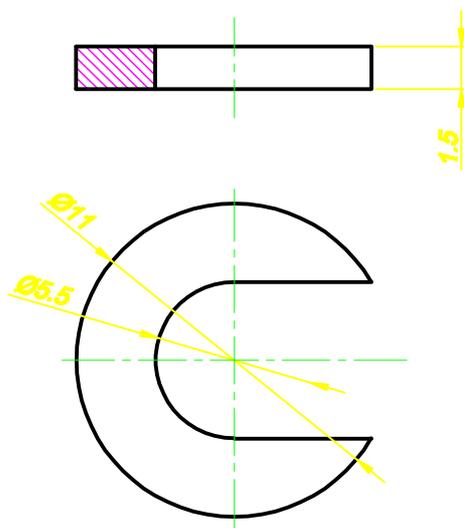
Perfil Gas – Cromatográfico del diesel de Guayaquil

Diagrama-Análisis de Clúster Jerárquico de las Muestras de Diesel

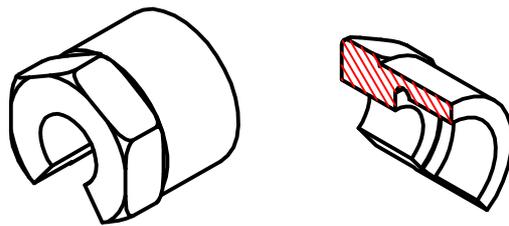


ANEXOS 3

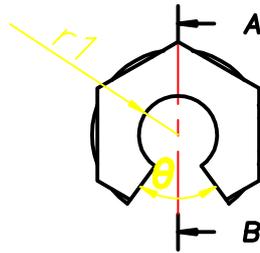
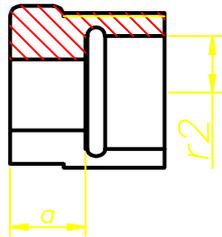
Láminas



