



Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Escuela de Ingeniería Mecánica

**Modificación del rendimiento mecánico del motor Yamaha
TDM Twin 900 i.e. 2004 por medio de un turbocompresor**

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

Autores:

Flavio Robert Tinoco Serpa
Carlos Eduardo Yanza Buele

Director:

Pablo David Segarra Coello

**Cuenca, Ecuador
2012**

DEDICATORIA

Este logro más en mi vida se lo dedico principalmente a Dios por darme la sabiduría y constancia necesaria para este proyecto y culminar así mis estudios. Además a mi familia: a mi mamá por apoyarme en todo sentido, a mi padre, a hermanos; a mi esposa y mis hijas que son la razón de este logro.

Flavio Tinoco.

A mis amados padres Luis y Teresa quienes siempre estuvieron junto a mi apoyándome en todos mis estudios y carrera universitaria, a mis hermanos Alberto, Doris y Paola cuyas palabras de confianza y respeto me han dado la fuerza física e intelectual para seguir adelante cumpliendo así todas mis metas y proyectos.

Eduardo Yanza.

AGRADECIMIENTO

A la universidad del Azuay, a sus profesores, a nuestro director de tesis Ing. Pablo Segarra por el apoyo brindado en la investigación para la culminación del proyecto, a nuestros amigos y compañeros de estudios Juan Fernando Idrovo y Juan Carlos Andrade, a los talleres SPEEDMOTORS y TEDASA; además un agradecimiento especial al señor Juan Andrés Polo por su colaboración y asesoría durante la elaboración del presente trabajo de graduación.

Flavio Tinoco, Eduardo Yanza.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Resumen.....	iv
Abstract.....	v
Índice de contenidos.....	vi
Índice de Ilustraciones y Cuadros.....	x
Introducción.....	1

CAPITULO 1: CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DEL VEHÍCULO YAMAHA TDM TWIN 900 I.E. 2004

1.1 Introducción.....	2
1.2 Características de diseño.....	2
1.2.1 Dimensiones y peso.....	2
1.2.2 Motor.....	3
1.2.3 Chasis.....	4
1.2.4 Sistema de Frenos.....	4
1.2.5 Sistema de Suspensión.....	5
1.2.6 Sistema de Escape.....	6
1.3 Cálculo del rendimiento útil y consumo específico de combustible.....	6
1.3.1 Rendimiento Térmico.....	7
1.3.2 Rendimiento Mecánico.....	8
1.3.3 Rendimiento del diagrama.....	8
1.3.4 Rendimiento útil.....	9
1.3.5 Consumo específico de combustible.....	9
1.4 Conclusiones y recomendaciones.....	11

CAPITULO 2: PRUEBAS INICIALES DE CONDUCCIÓN

2.1	Introducción.....	12
2.2	Pruebas de ruta.....	12
2.2.1	Parque Nacional Cajas.....	13
2.3	Pruebas en la ciudad de Puerto Inca.....	14
2.3.1	Condiciones de prueba.....	14
2.3.2	Pruebas de aceleración.....	14
2.3.3	Consumos.....	16
2.4	Pruebas en la ciudad de Cuenca a 2550 msnm.....	16
2.4.1	Condiciones de prueba.....	17
2.4.2	Pruebas de aceleración.....	17
2.5	Nuestras mediciones.....	18
2.6	Conclusiones y recomendaciones.....	19

CAPITULO 3: ELEMENTOS PARA LA MODIFICACIÓN MECÁNICA

3.1	Introducción.....	20
3.2	Sistemas para la modificación.....	20
3.2.1	Turbocompresor.....	20
3.2.1.1	Constitución y funcionamiento.....	21
3.2.1.2	Regulación de la presión del turbo válvula descarga.....	22
3.2.1.3	Cálculos para la selección del turbocompresor.....	23
3.2.1.3.1	Cálculo de la relación de presión.....	23
3.2.1.3.2	Cálculo del flujo de aire necesario.....	24
3.2.1.3.3	Cálculo de la presión en el múltiple de admisión.....	24
3.2.1.4	Selección del turbocompresor.....	26
3.2.2	Sistema de lubricación.....	27
3.2.3	Sistema de admisión.....	27
3.2.3.1	Filtro de aire.....	27
3.2.3.2	Radiador de aire.....	28
3.2.3.2.1	Cálculo para determinar la capacidad de refrigeración.....	28

3.2.3.2.2	Selección del radiador de aire.....	29
3.2.3.3	Válvula de alivio.....	30
3.2.3.4	Conductos.....	30
3.2.4	Sistema de escape.....	31
3.2.4.1	Múltiple de escape.....	31
3.2.4.2	Válvula de descarga.....	32
3.2.4.3	Tubo principal.....	32
3.2.4.4	Escapes.....	33
3.3	Sistema estructural y elementos de sujeción.....	34
3.4	Conclusiones y recomendaciones.....	35

CAPITULO 4: PUESTA A PUNTO Y PRUEBAS FINALES DE CONDUCCIÓN

4.1	Introducción.....	36
4.2	Estudios realizados en el chasis del vehículo.....	36
4.2.1	Estudio estático del Chasis.....	36
4.2.2	Estudio dinámico del chasis.....	39
4.2.2.1	Estudio del chasis dentro de una curva.....	39
4.3	Sistema de Frenos.....	41
4.3.1	Torque de frenado necesario para detener el vehículo.....	42
4.3.1.1	Centro de gravedad.....	43
4.3.1.2	Cálculo de reacciones en base a centro de gravedad.....	45
4.3.1.3	Cálculo de torque total necesario para frenado.....	47
4.3.2	Torque de frenado según las dimensiones del sistema.....	48
4.3.2.1	Cálculo torque Freno delantero.....	49
4.3.2.2	Cálculo torque Freno posterior.....	51
4.3.2.3	Torque total de frenado.....	54
4.4	Sistema de Suspensión.....	55
4.4.1	Suspensión delantera.....	55
4.4.2	Suspensión posterior.....	55
4.5	Tren final de transmisión.....	56
4.5.1	Caja de cambios.....	56

4.5.1.1	Análisis cinético Primera Velocidad.....	57
4.5.1.2	Análisis cinemático de Primer Velocidad.....	58
4.5.1.2.1	Piñón primera velocidad:.....	59
4.5.1.2.2	Engrane primera velocidad.....	60
4.5.1.3	Torque para que el vehículo empiece a desplazarse.....	61
4.5.2	Pernos de sujeción catalina-aro posterior.....	63
4.6	Reglaje del Turbocompresor.....	65
4.6.1	Válvula de descarga.....	66
4.6.2	Válvula de alivio.....	66
4.7	Pruebas finales de conducción.....	66
4.7.1	Pruebas a nivel del mar.....	67
4.7.1.1	Aceleración.....	67
4.7.1.2	Rebases.....	67
4.7.2	Pruebas a 2550 msnm.....	68
4.7.2.1	Aceleración.....	68
4.7.2.2	Rebases.....	68
4.7.3	Consumo.....	69
4.8	Análisis de Resultados.....	69
4.8.1	Tablas de comparación de tiempos, distancias y consumo.....	69
4.8.2	Incremento de Potencia.....	70
4.8.2.1	Potencia según aceleración.....	70
4.8.3	Reducción de Tiempo de aceleración.....	71
4.8.3.1	Ganancia de tiempo en aceleración de 0 – 100Km/h.....	72
4.8.4	Consumo de combustible.....	72
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	73
	GLOSARIO DE SIMBOLOS.....	75
	BIBLIOGRAFÍA.....	77
	ANEXOS.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Motor Yamaha TDM 900.....	3
Figura 1-2 Discos Delanteros con mordaza de 4 pistones y disco posterior...4	4
Figura 1-3 Suspensión delantera y posterior del Vehículo Yamaha.....5	5
Figura 1-4 Disposición del escape en el vehículo.....6	6
Figura 1-5 Ciclo Teórico-Real motor Otto.....8	8
Figura 2-1 Mapa del trazado de carretera en el Cajas.....12	12
Figura 2-2 Punto de llegada, vía a Tamarindo.....14	14
Figura 2-3 Tablero de TDM, kilómetros recorridos y nivel de combustible....16	16
Figura 3-1 Partes y funcionamiento del turbo compresor.....21	21
Figura 3-2 Válvula de descarga.....22	22
Figura 3-3 Caudal que entrega turbo compresor IHI RHF5.....26	26
Figura 3-4 Turbocompresor IHI RHF5 para YAMAHA TDM 900.....27	27
Figura 3-5 Filtro de aire.....28	28
Figura 3-6 Radiador de aire artesanal.....30	30
Figura 3-7 Válvula de alivio.....30	30
Figura 3-8 Múltiple de escape artesanal.....31	31
Figura 3-9 Tubo principal de escape.....33	33
Figura 3-10 Salida de escape Marca ARROW.....34	34
Figura 3-11 Disposición de elementos en el vehículo.....34	34
Figura 4-1 Mediciones realizadas en el Taller SPEEDMOTORS.....37	37
Figura 4-2 Chasis en inventor 9.....37	37
Figura 4-3 Cargas sobre chasis estático.....38	38
Figura 4-4 Resultados análisis estático.....38	38
Figura 4-5 Centro de gravedad del chasis. Aplicación de cargas.....40	40
Figura 4-6 Resultado de simulación en curva.....41	41
Figura 4-7 Vista lateral del vehículo para determinar centro de gravedad..42	42
Figura 4-8 Centro de gravedad Yamaha TDM <i>twin</i> 900.....44	44
Figura 4-9 Diagrama de fuerzas en el sistema de frenos.....45	45
Figura 4-10 Manigueta de freno.....49	49
Figura 4-11 Pedal de freno.....52	52

Figura 4-12 Calibración suspensión delantera.....	55
Figura 4-13 Calibración suspensión posterior	56
Figura 4-14 Movimiento de los ejes primario y secundario.....	58
Figura 4-15 Sentido del torque entre ejes de caja de cambios.....	58
Figura 4-16 Fuerzas radial y tangencial piñón de primera velocidad.....	59
Figura 4-17 Fuerza radial y tangencial engrane primera velocidad.....	60
Figura 4-18 Fuerzas que actúan sobre perno de catalina.....	63
Figura 4-19 Manómetro carga y depresión turbocompresor.....	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1 Dimensiones Yamaha TDM 900.....	3
Tabla 1-2 Datos del motor.....	6
Tabla 2-1 Tiempos pruebas de aceleración en Puerto Inca.....	15
Tabla 2-2 Tiempos pruebas de rebase en Puerto Inca.....	15
Tabla 2-3 Tiempos prueba de aceleración en Cuenca.....	17
Tabla 2-4 Tiempos prueba de rebase en Cuenca.....	17
Tabla 2-5 Cuadro de valores promedio de Pruebas Puerto Inca-Cuenca....	18
Tabla 4-1 Áreas de figuras para centro de gravedad	43
Tabla 4-2 Datos caja de cambios.....	57
Tabla 4-3 Tiempos pruebas aceleración en Puerto Inca con modificación...67	67
Tabla 4-4 Tiempos pruebas de rebase en Puerto Inca con modificación.....67	67
Tabla 4-5 Tiempos pruebas aceleración en Cuenca con modificación.....68	68
Tabla 4-6 Tiempos pruebas de rebase en Cuenca con modificación.....68	68
Tabla 4-7 Consumos del vehículo con modificación.....	69
Tabla 4-8 Comparativa de valores Puerto Inca.....	69
Tabla 4-9 Comparativa de valores Cuenca.....	70



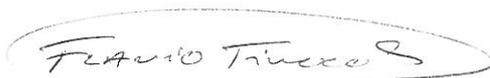
MODIFICACIÓN DEL RENDIMIENTO MECÁNICO DEL MOTOR YAMAHA TDM TWIN 900 I.E. 2004 POR MEDIO DE UN TURBOCOMPRESOR

RESUMEN

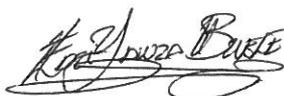
Para diseñar el sistema del turbo compresor en base a las características del motor y seleccionar los componentes para su construcción, se realizó cálculos en base a la información del motor prevista por el fabricante, con la finalidad de evitar la pérdida de potencia debido a las condiciones geográficas de las ciudades, ya que el motor recibe una mayor cantidad de aire a presión incrementando así la potencia y rendimiento. Con la instalación y reglaje correcto del vehículo se obtiene un incremento notable en su potencia y reducción en el consumo de combustible, manteniendo la seguridad y maniobrabilidad del vehículo.



Director: Ing. Pablo Segarra



Autor: Tinoco Serpa Flavio Robert



Autor: Yanza Buele Carlos Eduardo



MECHANICAL PERFORMANCE MODIFICATION OF A YAMAHA TDM 900 i.e. 2004 ENGINE BY MEAN OF A TURBOCOMPRESOR

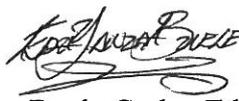
ABSTRACT

To design the system turbo based engine characteristics and select components for construction; calculations are made based on information provided by the engine manufacturer, in order to avoid loss of power due to the cities' geographical conditions. Since the engine receives more air pressure the power and thus the performance are increased. With proper installation and adjustment of the vehicle results in a noticeable increase in power and reduction in fuel consumption while maintaining the safety and maneuverability of the vehicle.

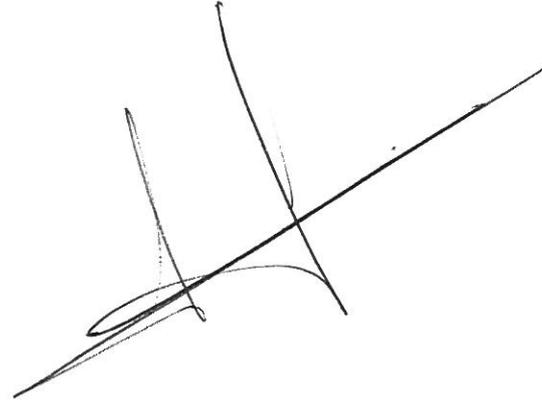
Ing. Leonel Perez



Autor: Tinoco Serpa Flavio Robert



Autor: Yanza Buele Carlos Eduardo



Tinoco Serpa Flavio Robert,
Yanza Buele Carlos Eduardo
Trabajo de graduación
Ing. Pablo Segarra
febrero del 2012

MODIFICACIÓN DEL RENDIMIENTO MECÁNICO DEL MOTOR YAMAHA TDM TWIN 900 i.e. 2004 POR MEDIO DE UN TURBOCOMPRESOR

INTRODUCCIÓN

La incorporación de sistemas de turbocompresor en los motores de combustión interna para mejorar su potencia, rendimiento y emisiones contaminantes, ha estado presente casi en su totalidad a vehículos de carga, transporte y utilitarios deportivos; más no en motocicletas de gran cilindraje razón por la cual se ha tomado la iniciativa de este proyecto.

La instalación del turbocompresor implica modificación en los sistemas de admisión, escape, lubricación y refrigeración como en cualquier motor de combustión interna; estas modificaciones se realizarán de acuerdo a cálculos teóricos para una correcta selección de elementos.