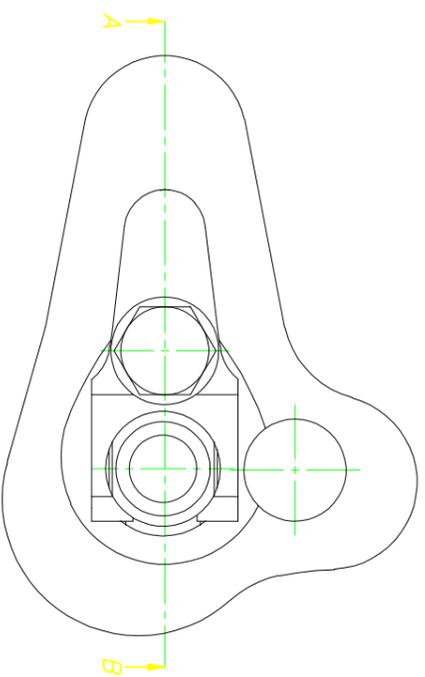
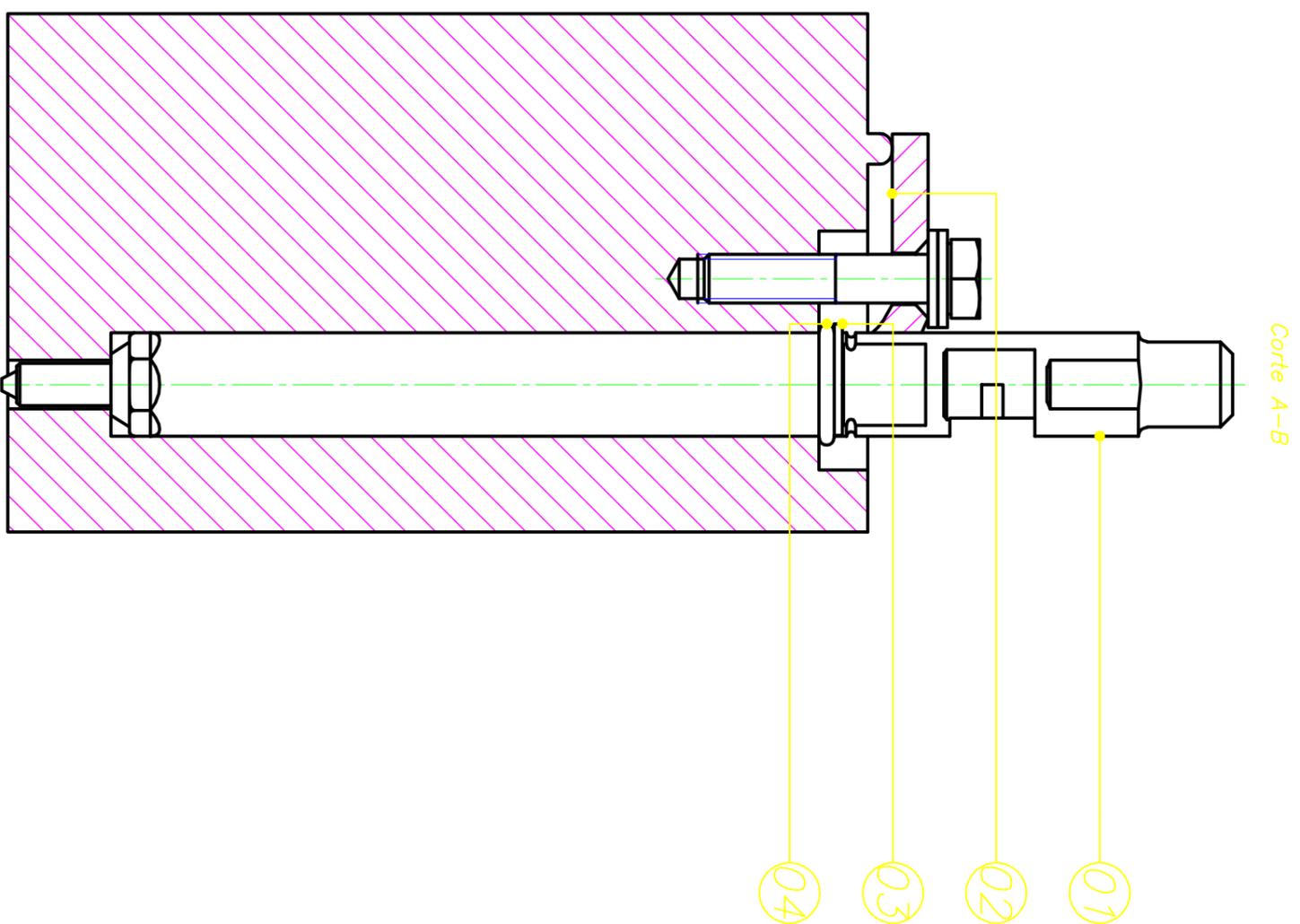
Posic:	Caric:	Denominación		Norma	Material	Notas
		Fecha:	Nombre:			Universidad del Azuay
Dibujado:	04/04/09	A. Delgado				
Comprobado:	06/04/09	Ing. H. Viteri				
Escala:	ARANDELA EN U					Lámina N°: 1.5
4:1						NOTAS:



Corte A-B

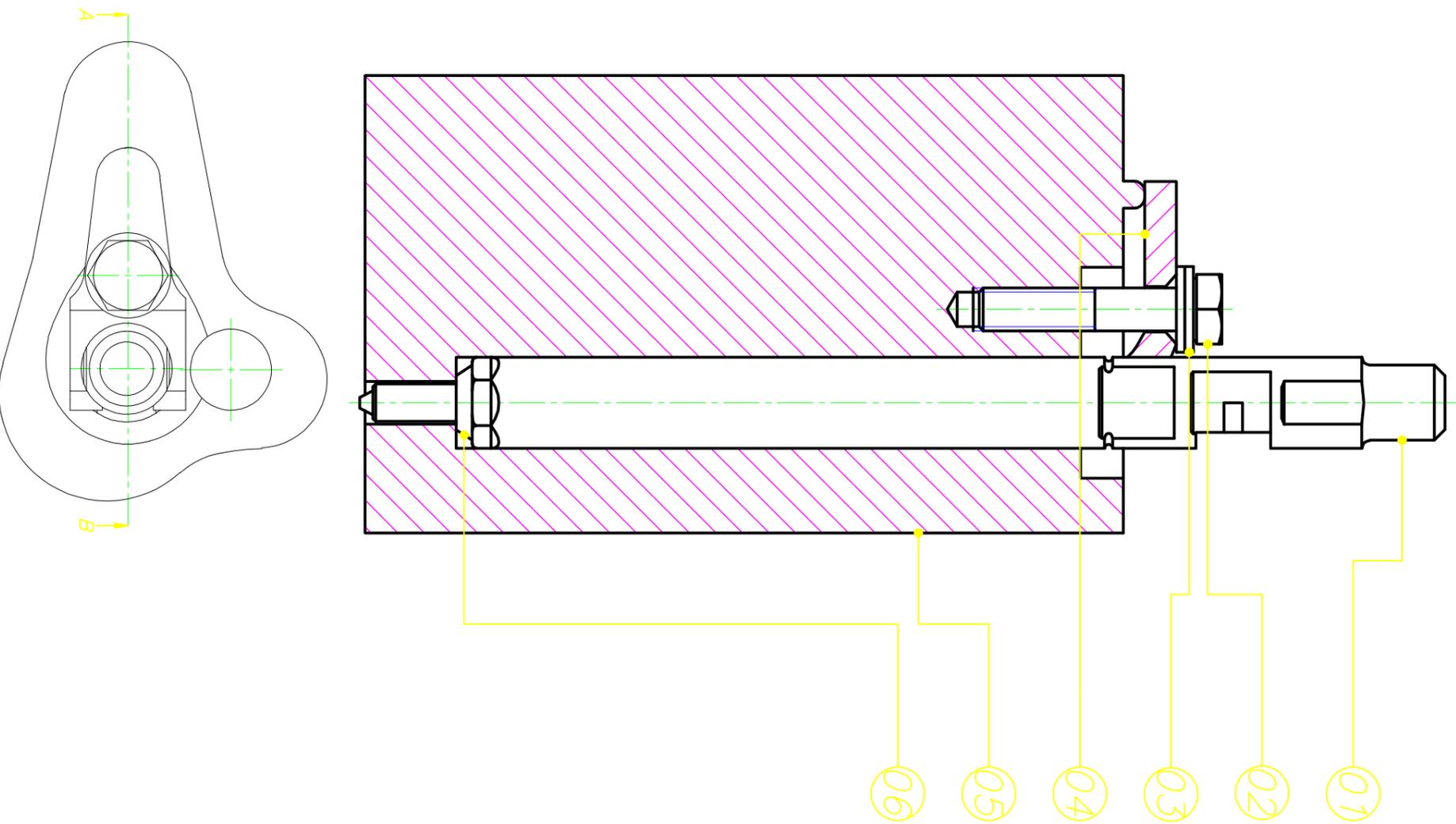


Posic.	Cont.	Denominación	Norma	Material	Notas	
		Fecha:	Nombre:	 Universidad del Azuay		
		Dibujado:	04/04/09		A. Delgado	
		Comprobado:	06/04/09		Ing. H. Viteri	
		Escala:	TUERCA DE SUJECION			Lámina N°: 1.2
		1:1				NOTAS:



04	1	0 - Ring	----	Hule	----
03	1	Arandela en U	ISO 9.8	Acero Medio Carbono	T y R
02	1	Uñeta	ISO 9.8	Acero Medio Carbono	T y R
01	1	Injector	----	----	----
Post:	Cant:	Denominación	Norma	Materia	Notas
Fecha:	Nombre:	 Universidad del Azuay			
Dibujado:	Nombre:				
Comprobado:	Nombre:				
Escala:	HERMETICIDAD DEL INYECTOR				
1:1					Lamina N°: 1.4 NOTAS:

Corte A-B



06	1	Arandela Biselada	ISO 9.8	Cobre	----
05	1	Cabezote	----	Aleacion de Aluminio	2014-T6
04	1	Uñeta	ISO 9.8	Acero Medio Carbono	T y R
03	1	Arandela Plano	ISO 9.8	Acero Medio Carbono	T y R
02	1	Perno Con Cabeza Hexagonal	ISO 9.8	Acero Medio Carbono	T y R
01	1	Injector	----	----	----
Part:	Cant:	Denominación	Norma	Materia	Notas
Fecha:	Revisión:	Nombre:	 Universidad del Azuay		
04/04/09	06/04/09	A. Delgado			
Comprobado:	06/04/09	Ing. H. Viteri			