En el desarrollo de esta tesis se encontrará como primer punto las características mecánicas del vehículo y las del motor; en una segunda parte el comportamiento, consumo y maniobrabilidad del vehículo dentro y fuera de la ciudad con su potencia estándar; en una tercera los cálculos realizados en función de las especificaciones del motor para la selección de cada uno de los componentes del sistema turbocompresor, su construcción, ubicación y montaje; posteriormente se realizará el reglaje del turbocompresor y del vehículo respaldado por un estudio en el sistema de frenos, tren final de transmisión y chasis de manera que se asegure la confiabilidad de estos sistemas para finalmente realizar pruebas de conducción que nos permitan establecer los valores alcanzados después de la modificación.

CAPITULO 1

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DEL VEHÍCULO YAMAHA TDM TWIN 900 I.E. 2004

1.1 Introducción

En este capítulo vamos a describir al vehículo en el cual se va a realizar la modificación; sus dimensiones, capacidad de carga, sistema de frenos, sistema de suspensión, su comportamiento al conducirlo y estableceremos un estudio termodinámico en base a los datos provistos por el fabricante.

1.2 Características de diseño

Describiremos todas las características que posee nuestro vehículo en referencia a:

- Dimensiones y peso
- Motor
- Chasis
- Sistema de Frenos
- Sistema de Suspensión
- Sistema de Escape

1.2.1 Dimensiones y peso

Los valores que presentamos a continuación fueron verificados del manual del propietario y los resumimos en la siguiente tabla:

Tabla 1-1 Dimensiones Yamaha TDM 900

Descripción	Unidades		
	mm	kg	litros
Distancia entre ejes	1485		
Longitud total	2180		
Altura del asiento	825		
Altura máxima	1290		
Ancho total	800		
Distancia libre al suelo	160		
Peso en vacío		192	
Capacidad de carga		225	
Capacidad del tanque			20
Reserva			5

1.2.2 Motor

Posee un motor de cuatro tiempos bicilíndrico en paralelo inclinado hacia delante 15° refrigerado por agua, con inyección electrónica, su cilindrada es de 897 cm^3 que entrega 86,5 cv y un par máximo al embrague de 9,1 kgm a 7500 rpm con una relación de compresión de 10,4:1.

Su embrague es de tipo multidisco húmedo, lleva dos depósitos de aceite: un superior que lubrica al motor, un inferior para la caja de cambio y embrague. Su caja de cambios es de seis velocidades de piñones rectos y una transmisión final por cadena.

Figura 1-1 Motor Yamaha TDM 900



Fuente. www.engineout.com/yamahatdm acceso 30 noviembre 2010

1.2.3 Chasis

El chasis es de aluminio en forma de diamante con dos vigas principales, debajo de estas van los soportes del motor para la culata; su peso ha sido reducido en comparación con los modelos anteriores en un 29%; es más resistente a la torsión y soporta mayores cargas tanto horizontal como verticalmente debido a que es más rígido.

1.2.4 Sistema de Frenos

El frenado en el vehículo está asegurado en la parte delantera por dos discos flotantes con diámetro de 298 mm y un espesor de 5 mm, perforados y accionados por mordazas de cuatro pistones iguales a los que trae la motocicleta YAMAHA R1 (moto gp). En la parte posterior un solo disco de 245 mm con mordaza de un solo pistón.

Figura 1.2 Discos Delanteros con mordaza de 4 pistones y disco posterior



Fuente. www.16valvulas.com.ar/wp-content/uploads acceso 30 noviembre 2010

1.2.5 Sistema de Suspensión

En la parte delantera éste vehículo lleva una suspensión de tipo telescópica con una horquilla mejorada y sobredimensionada con un diámetro de 43mm, que nos permite regular la precompresión del muelle y su rebote desde la parte superior.

En lo que respecta a la suspensión posterior también es de tipo telescópico, lleva un conjunto de bieletas que amplía sus regulaciones, además un cilindro de gas separado del amortiguador que permite calibrar la extensión y compresión del muelle, y por supuesto la precarga hacia éste por una sección roscada.

Estos mecanismos hacen que la puesta a punto del vehículo según las necesidades del piloto, las condiciones del terreno y el tipo de conducción sea de manera sencilla, versátil y rápida

Figura 1-3. Suspensión delantera y posterior del Vehículo Yamaha TDM 900



Fuente. www.16valvulas.com.ar/wp-content/uploads acceso 30 noviembre 2010

1.2.6 Sistema de Escape

Este vehículo posee un múltiple de escape que ayuda a la salida de los gases de escape. Entre el múltiple y las salidas se encuentra el sensor O₂ (sonda lambda) y al final dos silenciadores de acero inoxidable en forma de cilindros que ocasionan un sonido muy leve y soportable en altas revoluciones del motor.

Figura 1-4 Disposición del escape en el vehículo



Fuente. www.16valvulas.com.ar/wp-content/uploads acceso 30 noviembre 2010

1.3 Cálculo del rendimiento útil y consumo específico de combustible de motor

Tabla 1-2 Datos del motor

Tipo de motor	4t DOHC , 10 válvulas
Disposición de los cilindros	2 en paralelo
Potencia	86,5 cv a 7500 rpm
Torque	9,1 cv a 6000 rpm
Relación de compresión	10,4 : 1
Cilindraje	900
Diámetro x carrera	92 x 67,5 mm
Consumo de combustible	6,2 litros x 100 km

Fuente. Manual del propietario YAMAHA TDM 900

1.3.1 Rendimiento térmico (η_t)

El rendimiento térmico se obtiene solamente de la relación de compresión, de manera que es directamente proporcional a su valor, es decir mientras más elevada, mejor será el rendimiento; esto teóricamente hablando en ciclos ideales donde no exista pérdidas de calor, procesos a temperatura constante.

El valor obtenido de rendimiento térmico nos ayudará para calcular el rendimiento útil y por consiguiente el valor de consumo específico de combustible, el cual es un dato importante para la selección del turbo cargador que se estudiará en el capítulo III.

η_t = Rendimiento térmico.

R_c = Relación de compresión.

α = Constante de gas ideal con calor específico constante (1,33 para motores a gasolina).

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{R_c^{\alpha-1}} \quad ^1$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{10.4^{1.33-1}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{2.1658}$$

$$\eta_t = 0,5382$$

$$\eta_t = 53,82\%$$

¹ Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción* 2.2, p.72.

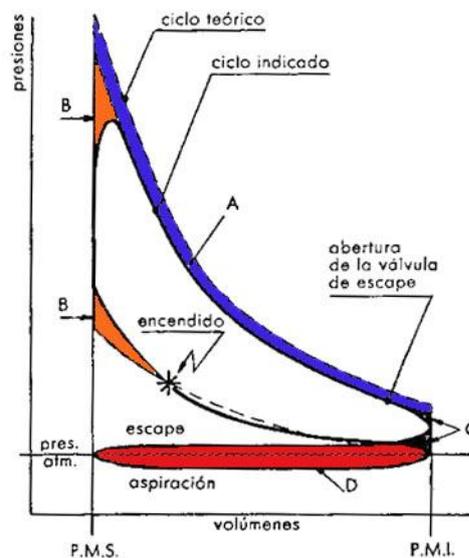
1.3.2 Rendimiento mecánico (η_m)

El valor del trabajo mecánico para motores a gasolina está entre el 80% y 90% ya que para éste se tiene en cuenta las pérdidas mecánicas por fricción de todos los componentes que están en movimiento como cigüeñal-cojinetes, rines-cilindro, árboles de leva-cojinetes, biela-manivela; además de los elementos auxiliares como bomba de agua, bomba de aceite, alternador, distribución, etc. Para efectos de cálculo asumimos un valor de 80% ya que es un motor de revoluciones altas y cilindrada pequeña.

1.3.3 Rendimiento del diagrama (η_d)

Es el resultado obtenido en la comparación del diagrama teórico con el diagrama real con un valor entre el 75% y 90%, que para efecto de cálculo del rendimiento útil asumiremos un valor de 80%

Figura 1-5 Ciclo teórico-real motor Otto



Fuente: [wwwhttp://demotor.net/ciclos_reales/diferencia_entre_los_ciclos_otto_real_y_teorico.html](http://demotor.net/ciclos_reales/diferencia_entre_los_ciclos_otto_real_y_teorico.html). acceso 30 noviembre 2010

1.3.4 Rendimiento útil (η_u)

Es el resultado directo del producto de los rendimientos: térmico, mecánico y del diagrama obtenidos del motor, además es un factor importante para determinar el consumo específico de combustible y así poder seleccionar el tipo de turbo compresor para el motor Yamaha TDM *twin* 900 i.e.

η_u = Rendimiento útil

η_t = Rendimiento térmico

η_d = Rendimiento del diagrama

η_m = Rendimiento mecánico

$$\eta_u = \eta_t \times \eta_d \times \eta_m^2$$

$$\eta_u = 0,5382 \times 0,8 \times 0,8$$

$$\eta_u = 0,3444$$

$$\eta_u = 34,44\%$$

1.3.5 Consumo específico de combustible (G_{pe})

Representa la cantidad de combustible que absorbe el motor en gramos por cada caballo vapor – hora; este valor de consumo varía según las revoluciones por minuto y carga a las que se somete al motor. El consumo específico de combustible es necesario para los cálculos de selección del turbo compresor.

G_{pe} = Consumo específico de combustible (gr /cv- h)

Q_e = Poder calorífico de la gasolina (kcal/kg).

²Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción* 2.2, p.73-74.

$$\mathbf{Gpe = \frac{632300cal}{Qe \times \eta u} \text{ en gr. /cv-h}}^3$$

$$\mathbf{Gpe = \frac{632300cal}{10800kcal/kg \times 0.3444} = 169,99 \text{ gr /cv- h}}$$

$$\mathbf{Gpe = 169,99 \text{ gr /cv- h}}$$

³Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción 2.2*, p.73-74.

1.4 Conclusiones y recomendaciones

Es importante conocer toda la información sobre la operatividad de éste vehículo, sus alcances y limitaciones, su mantenimiento y sobre todo la capacidad de carga; para poder verificar el funcionamiento propuesto por el fabricante y los cambios que vamos a producir con la modificación del motor Yamaha TDM Twin 900i.e.

Como recomendación para iniciar una modificación de este tipo siempre se debe contar con la información que entrega el fabricante y no estimar valores que podrían llevar a resultados poco favorables durante la modificación o problemas de funcionamiento una vez terminada la modificación.

La conducción está dentro de ciertos parámetros para reproducir la prueba cuando la modificación este terminada, de manera que se pueda evaluar los resultados objetivamente. Las condiciones son:

- Alcanzar la temperatura de funcionamiento del motor (precalentado)
- Tanque de combustible lleno
- Odómetro de viaje en cero
- Mantener una velocidad de crucero de 120 km/h durante el trayecto

Figura 2-2 Vehículo Yamaha TDM 900 con cámaras a bordo



2.2.1 Parque Nacional Cajas

La extensión de la carretera que atraviesa el parque, más la distancia desde el lugar de partida hasta el lugar de las pruebas es de 118,1 km; en ésta distancia la TDM registraba un consumo de 1/3 del total de su capacidad del tanque de combustible; es decir de los 20 litros se tiene un consumo aproximado de 6,66 litros.

Figura 2-3 Punto de llegada, vía a Tamarindo



2.3 Pruebas en la ciudad de Puerto Inca

Se realizaron pruebas en esta ciudad, como en lo posterior se realizará en la ciudad de Cuenca para establecer promedios de resultados antes y después de la modificación tanto a nivel del mar y a 2500 msnm.

2.3.1 Condiciones de prueba

<i>Odómetro:</i>	42485 km
<i>Temperatura:</i>	35 °c
<i>Altitud:</i>	0 msnm
<i>Presión en neumáticos:</i>	35 psi
<i>Rpm. para cambio de marcha:</i>	7500 rpm

2.3.2 Pruebas de aceleración

Las pruebas se realizaron en un número de cinco repeticiones para obtener una media de su valor, pues es muy difícil determinar valores con una sola

prueba ya que pueden existir factores como al momento del arranque, no ingresar los cambios de velocidad a las revoluciones apropiadas que pueden incrementar notablemente los tiempos, de manera que los resultados se alejarían de la realidad.

Se establecieron cinco diferentes pruebas de aceleración desde cero, en este caso la variable a encontrarse era el tiempo que tardaba el vehículo en alcanzar determinada velocidad. En la prueba de 400 m o cuarto de milla se relaciona la distancia con el tiempo, más no la velocidad que se alcanza.

Tabla 2-1 Tiempos pruebas de aceleración en Puerto Inca

	0-100km/h	0-120km/h	0-140km/h	0-160km/h	0-400m
Repeticiones	Tiempo (s.)				
1	4,91	7,3	9,98	13,45	11,37
2	5,22	7,87	9,96	12,99	11,45
3	5	7,65	10	13,25	11,25
4	5,67	7,72	9,97	13,32	11,35
5	5,45	7	10,2	13,42	11,05
Media	5,25	7,508	10,022	13,286	11,294

De igual manera se realizaron pruebas de rebase para establecer los tiempos que demora el vehículo en alcanzar determinada velocidad, cuando se ha forzado a disminuir la misma por diferentes motivos, valor para nuestro análisis fijado en 120 km/h; presentado en la siguiente tabla. Estos valores serán necesarios para el estudio comparativo cuando el vehículo se encuentre listo con la modificación y adaptación del turbocompresor.

Tabla 2-2 Tiempos pruebas de rebase en Puerto Inca

Condición	Tiempo (s.)
20-120km/h	7,1
50-120km/h	5,7
80-120km/h	4

2.3.3 Consumos

Finalmente terminadas las pruebas de aceleración, se emprendió el viaje de retorno a Cuenca, por el mismo trayecto colocando el odómetro de viaje en cero, llenado el tanque de combustible y manteniendo una velocidad de 120Km/h, condición similar a la inicial.

Figura 2-4 Tablero de TDM, kilómetros recorridos y nivel de combustible



2.4 Pruebas en la ciudad de Cuenca a 2550 msnm

Para el desarrollo de éstas pruebas gracias al permiso otorgado por la Policía Nacional, se nos asignó un tramo de la autopista Cuenca-Azogues; comprendido entre el paso a desnivel de Jadán y el puente de Challuabamba, lugar en el cual se realizaban trabajos de mantenimiento en la vía.

A medida que un vehículo asciende en altitud, su potencia se ve afectada y en el caso de ésta motocicleta, no es diferente, así que la potencia que tenemos en nuestros datos para éstas pruebas sería el valor teórico aproximadamente de 75% de su potencia nominal, es decir unos 64,85 cv.

2.4.1 Condiciones de pruebas

<i>Odómetro:</i>	43091 km
<i>Temperatura:</i>	16 c
<i>Altitud:</i>	2550 msnm
<i>Presión en neumáticos:</i>	32 psi
<i>Rpm. para cambio de marcha:</i>	7500 rpm

2.4.2 Pruebas de aceleración

Una vez colocado el equipo de protección para el piloto, revisada la motocicleta y la TDM en su temperatura de funcionamiento ideal, con cronómetro en mano empezamos las pruebas de aceleración, al igual que en las primeras, se realizaron en un número de cinco repeticiones para obtener su media. Valores que presentamos en las siguientes tablas:

Tabla 2-3 Tiempos prueba de aceleración en Cuenca

	0-100km/h	0-120km/h	0-140km/h	0-160km/h	0-400m
Repeticiones	Tiempo (s.)				
1	5,5	8,35	14,65	17,4	16,34
2	5,45	8,42	14,25	17,35	17,25
3	5,62	8,18	14,56	17,72	17,15
4	5,61	8,26	14,72	17,48	17,02
5	5,57	8,38	14,6	17,56	17,4
Media	5,55	8,318	14,556	17,502	17,032

De igual manera se realizaron pruebas de recuperación en condiciones iguales a las practicadas en Puerto Inca.

Tabla 2-4 Tiempos prueba de rebase en Cuenca.

Condición	Tiempo (s.)
20-120km/h	8,6
50-120km/h	6,45
80-120km/h	5,24

2.5 Mediciones

Después de haber realizado las diferentes pruebas de aceleración, consumo, comportamiento del vehículo, manejabilidad y respuesta del motor con sus ochenta y seis caballos de fuerza tanto a nivel del mar como a 2550 msnm. Se tiene los siguientes valores, los cuales serán de uso para el estudio comparativo luego de la modificación y determinar el incremento de potencia en el capítulo 4. De igual manera presentamos los valores que hemos obtenido al promediar las diferentes pruebas que las resumimos a continuación. Los tiempos están en segundos.

Tabla 2-5 Cuadro de valores promedio de Pruebas Puerto Inca-Cuenca

	PUERTO INCA	CUENCA
Aceleraciones (s.)		
0-100km/h	5,25	5,65
0-120km/h	7,508	8,38
0-140km/h	10,022	14,556
0-160km/h	13,286	17,502
0-400m	11,294	17,032
Rebases (s.)		
20-120km/h	7,1	8,6
50-120km/h	5,7	6,45
80-120km/h	4	5,24
Emisiones		
CO		3,13%
HC		277ppm

La relación peso potencia en este vehículo es 2,19 kg por cada hp

Los valores de las emisiones se obtuvieron de la información que entrega la EMOV, cuando el vehículo ingresó a sus instalaciones para su revisión en el cumplimiento de las leyes de tránsito para su respectiva matriculación; la revisión se realizó el día sábado 22 de enero del 2011.

2.6 Conclusiones y Recomendaciones

Una vez realizadas las pruebas en el vehículo Yamaha TDM twin 900 i.e. tanto en carretera como en ciudad, determinar su comportamiento al momento de la conducción y mantener su motor revolucionado a 7500rpm tenemos un punto de vista más objetivo sobre sus prestaciones como aceleración y consumo, que la relación peso potencia es ideal para una conducción de ruta.

La recomendación en ésta parte del proyecto es la seguridad, contar con el equipo de protección para el piloto como: casco, guantes, rodilleras y armadura, verificar antes de las pruebas la seguridad activa del vehículo y realizar las pruebas en un ambiente controlado, en nuestro caso seguridad que proporcionó la Policía Nacional.

CAPITULO 3

ELEMENTOS PARA LA MODIFICACIÓN MECÁNICA

3.1 Introducción

En éste capítulo se hablará sobre las características de construcción y funcionamiento de los diferentes elementos que constituyen un sistema de turbo compresor, las dimensiones de estos, su capacidad en volumen, los cálculos para su selección y la influencia directa sobre la potencia del vehículo. La nueva disposición del sistema de escape, el diseño de los elementos de sujeción y el estudio del chasis.

3.2 Sistemas para la modificación

Los sistemas para la modificación son los siguientes:

- Turbo compresor
- Sistema de lubricación
- Sistema de admisión
- Sistema de escape

3.2.1 Turbo compresor

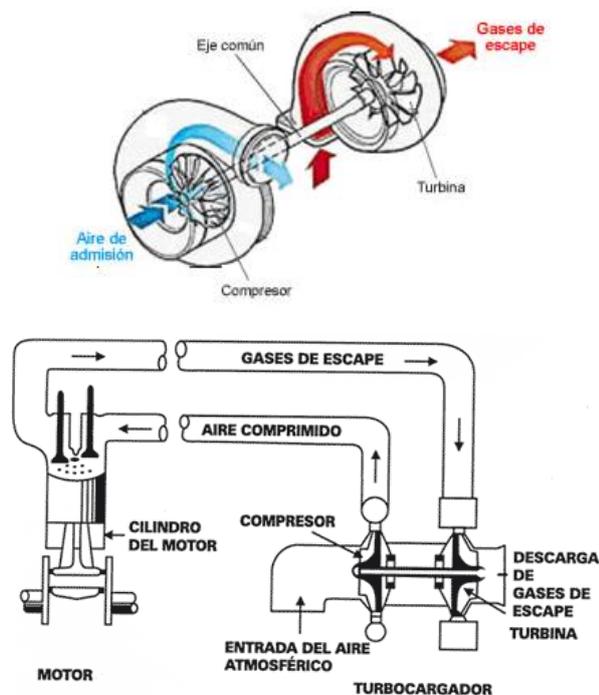
En los motores de combustión interna la mejor forma de incrementar la potencia es aportar una mayor cantidad de oxígeno hacia el motor, esto implica cuanto más mezcla podamos introducir mejor, de esto nace la idea de un motor sobrealimentado.

3.2.1.1 Constitución y Funcionamiento

El turbo compresor está conformado por dos cuerpos a los que llamaremos carcasas, la una para la rueda de la turbina y la otra para la rueda del compresor; unidas por un eje común el cual esta refrigerado y lubricado por el aceite del motor.

Cuando los gases de escape salen del motor éstos a través del múltiple llegan al turbocompresor y hacen girar muy rápidamente a la rueda de la turbina y ésta mediante el eje común transmite este movimiento a la rueda del compresor, el cual toma el aire filtrado de la atmósfera y lo comprime según las revoluciones del motor; en ralentí la turbina gira por los gases de escape pero el aire que ingresa a los cilindros no es precomprimido; a media carga el aire que ingresa hacia los cilindros ya esta sometido a una precomprensión igual a la atmosférica o levemente superior y a plena carga el régimen de giro de la turbina y compresor esta muy elevado alcanzando la máxima presión dentro del turbo compresor que no debe sobrepasar los 0.9 bar. Esta presión es regulada por la válvula de descarga

Figura 3-1 Partes y funcionamiento del turbo compresor.



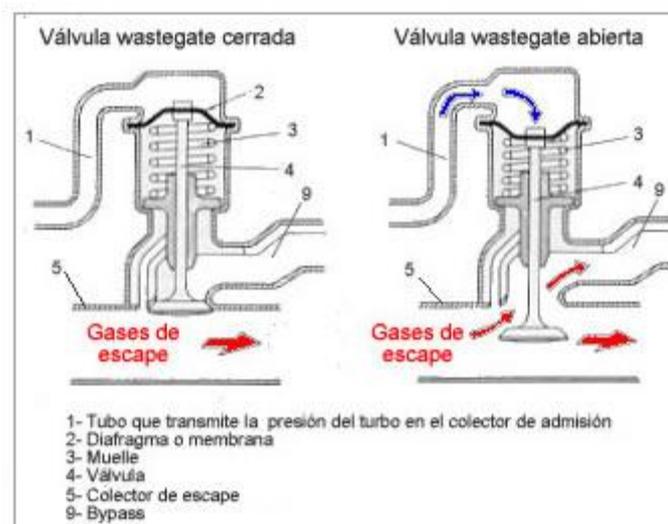
Fuente. www.turbogarret.com acceso 2 marzo 2011

3.2.1.2 Regulación de la presión del turbo válvula descarga

La regulación del turbo compresor está dada por una válvula de seguridad llamada válvula de descarga, su misión es evitar el aumento excesivo de vueltas en la rueda de la turbina y la del compresor a medida que se incrementan las revoluciones del motor; ésta válvula situada sobre la carcasa de la turbina.

La válvula de descarga formada por un cuerpo sensible a la presión compuesto por una cámara de presión, un diafragma y un muelle. El diafragma siempre condicionado por la presión que existe en el compresor de aire mediante un tubo que lo comunica con la turbina. Cuando ésta presión supera el valor máximo de 0,9 bar. La membrana se invierte comprimiendo el muelle y levantando la válvula de su asiento. En este momento parte de los gases de escape dejan de pasar por la rueda de la turbina y toman el conducto hacia la salida de los escapes hasta que la presión en la rueda del compresor desciende, en este punto la válvula se cierra, regulándose así la presión dentro del turbo compresor.

Figura 3-2 Válvula descarga.



3.2.1.3 Cálculos para la selección del Turbocompresor

El análisis se basa en la potencia del motor y la presión atmosférica que para el estudio tiene el valor de “0,746 bar (10,82 psi) a 2550 msnm”.⁴

Para la selección del turbo compresor se calcula:

- Relación de presión
- Flujo de aire

3.2.1.3.1 Cálculo de la relación de presión (PR)

Designada como PR tiene la siguiente ecuación.

$$\text{PR} = \frac{P_2 + P}{P_1} \quad 5$$

P= es la presión atmosférica a 2550 msnm con el valor de 0,746 bar o 10,82 psi

P_1 = es la presión de entrada de aire al compresor, aquí se establece un valor de 0.0689 bar o 1 psi que restringe la entrada de aire debido al contacto del aire con los conductos de admisión y filtro de aire

P_2 = es la presión de aire a la salida del compresor, por diseño tiene una constante de 0,827 bar

$$P_1 = 0,746 \text{ bar} - 0.0689 \text{ bar}$$

$$P_1 = 0.677 \text{ bar}$$

$$\text{PR} = \frac{(0.827\text{bar} + 0.746\text{bar})}{0.677\text{bar}}$$

$$\text{PR} = 2,32$$

⁴⁻⁵ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso:10 de marzo2011.

3.2.1.3.2 Cálculo del Flujo de aire necesario

Designado como CFM tiene la siguiente ecuación:

$$\text{CFM} = \text{Ne} \times 14,7 \times \text{Gpe} \quad ^6$$

Ne = potencia del motor en kW Para el cálculo se tiene que 86,5 cv de potencia de nuestro motor corresponden a 64,50 kW

Gpe = es el consumo de combustible calculado en el capítulo 1 teniendo el valor de 169,99 gr/cvxh, para el cálculo el valor en lb/hp×min

14,7 = es el valor constante de la relación estequiométrica de los motores de combustión interna

$$\mathbf{Gpe_2} = 169.99 \frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \frac{1\text{kg}}{1000\text{gr}} \frac{2.2046\text{lb}}{1\text{kg}} \frac{1.013\text{cv}}{1\text{hp}} \frac{1\text{h}}{60\text{min}}$$

$$\text{Gpe}_2 = 6,327 \times 10^{-3} \text{ lb/hp} \times \text{min}$$

$$\text{CFM} = \text{Ne} \times 14,7 \times \text{Gpe}_2 = \text{lb/min}$$

$$\text{CFM} = (86,5 \text{ hp}) \times (14,7) \times (6,327 \times 10^{-3} \text{ lb/hp} \times \text{min})$$

$$\text{CFM} = 8,045 \text{ lb/min}$$

3.2.1.3.3 Cálculo de la presión en el múltiple de admisión

Designada como MAP, tiene la siguiente fórmula:

$$\text{Map} = \frac{\text{CFM} \times R \times (460 + T_2)}{\eta_v \times \left(\frac{N}{2}\right) \times V_t} \quad ^7$$

⁶⁻⁷ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso: 10 de marzo 2011.

Para ésta igualdad los valores son:

$$\text{CFM} = 8,045 \text{ lb/min}$$

$$R = 639,6 \text{ valor constante de gases}$$

$$T_2 = 45 \text{ grados centígrados, } 113 \text{ grados Fahrenheit}$$

$n_v = 0,92$ valor para cálculo, ya que el cilindro no tiene un llenado completo en su ciclo

$N =$ revoluciones por minuto a la potencia máxima 7500 rpm

$$V_t = \text{cilindrada total en plg}^3 \text{ en nuestro motor } 54,92 \text{ plg}^3$$

$$\text{Map} = \frac{8,045 \text{ lb/min} \times 639,6 \times (460 + 113^\circ F)}{0,92 \times \left(\frac{7500}{2} \right) \times 54,92 \text{ plg}^3}$$

$$\text{Map} = 15,56 \text{ psi } \text{ ó } 1,072 \text{ bar}$$

Calculamos PR con el valor de MAP y la variación de presión Δp que tiene un valor de 0,137 bares.

$$P_2 = \text{MAP} * \Delta p^8$$

$$P_2 = 1,072 \text{ bar} \times 0,137 = 1,209 \text{ bar}$$

$$P_1 = 0,677 \text{ bar}$$

$$\text{PR} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\text{PR} = \frac{1,209 \text{ bar}}{0,677 \text{ bar}}$$

$$\text{PR} = 1,78$$

“Hemos calculado PR con un valor de 1,78 teniendo en cuenta la presión en el múltiple de admisión y la variación de la presión; tomamos este valor para la selección del turbo compresor y no el de PR de 2,32 que es un valor teórico.”

⁸ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso: 17 de marzo 2011.

3.2.1.4 Selección de Turbo Compresor

Por dimensión, ubicación y prestación se seleccionó por un turbo compresor de la marca IHI de la serie RHF5.

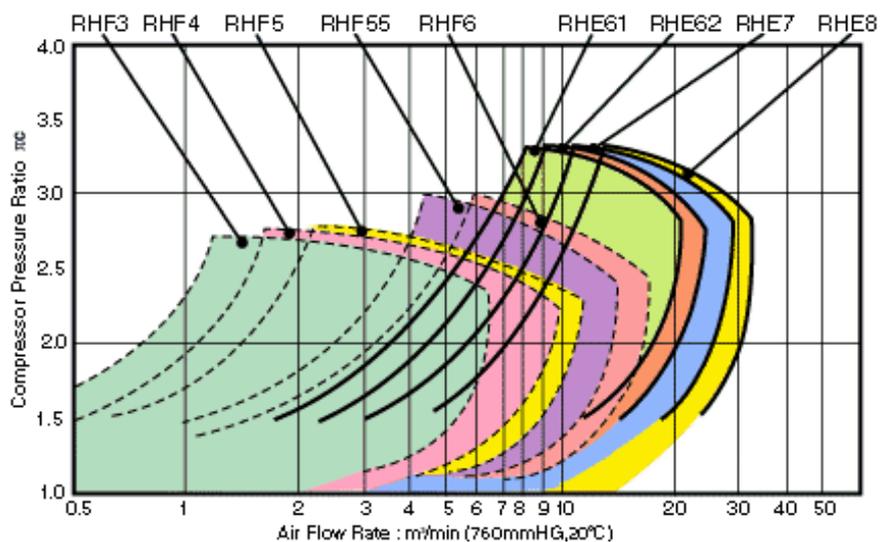
En los cálculos anteriores se ha determinado los siguientes valores:

PR = 1,78

CFM= 8,045 lb/min

Teniendo en cuenta el espacio disponible en el vehículo y las dimensiones del turbo optamos por el modelo IHI RHF5, correspondiente según el gráfico que se muestra a continuación de los modelos de turbo de la marca IHI.

Figura 3-3 Caudal que entrega turbo compresor IHI RHF5



Fuente: www.turboihi.com acceso 6 marzo 2011

Figura 3-4 Turbocompresor IHI RHF5 para YAMAHA TDM 900



3.2.2 Sistema de Lubricación

La presión de aceite tomamos de la cañería que se encuentra en la parte superior del embrague hacia la entrada de presión de lubricación del turbo y luego de la salida se envía al cárter inferior. Donde se encuentra la caja de cambios. Anexo 1.

3.2.3 Sistema de Admisión

El sistema de admisión esta compuesto por los siguientes elementos:

- Filtro de Aire
- Radiador de Aire
- Válvula de Alivio
- Conductos

3.2.3.1 Filtro de Aire

El diseño de este filtro tiene la finalidad de ingresar un volumen superior de aire por su forma cónica debido a su elemento filtrante de mayor absorción lo que beneficia a la potencia del motor. El filtro de aire dispuesto en nuestro vehículo es de la marca **HKS** que se muestra en la siguiente figura.

Figura 3-5 Filtro de aire



3.2.3.2 Radiador de aire

El radiador de aire tiene la función de enfriar los gases pre compresionados en el turbo antes de introducirlos a los cilindros del motor; ya que al enfriar el aire se disminuye su densidad teniendo como resultado una mayor masa de aire para el mismo volumen de los cilindros mejorando así el rendimiento.

3.2.3.2.1 Cálculo para determinar la capacidad de refrigeración

Lo primero que necesitamos es conocer la capacidad de refrigeración del intercooler siendo este valor la temperatura de entrada del aire al intercambiador de calor. El grado de intercambio de calor (Φ) esta reflejado en la siguiente expresión:

$$\Phi = (T_2 - T_s) / (T_2 - T_a)^9$$

T_2 = Temperatura de entrada del aire de admisión al intercambiador de calor

T_s = Temperatura de salida del aire de admisión del intercambiador de calor

T_a = Temperatura del aire que atraviesa el intercambiador de calor 15⁰ C

⁹ Bosch. Robert (1996) Manual de la Técnica del Automóvil , p.421

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \times T_1 \quad ^{10}$$

En este caso la temperatura T_1 no es 288 grados Kelvin ya que se ve afectada por la altura en nuestra posición a 2550 msnm. siendo 271,85 grados Kelvin.

$$T_2 = (1,78)^{\frac{1}{1,65}} \times 271,85 = 341,11^\circ \text{ Kelvin} = 67,96^\circ \text{ Centígrados.}$$

En automóviles el valor de Φ es de 0,4 a 0,7

Con un valor de $\Phi = 0,4$ tenemos podemos estimar T_s

$$\begin{aligned} - T_s &= (\Phi \times T_2) - (\Phi \times T_a) - T_2 \\ - T_s &= (0,4 \times 67,96^\circ \text{C}) - [0,4 \times (15^\circ \text{C})] - 67,96^\circ \text{C} \\ T_s &= 46,77^\circ \text{C} \end{aligned}$$

La temperatura del aire de admisión al pasar por el radiador de aire varía de $67,96^\circ \text{C}$ a $46,77^\circ \text{C}$.

Capacidad de refrigeración del radiador de aire es de $21,19^\circ \text{C}$.

3.2.3.2.2 Selección del radiador de aire

Teniendo en consideración el espacio disponible dentro del vehículo y al no existir intercooler de las dimensiones acordes a la ubicación que se ha designado para éste, optamos por una construcción artesanal.

¹⁰ Millares De Imperial. Juan. (1989) Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos, p 19.

Figura 3-6 Radiador de aire artesanal



3.2.3.3 Válvula de Alivio

Alivia la presión del múltiple de admisión cuando existe una depresión en éste, debido a una desaceleración del motor, para nuestro vehículo tenemos una válvula con un diámetro de una pulgada.

Figura 3-7 Válvula de Alivio



3.2.3.4 Conductos

Los conductos son el medio por el cual la masa de aire ya compresionada y enfriada llega hacia el cuerpo de admisión del vehículo; éstos tienen un material de acero inoxidable y acabado superficial tipo espejo por lo que presentan poca resistencia al paso de la masa de aire.

3.2.4 Sistema de escape

El sistema de escape está constituido por los siguientes elementos:

- Múltiple de escape
- Válvula de descarga
- Tubo principal
- Escapes

3.2.4.1 Múltiple de escape

El diseño del múltiple de escape esta en función del espacio disponible en nuestro vehículo, para el cual se ha optado por una construcción artesanal teniendo en cuenta que exista el debido espacio entre éste y el motor, la separación con el radiador de aire sea la adecuada para evitar posibles problemas debido a la temperatura de éste durante su funcionamiento. Su forma y configuración final es la siguiente.

Figura 3-8 Múltiple de escape artesanal



3.2.4.2 Válvula de descarga

Tiene como misión regular la presión interna del turbo compresor, ubicada sobre la carcasa de la rueda de la turbina. El funcionamiento de esta válvula se detalló en el título *Regulación de la presión del turbo Válvula de Descarga* dentro de este capítulo.

3.2.4.3 Tubo Principal

En la preparación de motores para competencia un trabajo de mucha importancia es en el sistema de escape mejorando así la salida de los gases combustionados, existe una fórmula para determinar la longitud del tubo principal, esta longitud esta expresada en la siguiente formula:

$$L_c = \frac{13000 * G_e}{rpm * 6} \quad 11$$

L_c = longitud del tubo principal desde la salida del turbo compresor hasta la "y" de escape.

G_e = valor en grados que en el diagrama de distribución tiene el escape

Rpm = número de revoluciones máximas del motor

13000; 6 = constantes

$$L_c = \frac{13000 * 180}{9000 * 6} = 43,33 \text{ cm}$$

El diámetro de los tubos se calcula de la siguiente manera, aplicando la fórmula:

$$\varnothing = 2x \sqrt{\frac{V_c * 2}{L_c * 3,1416}} \quad 12$$

¹¹ Stefano Gillieri, *Preparación de motores para competición*, Editorial CEAC, pág. 242

¹² Stefano Gillieri, *Preparación de motores para competición*, Editorial CEAC, pág. 242

Reemplazando los valores de:

$V_c = a$ volumen unitario del cilindro

$L_c = 43,33\text{cm}$

Se tiene:

$\varnothing = 5,14\text{ cm}$. Similar a una medida comercial de 2 plg de diámetro.

Se ha determinado la longitud y diámetro del tubo principal de escape el acabado sería un pulido seco con sílice para alargar su vida y protegerlo contra los ataques climatológicos. El tubo principal de escape del vehículo tiene la siguiente configuración:

Figura 3-9 Tubo principal de escape



3.2.4.4 Escapes

A la salida del tubo principal, para un mejor resultado en ésta modificación y ganar aún más potencia hemos decidido colocar terminales de escape de la marca ARROW, conservando su ubicación original para no comprometer la estética del vehículo.

Figura 3-10 Salida de escape Marca ARROW



3.3 Sistema estructural y elementos de sujeción

La disposición de los elementos de fábrica se verá alterada por el nuevo diseño de los múltiples, el suministro de aceite y retorno del mismo para el turbo compresor están en función de la altura a la que se ubique éste, los sensores de aire en el nuevo conducto de admisión, la disposición del sistema de escape desde la salida del turbo compresor y la fijación del radiador de aire es acorde al espacio disponible.

Figura 3-11 Disposición de elementos en el vehículo



3.4 Conclusiones y recomendaciones

En éste capítulo hemos realizado los cálculos necesario para la selección del turbo compresor acorde al motor, la construcción del intercambiador de calor, el diámetro del tubo principal de escape, disposición de los elementos en el vehículo y se ha detallado la calibración del sistema mediante las válvulas de alivio y descarga.

Como recomendación mantener el área de trabajo limpia para evitar que los componentes del turbo y el motor estén en contacto con impurezas que puedan ocasionar daños al funcionamiento de sus partes, en el montaje del múltiple de escape revisar que selle completamente con el bloque motor, que el radiador de aire este totalmente limpio antes de su montaje, regirse en los torques y tolerancias que da el fabricante.

CAPITULO 4

PUESTA A PUNTO Y PRUEBAS FINALES DE CONDUCCIÓN

4.1 Introducción

Este capítulo tiene como finalidad determinar los parámetros para obtener la mejor puesta a punto del vehículo una vez finalizada la modificación para no comprometer su seguridad al momento de su conducción, así como el análisis del chasis, sistema de frenos, suspensión y tren final de transmisión; verificación indispensable para realizar las pruebas de conducción y establecer los valores de la nueva potencia.

4.2 Estudios realizados en el chasis del vehículo

Debido a la modificación se realizó un estudio al chasis para verificar que éste no se vea comprometido por el incremento de potencia en el motor.

4.2.1 Estudio estático del Chasis

Al no existir un banco de prueba dinamométrico para esta clase de vehículos y ya establecido que las pruebas para determinar la nueva potencia del motor se han realizado con el vehículo es necesario realizar un estudio estático del chasis, para tener una idea clara y precisa de su comportamiento.

Para esto seguimos el siguiente proceso de estudio.

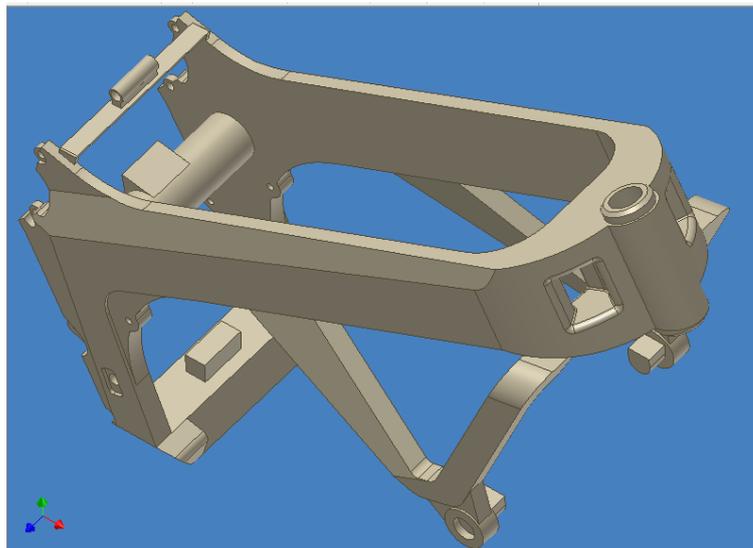
-En el taller SPEEDMOTORS se desmontó el carenado del vehículo, para tomar las dimensiones del chasis y graficarlo.

Figura 4-1 Mediciones realizadas en el Taller SPEEDMOTORS



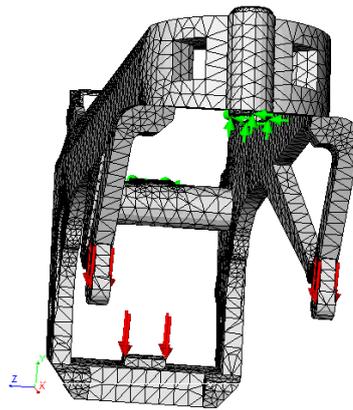
-Utilizando el programa inventor, se diseñó el chasis, una vez finalizado el diseño tiene la siguiente presentación.

Figura 4-2 Chasis en inventor9



-El siguiente paso es realizar una simulación sobre el chasis; se optó por el programa COSMOS, aplicamos cargas igual al peso del vehículo modificado incluido al conductor; con un valor de 103 kg en cada una de las bases del motor (color rojo), y establecemos como puntos fijos los apoyos de la suspensión delantera y posterior (color verde).

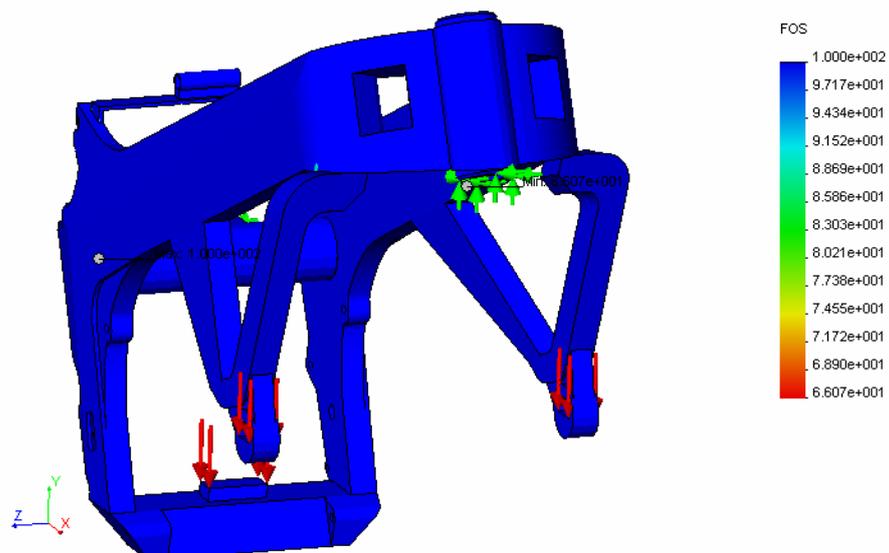
Figura 4-3 Cargas sobre chasis estático



Una vez determinados los puntos y áreas críticas dentro de nuestro chasis el paso siguiente dentro de ésta simulación es la “Revisión de Diseño” (Check design) según el máximo esfuerzo de la teoría de Von Mises. El material asignado es de Aleación de aluminio 7069 y su resistencia última con un valor de 4000 kgf se tiene un factor de seguridad 66.07

Figura 4-4 Resultados análisis estático

CHASIS YAMAHA TDM 900-ESTUDIO ESTÁTICO :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 66 Deformation Scale 1 : 0



El factor de seguridad de chasis en diseño automotriz está entre 60 y 80, de manera que el valor resultante de la simulación es acorde al rango.

Factor de seguridad: 66

4.2.2 Estudio dinámico del chasis

Tiene como objetivo verificar el comportamiento del chasis cuando nuestro vehículo se encuentra dentro de una curva.

4.2.2.1 Estudio del chasis dentro de una curva

Aquí aparecen fuerzas sobre el chasis generadas por su velocidad y por la inercia al encontrarse en una trayectoria curva; para lo cual definimos los siguientes criterios:

Cuando un vehículo se encuentra dentro de una curva sobre éste existen dos fuerzas considerables, la fuerza centrífuga es aquella que está dirigida hacia el exterior de la curva, y la fuerza centrípeta es aquella que empuja el vehículo hacia el interior de la curva, siendo estas dos fuerzas opuestas.

En base a las pruebas establecidas en el capítulo 2, tenemos una velocidad máxima para estudio de 160 km/h, el peso del vehículo de 313 kg y un radio de curva de 50 m determinado en la vía a Yunguilla a la altura de “El Cabo”, lugar donde se atravesó a 158 km/h. en una prueba de ruta.

Teniendo en cuenta estos valores y utilizando la siguiente ecuación determinamos la fuerza centrípeta.

$$F_c = \frac{m \cdot V^2}{R} \quad 13$$

¹³ <http://www.danotario.com/topografia/instrucciondecarreteras.php>, acceso 10 abril 2011

En donde:

m = masa del vehículo en kg

V^2 = velocidad al atravesar la curva en m/s

R = radio de curva.

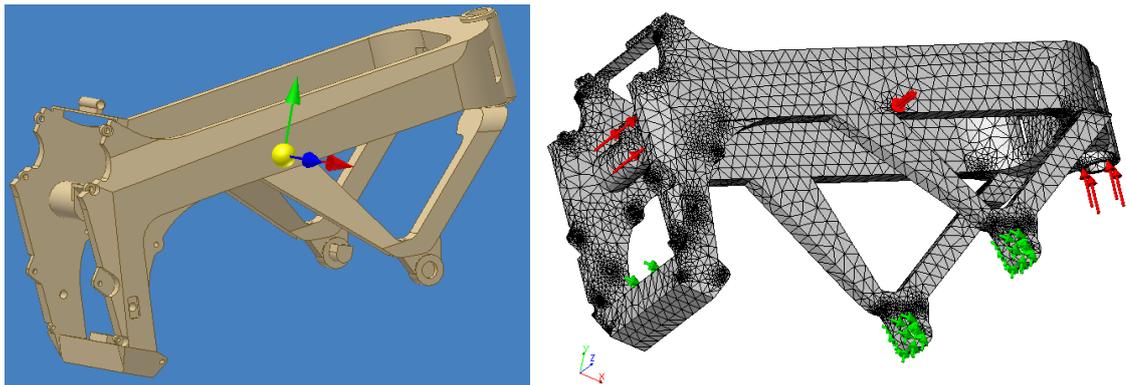
$$F_c = \frac{313kg \times (44,44m/s)^2}{50m}$$

$$F_c = 12362,93 \text{ N}$$

Centrípeta = Centrífuga

Por la velocidad una de éstas fuerzas es mayor a la otra, debido a esto se produce la trayectoria en curva. Para este estudio se tiene el valor calculado de la fuerza centrípeta sobre el centro de gravedad, los puntos fijos en este caso son las tres bases del motor, intervienen también las reacciones de la suspensión sobre el chasis debido a su peso. Se colocan éstas cargas en el chasis y mediante un procedimiento similar al efectuado en el estudio estático se determina su comportamiento.

Figura 4-5 Centro de gravedad del chasis. Aplicación de cargas

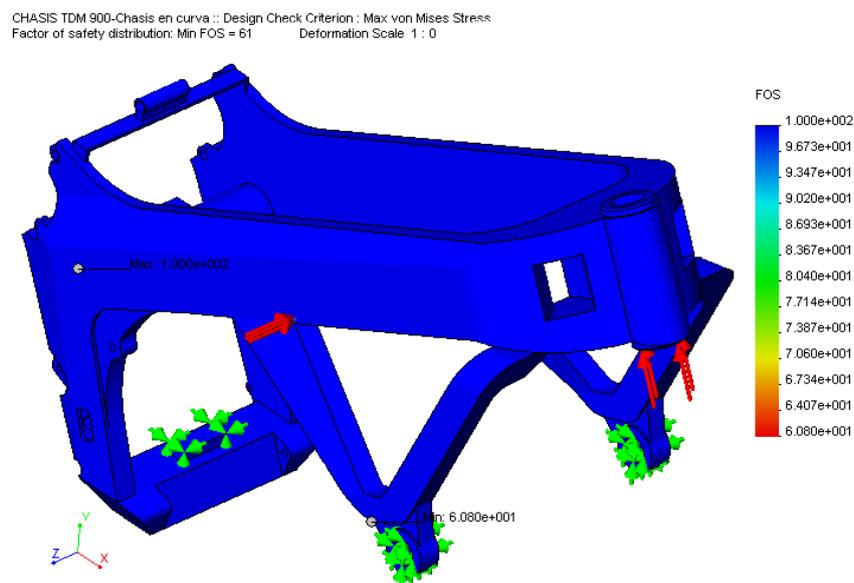


El valor de las reacciones se obtuvo en un banco de suspensión con 190 kg en la suspensión delantera y 123 kg en la suspensión posterior. En esta

simulación se presenta las áreas afectados por las cargas que se generan sobre el chasis al tomar una curva, pero al asignar el material aleación de

aluminio 7079 como en el estudio estático se tiene los siguientes resultados con su respectivo factor de seguridad.

Figura 4-6 Resultado de simulación en curva



De igual manera el chasis no se expone a deformaciones por las cargas generadas dentro de éste cuando se atraviesa una curva. Estos valores no cambiarán cuando el vehículo esté con el turbocompresor pues su velocidad de punta no se incrementará y la variación de peso no es significativa.

Factor de seguridad: 61

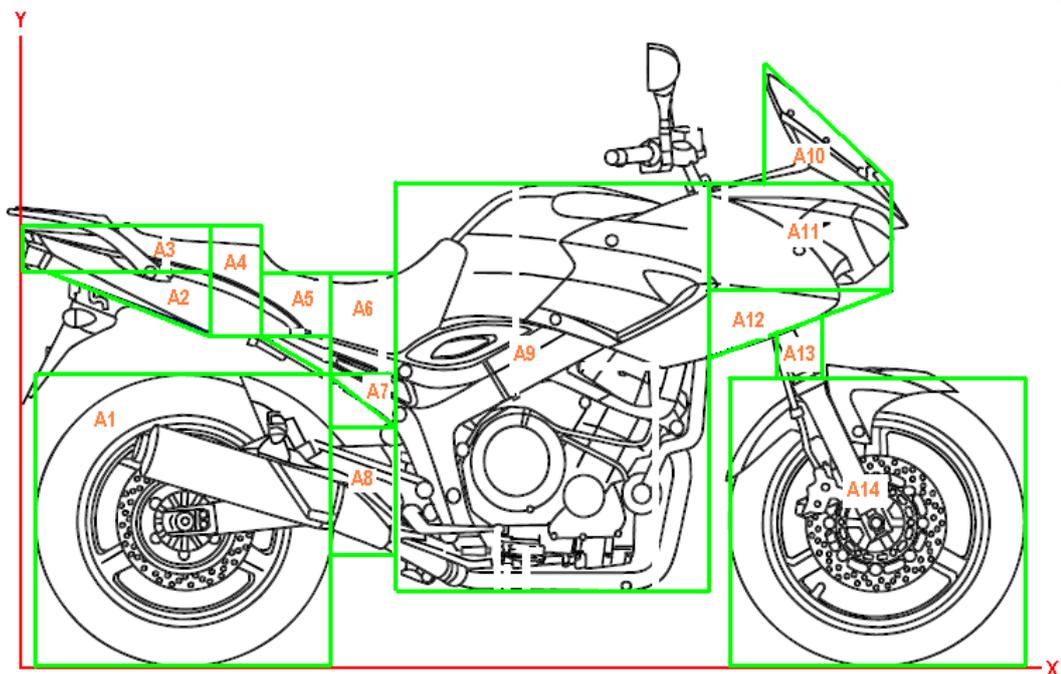
4.3 Sistema de Frenos

La eficacia de los frenos se verificó con el siguiente estudio.

4.3.1 Torque de frenado necesario para detener el vehículo

En base a sus dimensiones, peso y la información prevista por el fabricante que se encuentra en la tabla 1; las mediciones que se realizaron sobre el vehículo se asignaron las siguientes figuras geométricas para el cálculo del centro de gravedad.

Figura 4-7 Vista lateral del vehículo para determinar centro de gravedad



El cálculo de las diferentes áreas en orden ascendente; establecidas las distancias desde el centro de gravedad de cada una de éstas al origen de nuestro plano cartesiano. Se desarrolla la siguiente tabla.

Tabla 4-1 Áreas de figuras para centro de gravedad

Figura	Área (m ²)	Distancia "x" al origen (m)	Distancia "Y" al origen (m)	A.distancia"X"	A.distancia"Y"
1	0.3969	0.335	0.315	0.1329615	0.1250235
2	0.0294	0.233	0.79	0.0068502	0.023226
3	0.0315	0.175	0.905	0.0055125	0.0285075
4	0.0161	0.385	0.835	0.0061985	0.0134435
5	0.0525	0.495	0.79	0.0259875	0.041475
6	0.0276	0.63	0.745	0.017388	0.020562
7	0.0072	0.63	0.57	0.004536	0.004104
8	0.0312	0.63	0.33	0.019656	0.010296
9	0.4664	1.025	0.59	0.47806	0.275176
10	0.0315	1.325	1.135	0.0417375	0.0357525
11	0.065	1.275	0.965	0.082875	0.062725
12	0.025	1.191	0.85	0.029775	0.02125
13	0.01	1.275	0.705	0.01275	0.00705
14	0.429	1.372	0.3275	0.588588	0.1404975
15	0.0675	0.495	0.675	0.0334125	0.0455625
Suma áreas	1.6868		Sumatorias de: "x", "y"	1.4862882	0.854651

4.3.1.1 Centro de gravedad

Teniendo en cuenta el centro de gravedad de cada una de las 15 figuras geométricas se calcula x , y coordenadas del centro de gravedad del vehículo.

$$X = \frac{\sum_1^{15} (Area \times dist \text{ centro gravedad})}{\sum_1^{15} Areas} \quad 14$$

$$X = \frac{1,4862882}{1,6868} = 0,88112 \text{ m}$$

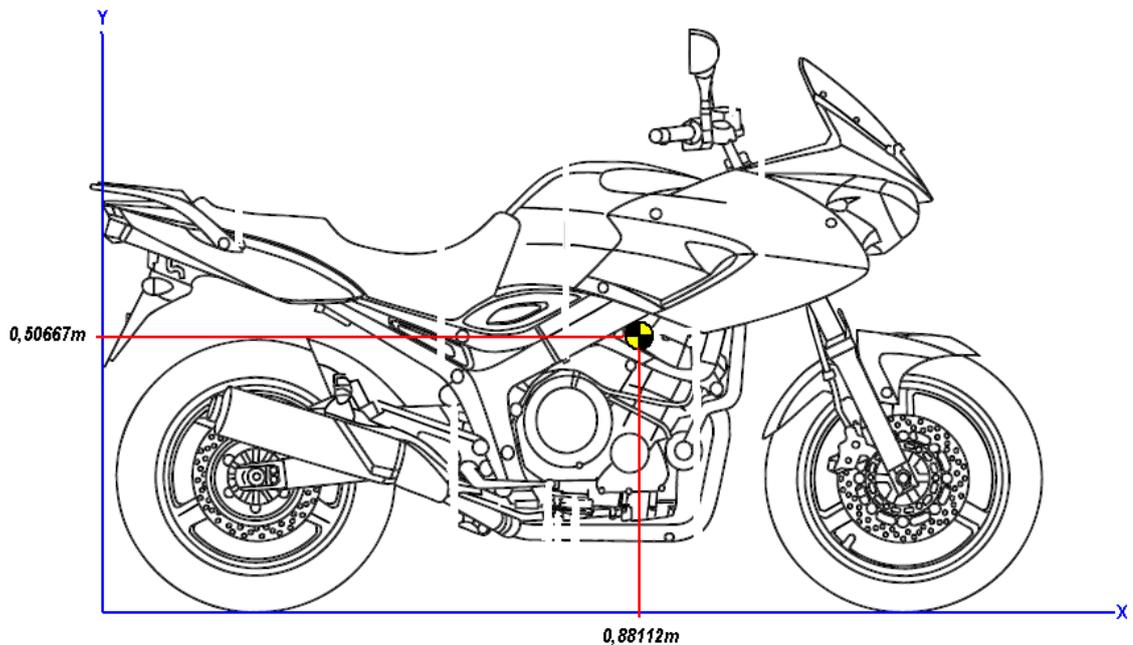
Distancia "X" al origen: 0,88112 m

$$Y = \frac{\sum_1^{15} (Area \times dist \text{ centro gravedad})}{\sum_1^{15} Areas} \quad 15$$

$$Y = \frac{0,854651}{1,6868} = 0,50667 \text{ m}$$

Distancia "Y" al origen: 0,50667 m

Figura 4-8 Centro de gravedad Yamaha TDM twin 900



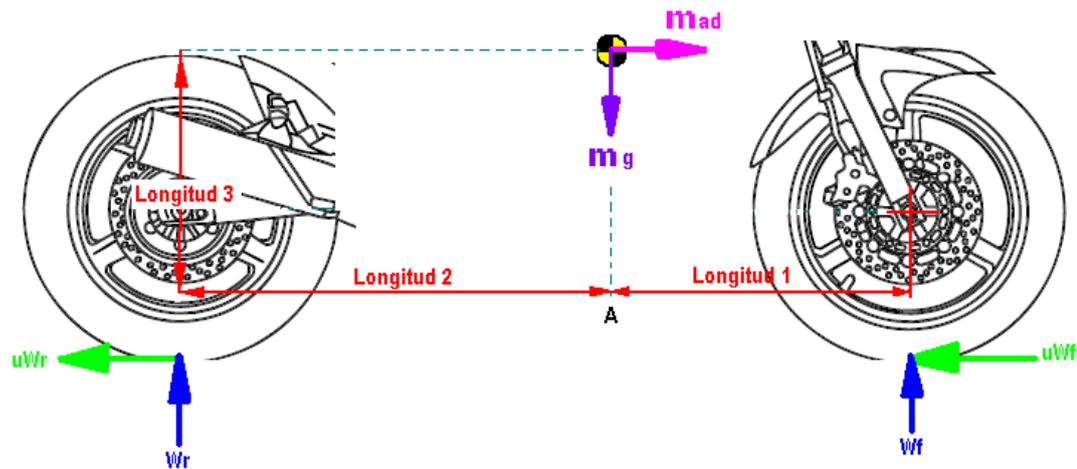
¹⁴ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 439

¹⁵ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 439

4.3.1.2 Cálculo de reacciones en base a centro de gravedad

Utilizando las coordenadas del centro de gravedad y las dimensiones del vehículo se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

Figura 4-9 Diagrama de fuerzas en el sistema de frenos



Mediante sumatorias se establece tres ecuaciones necesarias para el estudio.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\text{Ecuación 1: } W_f + W_r = mg$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\text{Ecuación 2: } ma = uW_f + uW_r$$

$$\Sigma MA = 0$$

$$\text{Ecuación 3: } maL_3 + W_rL_2 - W_fL_1 = 0$$

Se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$1: W_f + W_r = mg$$

$$2: ma = uW_f + uW_r$$

$$3: maL_3 + W_rL_2 - W_fL_1 = 0$$

Despejando W_f en 1 y reemplazando en 3 para obtener la ecuación 5.

$$\text{Ecuación 4: } W_f = mg - W_r$$

Reemplazando:

$$3: maL_3 + W_rL_2 - (mg - W_r)L_1 = 0 = maL_3 + W_rL_2 - mgL_1 + W_rL_1$$

Resolviendo la igualdad:

$$\text{Ecuación 5: } W_r = m \left(\frac{L_1g - L_3a}{L_1 + L_2} \right)$$

Como el vehículo parte desde 0 km/h hasta su velocidad máxima de 260 km/h registrando un tiempo de 21,589 s. se determina su aceleración con la siguiente ecuación del movimiento rectilíneo uniformemente variado:

$$a = \frac{V_f - V_o}{t} \quad ^{16}$$

Reemplazando los valores:

$$a = \frac{\frac{260km}{h} \times \frac{h}{3600s} \times \frac{1000m}{1km}}{21,589s}$$

$$a = 3,34 \text{ m/s}^2$$

Se reemplaza el peso máximo del vehículo de 223 kg y la longitud desde el centro de gravedad a los ejes delantero y posterior en la ecuación 4, obteniéndose el valor de las reacciones, siendo las longitudes $L_1=0,91888$ m; $L_2= 0,56612$ m; $L_3=0,50667$ m

¹⁶ <http://www.wikivia.org/wikivia/index.php/Deslizamiento> acceso 15 abril 2011.

$$W_r = m \left(\frac{L_1 g - L_3 a}{L_1 + L_2} \right)$$

$$W_r = 223 \text{kg} \left(\frac{(0,91888 \text{m} \times 9,81 \text{m/s}^2) - (0,50667 \text{m} \times 3,34 \text{m/s}^2)}{0,91888 \text{m} + 0,56612 \text{m}} \right)$$

$$W_r = 999,52 \text{ N}$$

Con el valor de W_r calculado se reemplaza éste valor en la ecuación 4 y se tiene:

$$W_f = (223 \text{kg} \times 9,81 \text{m/s}^2) - 999,52 \text{ N}$$

$$W_f = 1188,11 \text{ N}$$

4.3.1.3 Cálculo de torque total necesario para frenado.

Para ello se emplea las siguientes fórmulas:

$$\text{Torque delantero: } T_f = 2 \left(\frac{u W_f}{2} \right) \left(\frac{d_w}{2} \right) \quad 17$$

$$\text{Torque posterior: } T_r = \left(\frac{u W_r}{2} \right) \left(\frac{d_w}{2} \right) \quad 18$$

En donde, d_w : diámetro del neumático.

El vehículo tiene la siguiente medida de rueda delantera 110/90R18 por lo cual su diámetro es 0,5562 m. Y en la rueda posterior 180/55R17 siendo su diámetro 0,5308 m; mientras el valor de u es igual a 1.

¹⁷⁻¹⁸ Fórmulas de aplicación directa, apuntes diseño de proyectos 2011.

Reemplazando estos valores:

$$\text{Torque delantero: } T_f = 2 \left(\frac{uW_f}{2} \right) \left(\frac{dw}{2} \right)$$

$$T_f = 2 \left(\frac{1188,11N}{2} \right) \left(\frac{0,5562m}{2} \right)$$

$$T_f = 330,41 Nm$$

$$\text{Torque posterior: } T_r = \left(\frac{uW_r}{2} \right) \left(\frac{dw}{2} \right)$$

$$T_r = \left(\frac{999,52N}{2} \right) \left(\frac{0,5308m}{2} \right)$$

$$T_r = 132,63 Nm$$

$$\text{Torque total} = T_f + T_r$$

$$T_t = 330,41Nm + 132,63Nm$$

$$\text{Torque total} = 463,04 Nm$$

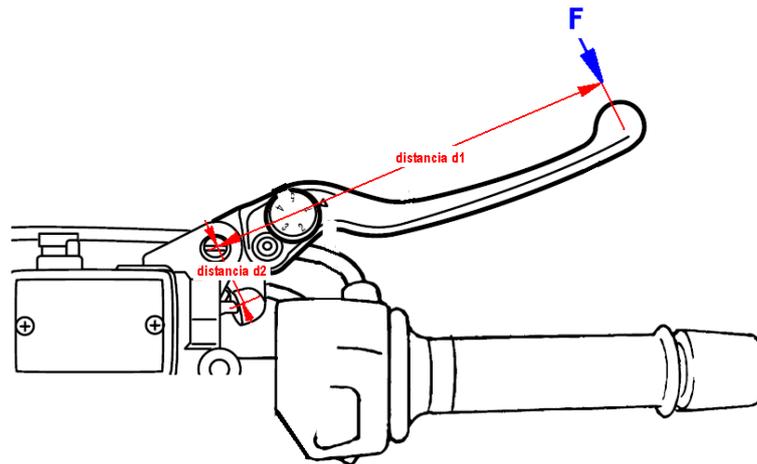
4.3.2 Torque de frenado según las dimensiones del sistema

Ahora se calcula el torque real en las ruedas, para ello se mide todos los componentes del sistema.

4.3.2.1 Cálculo torque Freno delantero

Se inicia desde la manigueta con una fuerza de 150 N, (valor para mecanismos accionados con la mano) y con sus dimensiones calculamos la fuerza ejercida sobre el pistón de la bomba de freno.

Figura 4-10 Manigueta de freno



$$F \text{ sobre el pistón} = \frac{F \times d_1}{d_2}$$

Se tiene los siguientes valores:

$$d_1 = 177 \text{ mm} = 0,177 \text{ m}$$

$$d_2 = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

Reemplazando:

$$F \text{ sobre el pistón} = \frac{150 \times 0,177}{0,02} = 1327,5 \text{ N}$$

En función de los diámetros de los cilindros en la manigueta y en la mordaza se calcula la fuerza que los pistones ejercen sobre las pastillas.

Diámetro cilindro maestro: 20 mm = 0,02 m

Diámetro pistones mordaza: 30 mm = 0,03 m

Numero de pistones mordaza: 4

Numero de mordazas delanteras: 2

$$F \text{ salida} = 2 \frac{\text{Areapistonesmordaza} \times F_{\text{sobrecilindro}}}{\text{areacilindromaestro}}$$

$$F \text{ salida} = 2 \frac{4 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \times F_{\text{sobrecilindro}}}{\left(\frac{\pi D^2}{4} \right)}$$

Reemplazando los diámetros y la fuerza se tiene:

$$F \text{ salida} = 2 \frac{(\pi 0,03m^2) \times 1327,5N}{\left(\frac{\pi 0,02m^2}{4} \right)} = 23895 \text{ N}$$

F salida de todos los pistones delanteros = 23895 N

Ahora se debe calcular la superficie total de las pastillas que están en contacto con los discos en función de sus dimensiones.

Para ello:

A de contacto = 4 x (0,068m x 0,031m)

$$A \text{ total} = 8,432e^{-3} \text{ m}^2$$

Con esta superficie se calcula la presión existente en los frenos delanteros.

$$\text{Presión} = \frac{F_{\text{salida}}}{A_{\text{reatotal}}}$$

$$\text{Presión} = \frac{23895N}{8,432^{-3}m^2} = 2833847,249 \text{ Pa}$$

$$\text{Presión} = 2833847,249 \text{ Pa}$$

Finalmente se calcula el torque en discos delanteros mediante la siguiente ecuación:

$$T_f = \frac{f}{2} (P_d r_i) (\theta_2 - \theta_1) (r_o^2 - r_i^2) \quad ^{19}$$

En donde:

$\Theta_1 =$	75 grados =	1,30 rad
$\Theta_2 =$	105 grados =	1,832 rad
$r_o =$	0,148 m	
$r_i =$	0,117 m	
$f =$	0,78 pastillas YAMAHA TDM900	

Reemplazando:

$$T_f = \frac{0,78}{2} (2833847,249\text{Pa} \times 0,117\text{m})(1,832 \text{ rad} - 1,30 \text{ rad})(0,142^2 \text{ m} - 0,117^2 \text{ m}) = 445,428 \text{ Nm}$$

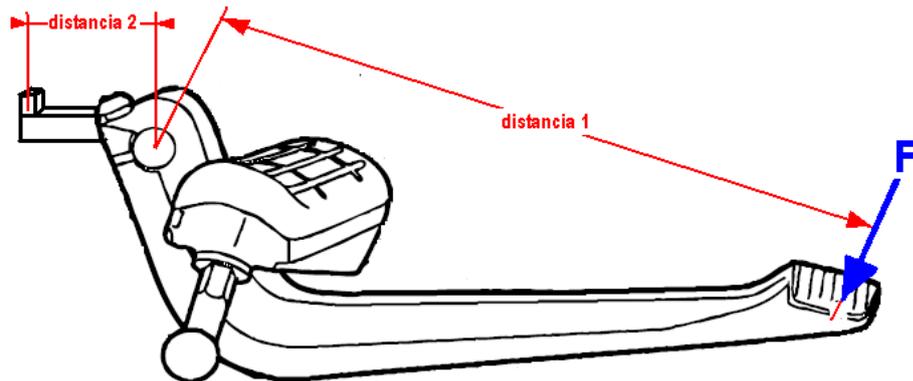
$$\text{Torque freno delantero} = 445,428 \text{ Nm}$$

¹⁹ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 831

4.3.2.2 Cálculo torque freno posterior

Iniciamos desde el pedal de freno con una $F = 300 \text{ N}$ (valor para mecanismos accionados con el pie) y con sus dimensiones se calcula la fuerza sobre el cilindro maestro posterior.

Figura 4-11 Pedal de freno



$$F \text{ sobre el pistón} = \frac{F \times d_1}{d_2}$$

Se tiene los siguientes valores medidos:

$$d_1 = 120 \text{ mm} = 0,120 \text{ m}$$

$$d_2 = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$$

Reemplazando:

$$F \text{ sobre el pistón} = \frac{300 \text{ N} \times 0,12 \text{ m}}{0,03 \text{ m}} = 1200 \text{ N}$$

En función del diámetro del cilindro en el pedal y en la mordaza se calcula la fuerza que el pistón ejerce sobre las pastillas

Diámetro cilindro maestro: 15 mm = 0,015 m

Diámetro pistón mordaza: 35 mm = 0,035 m

Numero de pistones mordaza: 1

Numero de mordazas: 1

$$F \text{ salida} = \frac{\text{Areapistonmordaza} \times \text{Fuerzasobrecilindro}}{\text{areacilindromaestro}}$$

$$F \text{ salida} = \frac{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right) \times F_{\text{sobrecilindro}}}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4}\right)}$$

Reemplazando los diámetros y la fuerza:

$$F \text{ salida} = \frac{\left(\frac{\pi 0,035^2 \text{ m}}{4}\right) \times 1200}{\left(\frac{\pi 0,015^2 \text{ m}}{4}\right)} = 6533,33 \text{ N}$$

$$F \text{ salida del pistón posterior} = 6533,33 \text{ N}$$

Ahora se debe calcular la superficie total de las pastillas que están en contacto con los discos en función de sus dimensiones.

Para ello:

$$A \text{ de contacto} = 2 \times (0,048 \text{ m} \times 0,033 \text{ m})$$

$$A \text{ total} = 3,168 \text{ e}^{-3} \text{ m}^2$$

Con esta superficie se calcula la presión existente en el freno posterior.

$$\text{Presión} = \frac{F_{\text{salida}}}{\text{Areacontacto}}$$

$$\text{Presión} = \frac{6533,33 \text{ N}}{3,168 \text{ e}^{-3} \text{ m}^2} = 2062289,56 \text{ Pa}$$

$$\text{Presión} = 2062289,56 \text{ Pa}$$

Finalmente se calcula el torque en el disco posterior mediante la siguiente ecuación:

$$T_r = \frac{f}{2} (P_a r_i) (\theta_2 - \theta_1) (r_o^2 - r_i^2) \quad ^{20}$$

En donde:

$\Theta_1 =$	82 grados =	1,4311 rad
$\Theta_2 =$	98 grados =	1,71042 rad
$r_o =$	0,121 m	
$r_i =$	0,0885 m	
$f =$	0,6 pastillas YAMAHA TDM 900	

Reemplazando:

$$T_r = \frac{0,6}{2} (2062289,56 \text{ Pa} \times 0,0885 \text{ m}) (1,71042 \text{ rad} - 1,4311 \text{ rad}) (0,121^2 \text{ m} - 0,0885^2 \text{ m}) = 104,12 \text{ Nm}$$

Torque freno posterior = 104,12 Nm

4.3.2.3 Torque total de frenado

Es el resultado de la suma del valor del torque delantero más el posterior.

$$\begin{aligned} \text{Torque de freno total del sistema} &= T_{\text{delantero}} + T_{\text{posterior}} \\ 445,428 \text{ Nm} + 104,12 \text{ Nm} &= 549,54 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\text{Torque de freno total del sistema: } 549,54 \text{ Nm}$$

Ahora comparamos el valor del torque necesario para el frenado con el torque de frenado del sistema, siendo mayor el último sabemos que nuestro vehículo no estará expuesto a problemas de frenado durante la conducción pues ya con la modificación lista su velocidad de punta no se incrementara.

$$549,54 \text{ Nm} > 463,04 \text{ Nm} = \text{Frena}$$

²⁰ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 831

4.4 Sistema de Suspensión

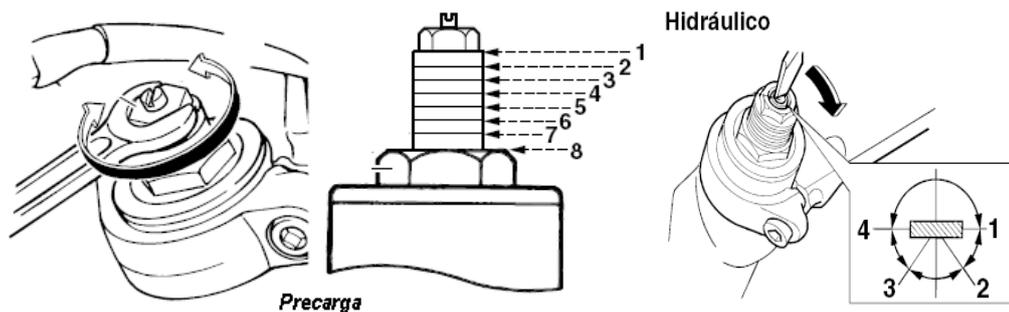
El vehículo posee un sistema de suspensión regulable que nos permite elegir de suave a rígida; para las pruebas necesitamos una suspensión que tenga un comportamiento completamente rígido para mantener al vehículo firme contra el piso y evitar que la llanta delantera se separe de la carretera todo esto por motivos de seguridad.

De manera que su reglaje es igual al de una motocicleta que ha sido preparada para competición en pista de asfalto; nuestro vehículo tiene el siguiente reglaje en la suspensión:

4.4.1 Suspensión delantera

Para su reglaje vimos la necesidad de cambiar los retenes de compresión y aceite de las telescópicas con el fin de asegurar su confiabilidad; como deseamos un reglaje duro fijamos la posición de precarga del muelle en 2 y la posición del hidráulico en 4.

Figura 4-12 Calibración suspensión delantera

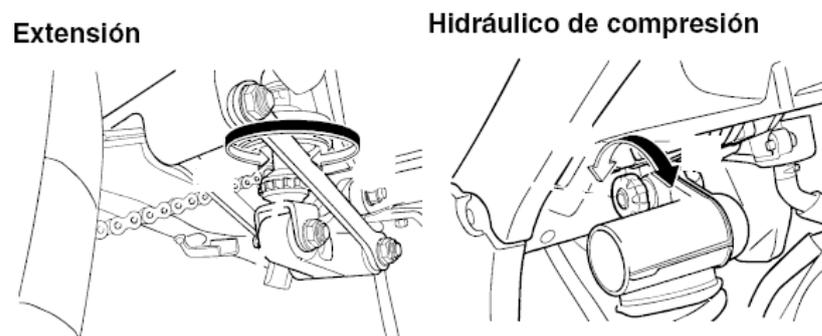


Fuente: Manual del propietario YAMAHA TDM 900

4.4.2 Suspensión posterior

De igual manera necesitamos un reglaje duro en la rueda trasera así que fijamos la posición de la precarga del muelle en 8, la posición del ajuste de la extensión en 3 clics en sentido horario y la posición de ajuste de la compresión en 1 clic en sentido anti horario.

Figura 4-13 Calibración suspensión posterior



Fuente: Manual del propietario YAMAHA TDM 900

4.5 Tren final de transmisión

Cuando el vehículo empieza a desplazarse todo el torque producido por el motor llega a la rueda posterior a través del sistema de embrague, caja de cambios y el conjunto piñón- catalina, siendo esta última sujeta al aro posterior por medio de 6 pernos los cuales soportan transferencia de torque; estos pernos son críticos ya que si llegaran a fallar tendría como consecuencia un accidente.

4.5.1 Caja de cambios

Para verificar el comportamiento de los pernos debemos determinar el torque que llega a estos, para ello iniciamos el estudio desde la caja de cambios en la primera marcha ya que en ésta se encuentra el mayor torque, contamos con la siguiente información con respecto a la caja de cambios.

Tabla 4-2 Datos caja de cambios

Número de Dientes			Diámetros		
Marcha	Piñones	Engranajes	Marcha	Piñones (mm)	Engranajes(mm)
1	12	33	1	50	137,5
2	19	37	2	80	154
3	22	34	3	90	141
4	25	31	4	104	129
5	25	26	5	104	108
6	26	24	6	108	100

4.5.1.1 Análisis cinético Primera Velocidad

Para el análisis la información es:

Potencia: 86,5 hp

Velocidad: 7500rpm

$$\text{Valor del tren } e = \frac{\text{Producto de numero de dientes impulsores}}{\text{Producto de numero de dientes impulsados}}$$

Para esta marcha:

$$e = \frac{N \text{ piñon } 1}{N \text{ engrane } 1}$$

Reemplazando:

$$e = \frac{12}{33} = 0,3636$$

Velocidad del engrane 1 se emplea la siguiente fórmula:

$$n_l = n_f \times e$$

En donde:

n_l = velocidad del último engrane

n_f = velocidad del primer engrane

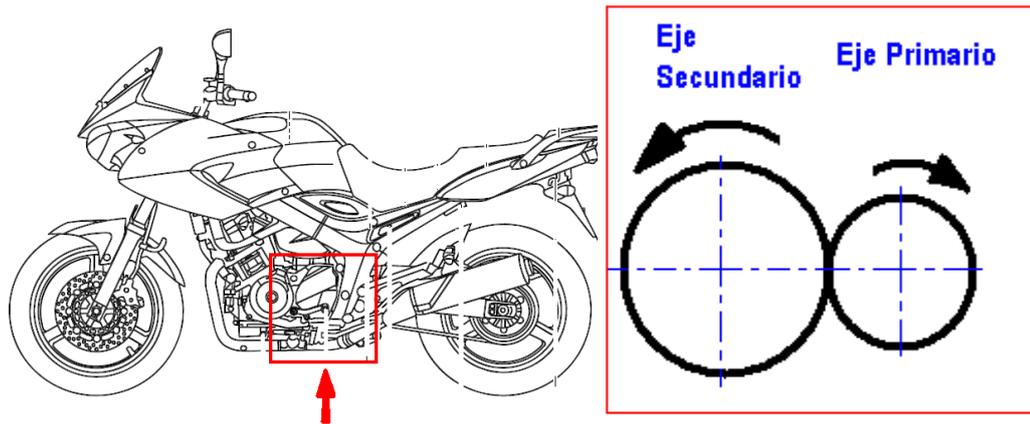
Reemplazando:

$$n_l = 7500\text{rpm} \times 0,3636$$

$$n_l = 2727,27 \text{ rpm}$$

“Este valor de n_1 es a la velocidad que gira el eje secundario al seleccionar la primera marcha y mantener revolucionado el motor a 7500 rpm que es cuando este entrega su potencia máxima; esta velocidad pertenece al piñón de transmisión.” El sentido de movimiento de esta marcha esta representado en el siguiente grafico; visto desde el perfil izquierdo del vehículo:

Figura 4-14 Movimiento de los ejes primario y secundario



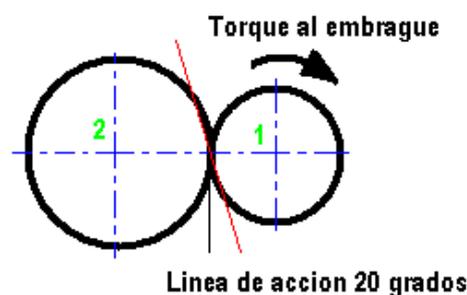
4.5.1.2 Análisis cinemático de Primer Velocidad

Teniendo en cuenta el sentido de movimiento antes mencionado y la siguiente información:

Potencia :	86,5 hp
Velocidad de giro:	7500 rpm
Par máximo al embrague :	9,1 kgm

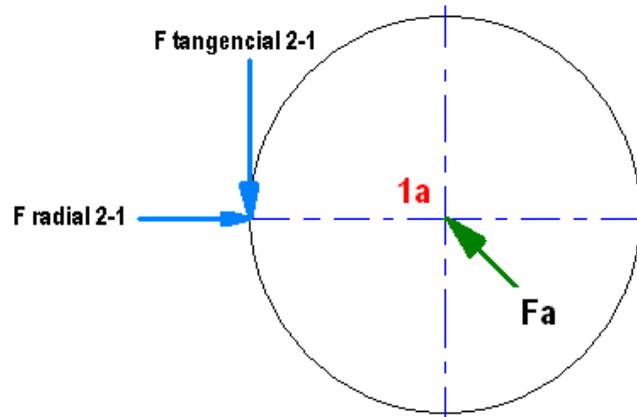
Asumimos un ángulo de ataque $\theta=20^\circ$, usado normalmente en piñones rectos.

Figura 4-15 Sentido del torque entre ejes de caja de cambios



4.5.1.2.1 Piñón primera velocidad

Figura 4-16 Fuerzas radial y tangencial piñón de primera velocidad



F_{21t} = Fuerza tangencial ejercida de engrane 1 a piñón 1

F_{21r} = Fuerza radial ejercida de engrane 1 a piñón 1

$$F_{21t} = \frac{\text{Torque al embrague}}{\text{diametro piñon 1}}$$

$$F_{21t} = \frac{9,1 \text{ kgm}}{(0,05/2)\text{m}}$$

$$F_{21t} = 346\text{kg}$$

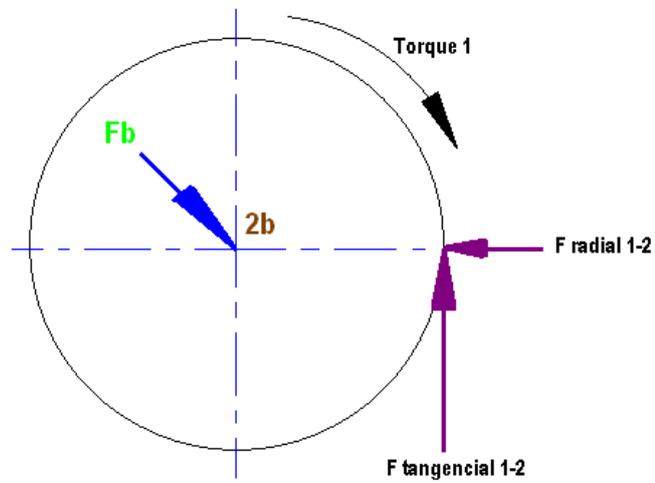
$$F_{21r} = F_{21t} \times \text{tg } 20^\circ$$

$$F_{21r} = 346 \times \text{tg } 20^\circ$$

$$F_{21r} = 132,48 \text{ kg}$$

4.5.1.2.2 Engrane primera velocidad

Figura 4-17 Fuerza radial y tangencial engrane primera velocidad



F_{12t} = Fuerza tangencial ejercida de piñón 1 a engrane 1

F_{12r} = Fuerza radial ejercida de piñón 1 a engrane 1

$$F_{12t} = F_{21t} = 346 \text{ kg}$$

$$F_{12r} = F_{21r} = 132,48 \text{ kg}$$

Torque en eje secundario

$$T_1 = F_{12t} \times \text{Diámetro engrane 1}$$

$$T_1 = 346 \text{ kg} \times (0,1375/2)\text{m}$$

$$T_1 = 25,025 \text{ kgm}$$

“Este torque sobre el eje secundario es aquel que esta actuando sobre el piñón de transmisión con sentido antihorario visto desde el perfil izquierdo del vehículo.”

4.5.1.3 Torque para que el vehículo empiece a desplazarse

Torque $T_1 = 25,025$ kgm presente en el piñón de transmisión.

Relación de transmisión final. (RTf)

$$RTf = \frac{\text{Numero de dientes del conducido}}{\text{Numero de dientes del conductor}}$$

Para nuestro caso:

$$RTf = \frac{\text{Numero de dientes CATALINA}}{\text{Numero de dientes PIÑON}}$$

Reemplazando:

$$RTf = \frac{48}{15} = 3,2$$

Ahora obtenemos el producto entre el torque sobre el piñón de transmisión y la RTf, de esta manera llegamos al torque existente en la catalina.

Torque sobre la catalina (T_2)= $T_1 \times RTf$

$$T_2 = 25,025 \text{ kgm} \times 3,2$$

$$T_2 = \mathbf{80,08 \text{ kgm}}$$

“Este $T_2 = 80,08 \text{ kgm}$ es el necesario para poder vencer la inercia del vehículo y empezar a desplazarse, teniendo en cuenta que el motor esta girando a 7500 rpm.”

Pero en éstos vehículos arrancar a este número de revoluciones implica un riesgo pues el vehículo puede voltearse hacia atrás, por la experiencia en la conducción, el motor debe revolucionarse entre unas 1200 a 1500 rpm, para tener un arranque suave y progresivo.

De manera que el torque bajo éstas condiciones seria el siguiente:

$$T_3 = \frac{\text{rpm para arrancar} \times T_{\text{maximo}}}{\text{rpm maximas}} \times R_t \text{ Primera velocidad} \times RT_f$$

En donde:

Rpm para arrancar:	1200
Rpm máximas:	7500
T máximo:	9,1kg/m
RTf:	3,2

Reemplazando:

$$T_3 = \frac{1200\text{rpm} \times 9,1\text{kgm}}{7500\text{rpm}} \times 2,75 \times 3,2$$

$$T_3 = 12,81\text{kgm}$$

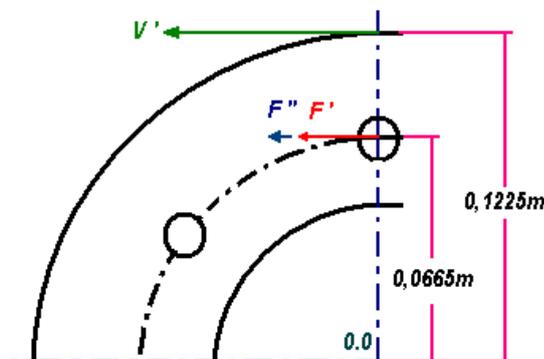
“Este torque $T_3 = 12,81 \text{ kgm}$ es el que esta actuando sobre la catalina cuando se selecciona la primera velocidad y el motor esta a 1200 rpm, suficiente para vencer el peso del vehículo, su inercia y empezar a desplazarse.”

4.5.2 Pernos de sujeción catalina-aro posterior

Este grupo de pernos esta expuesto a esfuerzo cortante cuando el vehículo se desplaza, así que debemos verificar si se necesita realizar cambios sobre estos elementos.

Torque máximo a 7500rpm:	80,08 kgm = 785,58 Nm
Diámetro de los pernos:	8 mm
Numero de pernos:	6
Clase 4.8 Sut:	420 MPa
Distancia al centroide:	0,0665 m
Diámetro exterior catalina:	0,245 m

Figura 4-18 Fuerzas que actúan sobre perno de catalina



$$V' = \frac{785,58 \text{ Nm}}{0,1225 \text{ m}}$$

$$V' = 6412,89 \text{ N}$$

$$F' = \frac{V'}{n} \quad 21$$

$$F' = \frac{6412,89\text{N}}{6}$$

$$F' = 1068,8163 \text{ N}$$

$$F'' = \frac{Mr}{nr^2} = \frac{M}{nr} \quad 22$$

$$F'' = \frac{785,58\text{Nm}}{6 \times 0,0665}$$

$$F'' = 1968,87 \text{ N}$$

$$F_t = F' + F''$$

$$F_{\text{total}} = 1068,81\text{N} + 1968,87\text{N}$$

$$F_{\text{total}} = 3037,68 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F_{\text{total}}}{A_t} \quad 23$$

En donde:

$$A_t = 36,6\text{mm}^2 = 0,0000366\text{m}^2 \quad 24$$

Reemplazando:

$$\tau = \frac{3037,68\text{N}}{0,0000366\text{m}^2}$$

²¹ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 436

²² Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 441

²³ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 436

²⁴ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 398

$$\tau = 82996893,44 Pa$$

Cálculo de s_{sy} :

$$S_{sy} = 0,577(S_{ut})^{25}$$

$$S_{sy} = 0,577(420_e^6 Pa)$$

$$S_{sy} = 242340000 Pa$$

Factor de seguridad pernos:

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

Reemplazando tenemos:

$$\eta = \frac{242340000 Pa}{82996893,44 Pa}$$

$$\eta = \mathbf{2,91}$$

“Con el factor de seguridad sabemos que los pernos no fallarán a cortante.”

4.6 Reglaje del Turbocompresor

Como ya se indicó en el capítulo 3 actuamos sobre las válvulas descarga y alivio para establecer la carga del turbocompresor.

²⁵ Budynas, Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava edición, pág. 217

4.6.1 Válvula de descarga

Esta válvula nos permite fijar las psi del turbo hacia el motor, y evitar una sobrepresión dentro del mismo, su reglaje se realiza en el vástago sabiendo que mientras más corto sea éste mayor será la presión que entrega, ésta presión se la establece mediante un manómetro que está ubicado en el vehículo cerca del interruptor de encendido. Para nuestro caso hemos fijado la presión en 13 psi.

Figura 4-19 Manómetro carga y depresión turbocompresor



4.6.2 Válvula de alivio

Mediante un manómetro que nos permite observar las psi presentes en el múltiple de admisión podemos regular esta válvula para que libere dicha presión cuando dejamos de acelerar; para ello realizamos la conexión de vacío de esta válvula con el presente en el cuerpo de admisión que está por debajo de las válvulas de aceleración, de ésta forma medimos depresión y carga.

El reglaje se hace por medio de arandelas calibradas a diferentes espesores.

4.7 Pruebas finales de conducción

Las pruebas en el vehículo ya terminada la modificación se realizó bajo condiciones similares a la iniciales, para poder registrar la variación en tiempos de aceleración, distancia de frenada y consumo de combustible; así

como la emisión de gases contaminantes. Todas las pruebas se realizaron por cinco ocasiones para obtener su media y los valores registrados son los siguientes:

4.7.1 Pruebas a nivel del mar

Las condiciones en las que se realizaron las pruebas son las siguientes:

Odómetro: **46320 km**

Altitud: **0 msnm**

Temperatura: **35° c**

Presión neumáticos: **32 psi**

rpm al cambio de marchas: **7500**

4.7.1.1 Aceleración

Tabla 4-3 Tiempos pruebas aceleración en Puerto Inca con modificación

	0-100km/h	0-120km/h	0-140km/h	0-160km/h	0-400m
Repeticiones	Tiempo (s.)				
1	2,75	3,72	6,2	9,03	8,67
2	2,73	3,81	6,04	8,96	8,74
3	2,98	3,86	6,1	9,1	8,82
4	2,84	3,59	6	9,13	8,68
5	2,71	3,61	6,15	8,98	8,62
Media	2,802	3,718	6,098	9,04	8,706

4.7.1.2 Rebases

Tabla 4-4 Tiempos pruebas de rebase en Puerto Inca con modificación

Condición	Tiempo (s.)
20-120km/h	5,15
50-120km/h	3,54
80-120km/h	2,1

4.7.2 Pruebas a 2550 msnm.

Las condiciones en las que se realizaron las pruebas son las siguientes:

<i>Odómetro:</i>	46510 km
<i>Altitud:</i>	2550 msnm
<i>Temperatura:</i>	15 °C
<i>Presión neumáticos:</i>	32 psi
rpm de cambio de marcha:	7500

4.7.2.1 Aceleración

Tabla 4-5 Tiempos pruebas aceleración en Cuenca con modificación

	0-100km/h	0-120km/h	0-140km/h	0-160km/h	0-400m
Repeticiones	Tiempo (s.)				
1	3,2	6,1	12,01	14,78	14,65
2	3,62	6,01	11,98	14,89	14,56
3	3,15	6,33	11,93	14,56	14,72
4	3,35	6,26	12,15	14,76	14,58
5	3,31	6,18	11,67	14,68	14,62
Media	3,326	6,176	11,948	14,734	14,626

4.7.2.2 Rebases

Tabla 4-6 Tiempos pruebas de rebase en Cuenca con modificación

Condición	Tiempo (s.)
20-120km/h	7,16
50-120km/h	5,87
80-120km/h	3,58

4.7.3 Consumo

En un trayecto de 115 km el consumo de combustible registro los siguientes valores:

Tabla 4-7 Consumos del vehículo con modificación

	km/h	km/litros
Ciudad	40	10,5
Carretera	130	15,4

4.8 Análisis de Resultados

Según los valores registrados en el vehículo antes y después de la modificación, podemos detallar los siguientes resultados de interés sobre el trabajo realizado.

4.8.1 Tablas de comparación de tiempos, distancias y consumo

Tabla 4-8 Comparativa de valores Puerto Inca

	ESTÁNDAR	MODIFICADO
Aceleraciones (s.)		
0-100km/h	5,25	2,802
0-120km/h	7,508	3,718
0-140km/h	10,022	6,098
0-160km/h	13,286	9,04
0-400m	11,294	8,706
Rebases (s.)		
20-120km/h	7,1	5,15
50-120km/h	5,7	3,54
80-120km/h	4	2,1

Tabla 4-9 Comparativa de valores Cuenca

	ESTÁNDAR	MODIFICADO
Aceleraciones (s.)		
0-100km/h	5,65	3,326
0-120km/h	8,38	6,176
0-140km/h	14,556	11,948
0-160km/h	17,502	14,734
0-400m	17,032	14,626
Rebases (s.)		
20-120km/h	8,6	7,16
50-120km/h	6,45	5,87
80-120km/h	5,24	3,58
Emisiones		
CO	3,13%	2,9%
HC	277ppm	128ppm

4.8.2 Incremento de Potencia

Como ya se indico en el capitulo II al no existir un banco dinamométrico para ésta clase de vehículos, estableceremos con los valores que hemos obtenido en las diferentes pruebas un valor aproximado de la nueva potencia del vehículo.

4.8.2.1 Potencia según aceleración

El valor crítico es cuando el vehículo empieza a desplazarse, por lo que la máxima potencia estará presente en la primera marcha. De manera que se tiene los siguientes datos en la ciudad de Cuenca:

Potencia estándar:	86,5 cv
Tiempo en alcanzar los 100 km/h estándar:	5,654 s
Tiempo en alcanzar los 100 km/h modificado:	3.326 s

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Potencia estándar} \times \text{Tiempo estándar}}{\text{Tiempo modificado}}$$

$$\text{Potencia} = \frac{86,5 \text{cv} \times 5.654 \text{s}}{3.326 \text{s}}$$

$$\text{Potencia} = 147 \text{cv}$$

Ahora establecemos el valor del incremento:

$$\text{Potencia modificada} - \text{Potencia estándar} = \text{incremento}$$

$$147 \text{cv} - 86,5 \text{cv} = 60,54 \text{cv}$$

En porcentaje:

$$\frac{60,54 \text{cv} \times 100}{86,5 \text{cv}} = 69,98 \%$$

4.8.3 Reducción de Tiempo de aceleración

Para determinar éste valor tenemos los siguientes datos de la prueba de velocidad en la ciudad de Cuenca.

Distancia:	400 m
Tiempo media estándar:	17,032 s
Tiempo media modificado:	14,626 s

Si se asigna al tiempo media estándar un valor en porcentaje de 100, el valor correspondiente en porcentaje al tiempo media modificado sería el siguiente:

$$\frac{14,626\text{seg} \times 100}{17,032\text{seg.}} = 85,87 \%$$

La reducción del tiempo de aceleración en recorrer 400m sería entonces:

$$100\% - 85,87\% = 14,13\%$$

4.8.3.1 Ganancia de tiempo en aceleración de 0 – 100km/h

Es la diferencia del tiempo estándar con el modificado de ésta manera tenemos en la ciudad de Cuenca:

$$\text{Tiempo estándar} - \text{Tiempo modificado} = \text{Ganancia}$$

$$5,65 \text{ s} - 3,326 \text{ s} = 2,32 \text{ s}$$

$$\text{Ganancia} = 2,32 \text{ s}$$

4.8.4 Consumo de combustible

Para determinar el consumo de combustible en carretera se realizó la prueba de ruta a través de el Parque Nacional del Cajas como en la primera ocasión en una distancia de 236 km, el consumo de combustible ha tenido una reducción en ciudad de 12,5 litros a 10,5 litros a una velocidad de 40 km/h y en carretera de 17,71litros a 15,4 litros pero con incremento en la velocidad a 130 km/h en carretera.

CONCLUSIONES FINALES

Con las pruebas realizadas sobre el vehículo, el estudio adecuado para la selección del sistema turbo compresor, la correcta instalación de los componentes y el debido reglaje del vehículo tenemos como resultado un incremento notable en la potencia y una reducción de tiempo de respuesta a la aceleración. Destacamos lo siguiente:

- 1. Incremento en la potencia de 69,98% de la potencia original.** *“La potencia adicional que entrega un sistema turbocompresor en un motor Otto es aproximadamente un 40%; el valor registrado esta en función de las pruebas de aceleración que dependen mucho de la pericia del conductor y además para establecer un valor real se deberían realizar un número considerable de ensayos en vehículos similares con una modificación igual, y comprobar su desempeño en un banco dinamométrico solo de esta forma se podría verificar y establecer la potencia nueva del motor.”*
- 2. Reducción del 22,92% en tiempo de aceleración en 400 m en Puerto Inca. Y una reducción del 14,13% en la ciudad de Cuenca.** *“Es el resultado de la comparativa de los tiempos en la prueba de 400m.”*
- 3. Ganancia en la aceleración de 0-100 km/h; de 2,44 s en Puerto Inca y 2,33 s en la ciudad de Cuenca.** *“Este incremento es el resultado de la comparativa de los tiempos de aceleración de 0 a 100 km/h antes y después de la modificación.”*

4. **Reducción del 16% en consumo de combustible en ciudad.**
“Este valor es el resultado de transitar el vehículo en la ciudad en un tiempo de 1 hora a una velocidad promedio de 40 km/h.”
5. **Reducción del 13% en consumo de combustible en carretera.** *“Es la comparativa del consumo del vehículo estándar a una velocidad aproximada de 120 km/h y el consumo del vehículo modificado a una velocidad aproximada de 130km/h dentro un trayecto de 236 km.”*
6. **Mantener la maniobrabilidad del vehículo.** *“Mediante una calibración rígida de la suspensión se controla las oscilaciones en el vehículo y la pérdida de adherencia de los neumáticos con la calzada.”*
7. **Reducción de las emisiones de gases contaminantes.** *“Se comprobó la reducción de emisiones con el equipo MAHA que en condiciones estándar del motor fueron en CO: 3,13% y HC: 277ppm; a registrar con el motor turbo cargado CO: 2,9% y en HC: 128ppm.”*

Mediante las conclusiones afirmamos que la implementación de un sistema turbo compresor en el motor Yamaha TDM twin 900 i.e. optimiza su consumo de combustible y mejora su rendimiento mecánico reduciendo la emisión de gases contaminantes. La incorporación del sistema a este tipo de vehículos para la producción en serie estaría específicamente limitada por el costo elevado de los componentes.

Consideramos esencial que un vehículo con este tipo de modificación tiene que ser conducido por pilotos con experiencia para prevenir daños físicos y materiales.

GLOSARIO DE SÍMBOLOS

η_t = Rendimiento térmico

Rc = Relación de compresión

α = Constante de gas ideal

η_m = Rendimiento mecánico

η_d = Rendimiento del diagrama

η_u = Rendimiento útil

Gpe = Consumo específico de combustible

Qe = Poder calorífico de la gasolina

msnm = Metros sobre el nivel del mar

P = Presión atmosférica

P₁ = Presión de entrada de aire al compresor

P₂ = Presión de aire a la salida del compresor

PR = Relación de Presión

CFM = Flujo de aire necesario

Ne = Potencia del motor en kW

MAP = Presión en el múltiple de admisión

R = Constante de gases

η_v = Rendimiento volumétrico

Vt = Cilindrada total

Δp = Variación de presión

Φ = Grado de intercambio de calor

T_s = Temperatura de salida del aire de admisión del intercambiador de calor

T_a = Temperatura del aire que atraviesa el intercambiador de calor 15⁰ C

Lc = Longitud del tubo principal de escape

Ge = Valor en grados fase de escape

rpm = Número de revoluciones por minuto

Vc = Volumen unitario del cilindro.

\varnothing = Diámetro de tubo principal

Fc = Fuerza centrífuga

m = Masa del vehículo

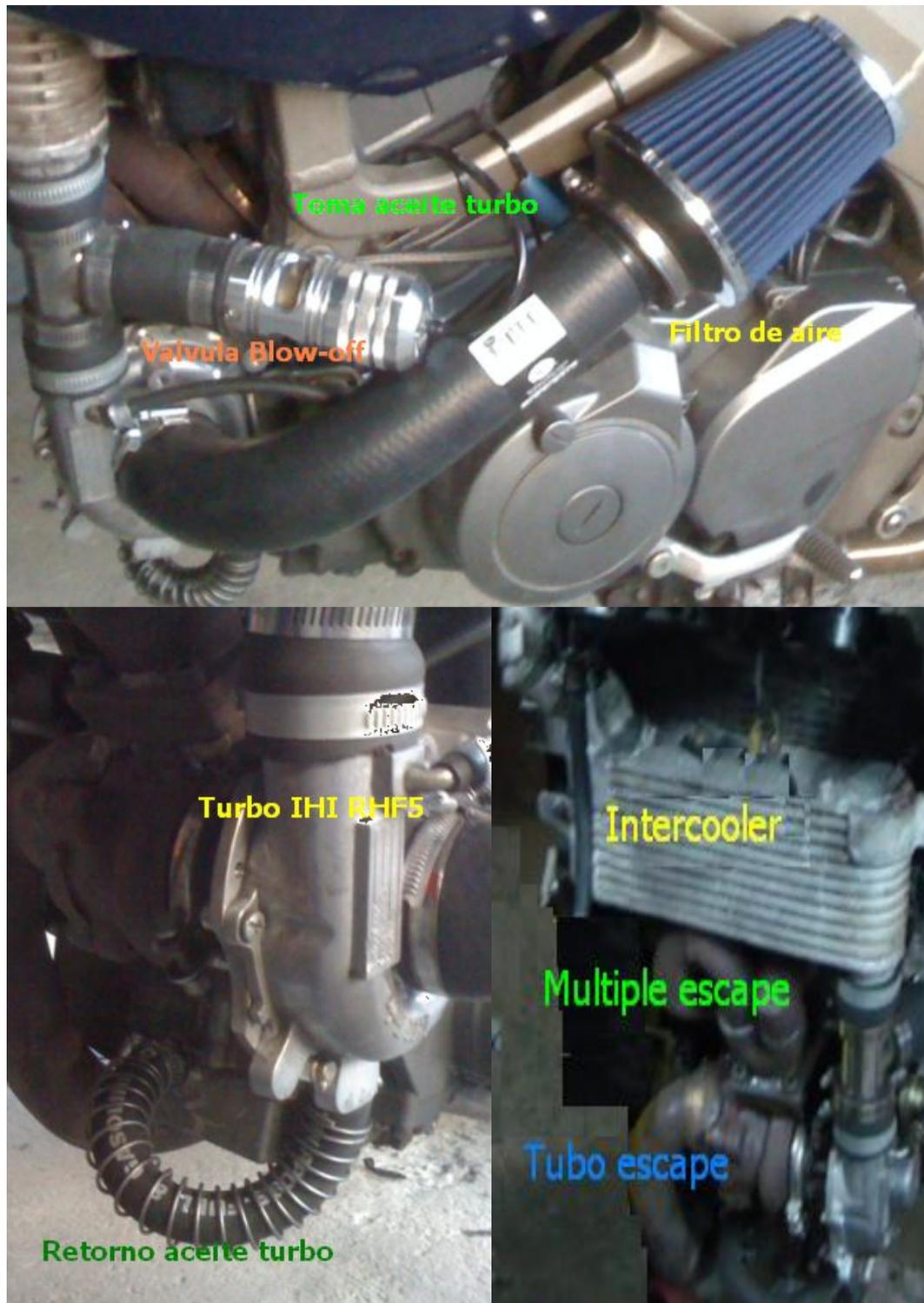
V_2 = Velocidad al atravesar curva
 R_a = Radio de curva
 W_r = Reacción posterior
 W_f = Reacción delantera
 T_f = Torque frenado delantero
 T_r = Torque frenado posterior
 T_t = Torque total frenado
 r_o = Diámetro exterior de disco de freno
 r_i = Diámetro interior disco de freno
 f = Coeficiente de fricción pastillas
 e = Valor del tren
 n_l = Velocidad del último engrane
 n_f = Velocidad del primer engrane
 F_{12t} = Fuerza tangencial de piñón a engrane
 F_{12r} = Fuerza radial de piñón a engrane
 RTf = Relación de transmisión final
 S_{sy} = Resistencia a la fluencia cortante
 F' = Cortante primario
 F'' = Cortante secundario
 A_t = Área transversal de perno
 η = Factor de seguridad

BIBLIOGRAFÍA

- CEAC. 2005. *Preparación de motores de serie de competición*, ed CEAC.
- Gil Martínez, Hermógenes. 2000. *Manual del automóvil, reparación y mantenimiento: el motor de gasolina/ Manual de Automóvil: reparación y movimiento; v. 1. Cultural. Madrid.*
- Hubert Lumbroso. 2005. *Termodinámica*, Editorial Reverte SA
- Hugh MacInnes. 2000. *Manual de Turbocargadores - Tomo 5, Prentice Hall edition, Paperback en español.*
- Rueda Santander, Jesús. 2005. *Manual técnico de fuel injection, 3. ed. Diseli. Guayaquil.*
- Rueda Santander, Jesús. 2003. *Técnico en mecánica y electrónica automotriz, 3 v. 1 ed. Diseli. Bogotá.*
- Segarra, Pablo. 2007. *Diseño e instalación de un sistema sobre alimentador con turbo compresor, en un motor Otto.*
- Valbuena Rodriguez, Oscar. 2008. *Manual de mantenimiento y reparación de vehículos, T.3. 2. ed. Alfaomega. Bogotá.*
- YAMAHA. 2004. *Manual del propietario TDM twin 900 i.e.*
- YAMAHA. 2007. *Manual de Reparacion TDM twin 900 i.e.*

ANEXOS

Anexo 1: Fotografías turbocompresor en vehículo



Preparación del motor



Tablero e iluminación