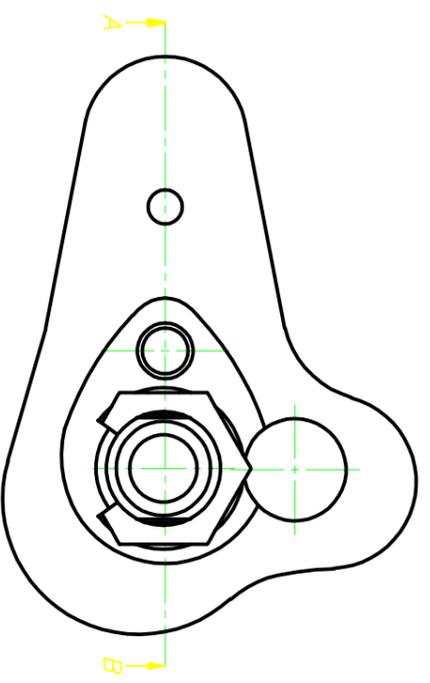
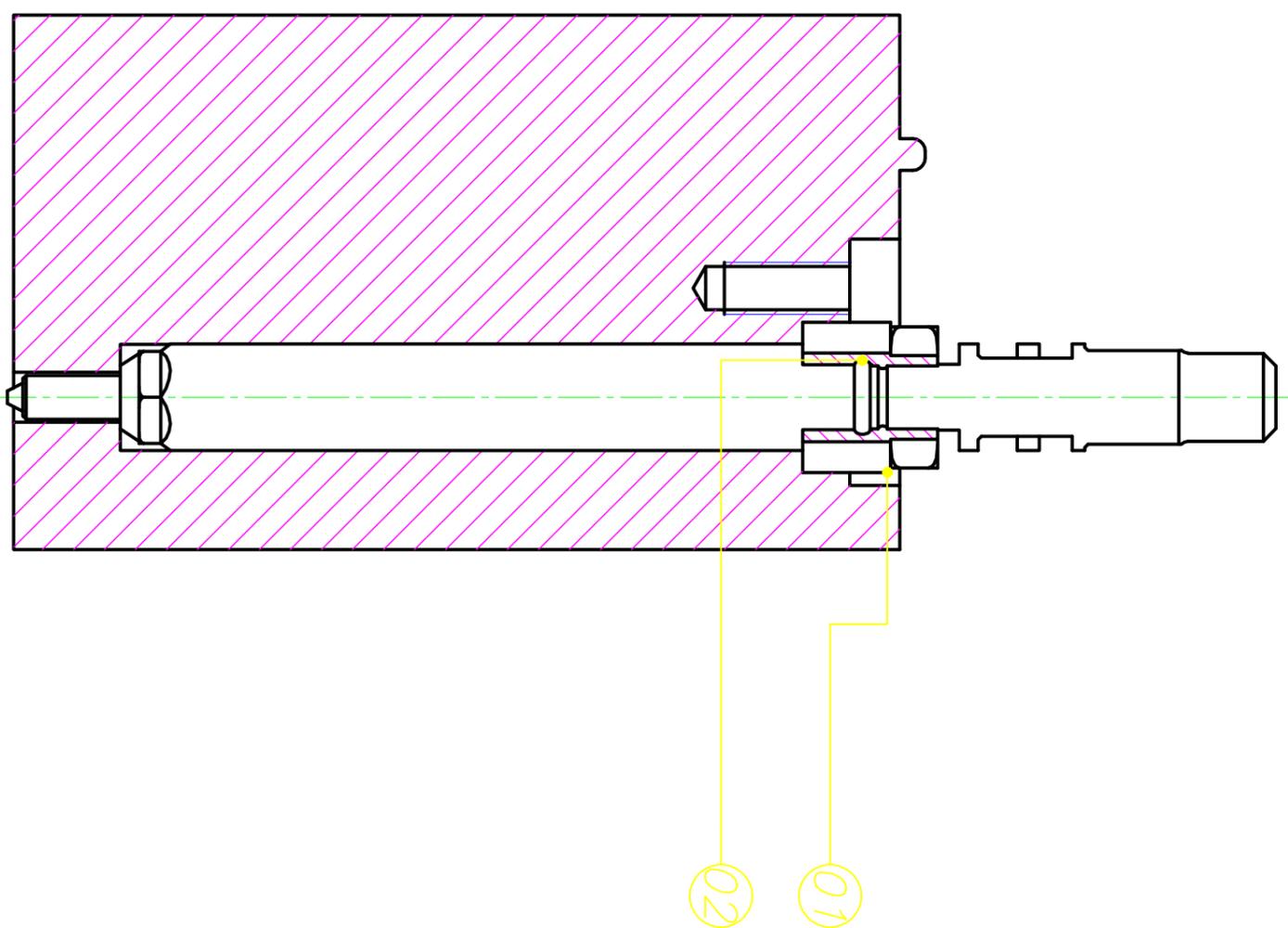
Escala: 1:1

CONJUNTO DE SUJECCIÓN

Lista No: 1.1

NOTAS:

Corte A-B



02	1	0 - Ring		----	Hule	----	
01	1	Semi Tuerca		ISO 9:8	Acero Medio Carbono	T y R	
Parte:	Cant:	Designación:	Fecha:	Norma:	Materia:	Notas:	
Diseño:		04/04/09	A. Delgado				
Computado:		06/04/09	Ing. H. Viteri				
Escala:	SUECCION CON SEMITUERCA						Universidad del Azuay
1:1						Limita N°: 1.3	NOTAS: