



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN LUIS

Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias

“Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos”

Alumno: Gómez Gustavo Raúl.

Director: Mercuri Luis Roberto.

Co-Director: Savarino Dante Ezequiel.

Asesor: Blas Fernando Luis.

Carrera: Ingeniería Electromecánica.

Año: 2024.

Prefacio

Agradecimientos

Se agradece a todas aquellas personas que formaron parte de los tres pilares fundamentales para la realización de este proyecto ya que sin su ayuda hubiera sido muy difícil concretarlo.

El primer pilar se encuentra compuesto por mi núcleo familiar, mi pareja Stefani Barotti, mi madre Silvia Santos y mi hermana Vanesa Gómez quienes contribuyeron enormemente y me impulsaron constantemente para lograr la culminación de mi carrera académica.

El segundo pilar se encuentra formado por aquellas personas que me asesoraron técnicamente como mis amigos Mirko Muhic, Jhonatan Turrión, Fernando Blas, Claudio Diéguez, Matías Chávez y mi profesor Luis Mercuri, quienes aportaron su conocimiento y experiencia personal para guiarme hacia buen puerto.

El tercer pilar se encuentra constituido por aquellas personas que brindaron su ayuda para la materialización del proyecto, como Fabricio Medina, Rogelio Martin y la gente de Sea pro Racing quienes desde su área de mecanizado fueron indispensables para materialización de las ideas surgidas.

Resumen

En el presente Trabajo Final de Grado se expone el estudio y procedimientos realizados a un motor de combustión interna de cuatro tiempos de encendido por chispa, con el objetivo principal de aumentar la potencia que eroga sin comprometer de manera extrema las prestaciones de fiabilidad y confort de manejo.

El objeto de estudio, es un motor monocilíndrico de la marca Honda, de 250cc, de cuatro válvulas y doble árbol de levas a la cabeza, con una refrigeración de aire asistida por un radiador de aceite y una potencia declarada por el fabricante de 24 HP a 8000 rpm y un torque de 2,4 kgm a 6000 rpm.

En un primer apartado se establecerá la clasificación del elemento de estudio así también como toda la información teórica necesaria para la comprensión del desarrollo del trabajo, posteriormente se detallaran todos los cálculos implicados en cada área de mejora seguido de las modificaciones implementadas para lograr dichos cálculos, a continuación se expondrá una comparación de los valores obtenidos en las pruebas de aceleración, velocidad final y consumo tanto en las condiciones estándar como en la condición de modificación final para poder evaluar los resultados obtenidos, para finalizar se establecerá un análisis de costo, una conclusión y determinación de posibles mejoras del trabajo expuesto.

1.1 Índice contenidos

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Objetivos	2
1.2 Alcance del trabajo.....	2
1.3 Antecedentes.....	2
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO	4
2.1 Motores de combustión interna	4
2.2 Repotenciación	6
2.3 Incremento de cilindrada	7
2.3.1 Relación diámetro carrera	8
2.3.2 Incremento del diámetro del pistón.....	9
2.3.2.1 Partes del pistón y forma	9
2.3.2.2 Materiales de construcción del pistón	10
2.3.2.3 Tipos de cabeza del pistón.....	11
2.3.2.4 Recubrimiento de la falda del pistón.....	12
2.3.2.5 Tipos de camisa según su material	12
2.3.2.6 Juego pistón y camisa.....	13
2.3.2.7 Espesor de la camisa	13
2.3.3 Incremento de la carrera del pistón.....	15
2.3.3.1 Relación biela/manivela.....	15
2.3.3.2 Implementación de muñones desplazados	18
2.3.3.3 Consideraciones al incrementar la carrera.....	19
2.4 Incremento de la presión media indicada	19
2.4.1 Incremento de la relación de compresión.....	19
2.4.1.1 Factores que limitan la relación de compresión.....	20
2.4.1.2 Autodetonación y factores que influyen.....	21
2.4.1.3 Relación de compresión y eficiencia volumétrica.....	23
2.4.1.4 Relación de compresión teórica según el octanaje	23
2.4.1.5 Medición de la relación de compresión teórica.....	24
2.4.1.6 Retrabajo de la cámara de combustión	27
2.4.1.7 Selección de la junta de tapa de cilindro.....	30
2.4.2 Mejora en el sistema de admisión	30
2.4.2.1 Mejora en la inducción de aire	32
2.4.2.2 Rediseño del plenum.....	33

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

2.4.2.3 Mejora en el filtro de aire -----	35
2.4.2.4 Rediseño del colector de admisión-----	37
2.4.2.4.1 Partes del colector de admisión -----	37
2.4.2.4.2 Caudal medio aspirado -----	39
2.4.2.4.3 Áreas de paso -----	40
2.4.2.4.4 Velocidad de mezcla aspirada. -----	43
2.4.2.4.5 Velocidad de mezcla admisible. -----	43
2.4.2.5 Longitud del colector de admisión-----	44
2.4.2.5.1 Sobrealimentación -----	45
2.4.2.5.2 Determinación de longitud -----	46
2.4.2.5.3 Numero de rebote -----	47
2.4.2.6 Forma del puerto de admisión -----	48
2.4.2.6.1 Pérdidas del puerto de tiro curvo-----	48
2.4.2.6.2 Modificación del puerto con tiro curvo -----	49
2.4.2.7 Rediseño de válvula de admisión -----	50
2.4.2.7.1 Determinación de los límites geométricos -----	51
2.4.2.7.2 Determinación del diámetro de la válvula -----	52
2.4.2.7.3 Determinación del perfil de la válvula -----	53
2.4.2.7.4 Determinación de la holgura válvula pistón-----	54
2.4.2.8 Rediseño del casquillo de la válvula de admisión -----	55
2.4.2.8.1 Determinación del material del casquillo -----	55
2.4.2.8.2 Determinación de las dimensiones del casquillo -----	57
2.4.2.8.3 Determinación de los ángulos del casquillo -----	57
2.4.2.9 Rediseño de la guía de la válvula de admisión. -----	59
2.4.2.9.1 Determinación del material de la guía -----	59
2.4.2.9.2 Determinación del juego de la guía -----	59
2.4.2.9.3 Determinación del largo de la guía -----	62
2.4.3 Mejora en el sistema de escape -----	63
2.4.3.1 Rediseño del colector de escape -----	63
2.4.3.1.1 Partes del colector de escape -----	64
2.4.3.1.2 Áreas de paso -----	66
2.4.3.1.3 Velocidad de los gases de escape -----	68
2.4.3.1.4 Velocidad de gases admisible -----	69
2.4.3.2 Largo del colector de escape -----	69
2.4.3.2.1 Barrido de escape -----	70

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

2.4.3.2.2 Determinación de longitud -----	71
2.4.3.2.3 Numero de rebote -----	73
2.4.3.3 Forma del puerto de escape -----	73
2.4.3.3.1 Pérdidas del puerto de tiro curvo -----	74
2.4.3.3.2 Modificación del puerto con tiro curvo -----	74
2.4.3.4 Rediseño de válvula de escape -----	74
2.4.3.4.1 Determinación de los límites geométricos -----	75
2.4.3.4.2 Determinación del diámetro de la válvula -----	75
2.4.3.4.3 Determinación del perfil de la válvula -----	76
2.4.3.4.4 Determinación de la holgura válvula pistón -----	77
2.4.3.5 Rediseño del casquillo de la válvula de escape -----	77
2.4.3.5.1 Determinación del material del casquillo -----	77
2.4.3.5.2 Determinación de las dimensiones del casquillo -----	77
2.4.3.5.3 Determinación de los ángulos del casquillo -----	78
2.4.3.6 Rediseño de la guía de la válvula de escape -----	78
2.4.3.6.1 Determinación del material de la guía -----	78
2.4.3.6.2 Determinación juego de la guía -----	79
2.4.3.6.3 Determinación del largo de la guía -----	81
2.4.3.7 Selección del silenciador de escape -----	82
2.4.4 Proceso de la combustión -----	83
2.4.4.1 Tiempo de la combustión -----	84
2.4.4.1.1 Velocidad del frente de llama -----	84
2.4.4.1.2 Aumento de la turbulencia -----	85
2.4.4.1.3 Variación en la relación de mezcla -----	88
2.4.4.1.4 Otros factores que afectan -----	89
2.4.4.2 Comienzo de la combustión -----	89
2.4.4.2.1 Adelanto al encendido -----	89
2.4.4.2.2 Mejora en el sistema de encendido -----	90
2.5 Incremento del régimen de giro -----	94
2.5.1 Velocidad media del pistón -----	94
2.5.1.1 Selección del material de la biela -----	95
2.5.2 Diseño del árbol de levas -----	96
2.5.2.1 Parámetros constructivos -----	97
2.5.2.2 Conceptos fundamentales -----	103
2.5.2.3 Curvas características de las levas -----	104

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

2.5.3 Diseño de los resortes de válvula-----	106
2.5.3.1 Cantidad de resortes por válvula -----	106
2.5.3.2 Fuerzas de resortes requeridas-----	108
2.5.3.3 Fuerzas de resortes disponible -----	109
2.6 Ensayo en banco de pruebas -----	111
2.6.1 Bancos de prueba de motores-----	112
2.6.2 Banco de prueba de rodillo-----	112
2.6.2.1 Banco de prueba de rodillo inercial -----	113
2.6.2.2 Banco de prueba de rodillo con freno -----	113
CAPÍTULO 3: DESARROLLO Y CÁLCULO -----	115
3.1 Condiciones iniciales -----	115
3.2 Incremento de cilindrada.-----	115
3.3 Cálculo del nuevo espesor de la camisa -----	117
3.4 Cálculo de la nueva relación diámetro/carrera. -----	118
3.5 Cálculo de la relación biela/manivela. -----	118
3.6 Determinación de la nueva relación de compresión -----	119
3.7 Determinación del nuevo volumen de la cámara de combustión. -----	119
3.8 Determinación del nuevo volumen de la junta de tapa de cilindro.-----	120
3.9 Determinación del nuevo volumen del cielo de la tapa de cilindro. -----	121
3.10 Cálculo de la nueva velocidad media del pistón -----	122
3.11 Cálculo del diámetro de la válvula de admisión -----	123
3.12 Cálculo de velocidad de paso por válvula de admisión-----	125
3.13 Cálculo de velocidad de paso por la garganta del casquillo de admisión-----	127
3.14 Cálculo de velocidad de paso por el pulmón de admisión-----	128
3.15 Cálculo de velocidad de paso por el tubo de admisión -----	129
3.16 Cálculo de velocidad de paso por el cuerpo del carburador -----	131
3.17 Cálculo de velocidad de paso por la trompeta del carburador-----	133
3.18 Cálculo de velocidad de paso por el prolongador-----	135
3.19 Cálculo de velocidad de paso por la trompeta de admisión -----	136
3.20 Cálculo de velocidad de paso por el filtro de aire. -----	138
3.21 Modificación del casquillo de asiento de válvula de admisión -----	141
3.22 Modificación de la guía de válvula de admisión -----	142
3.23 Modificación del puerto de admisión-----	145
3.24 Modificación del tubo de admisión-----	148
3.25 Cálculo del diámetro de la válvula de escape -----	149

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

3.26 Cálculo de velocidad de paso por válvula de escape-----	151
3.27 Cálculo de velocidad de paso por la garganta del casquillo de escape -----	153
3.28 Cálculo de velocidad de paso por la convergencia del ducto de escape-----	154
3.29 Cálculo de velocidad de paso por el primario del caño de escape -----	156
3.30 Cálculo de velocidad de paso por el secundario del caño de escape -----	158
3.31 Cálculo de velocidad de paso por el colector del caño de escape-----	159
3.32 Cálculo de velocidad de paso por el silenciador de escape-----	161
3.33 Modificación del casquillo de asiento de válvula de escape -----	163
3.34 Modificación de la guía de válvula de escape. -----	164
3.35 Modificación del puerto de escape. -----	166
3.36 Diseño del árbol de levas -----	170
3.37 Cálculo de los resortes de válvulas.-----	176
3.38 Cálculo de la longitud del conducto de admisión -----	184
3.39 Cálculo del volumen del plenum -----	187
3.40 Cálculo de la longitud del conducto de escape-----	188
3.41 Mejoras en el monitoreo de la relación de mezcla-----	191
3.42 Mejoras en el CDI -----	192
3.43 Mejoras en la bobina de ignición-----	194
3.44 Mejoras en el cable de bujía -----	195
3.45 Mejoras en la bujía -----	195
3.46 Pruebas sobre el motor -----	197
3.46.1 Prueba de aceleración -----	197
3.46.2 Prueba de velocidad final -----	197
3.46.3 Prueba de consumo -----	197
3.46.4 Determinación de curvas de potencia y torque -----	198
3.46.5 Ensayo del motor-----	199
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE COSTOS -----	203
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	205
5.1 Conclusiones -----	205
5.2 Recomendaciones -----	206
CAPÍTULO 6: BIBLIOGRAFÍA -----	207
6.1 Libros-----	207
6.2 Monografías -----	207
6.3 Links-----	207

1.2 Índice Imágenes

Imagen 1: Proceso de conversión de la energía térmica en mecánica -----	4
Imagen 2: Motor Honda Twister 250 cm ³ -----	5
Imagen 3: Temperaturas de régimen de un motor -----	7
Imagen 4: Partes de un pistón -----	9
Imagen 5: Ángulos del sistema. biela-manivela -----	16
Imagen 6: Composición de la velocidad del pistón-----	16
Imagen 7: Velocidad del pistón según la relación biela-manivela -----	17
Imagen 8: Componentes de un cigüeñal -----	18
Imagen 9: Muñón de cigüeñal desplazado-----	18
Imagen 10: Tipos de combustión-----	22
Imagen 11: Volúmenes de la cámara de combustión -----	25
Imagen 12: Volumen del cielo de la cámara de combustión-----	26
Imagen 13: Medición del espesor de la junta-----	27
Imagen 14: Retrabajo de la cámara de combustión -----	28
Imagen 15: Retrabajo de la cámara de combustión -----	28
Imagen 16: Retrabajo de la cámara de combustión -----	29
Imagen 17: Retrabajo de la cámara de combustión finalizada -----	29
Imagen 18: Pérdidas en el ducto de admisión -----	31
Imagen 19: Plenum de admisión -----	33
Imagen 20: Torque vs volumen del plenum-----	35
Imagen 21: Forma ideal del ducto de admisión -----	38
Imagen 22: Potencia vs longitud del colector de admisión-----	45
Imagen 23: Propagación de onda en conducto de admisión -----	46
Imagen 24: Longitud del conducto de admisión -----	46
Imagen 25: Forma del puerto de admisión-----	48
Imagen 26: Pérdidas del puerto de admisión-----	48
Imagen 27: Modificación del puerto de admisión -----	49
Imagen 28: Límites geométricos-----	51
Imagen 29: Ángulos de la válvula de admisión -----	53
Imagen 30: Holgura válvula- pistón-----	54
Imagen 31: Materiales del casquillo de asiento de válvula-----	56
Imagen 32: Dimensiones del casquillo de asiento de válvula -----	57
Imagen 33: Ángulos del casquillo de asiento de válvula-----	58
Imagen 34: Variaciones de caudal vs ángulos del casquillo-----	58

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

Imagen 35: Falta de huelgo en guía de válvula-----	60
Imagen 36: Exceso de huelgo en guía de válvula-----	60
Imagen 37: Guías de válvulas recortadas totalmente -----	62
Imagen 38: Guías de válvulas recortadas parcialmente -----	63
Imagen 39: Forma ideal del ducto de escape -----	64
Imagen 40: Forma ideal del ducto de escape -----	65
Imagen 41: Potencia vs longitud del colector de escape -----	70
Imagen 42: Propagación de onda en conducto de escape-----	71
Imagen 43: Longitud del conducto de escape-----	72
Imagen 44: Forma del puerto de escape -----	74
Imagen 45: Ángulos de la válvula de escape-----	77
Imagen 46: Dimensiones del casquillo de asiento de válvula -----	77
Imagen 47: Falta de huelgo en guía de válvula-----	79
Imagen 48: Exceso de huelgo en guía de válvula-----	79
Imagen 49: Guías de válvulas recortadas totalmente -----	82
Imagen 50: Guías de válvulas recortadas parcialmente -----	82
Imagen 51: Composición del silenciador de escape-----	83
Imagen 52: Separación del flujo laminar-----	86
Imagen 53: Separación del flujo turbulento -----	86
Imagen 54: Dimpling port-----	86
Imagen 55: Efecto Tumble-----	87
Imagen 56: Modificación del puerto de admisión-----	87
Imagen 57: Hallmeter narrowband -----	88
Imagen 58: Hallmeter wideband -----	88
Imagen 59: Composición sistema de encendido -----	90
Imagen 60: Captor Dze -----	90
Imagen 61: CDI Servitec -----	91
Imagen 62: Bobina MSD -----	92
Imagen 63: Cable de bujía Ferrazzi -----	92
Imagen 64: Grado térmico de las bujías -----	93
Imagen 65: Temperatura de trabajo de la bujía-----	94
Imagen 66: Diagrama presiones vs ángulos del cigüeñal -----	97
Imagen 67: Composición de una leva-----	98
Imagen 68: Representación del entrecentro de una leva-----	101
Imagen 69: Representación del cruce de una leva -----	103

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

Imagen 70: Representación de la aceleración de una válvula -----	105
Imagen 71: Representación de las curvas características de una leva -----	105
Imagen 72: Representación del efecto de resonancia en un resorte -----	107
Imagen 73: Disposición del sistema de doble resorte -----	107
Imagen 74: Banco de prueba de volante inercial -----	112
Imagen 75: Banco de prueba de freno dinamométrico hidráulico -----	112
Imagen 76: Banco de prueba de rodillo inercial -----	113
Imagen 77: Motocicleta montada en banco de rodillo inercial -----	113
Imagen 78: Banco de prueba de rodillo inercial con freno -----	114
Imagen 79: Motocicleta montada en banco de rodillo inercial con freno -----	114
Imagen 80: Pistón a implementar -----	116
Imagen 81: Camisa a implementar -----	117
Imagen 82: Junta de cilindro a implementar -----	121
Imagen 83: Biela a implementar -----	123
Imagen 84: Válvulas de admisión a implementar -----	125
Imagen 85: Carburador Keihin a implementar -----	133
Imagen 86: Trompeta del carburador Keihin a implementar -----	135
Imagen 87: Trompeta de admisión a implementar -----	136
Imagen 88: Filtro de aire a implementar -----	139
Imagen 89: Casquillos de válvulas implementados -----	142
Imagen 90: Guías de válvulas de admisión a implementar -----	143
Imagen 91: Diámetros del puerto de admisión a implementar -----	145
Imagen 92: Zona de desgaste del puerto de admisión -----	145
Imagen 93: Puerto de admisión redimensionado -----	147
Imagen 94: Tubo de admisión a implementar -----	149
Imagen 95: Válvulas de escape a implementar -----	151
Imagen 96: Sistema de escape a implementar -----	157
Imagen 97: Silenciador de escape a implementar -----	162
Imagen 98: Casquillos de válvulas implementados -----	164
Imagen 99: Guías de válvulas de escape a implementar -----	165
Imagen 100: Diámetros del puerto de escape a implementar -----	167
Imagen 101: Zona de desgaste del puerto de escape -----	167
Imagen 102: Puerto de escape redimensionado -----	169
Imagen 103: Árboles de levas a implementar -----	175
Imagen 104: Resortes de válvula a implementar -----	183

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

Imagen 105: Prolongador de admisión a implementar-----	186
Imagen 106: Plenum a implementar-----	188
Imagen 107: Sistema de escape a implementar-----	191
Imagen 108: Sistema de control de mezcla a implementar-----	192
Imagen 109: CDI a implementar-----	193
Imagen 110: Bobina de ignición a implementar-----	194
Imagen 111: Cable de bujía a implementar-----	195
Imagen 112: Bujía a implementar-----	196
Imagen 113: Banco de prueba de rodillos-----	199
Imagen 114: Curvas de potencia-----	201
Imagen 115: Curvas de torque-----	202

1.3 Índice tablas

Tabla 1: Espesor de camisa según la potencia -----	14
Tabla 2: Espesor de camisa según la potencia -----	14
Tabla 3: Comparación de relaciones de compresión -----	24
Tabla 4: Pérdidas de la caja de aire -----	34
Tabla 5: Pérdidas del filtro de aire -----	36
Tabla 6: Ganancia de llenado vs rebote de onda-----	48
Tabla 7: Diámetro de válvula de admisión -----	53
Tabla 8: Coeficientes de dilatación térmica -----	56
Tabla 9: Coeficientes de conductividad térmica -----	56
Tabla 10: Efecto de barrido vs rebote de onda -----	73
Tabla 11: Diámetro de válvula de escape-----	76
Tabla 12: Valores de referencia de una leva -----	102
Tabla 13: Características del motor original -----	115
Tabla 14: Características del volumen de cilindrada original -----	115
Tabla 15: Características de la camisa original -----	117
Tabla 16: Relación diámetro/carrera original -----	118
Tabla 17: Relación de compresión original -----	119
Tabla 18: Volumen de la cámara de combustión original -----	119
Tabla 19: Características de la junta de cilindro original-----	120
Tabla 20: Volumen del cielo de la tapa de cilindro original-----	121
Tabla 21: Características de la velocidad del pistón original -----	122
Tabla 22: Características de las válvulas de admisión original -----	123
Tabla 23: Características de flujo por válvula de admisión original -----	125
Tabla 24: Características de flujo por la garganta admisión original-----	127
Tabla 25: Características de flujo por el pulmón admisión original.-----	128
Tabla 26: Características de flujo por el tubo admisión original.-----	130
Tabla 27: Características de flujo por el cuerpo del carburador original -----	131
Tabla 28: Características de flujo por la trompeta del carburador original -----	133
Tabla 29: Características de flujo por el prolongador de admisión original -----	135
Tabla 30: Características de flujo por el filtro de aire original.-----	138
Tabla 31: Características del casquillo de válvula de admisión original -----	141
Tabla 32: Características de la guía de válvula de admisión original-----	142
Tabla 33: Características de la válvula de escape original-----	149
Tabla 34: Características de flujo por válvula de escape original.-----	151

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

Tabla 35: Características de flujo por la garganta de escape original-----	153
Tabla 36: Características de flujo por la convergencia del ducto de escape original ----	154
Tabla 37: Características de flujo por el primario de escape original -----	156
Tabla 38: Características de flujo por el secundario de escape original -----	158
Tabla 39: Características de flujo por el colector de escape original -----	159
Tabla 40: Características de flujo por el silenciador de escape original -----	161
Tabla 41: Características del casquillo de válvula de escape original-----	163
Tabla 42: Características de la guía de válvula de escape original -----	164
Tabla 43: Características del árbol de levas original -----	170
Tabla 44: Características de los resortes de válvulas originales.-----	176
Tabla 45: Longitud de la admisión original-----	184
Tabla 46: Características de las longitudes del plenum original -----	187
Tabla 47: Longitud del escape original-----	188
Tabla 48: Control de mezcla original -----	191
Tabla 49: Características del CDI original-----	192
Tabla 50: Características de la bobina de ignición original-----	194
Tabla 51: Características del cable de bujía original -----	195
Tabla 52: Características de la bujía original-----	195
Tabla 53: Comparación de resultados obtenidos-----	198
Tabla 54: Valores de potencia antes y después de la repotenciación-----	201
Tabla 55: Valores de torque antes y después de la repotenciación-----	201
Tabla 56: Costos de materiales. -----	203
Tabla 57: Costos de mano de obra. -----	204
Tabla 58: Costos de totales. -----	204

1.4 Índice de expresiones

Expresión 1: Volumen de cilindrada -----	7
Expresión 2: Relación diámetro carrera -----	¡Error! Marcador no definido.
Expresión 3: Espesor de la camisa -----	14
Expresión 4: Espesor de la camisa -----	15
Expresión 5: Relación de compresión-----	19
Expresión 6: Volumen de la cámara de combustión-----	20
Expresión 7: Relación de compresión real-----	23
Expresión 8: Volumen de la junta de tapa de cilindro -----	26
Expresión 9: Caudal medio aspirado-----	40
Expresión 10: Área de paso -----	40
Expresión 11: Área de paso por válvula de admisión -----	40
Expresión 12: Área de paso por garganta del ducto de admisión -----	40
Expresión 13: Área de paso por pulmón de admisión-----	41
Expresión 14: Área de paso por tubo de admisión-----	41
Expresión 15: Área de paso por el carburador-----	41
Expresión 16: Área de paso por trompeta de carburador -----	42
Expresión 17: Área de paso por prolongador de admisión-----	42
Expresión 18: Área de paso por trompeta de admisión-----	42
Expresión 19: Área de paso por filtro de aire rectangular -----	42
Expresión 20: Área de paso por filtro de aire cilíndrico -----	42
Expresión 21: Caudal medio aspirado en función de la zona de admisión-----	43
Expresión 22: Velocidad de la zona de admisión-----	43
Expresión 23: Longitud del colector de admisión-----	46
Expresión 24: Velocidad del sonido para la admisión -----	47
Expresión 25: Grados de válvula de admisión abierta -----	47
Expresión 26: Diámetro de la válvula de admisión-----	52
Expresión 27: Diámetro final de la guía de válvula de admisión-----	60
Expresión 28: Diámetro de la guía de válvula de admisión -----	61
Expresión 29: Diámetro final de la guía de válvula de admisión reformulada -----	61
Expresión 30: Diámetro final del vástago de la válvula de admisión-----	61
Expresión 31: Condiciones de la guía de válvula de admisión en régimen -----	61
Expresión 32: Huelgo de la guía de válvula de admisión-----	62
Expresión 33: Área de paso por válvula de escape-----	66
Expresión 34: Área de paso por garganta del ducto de escape -----	67
Expresión 35: Área de paso por convergencia de ducto de escape -----	67

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

Expresión 36: Área de paso por primario de escape -----	67
Expresión 37: Área de paso por secundario de escape -----	68
Expresión 38: Área de paso por colector de escape -----	68
Expresión 39: Área de paso por silenciador de escape-----	68
Expresión 40: Caudal medio aspirado en función de la zona de escape -----	68
Expresión 41: Velocidad de escape -----	69
Expresión 42: Longitud del colector de escape -----	72
Expresión 43: Velocidad del sonido para el escape -----	72
Expresión 44: Grados de válvula de escape abierta-----	73
Expresión 45: Diámetro de válvula de escape -----	75
Expresión 46: Diámetro final de la guía de válvula de escape -----	80
Expresión 47: Diámetro de la guía de válvula de escape -----	80
Expresión 48: Diámetro final de la guía de válvula de escape reformulada -----	80
Expresión 49: Diámetro final del vástago de la válvula de escape-----	80
Expresión 50: Condiciones de la guía de válvula de escape en régimen -----	81
Expresión 51: Huelgo de la guía de válvula de escape -----	81
Expresión 52: Velocidad media del pistón -----	94
Expresión 53: Ángulo de la rampa de ataque de la leva-----	98
Expresión 54: Entrecentro de la leva de admisión -----	100
Expresión 55: Entrecentro de la leva de escape-----	101
Expresión 56: Entrecentro total de la leva-----	101
Expresión 57: Grados del cruce de levas -----	102
Expresión 58: Régimen superior del intervalo de la leva -----	103
Expresión 59: Régimen inferior del intervalo de la leva-----	103
Expresión 60: Fuerza mínima del resorte de válvula -----	108
Expresión 61: Fuerza máxima del resorte de válvula -----	109
Expresión 62: Aceleración media negativa de la leva -----	109
Expresión 63: Fuerza de resortes de válvulas disponibles-----	109
Expresión 64: Contante del resorte -----	109
Expresión 65: Diámetro medio del resorte de válvula -----	110
Expresión 66: Número de espiras activas del resorte de válvula-----	110
Expresión 67: Fuerza mínima del resorte disponible -----	110
Expresión 68: Fuerza mínima del resorte disponible total-----	110
Expresión 69: Fuerza máxima del resorte disponible -----	111
Expresión 70: Deformación longitudinal del resorte de válvula -----	111
Expresión 71: Fuerza máxima del resorte disponible total-----	111

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

El presente trabajo correspondiente a la materia N°39 “Trabajo Final” (según Plan 20/12) será desarrollado para la graduación del alumno Gómez Gustavo Raúl de la carrera Ingeniería Electromecánica. El mismo se realizará en las instalaciones de la Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias de la Universidad Nacional de San Luis, de acuerdo a la reglamentación expresada en Ordenanza C.D. Nro. 20/15.

En este Trabajo Final de Grado (TFG) se expondrá el análisis, diseño, desarrollo e implementación de la potenciación de un motor de combustión interna, monocilíndrico, de cuatro tiempos, de encendido por chispa, que tendrá como objetivo el incremento de rendimiento, potencia, par motor y régimen de giro.

El trabajo se encontrará compuesto por una presentación del trabajo, en la misma se hablará del trabajo desde su punto de partida hasta los objetivos esperados del mismo, dando una idea general del trabajo a realizar.

Además, constará de un marco teórico, el cual brindará todos los conceptos teóricos y expresiones necesarias para el desarrollo del trabajo especificando el origen de cada información brindada.

La siguiente parte estará compuesta por el análisis y estudio de las condiciones iniciales del proyecto, es decir, cómo funcionaba el objeto de estudio antes de su modificación; además se establecerá el desarrollo de las distintas modificaciones que se le llevaran a cabo para lograr su potenciación.

Siguiendo el orden cronológico se encontrará un análisis de costo para poder determinar la inversión necesaria para llevar a cabo el proyecto.

A continuación, se encontrarán las conclusiones que se llegan luego de la potenciación, así también como recomendaciones de mejoras que podrían llevarse a cabo en el proyecto.

Para darle una culminación al trabajo se encontrará la parte final, en donde se establecerán las referencias de las fuentes que se utilizarán en el marco teórico así también como aquellas experiencias encontradas de casos similares, también se encontrará la bibliografía, los apéndices de las imágenes y tablas que se utilizarán en el trabajo así también como los anexos que se brindaran complementación al tema en desarrollo.

1.1 Objetivos

- Evaluar las diferentes opciones de repotenciación.
- Determinar las nuevas dimensiones del motor en base a la nueva potencia.
- Definir procesos de mecanizado necesarios para la modificación.
- Determinar costos de implementación.
- Construir el prototipo.
- Evaluar el desempeño del prototipo.

1.2 Alcance del trabajo

Se analizará cada característica de funcionamiento del motor y se buscará la obtención de la máxima potencia.

- No se implementará un sistema de inyección electrónica.
- No se analizarán las mejoras de manera individual.
- No se calculará la resistencia mecánica de los componentes reemplazados.
- No se calculará la pérdida de resistencia estructural debido al mecanizado,
- No se tendrán en cuenta las emisiones de los gases de escape.
- No se establecerán las curvas características de las levas.
- No se realizarán estudios comparativos con otros motores.
- No se llevarán a cabo los planos de los elementos adquiridos comercialmente.
- No se analizarán los esfuerzos de transmisión de la potencia del motor al suelo.

1.3 Antecedentes

Si bien se han encontrado trabajos que abordan la repotenciación de un motor de combustión interna:

- [01] A.-L.-Pérez Salgado, “Diseño y fabricación del sistema de admisión de aire para un motor de un vehículo de bajo consumo”, Universidad politécnica de valencia, España, 2020.
- [02] M.-A.- Donoso Peñaherrera, “Diseño y validación mediante CFD de un múltiple de admisión variable para el motor bah 1.6l 8v de Volkswagen”. Universidad internacional SEK, Ecuador, 2021.
- [03] E.-T.- Calles Solís, D.-A.-Rivas Macero, “Diseño y construcción del múltiple de escape para el motor Yamaha FZR600 de la formula SAE”, Universidad politécnica salesiana, Ecuador,2014.

A diferencia de los trabajos mencionados que se basan en un software de diseño, este trabajo se centra en el cálculo matemático para la determinación de las variables físicas necesarias para comprender el comportamiento del motor endotérmico a repotenciar y así poder lograr los resultados deseados.

Si bien los programas de diseño son una herramienta muy completa a la hora del cálculo numérico, estos requieren de un modelado en 3D de la pieza a calcular y el resultado de la determinación de las variables dependerá de la exactitud de la digitalización de la pieza. En el caso específico de los motores, las piezas y conductos internos son de forma irregular, complejos y en algunos casos asimétricos, lo cual restringe ampliamente la efectividad de esta herramienta si no se posee un escáner 3D.

La herramienta informática desarrollada en el trabajo, presenta una gran flexibilidad a la hora de establecer modificaciones en el rediseño de los elementos, permitiendo, no solo determinar las variables requeridas, sino que también ver cómo afecta la modificación de una de ellas con respeto al resto y así establecer una mejora global y armoniosa del conjunto.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 Motores de combustión interna

Un motor de combustión interna (MCI) es una máquina térmica capaz de transformar la energía calorífica contenida en un combustible en energía mecánica, proporcionando un trabajo. Este trabajo aplicado a la cadena cinemática produce el movimiento del vehículo. Lo antes dicho, queda representado por el siguiente esquema:



Imagen 1: Proceso de conversión de la energía térmica en mecánica

Entre varias aplicaciones, estos motores son los responsables de la propulsión de la mayoría de los vehículos (automóviles, motocicletas, camiones, máquinas viales, máquinas rurales, etc.) que circulan, en la actualidad, por caminos y calles de todo el mundo.

Los motores endotérmicos se pueden clasificar según como se produzca la combustión:

- **Motor de encendido por compresión (MEC):** en estos motores, se comprime aire hasta una presión y temperatura elevadas, para luego inyectar el combustible; la combustión se produce por la detonación del mismo. Su funcionamiento responde al ciclo térmico Diésel.
- **Motor de encendido por chispa (MECH):** en estos motores, se comprime una mezcla de aire y combustible, produciéndose la combustión por el salto de una chispa proveniente de una bujía. Su funcionamiento responde al ciclo térmico Otto.

A su vez los MCI se pueden clasificar según su ciclo operativo en:

- **Motores de dos tiempos:** Son aquellos motores que necesitan dos carreras del pistón para completar el ciclo termodinámico de funcionamiento, estos dos tiempos son, expansión y escape, y el otro tiempo es la admisión y compresión.

- **Motores de cuatro tiempos:** Son aquellos motores que necesitan cuatro carreras del pistón para completar el ciclo termodinámico de funcionamiento, estos cuatro tiempos son admisión, compresión, combustión y expansión, y escape.

Los MCI también se pueden clasificar según el sistema de refrigeración utilizado:

- **Refrigeración por agua:** En estos motores la refrigeración se produce al hacer circular agua por medio de una bomba rotodinámica a través del cilindro y la tapa de cilindro en donde la misma absorbe calor de estos elementos y circula a través de un intercambiador de calor (radiador) en el cual se cede el calor al aire.
- **Refrigeración por aire:** En estos motores la refrigeración se produce al canalizar el aire por las aletas que se encuentran generalmente en el cilindro, tapa de cilindro y el cárter, se caracteriza por su sencillez, fiabilidad y escasas de piezas necesarias para su funcionamiento.
- **Refrigeración aceite:** Este sistema consiste en hacer circular el aceite desde el cárter, por medio de la bomba hacia un intercambiador de calor aceite/aire (radiador) antes de enviarlo a lubricar las zonas más calientes del motor, para terminar su circuito nuevamente en el cárter. Con ello se logra una mayor evacuación de calor manteniendo la sencillez del sistema original, ya que solo se agrega al sistema de aire un radiador de aceite.

Como el objeto de estudio del presente trabajo es un MECH de 4T, con una refrigeración de aire asistida por aceite (Imagen 2), este marco teórico hará hincapié sobre este tipo de motores, dejando de lado al resto.



Imagen 2: Motor Honda Twister 250 cm³

Si bien, con el correr de los años, el proceso de combustión se ha optimizado, los motores de combustión interna no dejan de ser una fuente de contaminación ambiental. Esto se debe a la naturaleza del proceso de obtención de energía (quema de un combustible), que libera a la atmósfera, elementos tales como CO₂ e hidrocarburos no quemados que afectan a la capa de ozono.

2.2 Repotenciación

Se denomina repotenciación al proceso de modificación de ciertos elementos fundamentales del motor con la intención de aumentar las prestaciones del mismo.

La repotenciación de un motor endotérmico alternativo de encendido por chispa puede incrementarse trabajando sobre tres pilares fundamentales, como lo son:

- **El valor de cilindrada.**
- **La presión media indicada.**
- **El número de régimen máximo.**

Cada uno de ellos puede ser optimizado a partir de la modificación de varios elementos que serán detallados a lo largo del marco teórico.

Cabe recordar que un motor de combustión interna estándar se encuentra compuesto por diversas partes y que, durante su funcionamiento en régimen, cada una de ellas adquiere una temperatura diferente. Dicha temperatura dependerá del material, ubicación y superficie en contacto con la fuente de calor.

Un proceso de repotenciación produce un incremento de la fuente de calor y/o un incremento de la superficie de contacto de la zona de combustión. Por ello, es importante identificar cuáles son las temperaturas admisibles de estas partes, para evitar los daños que ocasiona un exceso de temperatura, logrando el correcto funcionamiento de motor.

A continuación, en la Imagen 3, se ilustran los valores de referencia:

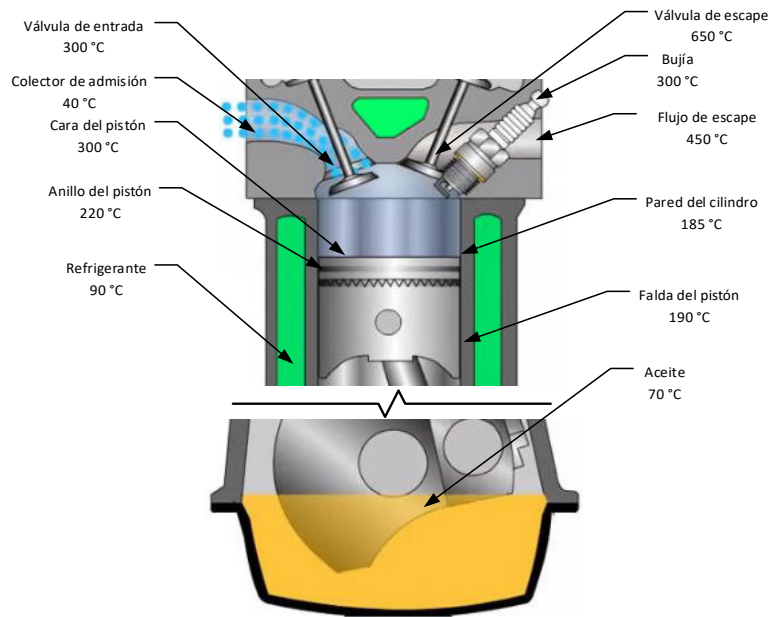


Imagen 3: Temperaturas de régimen de un motor

La información teórica se desarrollará en el orden de realización práctica y no esquemática, abarcando todos los temas anteriormente mencionados.

2.3 Incremento de cilindrada

Con el incremento de cilindrada lo que se logra es aumentar la base del área del ciclo termodinámico, lo que incrementa el trabajo útil y la potencia del motor.

El valor de cilindrada de un motor endotérmico monocilíndrico se encuentra definido por:

$$V_{cil} = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} * C [cm^3] \quad (1)$$

En donde:

\varnothing_c : Diámetro del cilindro [cm].

C: Carrera del pistón [cm].

A partir de esta expresión se puede deducir que: el incremento de cilindrada puede darse por un aumento en el diámetro del cilindro, por un aumento en la carrera del pistón o ambos.

Lo dicho anteriormente, presenta algunas limitaciones ya que, el incremento de cilindrada está afectado por varios factores tales como: disponibilidad de espacio en el block, disponibilidad de espacio en el cárter, posibilidad de redimensionar de los sistemas de admisión y escape.

El camino de desarrollo a elegir dependerá de las características que se esperan obtener del motor y de las modificaciones que desencadenarán cada una de ellas.

2.3.1 Relación diámetro carrera

Esta expresión es la relación entre el diámetro que tienen los pistones con respecto a la carrera que posean, es decir:

$$\delta_{dc} = \frac{\varnothing_p}{C} \quad (2)$$

En donde:

\varnothing_p : Diámetro del pistón [cm].

C: Carrera del pistón [cm].

A partir de esta relación se pueden clasificar los motores en:

- **Supercuadrados:** Son aquellos en donde $\delta_{dc} > 1$, se caracterizan por brindar un mayor incremento de potencia y en menor medida un incremento de torque, es una configuración muy usada cuando se requiere buenas prestaciones a alto régimen y se busca una buena velocidad final.
- **Cuadrados:** Son aquellos en donde $\delta_{dc} = 1$, se encuentran en el medio de las dos clasificaciones, combinan los beneficios de ambas configuraciones, son utilizados en utilitario de carretera.
- **Subcuadrados:** Son aquellos en donde $\delta_{dc} < 1$, se caracterizan por brindar un muy buen torque a bajos regímenes pese a no incrementar notablemente la potencia, es una configuración muy utilizada cuando se requiere más aceleración que velocidad final.

2.3.2 Incremento del diámetro del pistón

El incremento del diámetro del pistón dependerá de la cilindrada final esperada y del límite físico que tiene el block, para albergar la camisa correspondiente (con el espesor adecuado).

Con esta modificación se obtienen grandes mejoras en la curva de potencia y, en menor medida, incrementos en los valores de torque. Así, el motor tendrá un mejor comportamiento en los regímenes medio y alto, adquiriendo características de un motor supercuadrado.

2.3.2.1 Partes del pistón y forma

El pistón es el elemento móvil principal en la conversión de energía en trabajo. Posee un movimiento alternativo y una forma tronco-cónica-ovalada, se encuentra compuesto por las siguientes partes:



Imagen 4: Partes de un pistón

De acuerdo con la imagen 4 y partiendo desde la parte superior se encuentran:

- **Cabeza del pistón:** es de forma circular y su temperatura es casi dos veces mayor que la del resto del pistón; por ello se dilata más y tiene un menor diámetro.
- **Anillos de compresión:** compensan las dilataciones del pistón y garantizan la hermeticidad de la cámara en todo momento.
- **Anillo de lubricación:** tiene la misión de distribuir una película de lubricante para disminuir la fricción entre el pistón y la pared del cilindro.

- **Unión del pasador o perno de biela:** Se ubica dentro del cuerpo del pistón y en esta área, debido al metal adicional alrededor de los salientes del perno, se dirige más calor a lo largo del mismo; para compensar el exceso de dilatación en el mismo tanto el cuerpo, como la falda, poseen una forma ovalada. La mayoría de los pistones tienen una disminución del diámetro (entre 0,13 a 0,3 mm) en sentido longitudinal del perno de biela, con respecto a las caras de empuje.
- **Falda:** su función principal es la de estabilizar el movimiento del pistón, en el sentido axial del cilindro. Su longitud dependerá de la fuerza axial que deberá soportar, durabilidad esperada y rendimiento deseado.

2.3.2.2 Materiales de construcción del pistón

En los primeros motores de combustión interna, el pistón, se fabricaba de acero fundido. En la actualidad ha sido reemplazado por distintas aleaciones en las que se encuentran presentes el aluminio, níquel, cobre hierro y silicio, según las propiedades de resistencia, dilatación y ductilidad que se necesiten.

El material siempre es determinado por el fabricante del pistón, dependiendo de las pruebas realizadas en ensayos, siendo posible elegir el diseño de fabricación del pistón.

Es así que se puede encontrar:

- **Pistones fundidos:** Se fabrican a partir de aleaciones de aluminio con bajo contenido en silicio (7%). Una vez obtenida la pieza, esta pasa por diferentes procesos de mecanizado para darle las dimensiones y tolerancias requeridas. Por último, se le realiza una serie de tratamientos térmicos que le dan dureza superficial y otras propiedades establecidas por los fabricantes.

Ventajas del pistón fundido:

- El proceso de fabricación en serie sencillo.
 - Fabricación de bajo costo.
 - Poseen una baja dilatación térmica
 - Poseen tolerancias más bajas.
 - Se logran mejores sellos y un menor consumo de aceite.
- **Pistones forjados:** Son aquellos que se fabrican a partir de un proceso de forjado con una prensa que aplica fuerzas de hasta 3000 toneladas, provocando cambios

estructurales a nivel molecular. Finalmente son mecanizados, dando las tolerancias establecidas por el fabricante.

Ventajas del pistón forjado:

- Son hasta tres veces más resistentes que los fundidos.
- Soportan mayores regímenes de rotación sin riesgo de rotura.
- Poseen menor peso al utilizar paredes más finas.
- Presentan una mejor transmisión del calor.

2.3.2.3 Tipos de cabeza del pistón

La forma de la cabeza del pistón, generalmente, está definida por la relación de compresión que se desea tener en la cámara, pudiendo encontrarse tres tipos:

➤ **Pistón de cabeza plana:**

- Son los más comunes. Su característica: no alteran la relación de compresión.
- No interrumpen el frente de llama generando una mayor eficiencia de energía.
- Generan menor fuerza útil en la biela, por la menor superficie en la cabeza del pistón.
- Poseen menor masa, reduciendo los esfuerzos dinámicos y vibraciones.
- Pueden o no tener los calados para el alojamiento de las cabezas de válvulas.

➤ **Pistón de cabeza convexa:**

- Son utilizados en motores que requieran de una relación de compresión alta.
- Interrumpen el frente de llama generando una menor eficiencia de energía.
- Generan mayor fuerza útil en la biela, por la mayor superficie en la cabeza del pistón.
- Poseen mayor masa, incrementado los esfuerzos dinámicos y vibraciones.
- En su mayoría vienen con caladuras para el alojamiento de las cabezas de válvula.

➤ **Pistón de cabeza cóncava:**

- Son utilizados en motores diésel.
- Debido a los inconvenientes que genera su cavidad no son implementados en motores nafteros.

2.3.2.4 Recubrimiento de la falda del pistón

Por las características funcionales del pistón, la falda es el elemento que mayor superficie de contacto posee con la camisa, provocando una gran pérdida por fricción. Para reducir esa pérdida los fabricantes aplican un recubrimiento antifricción, el cual consiste en una fina capa de grafito o bisulfuro de molibdeno. Esto reduce: la fricción con la camisa, la temperatura, la dilatación, el desgaste y la posibilidad de agarre con la misma.

2.3.2.5 Tipos de camisa según su material

La camisa del cilindro cumple las siguientes funciones:

- Sirve de guía para el movimiento rectilíneo del pistón.
- Permite el correcto deslizamiento del pistón sobre la misma.
- Garantiza el sellado de la cámara de combustión en todo momento.
- Sirve como transporte del calor para la refrigeración del pistón.

Se pueden clasificar en:

- **Camisas fundición centrífuga:** Suelen estar hechas de aleaciones compuestas por acero, silicio, manganeso y níquel. Este tipo de fundición reduce la porosidad, disminuyendo la fricción, el desgaste y la temperatura. Tienen la desventaja de ser más pesadas, pero permiten su rectificado sin necesidad de ningún otro proceso, manteniendo un bajo índice de rozamiento.
- **Camisas de “nikasil”:** Pueden estar hechas de aluminio o pueden utilizar el mismo block como camisa. Para aumentar la dureza superficial se le da un baño de silicio y níquel de 0,05 a 0,08 mm de espesor, obteniéndose altas durezas y bajos índices de rozamiento. Presentan la ventaja de poseer bajo peso, pero tienen la desventaja de que al desgastarse o presentar rayas, no pueden rectificarse sin llevar a cabo un proceso posterior de cromado. Ello encarece el proceso de mantenimiento, impidiendo el mecanizado posterior, dificultando la exactitud de las tolerancias finales requeridas.

2.3.2.6 Juego pistón y camisa

Para una correcta lubricación y permitir una expansión adicional, los motores de alto rendimiento deben tener un mayor juego entre pistón y camisa, que los motores convencionales.

Si bien este dato es provisto por el fabricante del pistón, como regla general se busca tener en los pistones fundidos, para uso de carretera, una luz de entre 0,05 mm y 0,075 mm. Para uso de competición se requerirá un espacio libre mayor, de 0,068 mm a 0,1 mm de luz.

Como los pistones forjados poseen una mayor dilatación, se requieren juegos mayores. Para aquellos de uso de carretera se recomiendan juegos de 0,03 a 0,04 mm por cada 25,4 mm de diámetro interior, y para uso de competición se requerirán un espacio libre mayor, de 0,04 a 0,045 mm por cada 25,4 mm de diámetro interior.

2.3.2.7 Espesor de la camisa

Existen límites al incrementar el diámetro del pistón, siendo uno de ellos el espesor de la camisa del cilindro; esto se debe a que, si las paredes se vuelven muy delgadas, existen dos posibilidades: que la camisa se deforme por el calor y la presión, ocasionando que el pistón se agarre a la camisa, o que la camisa se parta. En ambos casos, habrá fugas de compresión por los anillos, pérdidas de potencia, consumo de aceite y empaste de la bujía.

El espesor de la camisa varía según el criterio de cada preparador, teniendo espesores mínimos de 1,5 a 0,77 mm, para lo cual se requiere un hierro fundido de grado especial.

Como regla general, en las motocicletas que utilizan una camisa seca con refrigeración por aire, los valores de espesores recomendados varían de 3 a 4 mm. Incrementando el alojamiento del block se pueden utilizar camisas con espesores de hasta 10 mm. Esto último se encuentra limitado por el espesor de la pared del block, ya que de nada servirá tener una camisa gruesa si existe flexión en el block o se pierde apriete de la camisa (lo cual disminuye la refrigeración, permitiendo el ingreso de aire entre los metales).

La zona más crítica de la camisa se encuentra en la parte cercana al punto muerto superior, ya que es donde se necesita un buen sellado de la cámara; esto es para tener una buena compresión, y luego de la ignición, para empujar el pistón y generar potencia.

El espesor de la camisa se puede determinar a través de:

$$E_{cam} = \frac{\varnothing_{ecam} - \varnothing_c}{2} [mm] \quad (3)$$

En donde:

E_{cam} : Espesor de la camisa [mm].

\varnothing_{ecam} : Diámetro exterior de la camisa [mm].

\varnothing_c : Diámetro del cilindro [mm].

Es común que el espesor de la camisa se determine a partir de la potencia por cilindro que se espera tener del motor (Tabla 1):

Tabla 1: Espesor de camisa según la potencia

Potencia [HP]	Espesor mínimo [mm]
65 a 70	2,4 a 2,7
75	2,8 a 3,3
85	3,8 a 4,6
100	5,6 a 6,35

Y realizando interpolaciones se puede establecer el valor aproximado del espesor de la camisa para valores de potencia de cada 5 HP (Tabla 2).

Tabla 2: Espesor de camisa según la potencia

Potencia [HP]	Espesor mínimo [mm]
30	2
35	2,2
40	2,2
45	2,2
50	2,4
55	2,4
60	2,4
65	2,6
70	2,8
75	3,1
80	3,6
85	4,2
90	4,9
95	5,6
100	6,4

2.3.3 Incremento de la carrera del pistón

El incremento de la carrera del pistón se logra aumentando el radio de la manivela del cigüeñal. Esto dependerá del valor de cilindrada final que se desea tener, del límite físico que se dispone en el block y del tipo de carácter busca para el motor.

Con el aumento de la carrera del pistón se obtienen grandes mejoras en la curva de torque, pero no así en la curva de potencia; es más, se obtienen resultados contraproducentes en el régimen máximo de potencia ya que, al aumentar la carrera se deberá disminuir el número de revoluciones máximo, para mantener la velocidad media del pistón constante. Es decir, que el motor tendrá un mejor comportamiento en un régimen bajo y medio, adquiriendo características de un motor subcuadrado.

2.3.3.1 Relación biela/manivela

La relación biela/manivela es el cociente entre el valor del largo de la biela y el radio del cigüeñal.

$$\delta_{bm} = \frac{L_b}{L_m} = \frac{L_b}{C/2} \quad (4)$$

En donde:

δ_{bm} : Relación biela/manivela.

L_b : Largo de biela [mm]

L_m : Largo de la manivela [mm]

C : Carrera del pistón [mm]

Esta relación es de gran importancia, tanto en los motores de alto rendimiento, como en los motores de carrera. Su valor puede variar desde 1,5 a 2,1 siendo el promedio 1,7 y suele ser regulado a través de la biela.

El ángulo de inclinación de la biela con respecto a la vertical (ángulo α , Imagen 5), indirectamente, afecta varios factores:

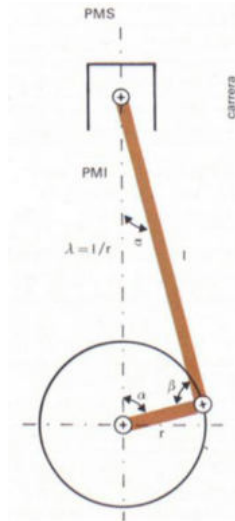


Imagen 5: Ángulos del sistema biela-manivela

El primer factor es la velocidad instantánea del pistón, ya que la misma no es uniforme, ni simétrica, sino que consta de dos partes en donde su velocidad es nula (en el PMS y PMI), y una parte en donde su velocidad es máxima (a 75° del PMS) y no a mitad de carrera como se supondría.

Esto se debe a que el cigüeñal crea continuamente, en el muñón de biela, dos movimientos: uno vertical y responsable del movimiento del pistón; y otro horizontal debido a la biela, que convierte una componente de ese movimiento, en transmisión vertical.

En otras palabras, cuando el muñón de biela se aleja del centro de cigüeñal, el pistón tiende a bajar, y cuando el muñón se acerca, el pistón tiende a subir. De esta forma la velocidad del pistón se puede considerar como la suma de la velocidad por la inclinación del cigüeñal más la velocidad por la inclinación de la biela, como se observa en la Imagen 6.

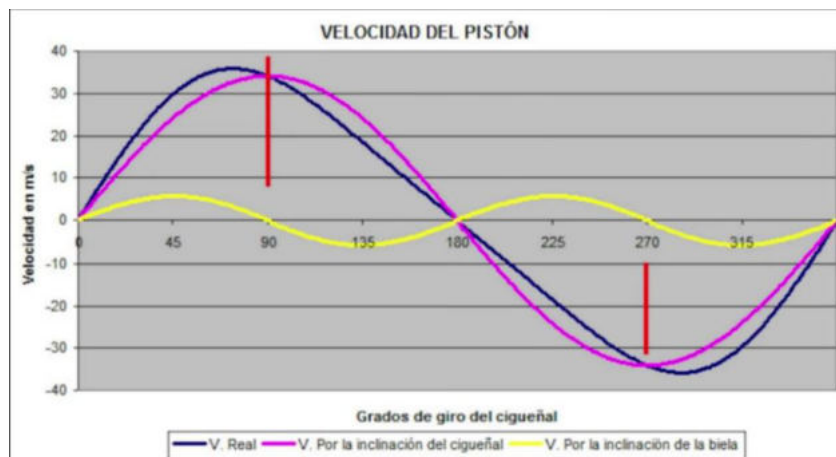


Imagen 6: Composición de la velocidad del pistón

La relación biela/manivela mitiga o acentúa la velocidad por inclinación de la biela.

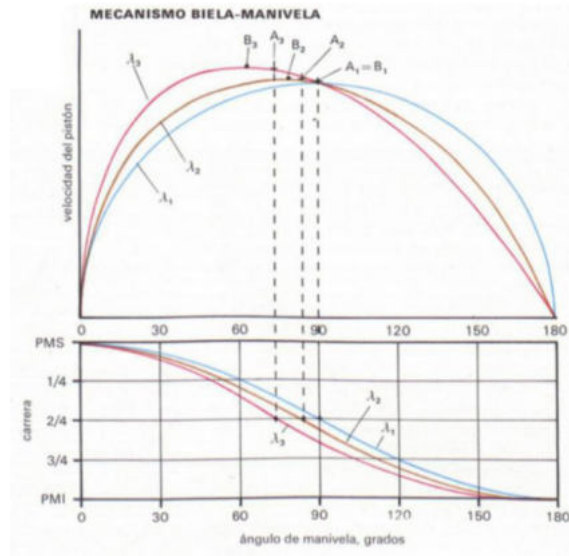


Imagen 7: Velocidad del pistón según la relación biela-manivela

Como se puede ver en la Imagen 7, incrementar la longitud de la biela, aumenta la relación biela-manivela y reduce la velocidad por inclinación de la biela. Esto hace que el pistón tenga una velocidad simétrica a lo largo de sus carreras ascendente y descendente, lo que repercute en el segundo factor.

El segundo factor es el proceso de combustión y está íntimamente ligado con el anterior. Este proceso difiere del teórico porque: a) el aporte de calor no es instantáneo (se requiere cierto tiempo para que el frente de llama consuma la mezcla) y b) la combustión no se realiza a volumen constante (se realiza en la carrera de expansión del pistón, con volumen creciente y con reducción de las presiones máximas alcanzadas).

Como las velocidades del pistón son menores alrededor del PMS, la combustión se lleva a cabo con una menor expansión, es decir, con un menor recorrido del pistón. Con esto se alcanzan presiones máximas más elevadas, aumentando la presión media, el trabajo útil y la potencia.

El tercer factor es el rozamiento del pistón con la camisa; este se debe a que la fuerza ejercida por la combustión sobre el pistón, al transmitirse sobre la biela, se descompone en: una fuerza vertical que es la que entrega el trabajo útil, y una fuerza normal al cilindro que es la responsable de rozamientos y desgastes.

De esta forma, al aumentar la longitud de la biela, se reduce el ángulo de inclinación de la misma, logrando una reducción en la fuerza normal y del rozamiento del pistón con la

camisa. Por eso el pistón requiere de una falda de menor tamaño, reduciendo la masa del mismo y también las vibraciones.

2.3.3.2 Implementación de muñones desplazados

En el caso de los motores monocilíndricos, los cigüeñales se encuentran conformados por tres piezas: el eje y contrapeso izquierdo, el muñón de biela y el eje y contrapeso derecho como se ve en la Imagen 8.

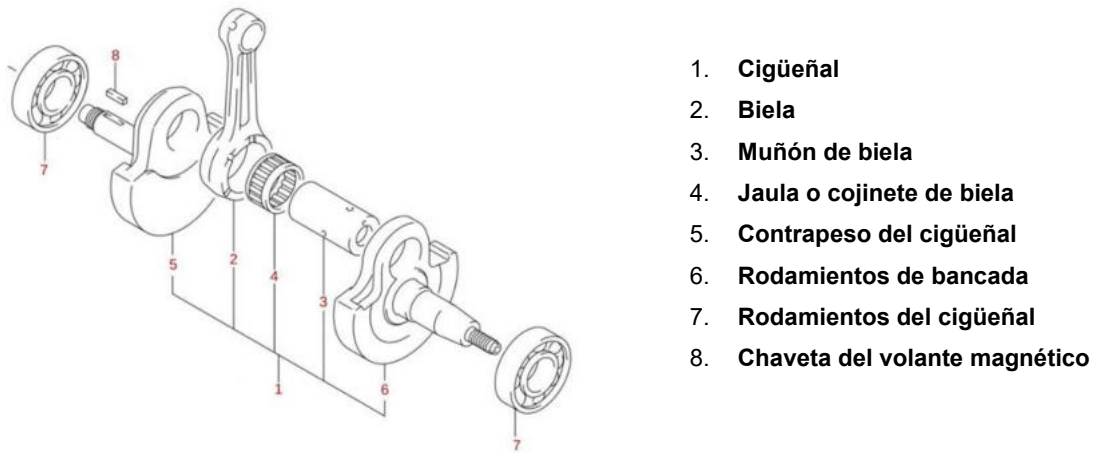


Imagen 8: Componentes de un cigüeñal

La cualidad de un cigüeñal modular permite la utilización de muñones desplazados, que consisten en muñones cuyos centros de anclaje en los contrapesos y el de anclaje de biela se encuentran descentrados en 1, 2 y hasta 3 mm. Esto incrementa en igual medida el radio del muñón del cigüeñal y aumenta 2, 4 y hasta 6 mm de carrera de pistón.



Imagen 9: Muñón de cigüeñal desplazado

2.3.3.3 Consideraciones al incrementar la carrera

- Se generan inconvenientes en el equilibrado al incrementar el radio del muñón de biela sin modificar el radio del baricentro de los contrapesos, así también como el del balanceador.
- Se deberá usar una biela más larga para así poder mantener constante la relación biela-manivela y de esta forma no aumentar las pérdidas por fricción.
- Al incrementar el largo de biela se deberá incrementar el largo de los espárragos del block así también como la cadena de distribución en una proporción del incremento de biela más el doble del incremento del radio del cigüeñal.
- Se deberán utilizar plantillas de compensación en la base del cilindro cuyo espesor será igual al doble del incremento de radio del cigüeñal.

2.4 Incremento de la presión media indicada

Incrementar la presión media implica aumentar la altura del área rectangular equivalente del ciclo termodinámico indicado, mejorando el trabajo útil y la potencia del motor.

Lo antes dicho, se logra trabajando sobre la relación de compresión, reduciendo las pérdidas en el sistema de admisión, las pérdidas en el sistema de escape y el tiempo de combustión, acciones que serán explicadas en detalle a continuación.

2.4.1 Incremento de la relación de compresión

La relación de compresión se puede definir como el cociente entre el volumen desde el cielo de la cámara hasta la cara del pistón, cuando este se encuentra en el PMI (volumen de cilindrada más el volumen de la cámara de combustión) y el volumen contenido entre el cielo de la cámara hasta la cara del pistón, cuando este se encuentra en el PMS (volumen de la cámara de combustión).

Esta puede calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$\delta_c = \frac{V_{cil} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (5)$$

En donde:

δ_c : Relación de compresión.

V_{cil} : Volumen de cilindrada [cm^3].

V_{cc} : Volumen de la cámara de combustión [cm^3].

Se define que el volumen de la cámara de combustión se encuentra compuesta por:

$$V_{cc} = V_{cie} + V_j \pm V_{cp} \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6)$$

En donde:

V_{cc} : Volumen de la cámara de combustión [cm^3].

V_{cie} : Volumen del cielo de la tapa de cilindro [cm^3].

V_j : Volumen de la junta de tapa de cilindro [cm^3].

V_{cp} : Volumen de la cavidad del pistón [cm^3]:

+Pistón cabeza cóncava.

- Pistón de cabeza convexa.

Un incremento en la relación de compresión produce presiones máximas más elevadas, mejorando en el rendimiento térmico y aumentando de la potencia y el torque.

2.4.1.1 Factores que limitan la relación de compresión

Un incremento en la compresión también acentúa efectos negativos, por lo que antes modificarla se deben considerar los siguientes factores:

- **Carga en la bancada:** presiones de combustión más elevadas, generan en el pistón mayores fuerzas de descenso que se transmiten a la bancada del cigüeñal, como así también al sistema de engranajes de transmisión y sistema de embrague; se debe verificar que estos componentes resistan el incremento de esfuerzo.
- **Carga del sistema de arranque:** cuanto mayor sea el volumen de cilindrada unitaria y la relación de compresión, mayor será la carga que deberá vencer el sistema de arranque para poner en funcionamiento el motor. En motores con cilindros de más de 200 cm^3 y relaciones superiores a 11:1, suele utilizarse un

sistema descompresor, donde el motor trabaja en vacío unos segundos para vencer fácilmente la inercia del sistema.

- **Incremento de temperatura:** un incremento de presión, implica un incremento de temperatura. Este se transmitirá por la superficie del cielo de la cámara y la camisa del cilindro. Por ello se debe verificar que el sistema de refrigeración sea capaz de evacuar el exceso de calor, evitando que el motor funcione con temperaturas elevadas.
- **Eficiencia en el sistema de encendido:** El proceso de combustión produce un aumento de la presión en la cámara de combustión. Esto aumenta la capacidad dieléctrica del aire, reduce la intensidad del arco eléctrico y disminuye el frente de llama de la combustión (incrementando el tiempo de la misma o extinguiéndola). Por ello, al incrementar la relación de compresión, se debe asegurar que la bobina de encendido tenga la tensión suficiente para generar el arco eléctrico necesario y que la bujía pueda soportar esa tensión y temperatura de trabajo.
- **Autodetonaciones:** Son la principal causa y limitante del aumento de la relación de compresión. Se presentan cuando la mezcla de aire y combustible alcanza valores de temperatura y presiones críticas, comenzando la combustión en forma espontánea y no por el salto de chispa del sistema de encendido. Esto hace que la mayor parte de la combustión no se produzca en la carrera descendente del pistón, sino durante la carrera de ascenso, pudiendo ocasionar vibraciones, ruidos y hasta perforaciones de la cabeza del pistón.

Es por ello que antes de incrementar la compresión se debe analizar las formas disponibles, para evitar este fenómeno (octanaje de la nafta) y, en caso de aparecer, cómo eliminarlo (sensor de detonación y variación del encendido electrónico).

2.4.1.2 Autodetonación y factores que influyen

Se presenta autodetonación cuando la mezcla de aire y combustible alcanza condiciones críticas de presión y temperatura, encendiéndose en forma espontánea, sin la ayuda de elementos externos (bujía). Desde el momento en el que se alcanzan estas condiciones críticas, hasta el momento de la detonación, transcurre un corto periodo de tiempo llamado retraso de encendido.

La detonación produce una combustión irregular (capaz de causar calentamiento excesivo en partes del motor), reduce el rendimiento, crea presiones irregulares (pudiendo

ocasionar daños en el motor, tales como perforación de la cabeza del pistón por fusión), puede quemar las válvulas de escape y provocar agarre del pistón por recalentamiento.

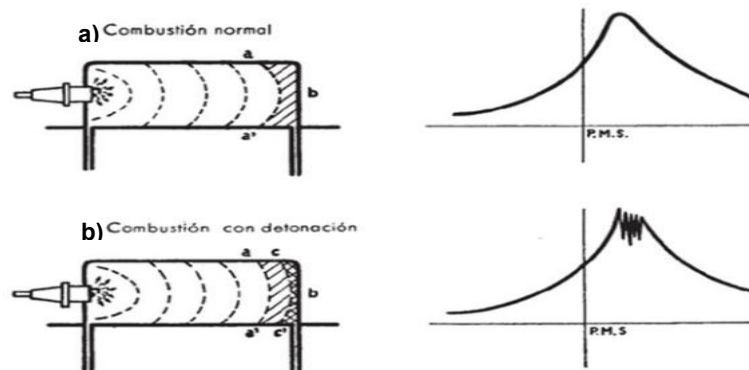


Imagen 10: Tipos de combustión

En la Imagen 10a se representa un frente de llama normal que atraviesa la cámara de combustión desde la bujía hacia el punto b. En el instante considerado, el área “aba” representa la parte de la mezcla todavía sin quemar. Si esta no alcanza la temperatura crítica de detonación, no se encenderá espontáneamente, el frente de llama “aa” progresará regularmente hasta el punto b y la combustión será normal.

Por otra parte, si la carga sin quemar alcanza la temperatura crítica de detonación, pero el frente de llama puede progresar desde la línea “aa” hacia el punto b y consumir la carga sin quemar antes de que transcurra un tiempo igual al retraso al encendido, no habrá detonación.

Por el contrario, si durante el tiempo de retraso de encendido, el frente de llama recorre una distancia menor a la que existe entre “aa” y el punto b, se verifica la detonación (Imagen 10b).

Para evitar la detonación se debe procurar que la temperatura crítica de detonación sea elevada y que el retraso al encendido sea largo.

Variables para evitar la detonación:

- Reducir la relación de compresión, porque desciende la presión y la temperatura.
- Reduciendo la cantidad de carga introducida o eficiencia volumétrica.
- Reduciendo la temperatura de la mezcla aspirada.
- Aumentando la refrigeración en las paredes de la cámara de combustión.

- Retrasando el encendido para que la combustión ocurra en la carrera de expansión y se reduzcan las presiones alcanzadas.
- Aumentando la cantidad de combustible en la mezcla, de esta forma la nafta sobrante se evaporará extraerá calor de la cámara de combustión.
- Además, enriquecer la mezcla aumenta la velocidad del frente de llama reduciendo la probabilidad de que ocurra la detonación.
- Se puede aumentar la turbulencia lo cual acelera el frente de llama.
- Aumentar la rotación del motor, esto aumenta la turbulencia y aumenta la velocidad del frente de llama.

2.4.1.3 Relación de compresión y eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica se puede definir como la capacidad del motor para llenar sus cilindros con mezcla, expresada como porcentaje del volumen real de sus cilindros y determina la relación de compresión real con la cual opera un motor, esto se debe a que:

$$\delta_{cr} = \delta_c * \eta_v \quad (7)$$

En donde:

δ_{cr} : Relación de compresión real.

δ_c : Relación de compresión.

η_v : Rendimiento volumétrico.

Es decir, si un motor cuyo valor de cilindrada es de 100 cm³ tiene una relación teórica de 14:1, si se encuentra operando con un rendimiento volumétrico del 50%, solo entrará 50 cm³ de mezcla en su cilindro y en realidad el motor estará trabajando como si la relación de compresión fuese de 7:1.

2.4.1.4 Relación de compresión teórica según el octanaje

Por regla general, un motor de carretera, que funciona con nafta de entre 95 a 98 octanos, trabaja con relaciones de compresión de entre 9,5:1 a 10,5:1. Un motor de competición, que utiliza nafta de 100 octanos, generalmente trabaja con relaciones de entre

11:1 a 12,5:1; si usa combustible Avgas 100/130, la relación puede subir hasta 13,5:1 y si usa como combustible metanol, esta puede incrementarse hasta 15:1.

El incremento en la relación de compresión afecta notablemente la potencia entre rangos de 9:1 hasta 12:1; a partir de ese valor, la ganancia de potencia disminuye notablemente hasta alcanzar un valor de 14:1. Relaciones superiores no producen ganancias de potencia.

Los motores de motocicleta funcionan con un régimen de giro superior a los de un automóvil, normalmente entre 6000 rpm a 12000 rpm. Esto ocasiona que la turbulencia en la admisión sea mayor y que la velocidad del frente de llama sea superior. Por este motivo las relaciones de compresión se ven incrementadas; para su determinación se pueden tomar como referencia relaciones adoptadas por los siguientes fabricantes (Tabla 3):

Tabla 3: Comparación de relaciones de compresión

Motos deportivas carburadas					
Marca	Modelo	Tipo	Rel.compresion	Decompresor	Potencia
Hyosung	Gtr 650r	Bicilindrica	11,6:1	No	72 HP
Kawasaki	Ninja 250r	Bicilindrica	11,6:1	No	33 HP
Motomel	Megelli 250r	Monocilindrica	11,5:1	Si	27 Hp
Gilera	G1 250r	Monocilindrica	11,0:1	No	26 HP
Hyosung	Gtr 250r	Bicilindrica	10,3:1	No	28 Hp
Motos deportivas inyección electrónica					
Marca	Modelo	Tipo	Rel.compresion	Decompresor	Potencia
KTM	RC390	Monocilindrica	12,5:1	Si	44 HP
Benelli	302r	Bicilindrica	12,0:1	No	36 HP
Kawasaki	ninja 400r	Bicilindrica	11,5:1	No	45 HP
Yamaha	R3	Bicilindrica	11,3:1	No	42 HP
Cf moto	300 sr	Monocilindrica	11,0:1	No	29 HP
Tvs	Apache 310r	Monocilindrica	10,9:1	Si	34 HP
Kawasaki	Ninja 300r	Bicilindrica	10,6:1	No	39 HP

2.4.1.5 Medición de la relación de compresión teórica

Para determinar la relación de compresión de un motor se debe establecer el valor del volumen de cilindrada unitaria y el valor del volumen de la cámara de combustión.

En el primer caso, esto se puede establecer a través de la expresión (1), midiendo el diámetro del cilindro y la carrera del pistón entre el PMS y el PMI.

El segundo caso es algo más complicado, ya que el volumen de la cámara de combustión está compuesto por varios sub volúmenes individuales, como se puede ver en la expresión (6). O sea que, para determinar el valor de "Vcc" es necesario medir:

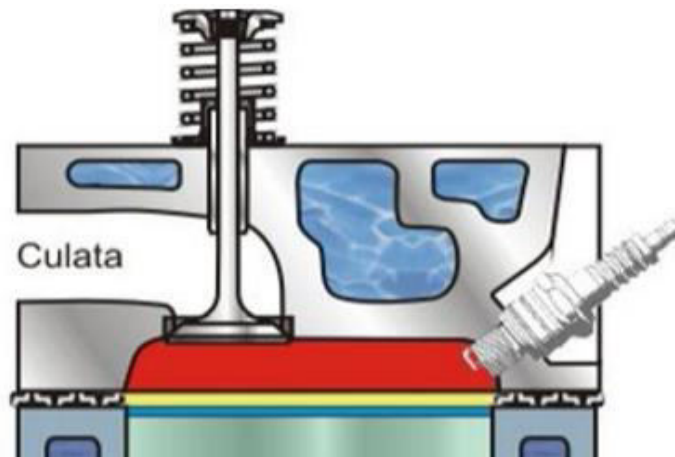


Imagen 11: Volúmenes de la cámara de combustión

- V_{cie} : Volumen del cielo de la tapa de cilindro (área roja de la imagen 11):

Para esta medición se debe contar con una probeta, aceite o glicerina y una porción de acrílico.

- Primer paso: preparar la tapa de cilindros a medir; debe estar armada, con sus válvulas y bujías correspondientes, perfectamente limpia y con el plano en perfecto estado.
- Segundo paso: realizar un pequeño orificio en la placa de acrílico para permitir el ingreso del fluido a utilizar.
- Tercer paso: fijar el acrílico al plano de la tapa con algún sellador para evitar que el fluido rebalse. La capa de este debe ser muy fina para que el acrílico quede separado del plano de la tapa.
- Cuarto paso: cargar la probeta del fluido seleccionado y registrar el valor del volumen de carga establecido.
- Quinto paso: descargar la probeta lentamente por el orificio del acrílico evitando la formación de burbujas de aire hasta que la totalidad del acrílico quede en contacto con el fluido.
- Sexto paso: consiste en registrar el valor del volumen final de la probeta.

A partir de este procedimiento se puede determinar el volumen del cielo de la tapa de cilindro restando el primer registro de la probeta con el último.

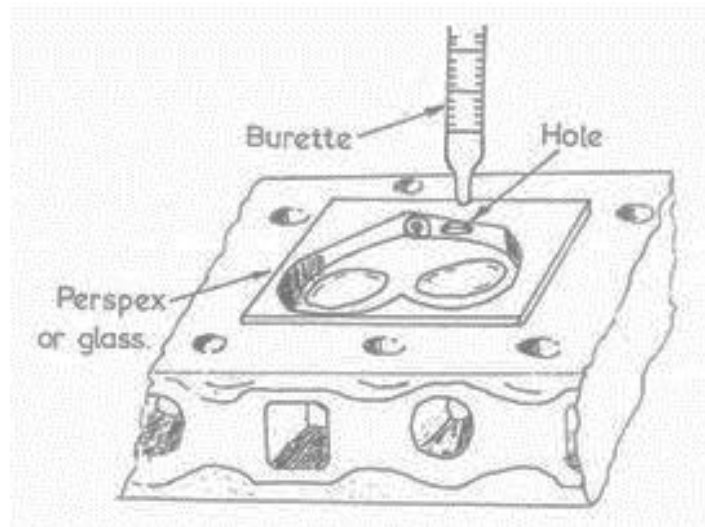


Imagen 12: Volumen del cielo de la cámara de combustión

- V_j : Volumen de la junta de tapa de cilindro (área amarilla de la imagen 11):

Este volumen se puede determinar con:

$$V_j = \frac{\pi * (\varnothing_j^2)}{4} * (E_j - D_j) [cm^3] \quad (8)$$

En donde:

V_j : Volumen de la junta de tapa de cilindro [cm^3].

\varnothing_j : Diámetro del orificio del pistón de la junta [cm].

E_j : Espesor de la junta [cm^3].

D_j : Deformación de la junta [cm^3].

Se medirá el diámetro del orificio de la junta de cilindro y controlar que este sea circular. También se medirá el espesor que posee, teniendo en cuenta que, al apretar la tapa de cilindro, con el torque establecido, esta se deforma, reduciendo su espesor. Esta deformación dependerá del torque de apriete requerido por la tapa y el material de fabricación de la junta. Para poder determinar esta deformación se recomienda medir una junta ya utilizada.

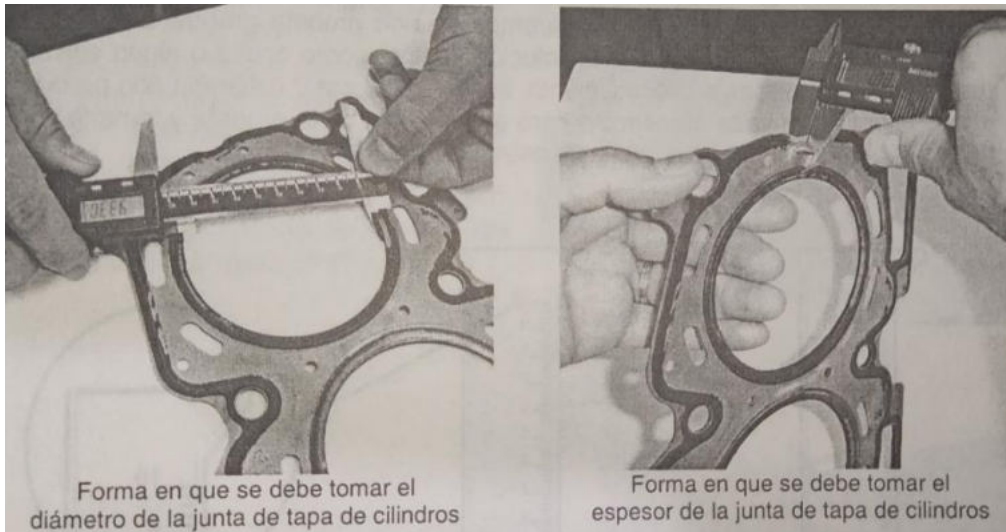


Imagen 13: Medición del espesor de la junta

- Vcp: Volumen de la cavidad del pistón (área azul de la imagen 11):

Antes de calcular la relación de compresión se debe tener en cuenta que esta se verá afectada por el tipo de cabeza que posea el pistón.

En el caso de tener un pistón con cabeza plana, el volumen de la cavidad del pistón será cero y se comportará de manera neutral respecto a la relación de compresión. Si la cabeza del pistón adoptado es cóncava, el volumen de la cavidad del pistón será positiva lo que disminuirá la relación de compresión. Por último, si la cabeza del pistón es convexa, el volumen de la cavidad del pistón será negativa lo que aumentará la relación de compresión.

2.4.1.6 Retrabajo de la cámara de combustión

El retrabajo de la cámara de combustión tendrá como finalidad implementar la relación de compresión adoptada. Además del cielo de la tapa, se debe retrabajar en el área circundante a la válvula para terminar de redirigir el flujo y evitar que la mezcla tenga un impacto directo contra la camisa o la cara del pistón, generando una trayectoria que facilite la expulsión de los gases de escape.

El primer paso a la hora de trabajar el cielo de la tapa consiste en rellenar con soldadora de aluminio la zona establecida entre las válvulas de admisión y escapes entre sí, como se muestra a continuación, en la Imagen 14.



Imagen 14: Retrabajo de la cámara de combustión

El segundo paso consistirá en restaurar el plano de la tapa de cilindro en la rectificadora, pintar el plano con un marcador permanente y con la ayuda de un compás o la junta seleccionada marcar el círculo que delimita el cielo de la cámara con la camisa, este círculo deberá tener un milímetro menos diámetro que el orificio interno de la camisa. En la Imagen 15 se ilustra este retrabajo.



Imagen 15: Retrabajo de la cámara de combustión

El tercer paso consiste en desgastar el área circundante a cada válvula, exceptuando los 90° internos en donde hay mayor proximidad a la bujía. Este retrabajo se realiza para terminar de redireccionar el flujo proveniente de los ductos de admisión y así lograr que estos entren de forma paralela a la pared de la camisa, evitando que estos choquen con la misma

y pierdan energía cinética, generando una condensación de la nafta. Además, este retrabajo servirá para encausar el flujo de los gases combustionados hacia los ductos para lograr un mayor vaciado y un menor factor de dilución para el ciclo siguiente.

En la imagen siguiente se muestra el resultado de esta modificación.



Imagen 16: Retrabajo de la cámara de combustión

El último paso consiste en medir el volumen del cielo de la cámara de combustión para asegurar que la relación de compresión sea correcta y en caso de tener a disposición un flujómetro medir las pérdidas por de carga en la misma para ser comparadas con el ensayo al inicio y poder determinar si existe alguna posible mejora, en el caso de que los resultados sean satisfactorios, la tapa queda lista para el ensamblado.



Imagen 17: Retrabajo de la cámara de combustión finalizada

2.4.1.7 Selección de la junta de tapa de cilindro

La junta de tapa de cilindros debe asegurar estanqueidad entre el cilindro del motor y la tapa de cilindro, manteniendo la relación de compresión.

Como la repotenciación proporcionará presiones de combustión mayores, se requerirá una junta de tapa de cilindro con mayores prestaciones que la estándar.

Tipos de junta según su material:

- **Multi lamina de acero (MLS):** Son las juntas que actualmente traen los motores estándar. Están constituidas por entre dos a cinco láminas (normalmente tres) delgadas de acero, intercaladas con elastómero. Las caras de contacto generalmente están recubiertas con un material similar al caucho, como el vitón. Éste se adhiere al cilindro y a la tapa de cilindro mientras que las capas internas están optimizadas para obtener su máxima resistencia.
- **Monolamina de cobre:** Consisten en una sola lámina sólida de cobre, que generalmente requiere un mecanizado llamado o-ringing que coloca un trozo de alambre alrededor de la circunferencia del cilindro que se inserta a presión en la lámina de cobre. Estas juntas son extremadamente duraderas y brindan un excelente sellado.

2.4.2 Mejora en el sistema de admisión

La finalidad de establecer una mejora en el sistema de admisión consiste en incrementar el rendimiento volumétrico, sin disminuir la turbulencia de la mezcla, manteniendo el tiempo de la combustión.

El rendimiento volumétrico representado gráficamente puede verse como la curva de una parábola invertida; esto se debe a los diversos efectos dinámicos que lo afectan.

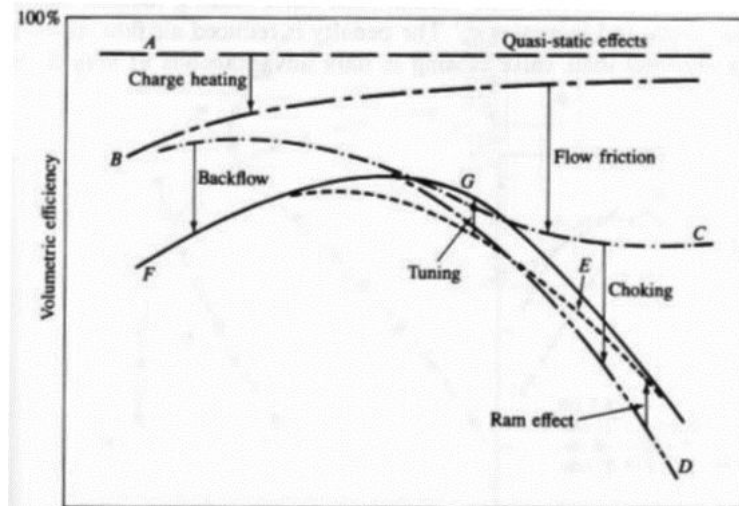


Imagen 18: Pérdidas en el ducto de admisión

En la Imagen 18 se puede ver:

- **La curva A** muestra la linealidad de un proceso de renovación de carga ideal, en esta, el llenado se realiza de manera cuasi estática y lineal, por lo que, al aumentar la velocidad del pistón, también se aumenta proporcionalmente el gasto másico y el rendimiento volumétrico permanecería constante.
- **La curva B** representa la variación por las transferencias de calor que hay entre la admisión y el cilindro.
- **La curva C** representa la variación por las pérdidas por fricción entre el gas y las paredes del sistema.
- **La curva D** representa la acentuación de las pérdidas por fricción cuando los diámetros son demasiado chicos y generan velocidades de la mezcla muy altas.
- **La curva E** representa la variación por el aprovechamiento de la inercia de los gases y las ondas de presión.
- **La curva F** representa la variación a bajo régimen por el contraflujo a través del sistema de admisión.
- **La curva G** representa la ganancia que puede generar el preparador por sincronización de los efectos anteriormente mencionados.

En pocas palabras se puede definir que: el rendimiento volumétrico se puede mejorar reduciendo en el calor absorbido por la admisión, minimizando el reflujo a bajas revoluciones,

disminuyendo el rozamiento del flujo, optimizando la sección del ducto necesaria, así como sus cambios de dirección y determinando el largo óptimo del conducto de admisión.

2.4.2.1 Mejora en la inducción de aire

Generalmente, las motocicletas de serie poseen un sistema de inducción de aire que tiene la finalidad una reducción acústica o de los elementos contaminantes del sistema de admisión y que, raramente se encuentra destinado al incremento de la potencia del motor.

Esto se debe a la posición del carburador y al espacio disponible para la instalación de la caja de aire. Esto genera que la toma de aire quede en una posición totalmente desfavorable ya que, el aire pasa con anterioridad por los radiadores, por los colectores de escapes y por el motor, hasta llegar a ella. En cada punto de contacto se produce un incremento en la temperatura, dilatación y empobrecimiento del oxígeno en el aire.

Existen sistemas que mueven el punto de aspiración de aire desde la caja de aire al frente de la moto, por medio de un ducto de sección variable. Estos reducen la temperatura y, mediante un efecto difusor, incrementan la presión en el sistema de admisión, incrementando a la vez el llenado del cilindro. Estos sistemas están cuidadosamente diseñados y no se recomienda replicarlos mediante simples conductos ya que se pueden presentar ciertos inconvenientes tales como: obstrucción del aire o graves problemas en la dosificación de combustibles. Ambos problemas pueden causar pérdidas de potencia tan malas o peores que la provocadas por aspirar aire caliente.

Considerando que la temperatura es gran importancia en el ámbito de la preparación (se estima que se pierde alrededor de un 1% en HP por cada 7°C de incremento en el aire de admisión), se pueden realizar pequeñas modificaciones al sistema original:

- Se debe hacer énfasis en desviar el flujo de aire caliente del motor por una ruta lejana a la toma de la caja de aire.
- Se puede reubicar la toma de aire consiguiendo una fuente de aire más fría y un flujo más recto o con menos obstáculos.
- Se puede recubrir la caja de aire con cinta de aluminio a fin de reflejar el calor que desprende el motor, los sistemas de escape y refrigeración.

2.4.2.2 Rediseño del plenum

Se denomina plenum al depósito con mayor volumen de aire dentro del sistema de admisión; en las motocicletas, este elemento se encuentra representado por la caja de aire.

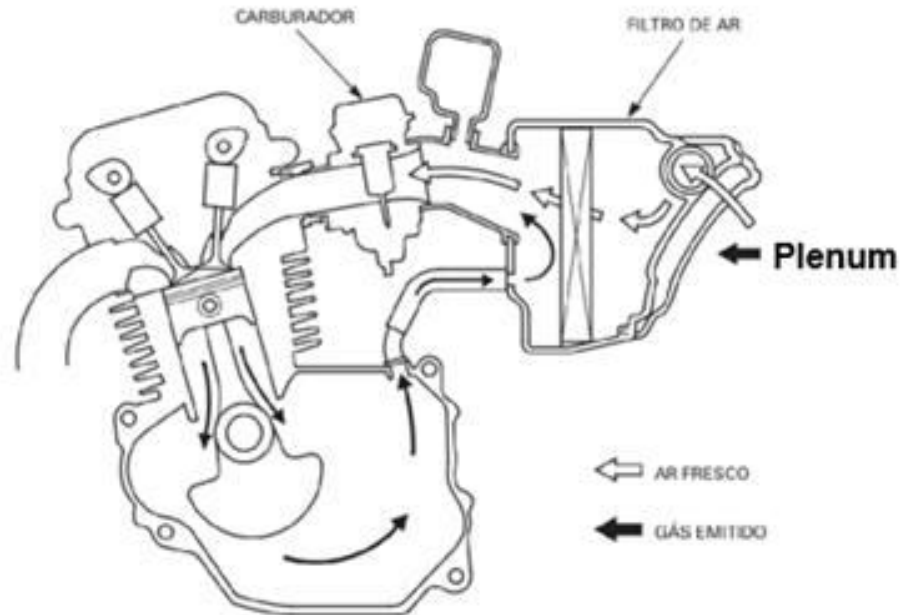


Imagen 19: Plenum de admisión

Las funciones que cumple en un motor monocilíndrico son:

- Trabajar como un resonador haciendo rebotar las ondas de presión y depresión presentes en el ducto de admisión.
- Trabajar como un pulmón de aire, incrementando considerablemente la masa de fluido dentro del sistema de admisión y consecuentemente incrementando la inercia de este fluido sin incrementar las pérdidas por rozamiento.

Este elemento debe ser estudiado detalladamente, ya que las cajas de aire originales presentan altas restricciones al flujo de aire debido a los elementos destinados a la amortiguación del sonido. Por esta razón, muchas veces se suele (equivocadamente) eliminar la caja de aire, algo que es totalmente contraproducente ya que, como se verá, el volumen del plenum determina la forma de entrega de potencia y torque del motor.

A continuación, en la Tabla 4, se observan los resultados de la prueba de un carburador Holley testeado en un flujómetro, a una presión de 1,5 pulgadas de mercurio.

Tabla 4: Pérdidas de la caja de aire

Elemento	lts/seg
Caja de aire cerrada con filtro de papel y un ducto de aire	261
Caja de aire cerrada con filtro de papel sin ducto de aire	280
Caja de aire cerrada con filtro de papel y dos ductos de aire	287
Caja de aire cerrada con filtro de papel y sin los ductos de aire	314
Caja de aire abierta con filtro de papel	351
Carburador sin caja ni filtro de aire	388

De la tabla se desprende que la caja de aire es el impedimento para un buen flujo; esto es evidente ya que, al abrir la caja de aire el flujo pasa de 261 a 351 lts/seg lo que corresponde a un aumento del 34 % del flujo inicial.

En la búsqueda de una mayor potencia, el rediseño del plenum debe centrarse en dos parámetros fundamentales: la pérdida de carga que este genera y su volumen.

- Para reducir la pérdida por carga será necesario el uso de un vacuómetro; con él se podrá visualizar la depresión dentro de la caja. Luego se procurará eliminar todo aquel deflector existente dentro de la caja y de ser necesario, reubicar la entrada de la caja.
- La determinación del volumen del plenum dependerá de las prestaciones que se desea obtener del motor, ya que éste determinará la inercia del flujo de aire en la admisión.

De esto se desprenden dos conclusiones:

- Un plenum de dimensiones reducidas, al tener poca inercia, presentará una rápida respuesta a los cambios de aceleración, pero no proporcionará un incremento del llenado del cilindro en alto régimen; esto será útil para motores destinados a circuitos trabados o bien para una moto de motocross. En estos casos se recomienda la apertura de la parte posterior de la caja de aire o la implementación de un deflector frontal que reduzca la suciedad dirigida al filtro de aire, redirija el aire caliente y que, en caso de lluvia, evite que el filtro se moje.
- Un plenum grande, al tener mucha inercia presentará demoras en la respuesta a cambios de aceleración, pero producirá un incremento en el llenado de los cilindros en alto régimen. Debido al incremento de la onda de presión se producirá un golpe de ariete al momento del cierre de la válvula de admisión; esto será útil

para aquellos motores destinados a trabajar en un alto régimen de giro, como las motos deportivas.

La determinación del volumen exacto del plenum deberá establecerse a través del uso de un banco de pruebas. Existen estudios que muestran mejoras modestas en las curvas de potencia y de par con variaciones del plenum de entre 2 a 8 veces el volumen de cilindrada, y mejoras significativas con volúmenes del plenum de entre 8 a 10 veces el volumen de cilindrada.

A continuación, en la Imagen 20, se visualiza el gráfico de la variación de la curva de torque entregada en una prueba de banco realizada a un motor Beta, monocilíndrico, de 498 cm³, con distintos volúmenes de plenum.

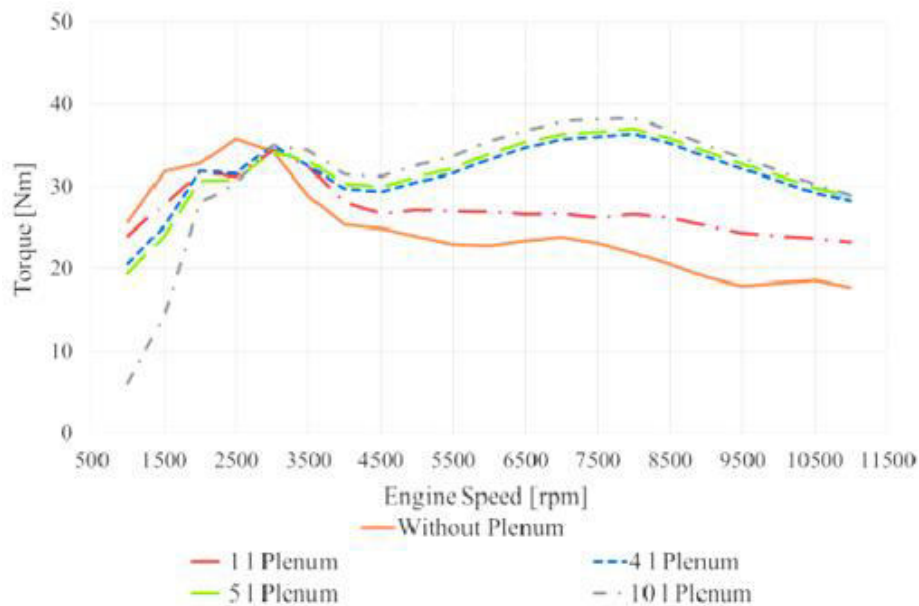


Imagen 20: Torque vs volumen del plenum

2.4.2.3 Mejora en el filtro de aire

Generalmente se ve al filtro de aire como un gran impedimento para el flujo, pero en un motor de competición antes de retirar un filtro y cambiarlo por otro que se supone que fluye mejor o simplemente eliminarlo, es sabio hacer un poco de investigación.

Si el elemento de filtrado no está bloqueado por suciedad, insectos o basura, cambiar este elemento por uno de alto rendimiento no aportará grandes mejoras.

Muchas veces se comete el error de eliminar el elemento filtrante alegando que es muy restrictivo y que genera pérdidas de potencia; o solamente se lo elimina por cuestiones

estéticas, para lucir las trompetas de admisión. Esto no genera una mayor potencia y a la vez hace que el motor trabaje constantemente admitiendo grandes cantidades de polvo y de suciedad, lo que genera que los pistones, aros y cilindros se rayen, ocasionando una mayor pérdida de potencia debido a fugas de compresión. Es por esto que el filtro nunca debe ser eliminado.

Una manera fácil de comprobar esto es utilizando un flujómetro o también un vacuómetro, registrando las depresiones en un punto posterior a elemento del filtrado y comparando las mediciones realizadas con y sin filtro. Este mismo método se puede utilizar para analizar cada elemento del sistema de admisión y así determinar cuáles son los más restrictivos, centrando la atención en ellos para su retrabajo y mejora.

A continuación, se observa una prueba en un flujómetro de un carburador Holley testeado a una presión de 1,5 pulgadas de mercurio.

Tabla 5: Pérdidas del filtro de aire

Elemento	lts/seg
Caja de aire abierta con filtro de papel	351
Filtro de espuma de poliuretano de alto rendimiento	368
Caja de aire abierta con dos filtros de papel	386
Caja de aire abierta con dos filtros de espuma de poliuretano	387
Carburador sin caja ni filtro de aire	388
Carburador sin caja ni filtro y con trompeta	396
Filtro KYN con trompeta	403

En la Tabla 5 se puede observar la restricción que generan los materiales de cada filtro, siendo el más restrictivo el filtro de papel, que presenta la característica de ser económico y descartable. Seguidamente se encuentra el filtro de espuma de poliuretano; este filtro es relativamente económico, es lavable, tiene mayor vida útil que el anterior, pero requiere un aceite especial para poder retener las partículas de polvo ya que su porosidad es bastante grande. Por último, el filtro con menor restricción es el de tamiz de algodón; este filtro es lavable, presenta una vida útil muy superior a los anteriores, pero su costo bastante elevado. Requieren de un detergente especial para su limpieza, como así también un aceite especial para retener las partículas finas.

De lo anterior se puede deducir que, al aumentar el área del filtro de aire, aumenta el flujo admitido; esto se debe a que se reduce la velocidad con la que el aire atraviesa el filtro y con ello se consigue reducir la pérdida de carga que este ocasiona.

Por último, se puede advertir que utilizando una trompeta se incrementa el flujo admitido; esto es porque reduce la velocidad a la entrada de la misma, reduciendo los efectos de estrangulación que causan la inercia y el cambio de dirección del aire en el ducto.

2.4.2.4 Rediseño del colector de admisión

A la hora de establecer una repotenciación de un motor, un paso fundamental consiste en el retrabajo del ducto de admisión, ya que es uno de los factores fundamentales para lograr un buen llenado del cilindro y una reducción del tiempo de combustión.

Además, el colector de admisión es un elemento de ajuste del comportamiento del motor, ya que los diámetros del ducto definirán el régimen en el cual se obtendrá la mayor potencia. Por ejemplo, un ducto grande dejará que el motor “respire” libremente a altas revoluciones, produciendo la mayor potencia en este segmento, pero reducirá la potencia a bajo régimen.

Este proceso de rediseño será necesario, ya que, al producir un incremento de cilindrada, los diámetros del ducto deben adaptarse a un nuevo caudal aspirado, el cual requerirá distintas velocidades óptimas dependiendo de la parte del ducto.

El rediseño del colector de admisión se puede realizar de dos formas; la primera es fijando la velocidad deseada en el ducto y a partir de ella determinar las dimensiones del mismo o, en forma inversa, a partir de las dimensiones fijadas determinar si las velocidades del flujo se encuentran dentro de las admisibles. Se recomienda implementar el último método ya que son las dimensiones las que limitarán físicamente para saber si el rediseño es factible o no. Muchas veces existen distintos elementos o espesores de materiales que imposibilitan una implementación ideal; es por ello que resulta mucho más práctico contar con una herramienta de cálculo que permita visibilizar las velocidades en función de los cambios de los diámetros. De esta forma el rediseño será mucho más dinámico.

2.4.2.4.1 Partes del colector de admisión

Se puede considerar que el colector de admisión es crítico para obtener una buena eficiencia volumétrica; esto se debe a que, comparado con el colector de escape, la diferencia de presiones entre sus extremos es menor y el fluido a transportar se encuentra compuesto por dos componentes.

El colector de admisión está conformado por diversas partes geoméricamente distintas y cada una de ellas cumple una función específica.

Analizando la Imagen 21 se puede ver la forma de un ducto de admisión ideal.

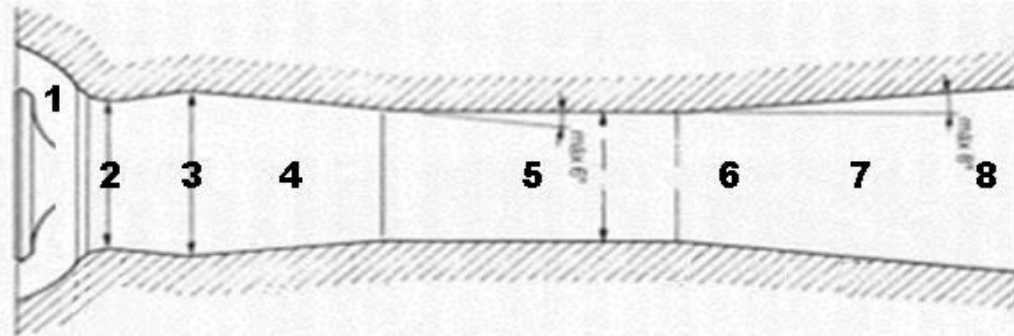


Imagen 21: Forma ideal del ducto de admisión

Partiendo de izquierda a derecha se pueden encontrar las siguientes zonas:

- **Zona de paso por válvula (1):** Esta zona se encuentra en el cielo de la tapa de cilindro y es la que menor área posee. Aquí se necesita que la mezcla adquiera la mayor velocidad posible para generar buena homogeneización de la misma, acompañada de un incremento de la turbulencia a la entrada del cilindro y además para generar que el punto de menor presión en el ducto se encuentre dentro del cilindro, facilitando así la circulación del flujo y evitando el contraflujo en la admisión. El área de paso dependerá del diámetro de la válvula adoptada, como así también de la alzada de la leva empleada.
- **Zona de garganta del ducto (2):** Esta zona se encuentra a continuación del asiento de la válvula. Aquí es donde el diámetro del ducto se reduce al 90 u 85% del diámetro de la válvula; esta reducción se realiza para producir una aceleración e incrementar el arrastre de la mezcla.
- **Zona del pulmón del ducto (3):** Luego de la garganta del ducto, el diámetro del mismo se incrementará hasta llegar al 100% del diámetro de la válvula. A esta zona se la conoce como pulmón del ducto y sirve para acumular la mezcla mientras la válvula permanece cerrada y así generar un flujo más uniforme. Posteriormente el diámetro del ducto comenzará a reducirse hasta terminar en la pipeta de admisión en la tapa de cilindro.
- **Zona del tubo de admisión (4):** Luego de abandonar la tapa de cilindro comienza la zona del tubo de admisión (llamado múltiple de admisión en los motores pluricilíndricos); aquí, el diámetro del tubo seguirá disminuyendo

hasta alcanzar el 90 u 85% del diámetro de la válvula. Esta reducción es necesaria para poder acoplar el cuerpo del carburador.

- **Zona del cuerpo del carburador (5):** Esta zona comprende la sección cilíndrica del carburador, es decir desde el inicio hasta la trompeta. El diámetro del cuerpo del carburador deberá rondar el 90 al 85% del diámetro de la válvula de admisión para poder generar el efecto Venturi y producir la vaporización de la nafta para producir una mezcla homogénea.
- **Zona de la trompeta del carburador (6):** Esta zona es donde se incrementa la sección del carburador; en ella se encuentran los orificios con los chiclers para la regulación del aire de la mezcla. El incremento de la sección tiene una pendiente de entre 6 a 8° para ralentizar el aire y así disminuir las pérdidas y la inercia del aire, para poder encausar la mayor cantidad de aire en el carburador.
- **Zona del prolongador (7):** Esta zona es la que se encuentra desde el final del carburador hasta el filtro de aire o trompeta, no siempre se encuentra presente en los motores y muchas veces se encuentra formando una sola pieza con la trompeta de admisión. Su finalidad consiste en la de regular el largo de la admisión.
- **Zona de la trompeta de admisión (8):** Es la última zona antes del filtro de aire; en ella se produce un incremento de sección con una pendiente de entre 6 a 8° para ralentizar el aire y así disminuir las pérdidas y la inercia del aire, para poder encausar la mayor cantidad de aire en el ducto.
- **Zona de filtro aire:** Esta zona es la del cuerpo del filtro de aire. Aquí la velocidad del aire debe ser la menor posible para así reducir al máximo las pérdidas de carga de este elemento, independientemente de la naturaleza del material empleado.

2.4.2.4.2 Caudal medio aspirado

Para dimensionar el ducto de admisión es imprescindible establecer el caudal medio aspirado, ya que a partir del caudal de flujo y las velocidades admisibles se podrá establecer la sección necesaria para su correcto funcionamiento.

El caudal medio aspirado se puede determinar a partir de:

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

En donde:

V_{mp} : Velocidad media del pistón [m/seg].

A_p : Área de la cabeza del pistón [m^2].

El área de la cabeza del pistón se puede determinar a partir de:

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

En donde:

\varnothing_c : Diámetro del cilindro [m].

2.4.2.4.3 Áreas de paso

Analizando cada una de las zonas como figuras geométricas simples se pueden determinar el área del paso del flujo:

➤ **Zona de paso por válvula:**

El área de paso por válvula es un área tronco cónica definida por:

$$A_{a1} = \pi * \varnothing_{va} * A_{lza} * \cos(\alpha) [m^2] \quad (11)$$

En donde:

\varnothing_{va} : Diámetro de la válvula de admisión [m].

A_{lza} : Alzada de la leva de admisión [m].

α : Ángulo del asiento de la válvula [°].

➤ **Zona de la garganta del ducto:**

El área de paso por la garganta del ducto está definida como el área del ducto menos el área que generan el vástago y la guía de la válvula, pero a fines prácticos estas se consideran despreciables como se expresa a continuación:

$$A_{a2} = \frac{\pi * (\varnothing_{ga}^2)}{4} [m^2] \quad (12)$$

En donde:

\varnothing_{ga} : Diámetro de la garganta del casquillo de admisión [m].

➤ **Zona del pulmón del ducto:**

Debido a la bifurcación del ducto, esta área es de forma elíptica, definida por:

$$A_{a3} = \frac{\pi * (\varnothing_{hpa} * \varnothing_{vpa})}{4} [m^2] \quad (13)$$

En donde:

\varnothing_{hpa} : Diámetro horizontal del pulmón de admisión [m].

\varnothing_{vpa} : Diámetro vertical del pulmón de admisión [m].

➤ **Zona del tubo de admisión:**

Debido a que es un área de transición su área también será elíptica, definida por:

$$A_{a4} = \frac{\pi * (\varnothing_{hta} * \varnothing_{vta})}{4} [m^2] \quad (14)$$

En donde:

\varnothing_{hta} : Diámetro horizontal del tubo de admisión [m].

\varnothing_{vta} : Diámetro vertical del tubo de admisión [m].

➤ **Zona del cuerpo del carburador:**

Es el área cilíndrica del carburador que contiene la válvula mariposa o cortina plana, definida por:

$$A_{a5} = \frac{\pi * (\varnothing_{cc}^2)}{4} [m^2] \quad (15)$$

En donde:

\varnothing_{cc} : Diámetro del carburador de admisión [m].

➤ **Zona de la trompeta del carburador:**

Es el área circular del inicio del carburador en el sentido del flujo de aire, definida por:

$$A_{a6} = \frac{\pi * (\varnothing_{trc}^2)}{4} [m^2] \quad (16)$$

En donde:

\varnothing_{trc} : Diámetro de la trompeta del carburador [m].

➤ **Zona del prolongador:**

Es un elemento cilíndrico que posee el mismo diámetro y sección que la trompeta del carburador.

$$A_{a7} = A_{a6} \quad (17)$$

➤ **Zona de la trompeta de admisión:**

Es el área circular por donde ingresa el aire al ducto, definida por:

$$A_{a8} = \frac{\pi * (\varnothing_{tra}^2)}{4} [m^2] \quad (18)$$

En donde:

\varnothing_{tra} : Diámetro de la trompeta de admisión [m].

➤ **Zona del filtro de aire:**

El área del filtro de aire puede ser convencional, la cual tiene una figura rectangular, definida por:

$$A_{a9} = B_{fa} * H_{fa} [m^2] \quad (19)$$

En donde:

B_{fa} : Base del filtro de aire [m].

H_{fa} : Altura del filtro de aire [m].

El área del filtro de aire también puede ser de competición, la cual tiene una figura cilíndrica, definida por:

$$A_{a9'} = \pi * \varnothing_{fa} * L_{fa} + \frac{\pi * (\varnothing_{fa}^2)}{4} [m^2] \quad (20)$$

En donde:

\varnothing_{fa} : Diámetro del filtro de aire [m].

L_{fa} : Largo del filtro de aire [m].

2.4.2.4.4 Velocidad de mezcla aspirada.

En el caso de que el ducto de admisión posea más de una válvula, los aumentos o reducciones del mismo no estarán referidos al diámetro de la válvula, sino a su sección. Es por ello que muchas veces resulta más fácil trabajar con las velocidades admisibles que puede tener la mezcla en cada parte del ducto.

Las velocidades reales de la mezcla en cada una de las zonas podrán calcularse y posteriormente ser comparadas con las velocidades admisibles y así determinar si las dimensiones del ducto son correctas o deberán ser alteradas.

Para ello se recurre a la expresión (9) y se obtiene la siguiente igualdad:

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p = V_{za} * A_{za} \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (21)$$

En donde:

V_{za} : Velocidad en la zona de admisión [m/seg].

A_{za} : Área de paso de la zona de admisión [m²].

Despejando:

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{A_{za}} = \frac{V_{mp} * A_p}{A_{za}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (22)$$

En donde:

V_{mp} : Velocidad media del pistón [m/seg].

A_p : Área de la cabeza del pistón [m²].

A_{za} : Área de paso de la zona de admisión [m²].

2.4.2.4.5 Velocidad de mezcla admisible.

- Zona de paso por válvula: 115 m/seg < Vel. admisible 1 < 130 m/seg
- Zona de garganta del ducto: 90 m/seg < Vel. admisible 2 < 105 m/seg

- Zona del pulmón del ducto: 80 m/seg < Vel. admisible 3 < 90 m/seg
- Zona del tubo de admisión: 85 m/seg < Vel. admisible 4 < 95 m/seg
- Zona del cuerpo del carburador: 90 m/seg < Vel. admisible 5 < 105 m/seg
- Zona de la trompeta del carburador: Vel. admisible 6 < Velocidad admisible 5
- Zona del prolongador: Vel. admisible 7 < Velocidad admisible 5
- Zona de la trompeta de admisión: Vel. admisible 8 < Velocidad admisible 7
- Zona del filtro de aire: Vel. admisible 9 < Velocidad admisible 8

2.4.2.5 Longitud del colector de admisión

Se entiende por la longitud del colector de admisión a la distancia existente entre el platillo de la válvula hasta el punto en donde el ducto entra en contacto con el plenum.

Así como los diámetros del ducto definen el régimen de la potencia máxima, su largo modifica la forma de la curva de potencia haciéndola oscilar alrededor del régimen de potencia máxima. Es decir, los colectores largos aumentan la potencia en el extremo inferior y reducen la potencia del extremo superior. Los colectores cortos son totalmente opuestos, reducen la potencia en el extremo inferior y ayudan al motor a mantener la potencia máxima en el extremo superior.

Es recomendable buscar un equilibrio entre ambos factores ya que, si se adoptan diámetros grandes junto a ductos cortos, la potencia del motor estará concentrada en una franja de revoluciones muy angosta y situada a un alto régimen. Caso totalmente desfavorable se presenta para un motor de uso de calle, porque se comportará de mejor manera adoptando diámetros grandes o medianos, con un colector largo. De esta forma la curva de potencia será más plana teniendo una franja de revoluciones muy amplia distribuida entre sus extremos.

En la siguiente imagen se puede observar el efecto que presenta el largo del ducto de admisión:

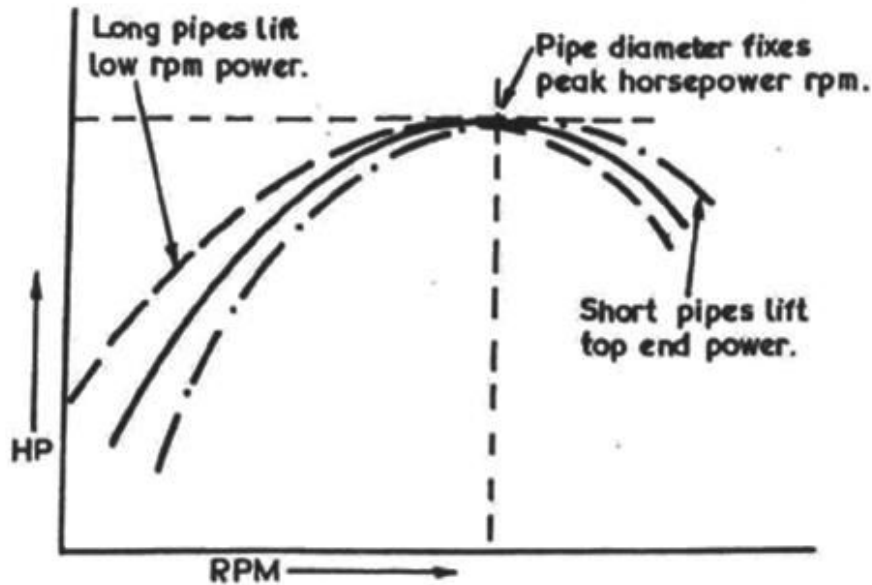


Imagen 22: Potencia vs longitud del colector de admisión

2.4.2.5.1 Sobrealimentación

La alteración de la curva de potencia por la variación del largo del corredor se origina por el fenómeno de sobrealimentación dinámica, esto se puede generar por varios factores:

- **Efecto inercial:** Este efecto es el mayor responsable de la sobrealimentación y se ve presente al final de la fase de admisión, donde la inercia de la carga fresca que se encuentra sufriendo una desaceleración, crea un incremento de presión justo detrás de la válvula. Esto permite que la mezcla siga entrando al cilindro pese a que el pistón ya está en su carrera ascendente. Para aprovechar al máximo este efecto se suele generar un retraso al cierre de la válvula de admisión, de forma tal que éste se produzca cuando la presión interna en el cilindro sea igual a la alcanzada en el ducto de admisión. El efecto inercial de la columna de mezcla dependerá de la velocidad de la mezcla y su masa en el ducto: o sea, el efecto será mayor cuando mayores sean: el régimen de giro, el volumen del plenum y cuanto más largos sean los ductos.
- **Efecto RAM:** Este efecto utiliza la resonancia de la columna de admisión para obtener una mayor presión detrás de la válvula. Al realizar la apertura de la válvula la mezcla contenida en el ducto se pone en marcha a causa de la diferencia de presión entre el cilindro y el conducto. De la válvula parte una onda de depresión en sentido contrario al flujo y que

al llegar al extremo (plenum) se refleja en una onda de compresión provocada por la inercia de la masa de aire en movimiento; esta onda se dirige nuevamente hacia la válvula con el mismo sentido que el flujo.

Si esta onda llega cuando la válvula está a punto de cerrarse, puede obtenerse un efecto de ariete aún mayor, hasta el punto que, en el momento del cierre de la válvula de admisión, la presión en el interior del cilindro puede resultar superior a la presión ambiental, a pesar de las pérdidas de carga en el conducto y en la válvula.

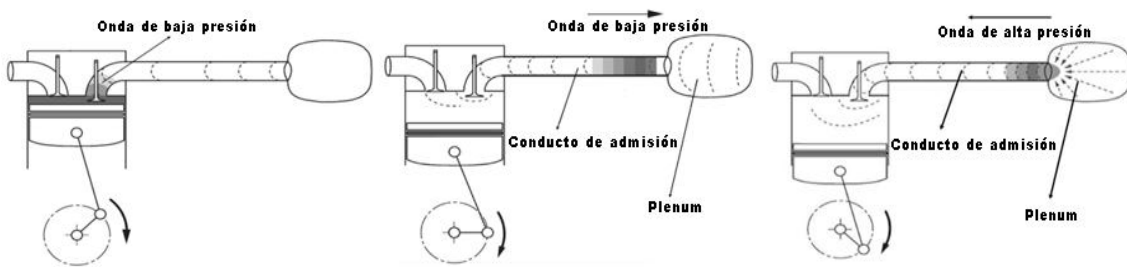


Imagen 23: Propagación de onda en conducto de admisión

2.4.2.5.2 Determinación de longitud

Una de las formas que existe para determinar el largo del ducto de admisión óptimo es a través de la teoría RAM de Chrysler.

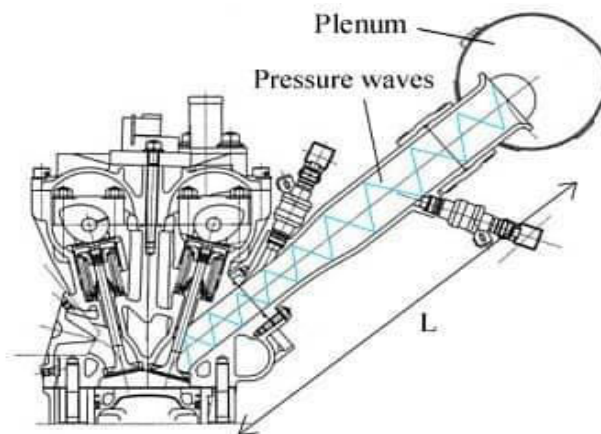


Imagen 24: Longitud del conducto de admisión

La longitud del colector de admisión se puede determinar por:

$$L_{ca} = V_s * \frac{G_{va}}{2 * rpm * 6} [m] \quad (23)$$

En donde:

V_s : Velocidad del sonido [m/seg].

G_{va} : Grados de válvula de admisión [°].

rpm: Régimen de giro del motor [rev/min].

La velocidad del sonido dependerá de la temperatura del medio en el que se propague, teniendo una velocidad de 331 [m/seg] a 0°C, esta se puede determinar por:

$$V_s = 331 + (F_{cs} * T_{adm}) \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (24)$$

En donde:

F_{cs} : Factor de corrección del sonido 0,6 [m/seg * °C].

T_{adm} : Temperatura de la admisión [°].

Para maximizar el efecto RAM se considerarán los grados de válvula de admisión abierta que se determinara a partir de:

$$G_{vaa} = G_{aaa} + 180^\circ + G_{rca} [^\circ] \quad (25)$$

En donde:

G_{aaa} : Grados de anticipo a la apertura de la admisión [°].

G_{rca} : Grados de retraso al cierre de la admisión [°].

2.4.2.5.3 Numero de rebote

La expresión (23) representa el largo que deberá tener el colector de admisión para que la onda se desplace desde la válvula al plenum y retorne nuevamente a la válvula. De esta forma la onda contará con solo un rebote y brindará el mayor efecto de sobrellenado en el cilindro.

Pero debido a que esta longitud muchas veces resulta excesiva y físicamente imposible de implementar en el espacio disponible al sistema de admisión, la longitud calculada podrá ser dividida por un número entero; este número representará la cantidad de rebotes que tendrá la onda. Pero a medida que se incrementan los rebotes se produce una pérdida de energía que disminuye el efecto de sobrealimentación de la onda y se reduce el intervalo de revoluciones en el que obtiene la ganancia.

Tabla 6: Ganancia de llenado vs rebote de onda

Rebotes de onda	Inicio de las ganancias	Fin de las ganancias	Incremento de llenado
2	89% * rpm	108% * rpm	%10
3	91% * rpm	104% * rpm	%7
4	93% * rpm	104% * rpm	%4

2.4.2.6 Forma del puerto de admisión

Se denomina puerto de admisión a la parte del ducto contenida en la tapa de cilindro, el puerto más común es el del tiro curvo. Estos puertos son muy comunes en motocicletas ya que presentan una restricción de altura debido al espacio ocupado por el tanque de nafta que obliga a que los sistemas de admisión tengan un tiro horizontal, presentan una mayor pérdida de carga que el puerto descendente debido a la gran curvatura que presenta el ducto en el área cercana a la válvula.

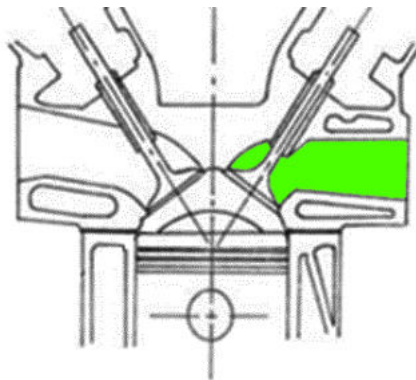


Imagen 25: Forma del puerto de admisión

2.4.2.6.1 Pérdidas del puerto de tiro curvo

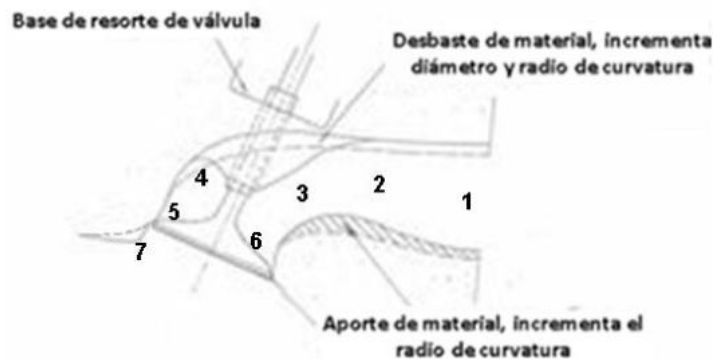


Imagen 26: Pérdidas del puerto de admisión

- **Sector 1:** Se tiene una pérdida de carga del 4% debido a los rozamientos de la mezcla con las paredes del ducto.
- **Sector 2:** Se tiene una pérdida de carga del 2% debido a la contracción que tiene el ducto con el fin de incrementar el arrastre de las partículas de nafta.
- **Sector 3:** Se tiene una pérdida de carga del 11% debido a la curvatura que posee el soporte de la guía de válvula.
- **Sector 4:** Se tiene una pérdida de carga del 4% debido a expansión que sufre la mezcla detrás de la guía de válvula.
- **Sector 5:** Se produce una pérdida de carga del 15% debido a la contracción en el casquillo de asiento de válvula.
- **Sector 6:** Se produce una pérdida de carga del 17% debido a la curvatura de la válvula.
- **Sector 7:** Se produce una pérdida de carga del 31% debido a la expansión a la salida de la válvula.

2.4.2.6.2 Modificación del puerto con tiro curvo

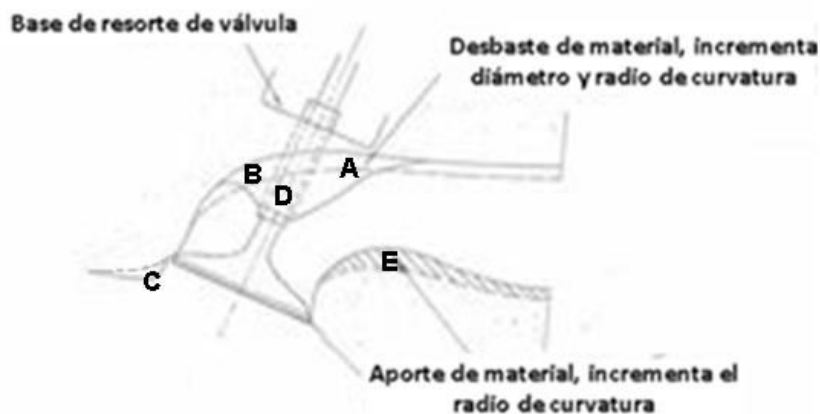


Imagen 27: Modificación del puerto de admisión

- **Zona A:** Se desbasta la zona A comprendida por la parte superior del puerto desde su inicio hasta la guía de válvulas, si bien el puerto solo se puede elevar aproximadamente entre 3 a 3,5 mm ya que se encuentra limitado por el asiento del resorte de válvula, esto ayuda a incrementar el radio de la curva reduciendo la pérdida de carga. Además, se elimina la curvatura del soporte

de la guía de válvula aumentando así la sección del puerto y permitiendo un mayor flujo de la mezcla.

- **Zona B:** Se desbasta la zona B ubicada en la parte posterior a la guía de válvula para tener un incremento de la sección y así lograr una menor expansión de la mezcla luego de la guía. Además, esto permite redirigir mejor los gases al incrementar el radio de la curvatura.
- **Zona C:** Se desbasta la zona C ubicada en el cielo de la cámara entre las válvulas de admisión y escape, esto evita que la mezcla choque contra el material, produce una expansión del mismo más progresiva y mejora el efecto tumble al dirigir el flujo hacia el borde de la camisa en vez de hacia el pistón.
- **Zona D:** Se desbasta la zona D, representada por la guía de válvula que se introduce en el puerto. Para motores de carreras el desbaste suele ser total, eliminando todo saliente de la misma en el puerto, pero si bien aumenta la sección de paso de la mezcla disminuye la refrigeración de la válvula y esto genera una reducción en la vida útil de la guía. Es por ello que para motores de calle se recomienda hacer un corte parcial de la guía dándole a la punta un acabado cónico, de esta forma se consigue reducir la restricción del flujo sin sacrificar aún más la longitud de la guía.
- **Zona E:** Se realiza un aporte de material en la Zona E, ubicada en la parte inferior del puerto, esto se puede realizar mediante aporte de aluminio o por medio de epoxi, con ello se consigue aumentar aún más el radio de curvatura del puerto. Para ayudar aún más el flujo de mezcla, el puerto debe hacerse gradualmente más ancho, de modo que en la curva ya no sea redondo sino ovalado. Un puerto redondo típico de 30 mm se estrecharía en altura a 23 mm (debido al aporte de material) y se incrementaría el ancho a unos 37 mm como se puede observar en la imagen 27.

2.4.2.7 Rediseño de válvula de admisión

Si las válvulas se agrandan hasta el límite y se utilizan levas de gran alzada se obtendrán grandes cantidades de potencia. Es increíble cuantas personas están atrapadas por esa mentira, lo cierto es que estos dos factores determinan la velocidad de la mezcla en el paso por válvula, y como ya se vio, la velocidad está acompañada de la inercia y la turbulencia, factores beneficiosos para la homogeneización de la mezcla y efectos del sobrellenado del cilindro. Si se tiene una velocidad de paso por válvula muy elevada el motor tendrá una buena potencia en el rango medio pero se ahogara a altas revoluciones y si se tiene una velocidad baja, la potencia del motor a altas revoluciones será buena, pero se

perderá potencia en el rango medio debido a problemas de falta de inercia, condensación de nafta y reversión del flujo; es más, velocidades muy bajas a veces suelen dañar la potencia aun a altas revoluciones por problemas de falta de inercia y combustión incompleta debido a la falta de turbulencia en el cilindro.

Debido a estos problemas la velocidad de paso por válvula deberá encontrarse dentro del rango especificado en el punto 2.4.2.4.5 y existen dos formas de alcanzarla:

La primera y más comúnmente utilizada es de conservar el diámetro de la válvula original y compensar la falta de área utilizando una leva de granalzada. La segunda y mejor configuración es incrementar el diámetro de válvula y utilizar levas de pequeña alzada, esto se basa en que, si bien ambas generan la misma velocidad de paso por válvula, la leva de mayor alzada tendrá una alzada media menor, en pocas palabras la leva estará más tiempo abriendo y cerrando, por lo que tendrá una menor permanencia máxima.

Debido a ello, aquellos motores que opten por la primera configuración tendrán la franja de potencia con un límite superior menor al de la segunda configuración por problemas de flujo a altas rpm, este parámetro se desarrollará más adelante a la hora de rediseñar el perfil de la leva.

2.4.2.7.1 Determinación de los límites geométricos

A la hora de establecer un incremento en el diámetro de las válvulas habrá cuatro dimensiones fundamentales que determinarán si es factible la implementación de la válvula requerida, estas dimensiones se pueden apreciar en la siguiente imagen:

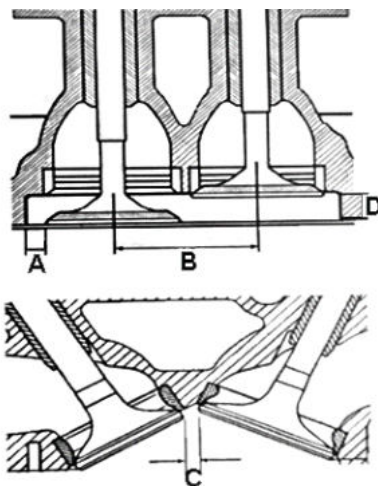


Imagen 28: Límites geométricos

Será posible la implementación de una válvula si:

- **Dimensión A:** Si la distancia entre la válvula de admisión y la camisa es menor al incremento del radio de la válvula.
- **Dimensión B:** Si la distancia entre las guías de válvula de admisión es mayor al diámetro de la válvula a implementar.
- **Dimensión C:** Si la distancia entre las válvulas de admisión y escape es mayor a la suma de los incrementos radiales de ambas válvulas mencionadas.
- **Dimensión D:** En una cámara de combustión hemisférica, al encontrarse las válvulas con cierta inclinación, al hundirlas se produce un incremento de la distancia C, pero el hundimiento de la válvula debe permitir la correcta regulación de la luz de válvula contemplando su desgaste.

En el caso de que se cumplan todos estos requisitos la válvula podrá ser implementada en la tapa de cilindro.

2.4.2.7.2 Determinación del diámetro de la válvula

La determinación de la válvula de admisión se puede llevar a cabo de varias maneras, autores como Stefano Gillieri en su libro (Preparación de motores de serie pág.175) determinan su dimensión a través de:

$$\varnothing_{va} = \sqrt{\frac{V_{cil} * n}{\pi * V_{a1} * C_{pe}}} * 10 [mm] \quad (26)$$

En donde:

V_{cil} : Volumen de cilindrada [cm^3].

n : Régimen de la potencia máxima [rpm].

V_{a1} : Velocidad de paso por válvula de admisión [m/seg].

C_{pe} : Constante de proporcionalidad empírica = 750

En cambio, hay autores como Graham Bell que en su libro (Four stroke performance tuning pág. 35) sugieren su dimensión dependiendo del valor de cilindrada y la cantidad de válvulas de admisión que posean.

Tabla 7: Diámetro de válvula de admisión

Motores de 2 valvulas por cilindro	
CC del cilindro	Diámetro de valvula de admision mm
125	29,5
200	32 a 33,5
250	33,5 a 35
275	35 a 37
325	37 a 39
375	39,5 a 40,5
400	41 a 42,5
450	43 a 44,5
500	44,5 a 47
600	51
Motores de 4 valvulas por cilindro	
CC del cilindro	Diámetro de valvula de admision mm
250	29,5
325	32
400	33
450	34
500	35
600	38
700	40,5
800	42

2.4.2.7.3 Determinación del perfil de la válvula

Las válvulas de admisión en muchos motores tienen la forma de un tulipán, siendo una forma muy amigable con el flujo de la mezcla. Aun así, se pueden realizar ciertas modificaciones que aumentarán aún más el flujo a través de las mismas.

Para mejorar el flujo se puede realizar un desbaste con un ángulo de 30° entre la transición de la curvatura de la cabeza de válvula y el asiento de la misma. Esto eliminará cualquier escalonamiento que pueda generar alguna restricción al flujo. Además, se recomienda pulir las válvulas para impedir la acumulación de carbonilla y productos residuales de la combustión que puedan ir degradando el flujo de la mezcla.



Imagen 29: Ángulos de la válvula de admisión

No se debe olvidar que la función principal de la válvula es la de generar un buen sello de la cámara de combustión, esto lo realiza a través de su asiento, el cual tendrá un ángulo de inclinación con el platillo de la válvula de 45° para aquellos motores que funcionan a un alto número de revoluciones.

2.4.2.7.4 Determinación de la holgura válvula pistón

Es sabido que, al incrementar el diámetro de la válvula, o realizar un cambio en el perfil de la leva o en la cabeza del pistón, aumenta la posibilidad de que el platillo de la válvula toque la cabeza del pistón.

Para esto, es necesario montar todos los componentes como si el motor fuese a funcionar normalmente y se debe hacer girar el cigüeñal hasta que la leva alcance su máxima alzada. En este momento, entre la cabeza del pistón y el platillo de la válvula, debe quedar como mínimo una luz entre 1,5 y 2 mm aproximado

Esa distancia es para prevenir que, ante una exigencia extrema como puede ser una pasada de régimen del motor, las válvulas no choquen contra el pistón.

Esta medida puede variar si el diámetro de la válvula se encuentra muy cercano al máximo o si el perfil de la leva es muy rápido o brusco.

En el caso de que hubiese que aumentar esta distancia, será necesario hacerlo con una fresa del diámetro de la válvula que tenga un eje del mismo diámetro que el vástago de la válvula. No se aconsejan realizar rebajes mayores a 6 o 7 mm ya que pueden debilitar la cabeza del pistón.

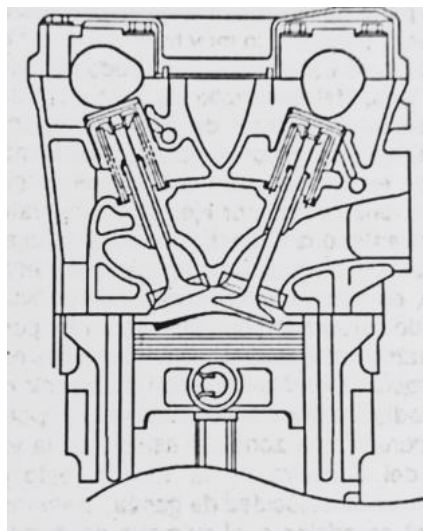


Imagen 30: Holgura válvula- pistón

2.4.2.8 Rediseño del casquillo de la válvula de admisión

El casquillo de la válvula es un inserto de forma cilíndrica que se coloca a presión en la tapa de cilindro y construido con un material de alta dureza. Este componente tiene tres finalidades: una es garantizar el sellado de la cámara de combustión por mucho más tiempo de lo que lo haría la válvula trabajando sobre el aluminio, otra es refrigerar el platillo de la válvula a través de su asiento y la última. guiar el flujo admitido dentro del cilindro.

Además, la ventaja de usar casquillos de asiento de válvulas es que, en caso de presentarse deformaciones por desgaste o exceso de temperatura, éste puede ser reemplazarse por uno nuevo, sin grandes complicaciones.

2.4.2.8.1 Determinación del material del casquillo

El material del casquillo de válvula debe cumplir con tres características fundamentales: dureza para tener una buena resistencia al desgaste, buena dilatación térmica para mantener el apriete durante los aumentos de temperatura y buena conductividad térmica para ofrecer a la válvula una buena refrigeración.

En la actualidad los casquillos de válvulas estándares para motores nafteros son fabricados de fundición de hierro gris con agregados de cromo y molibdeno, mediante un proceso de centrifugado que permite lograr un material más compacto, homogéneo y libre de porosidades internas. Dependiendo de su tratamiento térmico, estos casquillos, suelen presentar una dureza Brinell de entre 180 a 240 HB.

En el caso de la competición se utilizan casquillos de bronce al berilio o bronce UNS C17200; éste se encuentra compuesto por cobre, aluminio, berilio, cobalto y silicio, presentando las mejores características de dureza y de resistencia en comparación al resto de aleaciones de cobre comerciales; estos casquillos suelen presentar una dureza Brinell hasta de 200 a 320 HB. Lamentablemente este material se encuentra en desuso debido a que genera gases que pueden provocar la beriliosis.

En su reemplazo se puede seleccionar el bronce al aluminio o bronce ASTM C95500 que se encuentra compuesto por cobre, aluminio, hierro, níquel y manganeso. Este material tiene excelentes características de resistencia a la corrosión, la fricción, al desgaste, la fatiga y el impacto, siendo un buen conductor, tanto de la electricidad, como del calor. Suelen presentar una dureza Brinell de entre 175 a 210 HB.

A continuación, se puede ver de izquierda a derecha, un casquillo de válvula de acero, uno de bronce al berilio y uno de bronce al aluminio.



Imagen 31: Materiales del casquillo de asiento de válvula

En la tabla 8 se pueden ver los coeficientes de dilatación térmica de diferentes metales:

Tabla 8: Coeficientes de dilatación térmica

Material	Coefficiente de expansión 1/°C
Aluminio	0,000024
Bronce	0,0000162
Acero	0,000012

El material de mayor dilatación térmica es el aluminio, elemento del cual se encuentra constituida la tapa de cilindro, y el metal que tiene una dilatación más cercana corresponde a las aleaciones de bronce, teniendo una amplia diferencia con el acero. Esto es muy importante ya que, con el incremento de la temperatura, si los materiales dilatan de manera muy diferente, los casquillos pueden perder el apriete dado en su inserción y se suelen salirse en funcionamiento. Esto puede hacer que la válvula no termine de cerrar y que choque contra la cabeza del pistón dañando al motor.

Por último, analizando la conductividad térmica de diversos materiales (Tabla 9):

Tabla 9: Coeficientes de conductividad térmica

Material	Conductividad térmica W/m * °C
Aluminio	237
Bronce	186
Acero	58

Se advierte que el material con mayor conductividad térmica, después del aluminio y casi triplicando la conductividad del acero, es el bronce. Esta propiedad también es importante

ya que, si el casquillo no posee una buena conductividad térmica, puede provocar recalentamientos, tanto en la válvula, como en el casquillo, produciendo deformaciones en el asiento y perdiendo la estanqueidad necesaria en la cámara de combustión

Para finalizar, se puede afirmar que el material a utilizar, por excelencia, es el bronce al berilio y en caso de no estar disponible deberá seleccionarse el bronce al aluminio, por encima de cualquier aleación de acero.

2.4.2.8.2 Determinación de las dimensiones del casquillo

El diámetro exterior del casquillo debe ser al menos igual o mayor al diámetro de la válvula; esta dimensión dependerá del espacio disponible entre válvulas o entre la válvula y la rosca de la bujía. El diámetro interior del casquillo corresponderá al diámetro \varnothing_{ga} calculado en el punto 2.4.2.4.3, quedando solo la altura del casquillo que ronda entre los 6 a 10 mm, normalmente se utilizan casquillos de 8 mm dependiendo la disponibilidad de material entre el cielo de la tapa y la cámara del refrigerante.

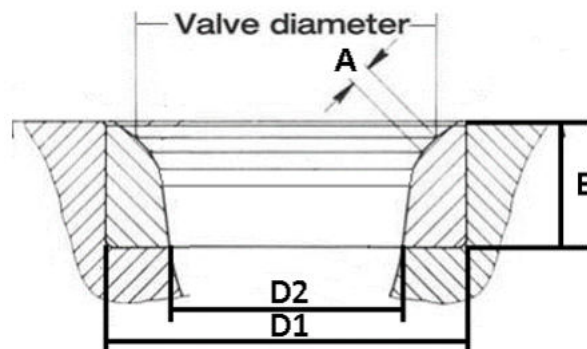


Imagen 32: Dimensiones del casquillo de asiento de válvula

Como se vio en el punto 2.4.2.7.3, el asiento de la válvula deberá ser de 45° y tener un ancho de 1 mm, teniendo un límite de servicio al alcanzarse los 2 mm, en donde deberá rectificarse nuevamente. Un asiento demasiado fino hará que la refrigeración del platillo de la válvula sea deficiente, mientras que uno muy grueso dificultará el flujo de la mezcla admitida. El diámetro exterior del asiento deberá ser entre 0,38 mm a 0,5 mm menor que el diámetro de la cabeza de la válvula para poder realizar los ángulos de transición.

2.4.2.8.3 Determinación de los ángulos del casquillo

Para aumentar el redireccionamiento del flujo, logrando una mayor eficiencia volumétrica y mayor turbulencia dentro del cilindro, además del ángulo de asiento de válvula,

en el casquillo deberán realizarse cortes de entrada y de salida de la mezcla. Cada uno de estos cortes tendrá un ángulo diferente para realizar el cambio de la dirección del flujo de una manera más progresiva. A estos casquillos de válvula se los llama multiángulos.

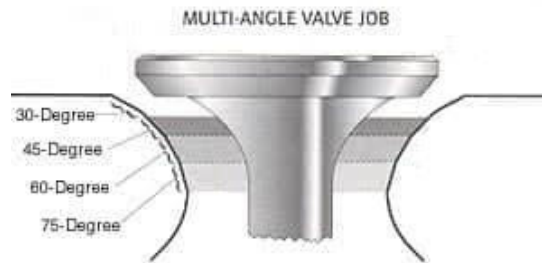


Imagen 33: Ángulos del casquillo de asiento de válvula

Pruebas en el flujómetro han demostrado mejoras significativas al realizar los siguientes cortes en el mismo sentido de flujo.

El primero corresponde al ángulo de entrada; este posee 75° y se encuentra seguido a la garganta del casquillo. Luego se encuentra el ángulo de transición, que posee unos 60° y es el que encausa el flujo hacia el asiento de válvula, el cual posee unos 45° . Por último, se encuentra el corte del ángulo de salida, que es el responsable de que la expansión de la mezcla sea progresiva y posee un ángulo de 30° .

A continuación, se muestran las curvas entregadas por un flujómetro (Imagen 34):

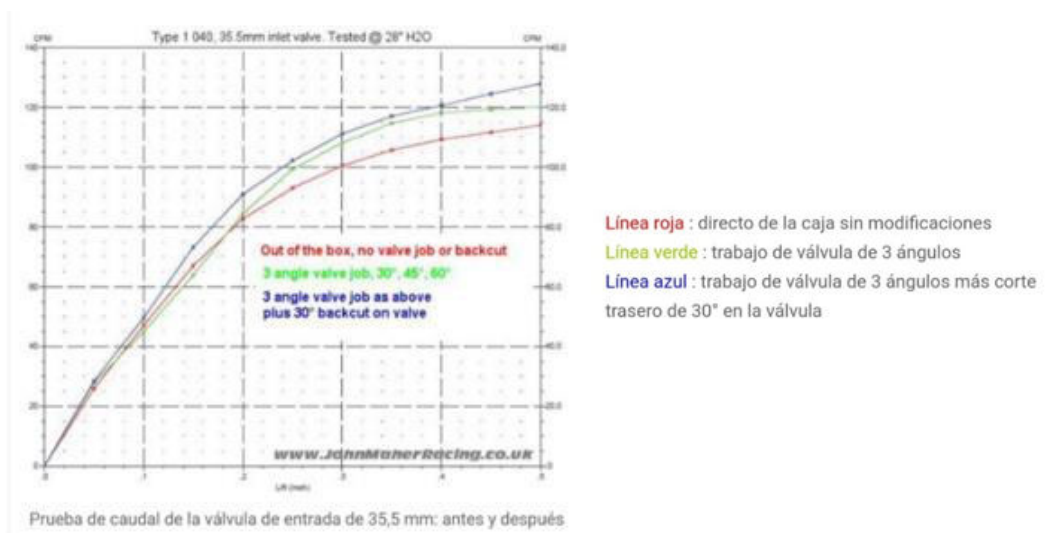


Imagen 34: Variaciones de caudal vs ángulos del casquillo

2.4.2.9 Rediseño de la guía de la válvula de admisión.

Como se vio en el punto 2.4.2.6.2, el rediseño de la guía de válvula tiene por finalidad incrementar el área de paso de la mezcla, para disminuir la pérdida de carga en el puerto de admisión. Esto debe realizarse sin comprometer las funciones de la guía, que a grandes rasgos son:

- Garantizar el movimiento alternativo de la válvula sin ninguna oscilación.
- Refrigerar la válvula conduciendo el calor desde su vástago, a través de la guía hacia la tapa de cilindro.
- Garantizar, a través de su reten de válvula, que el lubricante existente en la bancada de levas no se introduzca a la cámara de combustión.

Estas tres funciones dependerán de la longitud de la guía, el apriete con la tapa de cilindro y el juego con el vástago de la válvula. Sobre ellos se deberá trabajar para obtener el máximo rendimiento sin comprometer notablemente su fiabilidad.

2.4.2.9.1 Determinación del material de la guía

Al igual que los casquillos de asiento de válvula, las guías deberán ser de un material que cumpla con tres características fundamentales, dureza (resistencia al desgaste), buena dilatación térmica (mantiene el apriete durante los incrementos de temperatura) y buena conductividad térmica (buena refrigeración a la válvula).

En la actualidad las guías de válvulas se encuentran compuestas por los mismos materiales que los casquillos de asiento de válvula y su principio de selección es el mismo que fue explicado anteriormente en el punto 2.4.2.8.1

2.4.2.9.2 Determinación del juego de la guía

Es de gran importancia brindarle atención al huelgo que será necesario establecer entre la guía y el vástago de la válvula para que esta funcione correctamente, ya que, un huelgo demasiado pequeño generará una falta de lubricación, dificultad de movimiento y agarre por dilatación térmica en el vástago de la válvula como se muestra en la siguiente imagen.

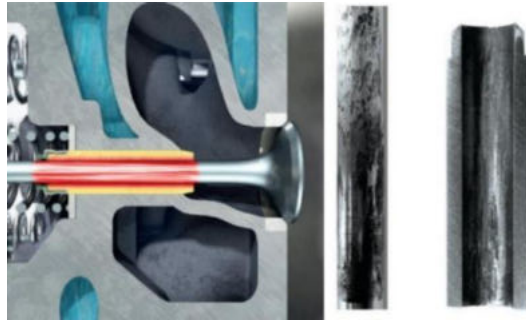


Imagen 35: Falta de huelgo en guía de válvula

Un huelgo demasiado grande generara pérdidas de lubricante que al contacto con los gases calientes pueden generar carbonizaciones considerables en el área del vástago de la válvula, lo que generará dificultad en el movimiento de la misma y puede llegarse al extremo de impedir el cierre de la misma, provocando el sobrecalentamiento en la superficie del asiento. En la siguiente imagen se ilustra lo mencionado.

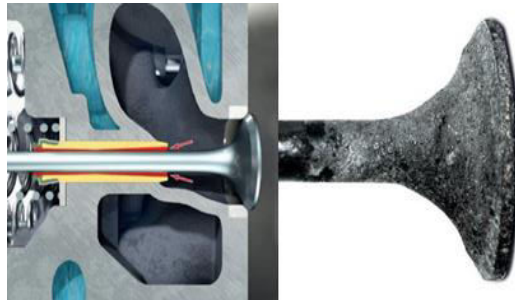


Imagen 36: Exceso de huelgo en guía de válvula

Diversos manuales recomiendan un huelgo de entre 0,01 mm y 0,037 mm para la guía de admisión teniendo un límite de servicio de 0,07 mm.

Se debe tener en cuenta que grandes huelgos degradaran rápidamente el retén de la guía de válvula provocando filtraciones de aceite a la cámara de combustión y ocasionando bocanadas de humo por el escape, generalmente a la hora de arrancar el motor.

Para ser más precisos, este huelgo se puede determinar a través de las fórmulas de dilatación térmica lineal.

La dilatación del orificio de la guía de válvula está dada por:

$$\varnothing_{fgva} = \varnothing_{gva} * (1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gva}) [mm] \quad (27)$$

En donde:

\emptyset_{fgva} : Diámetro final de la guía de válvula de admisión [mm].

\emptyset_{gva} : Diámetro de la guía de válvula de admisión [mm].

Cdt_{gv} : Coeficiente de dilatación térmica de guía de válvula [$1/^{\circ}C$].

ΔT_{gva} : Gradiente térmico de la guía de válvula de admisión [$^{\circ}C$].

Teniendo en cuenta que:

$$\emptyset_{gva} = \emptyset_{vva} + H_{gva} [mm] \quad (28)$$

En donde:

\emptyset_{vva} : Diámetro del vástago de la válvula de admisión [mm].

H_{gva} : Huelgo de la guía de válvula de admisión [mm].

Reemplazando la expresión (28) en la (27) se tiene:

$$\emptyset_{fgva} = (\emptyset_{vva} + H_{gva}) * (1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gva}) [mm] \quad (29)$$

La dilatación del vástago de la válvula está dada por:

$$\emptyset_{fvva} = (\emptyset_{vva}) * (1 + Cdt_{vv} * \Delta T_{vva}) [mm] \quad (30)$$

En donde:

\emptyset_{fvva} : Diámetro final del vástago de la válvula de admisión [mm].

\emptyset_{vva} : Diámetro del vástago de la válvula de admisión [mm].

Cdt_{vv} : Coeficiente de dilatación térmica de guía de válvula [$1/^{\circ}C$].

ΔT_{vva} : Gradiente térmico de la guía de válvula de admisión [$^{\circ}C$].

Durante el funcionamiento en régimen del motor se debe garantizar un huelgo de una centésima de milímetro entre ambos elementos:

$$\emptyset_{fgva} = \emptyset_{fvva} + 0,01 mm [mm] \quad (31)$$

Reemplazando las expresiones (29) y (30) en la (31), y despejando el huelgo de la guía de válvula se tiene:

$$H_{gva} = 0,01 \text{ mm} + \frac{\emptyset_{vva} * (1 + Cdt_{vv} * \Delta T_{vva})}{(1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gva})} - \emptyset_{vva} [\text{mm}] \quad (32)$$

En donde:

- Los coeficientes de dilatación térmica están determinados en la tabla 8.
- La temperatura inicial tanto del vástago, como de la guía, serán 25°C.
- La temperatura de trabajo del vástago de la válvula de admisión es 300°C.
- La temperatura de la guía de válvula de admisión será igual a la temperatura de la tapa de cilindro.

2.4.2.9.3 Determinación del largo de la guía

Como se vio en el punto 2.4.2.6.2 el recorte de la guía de válvula puede incrementar el rendimiento volumétrico a expensas de reducir la refrigeración del vástago de la válvula.

En el caso de la admisión, la refrigeración de la válvula además de llevarse a cabo a través de su guía, se produce por medio del contacto con la mezcla que se encuentra a una menor temperatura, esto permitirá tener guías de válvula de admisión más cortas que las de escape.

Pero al fin de cuentas, el recorte que se realizará a la guía de admisión dependerá del uso al cual estará destinado el motor.

Para el caso de un motor de uso intermitente y periodos no prolongados se puede recortar la totalidad de la guía como se muestra en la a continuación.



Imagen 37: Guías de válvulas recortadas totalmente

Para el caso de un motor de uso intensivo y periodos prolongados se puede recortar parcialmente la guía con una terminación cónica de su punta como se muestra a continuación en la Imagen 38; esto permite aumentar el largo de la guía y disminuir la restricción del flujo.

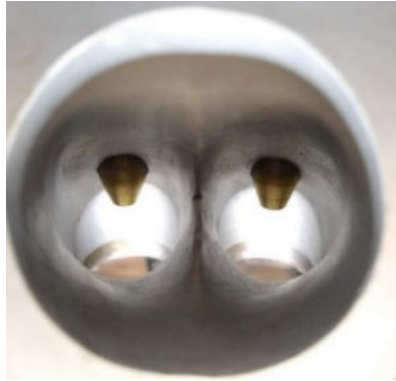


Imagen 38: Guías de válvulas recortadas parcialmente

2.4.3 Mejora en el sistema de escape

Al momento de producirse la combustión, el fluido de trabajo se encuentra compuesto por aire, combustible y gases residuales de la combustión anterior. Estos gases son los responsables de reducir el rendimiento volumétrico ya que ocupan un volumen destinado a la carga admitida y a su vez provocan una dilatación del aire admitido provocando que ingrese menos masa de aire fresco al cilindro por cada ciclo. A la relación entre la masa fresca admitida con respecto a los gases residuales se lo denomina factor de dilución, y es el responsable de la reducción de potencia a alto régimen.

La finalidad de establecer una mejora en el sistema de escape consiste en incrementar el rendimiento volumétrico aumentando la cantidad de gases evacuados en la etapa del escape para así disminuir el factor de dilución y obtener una mayor potencia.

2.4.3.1 Rediseño del colector de escape

A la hora de establecer una repotenciación de un motor, un paso fundamental consiste en el retrabajo del ducto de escape, este paso es de gran importancia ya que es uno de los factores fundamentales para lograr desalojar los gases del producto de la combustión y obtener un buen llenado del cilindro.

El colector de escape se diseñará en función del diseño ya establecido del colector de admisión de tal forma que ambos trabajen en conjunto para definir el régimen de potencia máxima.

Este proceso de rediseño será necesario ya que, al producir un incremento de cilindrada, los diámetros del ducto deben adaptarse a un nuevo caudal de gases, el cual requerirá distintas velocidades óptimas dependiendo de la parte del ducto.

El rediseño del colector de escape, al igual que el de admisión, se puede realizar de dos formas: la primera es fijando la velocidad deseada en el ducto y a partir de ella determinar las dimensiones del mismo, o en forma inversa, a partir de las dimensiones fijadas determinar si las velocidades del flujo se encuentran dentro de las admisibles. Se recomienda implementar el último método ya que son las dimensiones quienes permitirán saber si el rediseño es posible o no. Muchas veces existen distintos elementos o espesores de materiales que imposibilitan una implementación ideal y es por ello que resultará mucho más práctico tener una herramienta de calculo que permita visibilizar las velocidades en función de los cambios de los diámetros; de esta forma el rediseño será mucho más dinámico.

2.4.3.1.1 Partes del colector de escape

Se puede considerar que el colector de escape es mucho más noble que el de admisión, esto se debe a que, la diferencia de presiones entre sus extremos es menor, no se requieren ningún tipo de turbulencia y el fluido a transportar se encuentra compuesto por un solo componente.

Debido a esto el colector de escape se encuentra compuesto por una forma tronco cónica acodada, con la finalidad de utilizar la energía cinética de los gases y brindar un mayor vacío en la cabeza de la válvula, generando así un mayor vaciado del cilindro.

Analizando la siguiente imagen se puede ver la forma de un ducto de escape ideal.

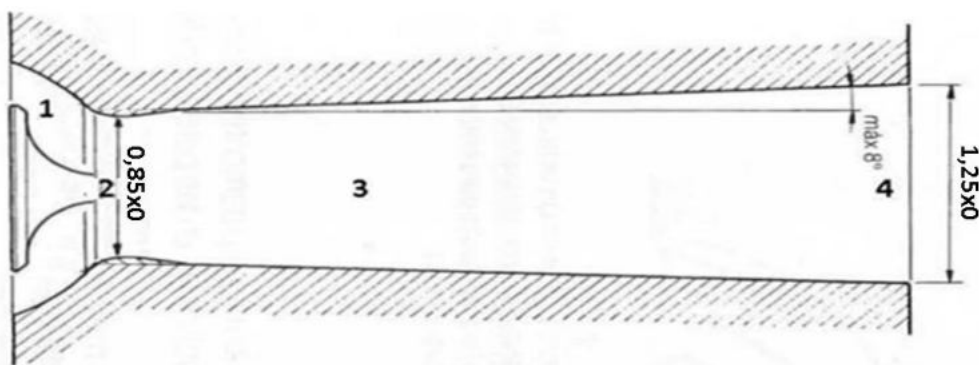


Imagen 39: Forma ideal del ducto de escape



Imagen 40: Forma ideal del ducto de escape

Partiendo de izquierda a derecha se pueden encontrar las siguientes zonas:

- **Zona de paso por válvula (1):** Esta zona se encuentra en el cielo de la tapa de cilindro y funciona como un área de transición entre el cilindro y el ducto. El área de paso por válvula dependerá del diámetro de la válvula adoptada así también como de la alzada de la leva empleada las velocidades adoptadas para la circulación de los gases serán entre un 15% mayores a las del ducto de admisión.
- **Zona de garganta del ducto (2):** Esta zona se encuentra a continuación del asiento de la válvula y es la zona de menor área, esto se debe a que el diámetro del ducto se reduce al 85 u 86% del diámetro de la válvula, esta reducción se realiza para producir una aceleración de los gases y así lograr un punto de menor presión fuera del cilindro, esto ayuda al vaciado de los gases y evita el contraflujo al final de la etapa de escape.
- **Zona de convergencia del ducto (3):** Luego de la garganta del ducto, el diámetro del mismo se incrementará hasta llegar al 100% del diámetro de la válvula, a esta zona se la conoce como la convergencia del ducto, tiene una forma ovalada que a lo largo del puerto de escape ira tendiendo a una forma circular uniforme.
- **Zona del primario del escape (4):** Es la zona donde se abandona el puerto de escape de la tapa de cilindro y empieza la primera porción del escape el cual tiene un diámetro constante a lo largo de su longitud. Este diámetro será aproximadamente un 25% mayor al diámetro adoptado para la válvula de escape, este incremento se realiza para crear un efecto difusor y aprovechar la

energía cinética del conducto para aumentar la depresión en la zona de la garganta del ducto.

- **Zona del secundario del escape (5):** Esta es una zona de transición entre los extremos del caño de escape comprendida entre el tramo vertical y el tramo horizontal del caño de escape, su diámetro es mayor que la sección primaria y menor que la del colector de escape.
- **Zona del colector de escape (6):** Esta es una zona final del caño de escape, su diámetro debe coincidir con la entrada del silenciador y debe ser mayor al del secundario, este estará provisto en su extremo por una brida, una abrazadera o un sistema de resortes u otro elemento de fijación.
- **Zona del silenciador (7):** Es la zona del último elemento del escape, su función consiste realizar una pre expansión de los gases antes de salir a la atmosfera con el fin de reducir la contaminación sonora que producen los gases al salir por el escape debido a la diferencia de presión, estos pueden ser de diferente forma dependiendo del fabricante y de diversos volúmenes, en algunos casos cuentan con amortiguadores de sonido en su salida, estos no son recomendables en la competición ya que reducen el diámetro de salida y aumenta la pérdida de carga del sistema pero por normativas ambientales muchas veces deben ser implementados.

2.4.3.1.2 Áreas de paso

Analizando cada una de las zonas, como figuras geométricas simples, se pueden determinar las áreas de paso del flujo:

- **Zona de paso por válvula:**

El área de paso por válvula es un área tronco cónica definida por:

$$A_{e1} = \pi * \varnothing_{ve} * A_{lze} * \cos(\alpha) [m^2] \quad (33)$$

En donde:

\varnothing_{ve} : Diámetro de la válvula de escape [m].

A_{lze} : Alzada de la leva de escape [m].

α : Ángulo del asiento de la válvula [°].

➤ **Zona de la garganta del ducto:**

El área de paso por la garganta del ducto se encuentra definida como el área del ducto menos el área que generan el vástago y la guía de la válvula, pero a fines prácticos estas se consideran despreciables como se expresa a continuación:

$$A_{e2} = \frac{\pi * (\varnothing_{ge}^2)}{4} - \frac{\pi * (\varnothing_{vve}^2)}{4} [m^2] \quad (34)$$

En donde:

\varnothing_{ge} : Diámetro de la garganta del casquillo de escape [m].

\varnothing_{vve} : Diámetro del vástago de la válvula de escape [m].

➤ **Zona de convergencia del ducto:**

Debido a la convergencia del ducto, esta área es de forma elíptica, definida por:

$$A_{e3} = \frac{\pi * (\varnothing_{hce} * \varnothing_{vce})}{4} [m^2] \quad (35)$$

En donde:

\varnothing_{hce} : Diámetro horizontal de convergencia del ducto de escape [m].

\varnothing_{vce} : Diámetro vertical de convergencia del ducto de escape [m].

➤ **Zona del primario del caño de escape:**

Es el área circular comprendida por la primera parte del caño de escape definida por:

$$A_{e4} = \frac{\pi * (\varnothing_{pe}^2)}{4} [m^2] \quad (36)$$

En donde:

\varnothing_{pe} : Diámetro del primario del caño de escape [m].

➤ **Zona del secundario del caño de escape:**

Es el área circular comprendida por la segunda parte del caño de escape definida por:

$$A_{e5} = \frac{\pi * (\varnothing_{se}^2)}{4} [m^2] \quad (37)$$

En donde:

\varnothing_{se} : Diámetro del secundario del caño de escape [m].

➤ **Zona del colector del caño de escape:**

Es el área circular comprendida por la última parte del caño de escape definida por:

$$A_{e6} = \frac{\pi * (\varnothing_{ce}^2)}{4} [m^2] \quad (38)$$

En donde:

\varnothing_{ce} : Diámetro del colector del caño de escape [m].

➤ **Zona del silenciador:**

Es el área circular comprendida por la última parte del sistema de escape definida por:

$$A_{e7} = \frac{\pi * (\varnothing_{sie}^2)}{4} [m^2] \quad (39)$$

En donde:

\varnothing_{sie} : Diámetro del silenciador de escape [m].

2.4.3.1.3 Velocidad de los gases de escape

Las velocidades reales de los gases en cada una de las zonas podrán calcularse y posteriormente ser comparadas con las velocidades admisibles y así determinar si las dimensiones del ducto son correctas o deberán ser alteradas.

Para ello se recurre a la expresión (9) y se obtiene la siguiente igualdad:

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p = V_{ze} * A_{ze} \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (40)$$

En donde:

V_{ze} : Velocidad en la zona de escape [m/seg].

A_{ze} : Área de paso de la zona de escape [m²].

Despejando:

$$V_{ze} = \frac{V_{mp} * A_p}{A_{ze}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (41)$$

En donde:

V_{mp} : Velocidad media del pistón [m/seg].

A_p : Área de la cabeza del pistón [m²].

A_{ze} : Área de paso de la zona de escape [m²].

2.4.3.1.4 Velocidad de gases admisible

- Zona de paso por válvula: 130 m/seg < Vel. admisible 1 < 150 m/seg
- Zona de garganta del ducto: 140 m/seg < Vel. admisible 2 < 160 m/seg
- Zona de la convergencia del ducto: 135 m/seg < Vel. admisible 3 < 155 m/seg
- Zona del primario de escape: 125 m/seg < Vel. admisible 4 < 145 m/seg
- Zona del secundario de escape: Vel. admisible 5 < Velocidad admisible 4
- Zona del colector de escape: Vel. admisible 6 < Velocidad admisible 5
- Zona del silenciador de escape: Vel. 7 < Velocidad admisible 6

2.4.3.2 Largo del colector de escape

Se entiende por largo del colector de escape a la distancia existente entre el platillo de la válvula hasta el punto en donde el silenciador entra en contacto con la atmosfera.

Así como los diámetros del ducto definen el régimen de la potencia máxima, su largo modifica la forma de la curva de potencia haciéndola oscilar alrededor del régimen de potencia máxima. Es decir, los colectores largos empujaran hacia arriba la potencia en el extremo inferior y hacia abajo la potencia del extremo superior. Los colectores cortos son totalmente opuestos, reducen la potencia en el extremo inferior y ayudan al motor a mantener la potencia máxima en el extremo superior.

Siempre se recomienda buscar un equilibrio en ambos factores, ya que si, por ejemplo, si se adoptan diámetros grandes junto a ductos cortos, la potencia del motor estará concentrada en una franja de revoluciones muy angosta y situada a un alto régimen, caso totalmente desfavorable para un motor de uso de calle, en este caso en particular, el motor se

comportara de una mejor manera adoptando diámetros grandes o medianos con un colector largo, de esta forma la curva de potencia será más plana teniendo una franja de revoluciones muy amplia distribuida entre sus extremos.

En la siguiente imagen se puede observar el efecto que presenta el largo del ducto de escape:

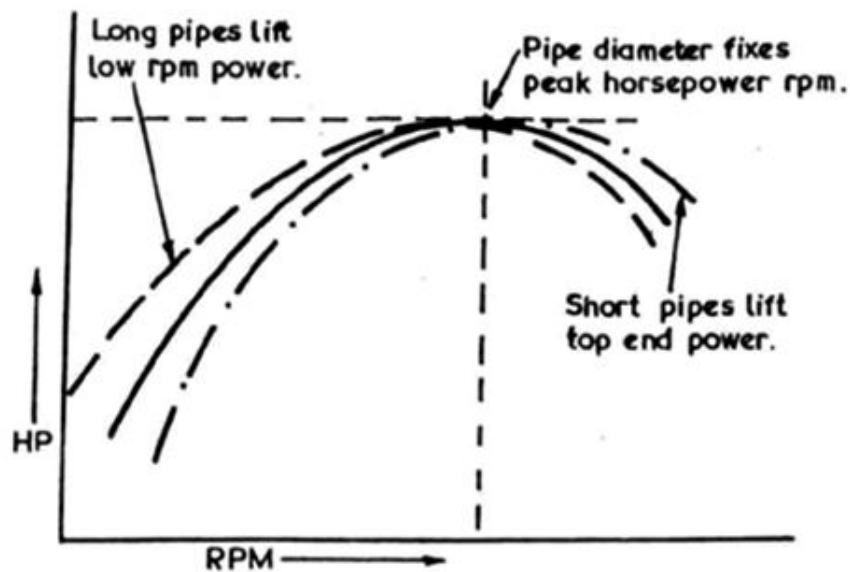


Imagen 41: Potencia vs longitud del colector de escape

2.4.3.2.1 Barrido de escape

La alteración de la curva de potencia por la variación del largo del escape se origina por el fenómeno dinámica del flujo de gases, esto se puede generar por varios factores:

- **Efecto inercial:** Este efecto es el mayor responsable del vaciado del cilindro y se ve presente al final de la fase de escape, en donde la inercia de los gases que se encuentran sufriendo una desaceleración, cree un vacío justo detrás de la válvula, lo que permite que los gases sigan saliendo del cilindro pese a que el pistón ya haya retomado su carrera descendente. Para aprovechar al máximo este efecto se suele generar un retraso al cierre de la válvula de escape, provocando el cierre de la valvular cuando la presión interna en el cilindro sea igual a la alcanzada en el ducto de escape.

El efecto inercial de la columna de escape dependerá de la velocidad y la masa de los gases en el ducto, en pocas palabras, el efecto tendrá mayor predominancia a mayor régimen de giro y cuanto más largos sean los ductos.

- **Efecto Rarefacción:** Se conoce también como efecto barrido es la utilización de la resonancia de la columna de escape para obtener una mayor depresión detrás de la válvula.

Al realizar la apertura de la válvula los gases contenidos en el ducto se ponen en marcha a causa de la gran diferencia de presión entre el cilindro y el conducto. De la válvula parte una onda de compresión en el mismo sentido que el flujo y que al llegar al extremo abierto se refleja en una onda de depresión provocada por la expansión de los gases en la atmosfera, esta onda se dirige nuevamente hacia la válvula con en sentido opuesto que el flujo.

Si esta onda llega a la válvula cuando está a punto de cerrarse, puede obtenerse un efecto de ariete aun mayor, hasta el punto que, desde el sistema de escape se puede incrementar la cantidad de mezcla introducida al cilindro al momento del cierre de la válvula de admisión.

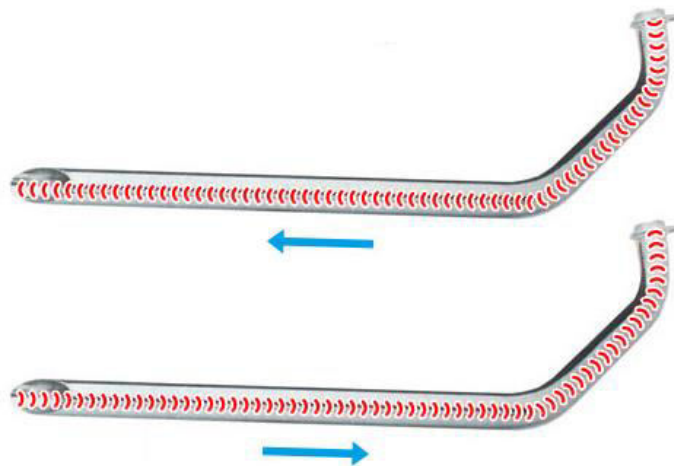


Imagen 42: Propagación de onda en conducto de escape

2.4.3.2.2 Determinación de longitud

La determinación del largo del conducto de escape podrá ser calculado de la misma forma que en el caso de la admisión.

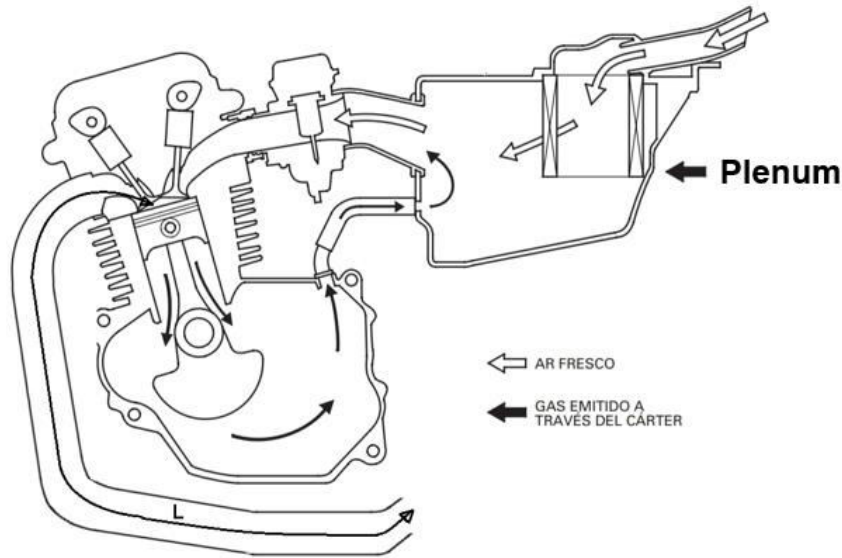


Imagen 43: Longitud del conducto de escape

La longitud del colector de escape se puede determinar a partir de:

$$L_{ce} = V_s * \frac{G_{ve}}{2 * rpm * 6} [m] \quad (42)$$

En donde:

V_s : Velocidad del sonido [m/seg].

G_{va} : Grados de válvula de escape [°].

rpm: Régimen de giro del motor [rev/min].

La velocidad del sonido dependerá de la temperatura del medio en el que se propague, teniendo una velocidad de 331 [m/seg] a 0°C, esta se puede determinar por:

$$V_s = 331 + (F_{cs} * T_{esc}) \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (43)$$

En donde:

F_{cs} : Factor de corrección del sonido 0,6 [m/seg * °C].

T_{esc} : Temperatura del escape [°].

Como en el escape solo es beneficiosa la onda de barrido, solo se considerarán los grados de válvula de escape abierta, que se determinará a partir de:

$$G_{vea} = G_{aae} + 180^\circ + G_{rce} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (44)$$

En donde:

G_{aae} : Grados de anticipo a la apertura del escape [°].

G_{rce} : Grados de retraso al cierre del escape [°].

2.4.3.2.3 Numero de rebote

La expresión (42) representa el largo que deberá tener el colector de escape para que la onda se desplace desde la válvula a la salida del silenciador y retorne nuevamente a la válvula, de esta forma la onda contará con solo un rebote y brindará el mayor efecto de barrido en el cilindro.

Pero debido a que esta longitud muchas veces resulta excesiva y físicamente imposible de implementar en el espacio disponible al sistema de escape, la longitud calculada podrá ser dividida por un número entero, este número representará la cantidad de rebotes que tendrá la onda, pero a medida que se incrementan los rebotes se produce una pérdida de energía que disminuye el efecto de barrido de la onda y se reduce el intervalo de revoluciones en el que obtiene la ganancia.

Tabla 10: Efecto de barrido vs rebote de onda

Rebotes de onda	Inicio de las ganancias	Fin de las ganancias	Incremento de llenado
2	89% * rpm	108% * rpm	10%
3	91% * rpm	104% * rpm	7%
4	93% * rpm	104% * rpm	4%

2.4.3.3 Forma del puerto de escape

Se denomina puerto de escape a la parte del ducto contenida en la tapa de cilindro, siendo el más común el de tiro curvo. Estos puertos son muy comunes en motocicletas ya que presentan una restricción de espacio debido a la posición del radiador y electro ventilador perteneciente al sistema de refrigeración, esto obliga a que los sistemas de escape tengan una curvatura más cerrada y se encuentren lo más pegado posible al cabezal del motor, cuando más cerrada sea la curvatura mayor será la pérdida de carga que el puerto de escape.

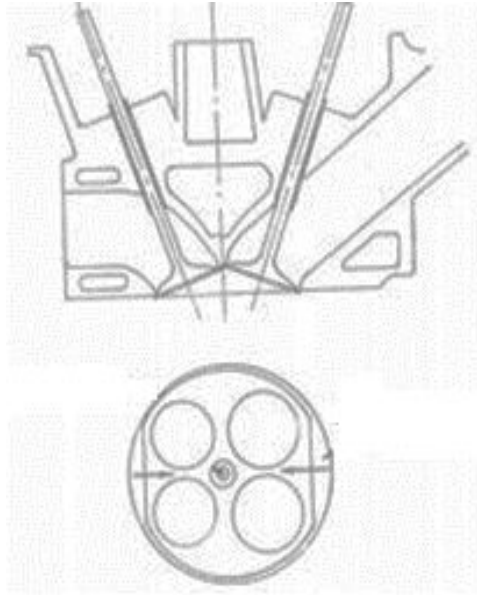


Imagen 44: Forma del puerto de escape

2.4.3.3.1 Pérdidas del puerto de tiro curvo

Las pérdidas en el puerto de escape son las mismas pérdidas explicadas en el punto 2.2.2.6.1 para el puerto de admisión de tiro curvo.

2.4.3.3.2 Modificación del puerto con tiro curvo

La modificación del puerto de escape se debe realizar de la misma manera que en el caso de la admisión explicadas en el punto 2.4.2.6.2 para el puerto de admisión de tiro curvo.

2.4.3.4 Rediseño de válvula de escape

En el escape al igual que en la admisión no se puede usar válvulas de gran tamaño y levas de gran alzada pensando que con ellas se obtendrán grandes cantidades de potencia. Lo cierto es que estos dos factores determinan la velocidad de los gases en el paso por válvula, y como se vio, la velocidad está acompañada de la inercia y esta tiene efecto beneficioso para la generación de ondas de presión que incrementan los efectos de vaciado del cilindro.

Debido a ello la velocidad de paso por válvula deberá encontrarse dentro del rango especificado en el punto 2.4.3.1.4 y existen dos formas de alcanzarla:

La primera y más comúnmente utilizada es de conservar el diámetro de la válvula original y compensar la falta de área utilizando una leva de gran alzada. La segunda y mejor

configuración es incrementar el diámetro de válvula y utilizar levas de pequeñaalzada, esto se basa en que, si bien ambas generan la misma velocidad de paso por válvula, la leva de mayor alzada tendrá una alza media menor, en pocas palabras la leva estará más tiempo abriendo y cerrando, por lo que tendrá una menor permanencia máxima.

Debido a ello, aquellos motores que opten por la primera configuración tendrán la franja de potencia con un límite superior menor al de la segunda configuración por problemas de flujo a altas rpm, este parámetro se desarrollará más adelante a la hora de rediseñar el perfil de la leva.

2.4.3.4.1 Determinación de los límites geométricos

Los límites geométricos para la válvula de escape son iguales a los de la admisión desarrollados en el punto 2.4.2.7.1.

2.4.3.4.2 Determinación del diámetro de la válvula

La determinación de la válvula de escape se puede llevar a cabo de varias maneras, autores como Stefano Gillieri en su libro (Preparación de motores de serie pág. 176) determinan su dimensión a través de:

$$\varnothing_{ve} = C_{rv} * \varnothing_{va} [mm] \quad (45)$$

En donde:

C_{rv} : Coeficiente de reducción de válvula $0,8 < C_{rv} < 0,9$

\varnothing_{va} : Diámetro de la válvula de admisión [mm].

En cambio, hay autores como Graham Bell que en su libro (Four stroke performance tuning pág. 35) sugieren su dimensión dependiendo del valor de cilindrada y la cantidad de válvulas de escape que posean.

Tabla 11: Diámetro de válvula de escape

Motores de 2 válvulas por cilindro	
CC del cilindro	Diámetro de válvula escape mm
125	25,5
200	27 a 28,5
250	29,5 a 30,5
275	30,5 a 32
325	32,0 a 33,5
375	33,5 a 35
400	35 a 36
450	36 a 38
500	38 a 39,5
600	42
Motores de 4 válvulas por cilindro	
CC del cilindro	Diámetro de válvula escape mm
250	25,5
325	27
400	28,5
450	29,5
500	30,5
600	32,5
700	34,5
800	35,5

2.4.3.4.3 Determinación del perfil de la válvula

Al igual que en la admisión las válvulas de escape también se las puede remodelar para mejorar el flujo de gases que salen del cilindro.

No se debe olvidar que la función principal de la válvula es la de generar un buen sello de la cámara de combustión. Esto lo realiza a través de su asiento, que tendrá un ángulo de inclinación con el platillo de la válvula de 45° en aquellos motores que funcionan a alto régimen, ya que genera menores restricciones a grandes velocidades del flujo.

Para mejorar el flujo se puede realizar un desbaste con un ángulo de 30° entre la transición de la curvatura de la cabeza de válvula y el asiento de la misma, esto eliminará cualquier escalonamiento que pueda generar alguna restricción al flujo. Además, se recomienda pulir las válvulas para impedir la acumulación de carbonilla y productos residuales de la combustión que puedan ir degradando el flujo de los gases.



Imagen 45: Ángulos de la válvula de escape

2.4.3.4.4 Determinación de la holgura válvula pistón

La holgura entre la válvula de escape y el pistón son iguales a los de la admisión desarrollados en el punto 2.4.2.7.4.

2.4.3.5 Rediseño del casquillo de la válvula de escape

El rediseño del casquillo de la válvula de escape se rediseña de la misma manera que para a admisión como se desarrolló en el punto 2.4.2.8.

2.4.3.5.1 Determinación del material del casquillo

La determinación del material del casquillo de válvula de escape es idónea al de la admisión desarrollado en el punto 2.4.2.8.1.

2.4.3.5.2 Determinación de las dimensiones del casquillo

El diámetro exterior del casquillo debe ser al menos igual o mayor al diámetro de la válvula, esta dimensión dependerá del espacio disponible entre válvulas o entre la válvula y la rosca de la bujía. El diámetro interior del casquillo corresponderá al diámetro \varnothing ge calculado en el punto .4.3.1.2, quedando solo la altura del casquillo que ronda entre los 6 a 10 mm, normalmente se utilizan casquillos de 8 mm dependiendo la disponibilidad de material entre el cielo de la tapa y la cámara del refrigerante.

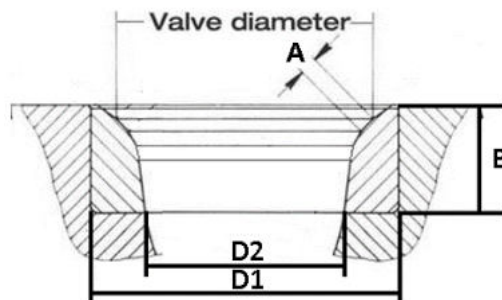


Imagen 46: Dimensiones del casquillo de asiento de válvula

Como se vio anteriormente en el punto 2.4.3.4.3, el asiento de la válvula deberá ser de 45°, y este deberá tener un ancho de 1,2 mm, teniendo un límite de servicio al haberse alcanzado los 2 mm en donde deberá rectificarse nuevamente, un asiento demasiado fino brindará una refrigeración deficiente al platillo de la válvula, mientras que uno muy grueso dificultará el flujo de la mezcla admitida. El diámetro exterior del asiento deberá cortarse entre 0,38 mm a 0,5 mm menor que el diámetro de la cabeza de la válvula para poder realizar los ángulos de transición.

2.4.3.5.3 Determinación de los ángulos del casquillo

Los ángulos requeridos para el rediseño del casquillo de escape, como así también la rectificación de los mismos, se aplican de la misma forma que en la admisión, desarrollados en el punto 2.4.2.8.4.

2.4.3.6 Rediseño de la guía de la válvula de escape

Como se vio en el punto 2.4.3.3.2, el rediseño de la guía de válvula tiene como finalidad incrementar el área de paso de los gases, para así lograr disminuir la pérdida de carga en el puerto de escape. Esto debe realizarse sin comprometer las funciones de la guía, que a grandes rasgos son:

- Garantizar el movimiento alternativo de la válvula sin ninguna oscilación.
- Refrigerar la válvula conduciendo el calor desde su vástago, a través de la guía, hacia la tapa de cilindro.
- Garantizar que el lubricante existente en la bancada de levas no se introduzca a la cámara de combustión.

Estas tres funciones dependerán de la longitud que posea la guía, el apriete con la tapa de cilindro y el juego con el vástago de la válvula. Sobre ellos se deberá trabajar para obtener el máximo rendimiento, tratando de no comprometer su fiabilidad.

2.4.3.6.1 Determinación del material de la guía

Al igual que los casquillos de asiento de válvula, las guías deberán ser de un material que cumpla con tres características fundamentales: dureza (buena resistencia al desgaste), dilatación térmica (mantiene el apriete durante los incrementos de temperatura) y buena conductividad térmica (buena refrigeración a la válvula).

En la actualidad las guías de válvulas se encuentran compuestas por los mismos materiales que los casquillos de asiento de válvula y su principio de selección es el mismo que fue explicado anteriormente en el punto 2.4.3.5.1.

2.4.3.6.2 Determinación juego de la guía

Se debe brindar especial atención al huelgo que existirá entre la guía y el vástago de la válvula para que esta funcione correctamente. Si el huelgo es demasiado pequeño generará una falta de lubricación, dificultad de movimiento y agarre por dilatación térmica en el vástago de la válvula (Imagen 47).

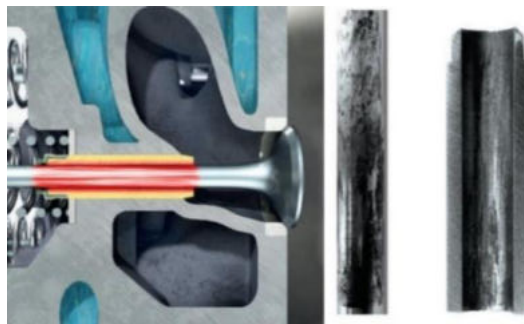


Imagen 47: Falta de huelgo en guía de válvula

Un huelgo demasiado grande provocará pérdidas de lubricante que, al contacto con los gases calientes, pueden dar lugar a carbonizaciones considerables en el área del vástago de la válvula. Esto generará una dificultad en el movimiento de la misma, pudiendo llegar al extremo de impedir su cierre, provocando el sobrecalentamiento en la superficie del asiento. En la Imagen 48 se ilustra lo mencionado.

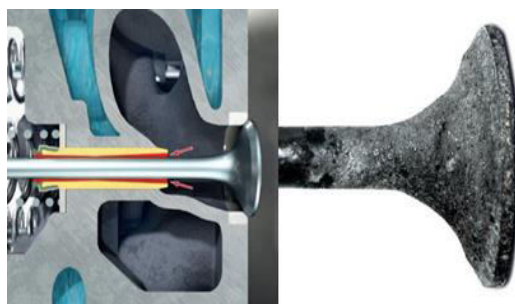


Imagen 48: Exceso de huelgo en guía de válvula

Diversos manuales recomiendan un huelgo de entre 0,03 mm y 0,057 mm para la guía de admisión, teniendo un límite de servicio de 0,09 mm.

Se debe tener en cuenta que grandes huelgos degradarán rápidamente el retén de la guía de válvula, provocando filtraciones de aceite a la cámara de combustión y ocasionando bocanadas de humo por el escape (generalmente al momento de arrancar el motor).

Para ser más precisos, este huelgo se puede determinar a través de las fórmulas de dilatación térmica lineal.

La dilatación del orificio de la guía de válvula está dada por:

$$\varnothing_{fgve} = \varnothing_{gve} * (1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gve}) [mm] \quad (46)$$

En donde:

\varnothing_{fgve} : Diámetro final de la guía de válvula de escape [mm].

\varnothing_{gva} : Diámetro de la guía de válvula de admisión [mm].

Cdt_{gv} : Coeficiente de dilatación térmica de guía de válvula [$1/^\circ\text{C}$].

ΔT_{gve} : Gradiente térmico de la guía de válvula de escape [$^\circ\text{C}$].

Teniendo cuenta que:

$$\varnothing_{gve} = \varnothing_{vve} + H_{gve} [mm] \quad (47)$$

En donde:

\varnothing_{vve} : Diámetro del vástago de la válvula de escape [mm].

H_{gve} : Huelgo de la guía de válvula de escape [mm].

Reemplazando la expresión (47) en la (46) se tiene:

$$\varnothing_{fgve} = (\varnothing_{vve} + H_{gve}) * (1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gve}) [mm] \quad (48)$$

La dilatación del vástago de la válvula está dada por:

$$\varnothing_{fvve} = (\varnothing_{vve}) * (1 + Cdt_{vv} * \Delta T_{vve}) [mm] \quad (49)$$

En donde:

\varnothing_{fvve} : Diámetro final del vástago de la válvula de escape [mm].

\varnothing_{vve} : Diámetro del vástago de la válvula de escape [mm].

Cdt_{vv} : Coeficiente de dilatación térmica de guía de válvula [$1/^\circ\text{C}$].

ΔT_{vve} : Gradiente térmico de la guía de válvula de escape [$^\circ\text{C}$].

Durante el funcionamiento en régimen del motor se debe garantizar un huelgo de una centésima de milímetro entre ambos elementos:

$$\varnothing_{fgve} = \varnothing_{fvve} + 0,01 \text{ mm [mm]} \quad (50)$$

Reemplazando las expresiones (48) y (49) en la (50), y despejando el huelgo de la guía de válvula se tiene:

$$H_{gve} = 0,01 \text{ mm} + \frac{\varnothing_{vve} * (1 + Cdt_{vv} * \Delta T_{vve})}{(1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gve})} - \varnothing_{vve} \text{ [mm]} \quad (51)$$

En donde:

- Los coeficientes de dilatación térmica están determinados en la tabla 8.
- La temperatura inicial tanto del vástago como de la guía serán 25°C.
- La temperatura de trabajo del vástago de la válvula de escape es 650°C.
- La temperatura de la guía de válvula de escape será igual a la temperatura de la tapa de cilindro.

2.4.3.6.3 Determinación del largo de la guía

Como se vio en el punto 2.2.3.3.2 el recorte de la guía de válvula puede incrementar el rendimiento volumétrico a expensas de reducir la refrigeración del vástago de la válvula.

En el caso del escape, como los gases se encuentran a una temperatura mucho mayor que la mezcla admitida, la refrigeración de la válvula solo se lleva a cabo a través de su guía. Esto obligará a tener guías de válvula de escape más largas que las de admisión.

El recorte que se realice a la guía de admisión dependerá del uso al cual estará destinado el motor. Para el caso de un motor de uso intermitente y períodos no prolongados se puede recortar la totalidad de la guía como se muestra a continuación (Imagen 49).



Imagen 49: Guías de válvulas recortadas totalmente

Para el caso de un motor de uso intensivo y períodos prolongados se puede recortar parcialmente la guía con una terminación cónica de su punta como se muestra a continuación (Imagen 50). Esto permite aumentar el largo de la guía y disminuir la restricción de los gases.



Imagen 50: Guías de válvulas recortadas parcialmente

2.4.3.7 Selección del silenciador de escape

La función principal del silenciador consiste en amortiguar las ondas sonoras que viajan por el escape. En los escapes deportivos para no originar una restricción de los gases, la amortiguación del sonido se lleva a cabo por medio de la absorción, realizando una pre expansión en el silenciador a fines de reducir la diferencia de presión con la atmosfera. Esto se logra por medio de un caño perforado envuelto de diferentes capas, las cuales pueden encontrarse compuestas por virutas de metal, lana de vidrio y láminas de aluminio, de manera de formar una membrana elástica resistente a la temperatura que absorba la energía de las ondas acústicas del sistema de escape.

En la siguiente imagen se muestra la composición de un silenciador



Imagen 51: Composición del silenciador de escape

En base a lo mencionado anteriormente, se puede deducir que cuando mayores sean el diámetro del cuerpo del silenciador y su longitud, mayor será la amortiguación del sonido.

Este último factor se ve afectado por el largo del colector de escape desarrollado en el punto 2.4.3.2.2, es por ello que se recomienda en la medida de lo posible, recortar el colector de escape para producir una compensación y lograr un incremento en la longitud del silenciador.

2.4.4 Proceso de la combustión

Se sabe que el proceso de combustión real no se realiza de manera instantánea, sino que requiere un determinado tiempo para producirse totalmente y que su desarrollo se encuentra compuesto por dos fases: la primera es la preparación y la segunda es combustión propiamente dicha.

La fase de preparación comienza con el salto de chispa originada en la bujía, esta produce una reacción local que da origen a ciertas reacciones intermedias que originan un frente de llama, esta es la responsable de iniciar la fase de la combustión en sí.

Como el proceso no es instantáneo, tampoco podrá ser a volumen constante, el proceso de combustión se encuentra comprendido entre el final de la etapa de compresión y el inicio de la etapa de expansión, de forma de centralizar la mayor parte de la combustión cuando el pistón se encuentre descendiendo cerca del PMS, para obtener de esta forma la mayor presión posible del ciclo.

A partir de esto, se puede afirmar que el rendimiento del ciclo depende del tiempo que esta necesita para realizarse la combustión y el momento en el cual comienza se origina.

2.4.4.1 Tiempo de la combustión

Como se mencionó anteriormente el proceso de combustión requiere de un tiempo para desarrollarse por completo; cuanto mayor sea el tiempo empleado, mayores serán las pérdidas originadas. Esto tiene dos consecuencias posibles:

- Si el tiempo de combustión se incrementa sin alterarse el encendido, la mayor parte de la combustión se llevará a cabo de manera tardía, durante la carrera descendente del pistón. Esto hará que el valor de la presión alcanzada sea menor a lo previsto, generando así, menos trabajo útil.
- Si el tiempo de combustión se incrementa y se adelanta el encendido, la combustión comenzará antes, incrementando así el trabajo de compresión. Esto originará que cuando el pistón se encuentre en el PMS, la masa sin combustionar sea menor, produciendo menores valores de presión y menor trabajo útil. A pesar de ello, el área de pérdida debido a este efecto, es menor que en el caso anterior.

De esto se puede deducir que cuanto menor sea el tiempo de combustión, más cerca se estará del proceso ideal, reduciendo las pérdidas y aumentando la eficiencia del ciclo.

Para poder reducir el tiempo de la combustión se deberá trabajar sobre la velocidad y la longitud a recorrer por el frente de llama.

2.4.4.1.1 Velocidad del frente de llama

El frente de llama progresa a lo largo de la cámara de combustión con una velocidad que depende de la velocidad de combustión y la velocidad de traslación.

La velocidad de combustión se refiere al avance de las reacciones químicas de oxidación del combustible, de manera similar a cómo se propaga el fuego en un campo seco, sin intervenciones del viento.

La velocidad de traslación se refiere, al movimiento físico del frente de llama con respecto a las paredes de la cámara, causado por las diferencias de presiones entre la porción del gas combustionado y la que está sin combustionar.

Entonces, se puede afirmar que la velocidad del frente de llama es la combinación de la velocidad a la cual suceden las reacciones químicas alrededor de la bujía, hacia las paredes de la cámara, y la velocidad con la cual se traslada a lo largo del cilindro debido a la expansión del gas.

La velocidad del frente de llama no es constante durante el proceso de combustión, sino que varía en cada momento dependiendo de la etapa de la combustión.

- La primera etapa se inicia con la combustión; la llama progresa con una velocidad bastante baja, porque la masa de carga quemada es pequeña y la zona de ignición se encuentra muy cerca del cielo de la cámara, donde las velocidades son muy bajas. Aquí, la velocidad de traslación es despreciable y la velocidad de la llama depende solamente de las reacciones químicas.
- La segunda etapa se inicia cuando la llama alcanza una zona de mayor turbulencia, abarcando una masa combustionada más grande. Es donde la velocidad de traslación se incrementa y se vuelve predominante, produciendo un incremento en la velocidad de la llama, la cual se vuelve constante en la mayor parte de la combustión.

La tercera etapa se inicia al final de recorrido del frente de llama, en donde el efecto de traslación se vuelve despreciable porque la cantidad de masa por quemar es muy pequeña y la zona posee poca turbulencia. Además, se observa una reducción en el proceso de las reacciones químicas y como consecuencia de ello se produce una disminución de la velocidad del frente de llama.

2.4.4.1.2 Aumento de la turbulencia

Se ha demostrado experimentalmente que la presencia de turbulencia puede generar ciertos beneficios al proceso de la combustión. En el conducto de admisión la turbulencia es la responsable de incrementar la homogeneización de la carga y generar vórtices que dentro del cilindro que producirán la mezcla de la masa en incinerada con la carga fresca, aumentando así la velocidad de propagación del frente de llama y reduciendo notablemente el tiempo requerido para la combustión.

Se puede establecer que el incremento de la eficiencia de la combustión dependerá de dos efectos principales:

- **Efecto Dimpling:** Este efecto surge a partir de la realización de hoyuelos a las paredes conducto de admisión, desde el carburador hasta la cabeza de la válvula inclusive.
Experimentando con las pelotas de golf, se observó que aquellas que poseían hoyuelos llegaban a una mayor distancia que las que tenían una superficie lisa. A partir de un análisis se determinó que la pelota presenta dos tipos de resistencia: una debida a la fricción, que solo representa una pequeña parte de

la resistencia que tiene la pelota y otra (la mayor), que se origina por la separación del flujo tras la bola, y que se la conoce como resistencia a la presión debida a la separación.

A continuación, en las Imágenes 52 y 53 se puede ver cómo en el caso laminar, el flujo se separa muy pronto y en el caso turbulento, la separación del flujo se retrasa.

La región de separación en el caso turbulento es mucho menor que en el caso laminar; cuanto mayor sea la región de separación, mayor será la resistencia de presión.

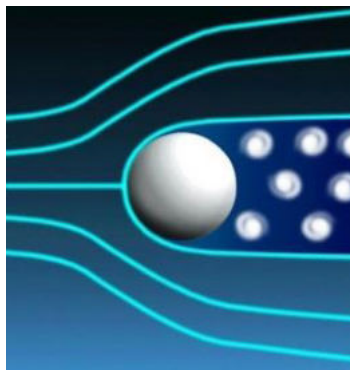


Imagen 52: Separación del flujo laminar

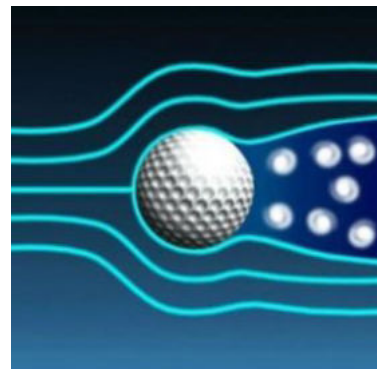


Imagen 53: Separación del flujo turbulento

Al disminuir la sección de separación de flujo con el ducto, la sección real por donde viaja la mezcla, tiende a ser próxima a la aparente, con esto se reducen los estrangulamientos ocasionados por el cambio de dirección, se reduce la velocidad y las pérdidas por fricción, sumado a que se genera un vórtice en sentido longitudinal al conducto que potencia el efecto swirl.

A continuación, se presenta un trabajo terminado en el sistema de admisión.

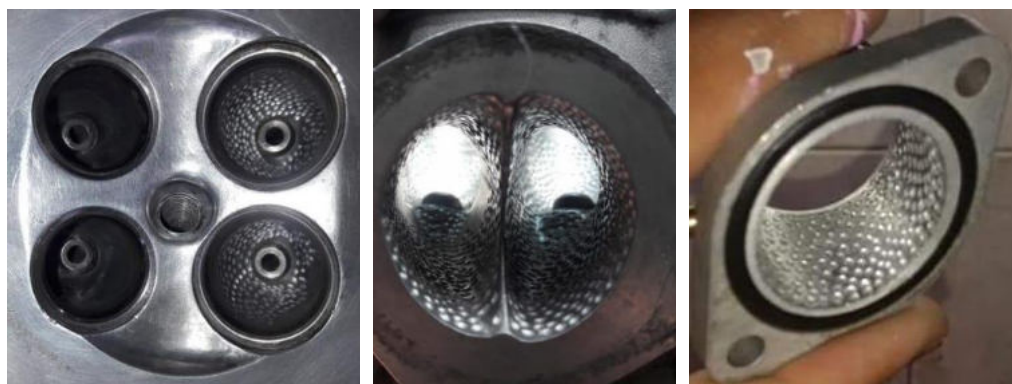


Imagen 54: Dimpling port

- **Efecto Tumble:** El efecto tumble es un giro de la mezcla de admisión cuyo vórtice se encuentra transversalmente a lo largo del cilindro, esto se puede apreciar en la siguiente imagen.

Tumble



Imagen 55: Efecto Tumble

Este efecto se origina por la curvatura del puerto provocando que, por efecto de inercia, la mayor parte de la masa admitida viaje cerca del cielo del ducto. Si solo se modifica el cielo del puerto, generando un incremento de sección progresiva, se logrará redireccionar el flujo de manera que éste, junto al movimiento ascendente del pistón, generen el vórtice del remolino representado en la Imagen 55.

A continuación, se muestra la correcta modificación del puerto de admisión:

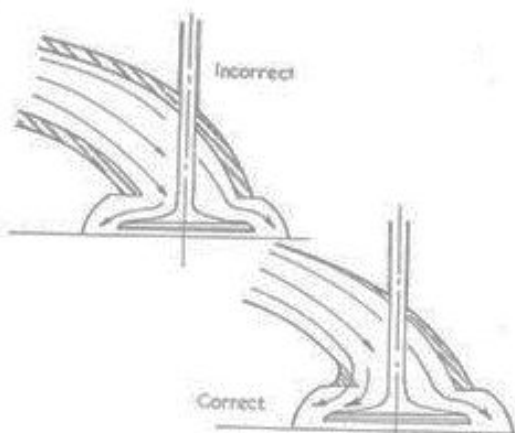


Imagen 56: Modificación del puerto de admisión

2.4.4.1.3 Variación en la relación de mezcla

Se puede determinar qué variaciones generan, en la relación de aire y combustible, los cambios en la velocidad de propagación del frente de llama, la cual se aumenta en presencia de mezclas más ricas y disminuye para mezclas más pobres.

Ante la implementación de un sistema de carburador, es recomendable utilizar un sistema de monitoreo de relación de mezcla. Esto facilita el trabajo de la carburación y controla los momentos en los cuales el motor se encuentra trabajando con mezcla rica o pobre (debido a cambios de altitud, temperatura ambiente, aumento de carga, etc.)

Estos elementos destinados a la medición de mezcla se denominan **hallmeters**, existiendo dos versiones:

- **La narrowband** es un elemento, relativamente económico, que se encuentra preconfigurado para medir mezclas de nafta-aire; es muy preciso dentro del rango ideal entre 14:1 a 15:1 pero inexacto fuera de este rango, impidiendo saber qué tan pobre o rica es la mezcla.



Imagen 57: Hallmeter narrowband

- **La wideband** es un elemento mucho más costoso que el anterior, que permite medir diversas mezclas como nafta-aire, gnc-aire, metanol-aire o gasoil-aire. Es muy preciso dentro de un amplio rango y muestra el valor de relación real en todo momento, pudiendo determinar qué tan lejos se está del valor ideal.



Imagen 58: Hallmeter wideband

2.4.4.1.4 Otros factores que afectan

Otro factor que afecta la velocidad del frente de llama es la temperatura. Existe un pequeño intervalo durante el cual, la reacción de las oxidaciones, es muy rápida. Para temperaturas fuera del intervalo, la velocidad de la combustión disminuye considerablemente.

La presión es otro factor influyente; cuanto mayor sea al momento de saltar la chispa, mayor dificultad experimenta la combustión en sus comienzos, quedando compensada después por un mayor incremento de la velocidad de propagación.

Por último, la presencia de gases residuales modera y retarda considerablemente la velocidad de la combustión.

2.4.4.2 Comienzo de la combustión

Determinar el momento de inicio de la combustión es fundamental para obtener el máximo rendimiento; una combustión temprana ocasionará un incremento del trabajo de compresión, aumentando la temperatura de la combustión y de los gases del escape. De manera opuesta, una combustión tardía generará la obtención de valores de presión bajos y una combustión incompleta.

2.4.4.2.1 Adelanto al encendido

Como la combustión no se lleva a cabo de forma inmediata, la chispa tiene que saltar antes de que el pistón llegue al PMS. Al ángulo que forma la manivela con el eje del cilindro en ese instante se lo denomina "ángulo de avance de encendido". Su ajuste permite alcanzar en el PMS cerca del 50 % del aumento de la presión por efecto de la combustión; esta condición se cumple con valores de 15 a 25° antes del PMS.

El valor de adelanto requerido depende de la velocidad de propagación de la llama y de la longitud del recorrido que ha de realizar la misma para que se lleve a cabo la combustión. Si bien la primera parte de la combustión es independiente del régimen de rotación del motor, no ocurre lo mismo con el ángulo de avance de encendido. Este aumentará o disminuirá, según el tipo de régimen al que se someta al motor.

En la práctica, la curva de adelanto al encendido con respecto al régimen, solo se aproxima a la necesaria, ya que se admite una ligera pérdida de potencia respecto a la máxima obtenible, a fines de reducir el riesgo de originar una detonación.

2.4.4.2.2 Mejora en el sistema de encendido

El sistema de encendido de una motocicleta de 4 tiempos se encuentra compuesto por los siguientes elementos presentes en el siguiente diagrama:

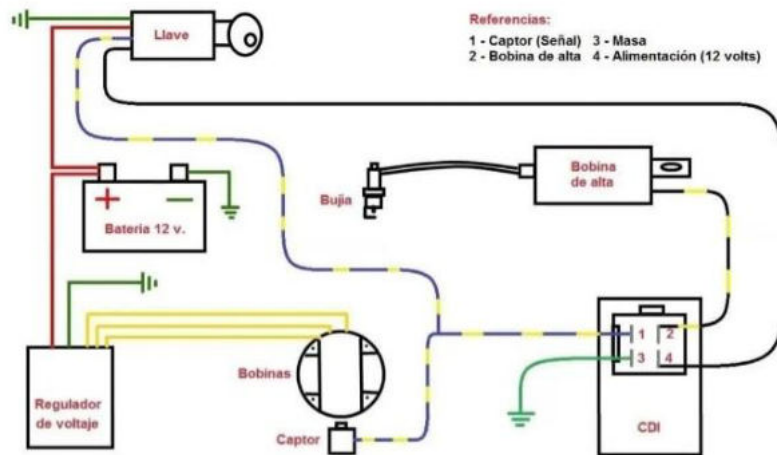


Imagen 59: Composición sistema de encendido

- **Captor:** Es un sensor que se encuentra constituido por una bobina, funciona por efecto Hall con una muesca en el volante magnético que le permite enviar pulsos eléctricos al CDI informando que el pistón se encuentra en el PMS. En el mercado no se encuentran modelos que presenten una mayor eficacia de su funcionamiento, pero si se pueden encontrar una gama amplia de calidades en los materiales de construcción, teniendo en cuenta que funciona con altas temperaturas se recomienda seleccionar un componente de calidad ya que este elemento es crítico para el sistema de encendido.



Imagen 60: Captor Dze

- **Cdi:** Es la abreviación de Ignición por descarga capacitiva, se podría definir como la computadora de la motocicleta destinada a gestionar el encendido del motor y es el elemento más importante del sistema de encendido.

El CDI funciona por medio de un sistema de chispa perdida, es decir, envía una chispa hacia la bujía cada vez que el pistón se encuentre en el PMS, esto hará que en una carrera de compresión se produzca la combustión, mientras que en la carrera de escape se pierda, este sistema reduce su tiempo de reposo, pero presenta una mayor sencillez en su funcionamiento.

Además de encargarse de producir la ignición, este elemento también controla el avance del encendido, e la mayoría de los casos el CDI determina el ángulo de avance dependiendo del régimen del motor, pero existen algunos modelos que toman una señal del sensor de TPS para determinar la carga con la cual se encuentra funcionando el motor y establecer un mejor ajuste del avance al encendido.

En el mercado se pueden encontrar modelos tradicionales y modelos de competición, estos difieren entre sí por dos características, la primera su capacidad de transmitir una mayor cantidad de energía hacia la bobina de ignición, la segunda consiste en la posibilidad de alterar la curva de avance del encendido.



Imagen 61: CDI Servitec

- **Bobina ignición:** Es el elemento responsable de incrementar la tensión se liberada por el capacitor del CDI, para poder vencer la rigidez del aire y poder provocar el arco eléctrico en la bujía que originará la combustión.

Considerando que la resistencia del aire depende de densidad, se puede establecer que las bobinas de competición se diferencian de las convencionales por ofrecer una tensión secundaria más elevada; este valor puede rondar los 20000 a 40000 voltios. Cuanto mayor sea esta tensión,

mayores serán las relaciones de compresión que se puedan adoptar y mayor será la corriente que circulará por el arco eléctrico, a expensas de reducir su tiempo de duración.

Otra característica que define una bobina de competición es su impedancia. Se puede afirmar que una bobina con mayor resistencia ocasionará mayores caídas de tensión, mientras que una mayor inductancia ocasionará un retraso en el origen de la chispa, ocasionando alteraciones en el sistema de encendido del CDI.



Imagen 62: Bobina MSD

- **Cable de bujía:** Es el elemento responsable de transmitir la energía liberada por la bobina hacia la bujía de encendido. Es importante que el cable tenga una buena aislación, para disminuir las pérdidas, una baja resistencia Óhmica para no ocasionar caídas de tensión. Existen algunos modelos de competición que además de cumplir con los requisitos mencionados anteriormente, poseen capacitores que compensan la inductancia de la bobina aumentando el factor de potencia y así la energía suministrada a la bujía.



Imagen 63: Cable de bujía Ferrazzi

➤ **Bujía:** Es el componente del sistema de encendido responsable de producir el salto de chispa que aportará el calor necesario a la mezcla para iniciar su combustión.

Las bujías se pueden seleccionar por diversos factores; los más importantes son: el grado térmico y el material de construcción.

El grado térmico de una bujía determina la capacidad de esta para transmitir el calor hacia la tapa de cilindro, a partir de esto se puede encontrar:

- Bujías frías: son aquellas que poseen un bajo grado térmico; estas se encuentran constituidas por un aislador corto, que facilita la transmisión de calor.
- Bujías calientes: son aquellas que poseen un alto grado térmico, estas se encuentran constituidas por un aislante largo, que dificulta la transmisión de calor.

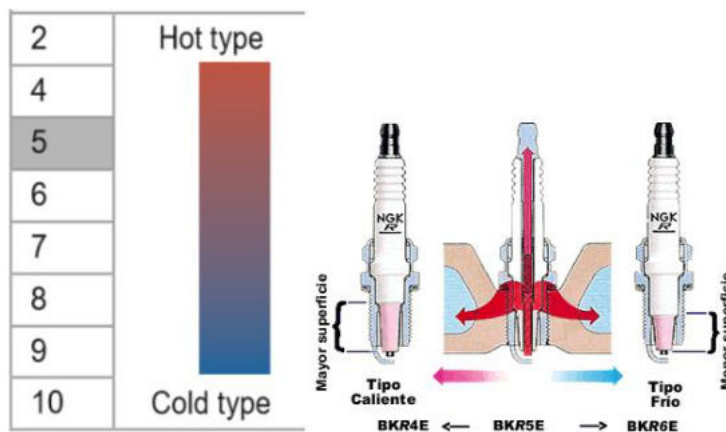


Imagen 64: Grado térmico de las bujías

Para seleccionar el grado térmico correcto de la bujía a implementar se debe saber que esta necesita trabajar en un rango de temperatura óptima que se encuentra entre los 400°C y los 850°C, si la temperatura no es suficiente, se producirá acumulación de residuos sobre su superficie lo que dificultará el salto de chispa. Por otro lado, si la temperatura es muy elevada generará un punto caliente en la cámara de combustión pudiendo generar autoencendido y futuras detonaciones.

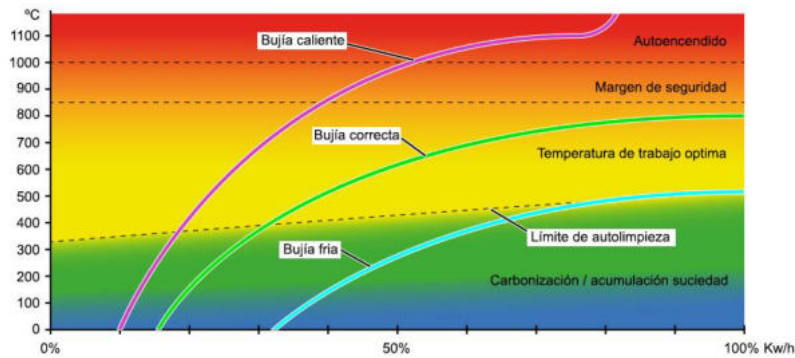


Imagen 65: Temperatura de trabajo de la bujía

Es por ello que la selección del grado térmico dependerá de la relación de compresión adoptada en el motor, el tipo de admisión (atmosférica o sobrealimentada) y de las condiciones de funcionamiento (régimen de carga y tiempo de funcionamiento).

2.5 Incremento del régimen de giro

El incremento de potencia también se puede lograr si se somete al motor a un aumento en el régimen superior para el que está diseñado. Este aumento incrementa el caudal aspirado, lo que se traduce como un caudal másico de aire y combustible consumido por unidad de tiempo; esto incrementa notablemente la potencia con el mismo valor de cilindrada.

El incremento de régimen no solo depende de los diámetros de los conductos de admisión y de escape, sino que también influyen diversos factores a detallar a continuación.

2.5.1 Velocidad media del pistón

Se puede establecer que la velocidad media del pistón es un parámetro que define el grado de sollicitación y condiciones de funcionamiento de los órganos fundamentales del motor. Se puede afirmar que, cuanto mayor sea la velocidad media del pistón, mayores serán las fuerzas de inercia y mayores las cargas que deberá soportar el pistón y el mecanismo biela-manivela.

La velocidad media del pistón se encuentra definida por:

$$V_{mp} = \frac{2 * C * n}{60000} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (52)$$

En donde:

C: Carera del pistón [mm].

n: Régimen de la potencia máxima [rpm].

Esta magnitud para motores comerciales ronda los 17 m/seg, para motores de competición suele alcanzar valores máximos de 23 m/seg. En algunos casos como en la fórmula 1, se suelen alcanzar valores de 25 m/seg, lo cual demanda que los elementos a implementar sean los más livianos posible y sumamente resistentes.

En pocas palabras se puede afirmar que la calidad de los elementos del sistema biela-manivela y pistón determinarán la velocidad media que se podrá alcanzar y el régimen máximo que se podrá desarrollar.

2.5.1.1 Selección del material de la biela

La biela es la vinculación mecánica del pistón con el cigüeñal y se puede afirmar que es el elemento más solicitado ante el incremento del régimen de giro. Esto se debe a que se encuentra permanentemente trabajando con esfuerzos alternados de compresión (cuando el pistón se aproxima el PMI y se aleja del mismo) y tracción (cuando el pistón se aproxima el PMS y se aleja del mismo), convirtiéndose en un elemento que trabaja a la fatiga. Por ello, es muy común ver como desperfecto en motores modificados, un corte de biela, debido a que se superó el límite de régimen o que la biela llegó al límite de la fatiga. Esto trae como consecuencia importantes daños en el motor, muchas veces irreversibles, pudiendo afectar al pistón, válvulas, cielo de la cámara de combustión, cilindro. Muchas veces la biela puede provocar la rotura del cárter, la caja de cambios y el balanceador.

Es por ello que al repotenciar un motor se debe brindar mucha atención a la selección del material de la biela, ya que esta deberá sobrevivir a millones de ciclos de estrés durante toda su vida.

En el mercado existen bielas de hierro fundido, que son las utilizadas en los motores estándar, las cuales no son recomendadas para implementar en un motor repotenciado cuya velocidad media del pistón supere los 17 m/seg. Para estos casos existen materiales más resistentes, como por ejemplo el titanio, el cual presenta la característica de ser muy resistente y liviano. Como contraparte, es extremadamente caro y por eso solo se los implementa en motores de carrera de gran presupuesto.

Por otro lado, están las bielas forjadas de aluminio, las cuales son livianas y razonablemente fuertes, pero presentan la desventaja de que se fatigan rápidamente. Por esto que solo se usan en motores de carreras de velocidad, en donde es posible un reemplazo frecuente.

Por último, están las bielas de acero forjado, las cuales son muy fuertes y con gran resistencia a la fatiga, hasta 10 veces más que las de aluminio, es por ello que se utilizan en motores de resistencia o de calle que no admiten un control o recambio frecuente de los materiales. Esta biela tiene un factor en contra, son más pesadas que las anteriores, esto incrementa las fuerzas alternas, y obligan a utilizar contrapesos más grandes para eliminar toda posible vibración que puedan llegar a generar.

2.5.2 Diseño del árbol de levas

Entre los elementos más importantes de un motor de competición se encuentra el conjunto de árboles de levas, este es el responsable de abrir las válvulas antes de que el pistón comience una carrera y de cerrarlas después de que finalice la carrera, con el fin de utilizar la inercia o el impulso de los gases en movimiento para llenar y vaciar el cilindro de una manera más eficiente. En pocas palabras, los árboles de levas son los que permiten que el motor funcione con un régimen más elevado obteniendo un incremento de potencia.

La leva de admisión es la responsable de abrir la válvula antes de que el pistón llegue al PMS en la carrera de admisión, para que esta se mueva del asiento antes de que el pistón comience a bajar y luego la mantendrá abierta después del PMI para permitir que la inercia generada por la gran velocidad de la mezcla de aire y combustible siga llenando el cilindro aun cuando el pistón comience la fase de compresión.

La leva de escape será la encargada de abrir la válvula antes del final de la carrera de expansión, esto se realiza porque la mayor parte del trabajo de expansión se lleva a cabo antes de la mitad de la carrera y al realizar la apertura de la válvula antes de tiempo permite que los gases a gran presión comiencen su escape antes de la carrera, logrando que la presión interna baje antes de comenzar la carrera de escape, reduciendo así el trabajo de pérdida por bombeo. Dejando la válvula abierta después del PMS, el impulso de los gases del escape se utilizará para limpiar el cilindro de una manera más eficiente y como la válvula también está abierta durante un periodo de superposición, la inercia de los gases de escape ayudará al llenado del cilindro creando un vacío en el mismo y en el conducto de admisión.

Sin embargo, esta teoría no funciona con máxima eficiencia desde el régimen de ralentí hasta las revoluciones máximas del motor, esto se debe a que el motor a bajo régimen trabaja con una velocidad de mezcla muy baja y posee poca inercia, como consecuencia, el retraso al cierre de la válvula de admisión genera que cuando el pistón comienza su etapa de compresión, este comenzará a empujar la mezcla fuera del cilindro produciendo una reversión o contraflujo en el ducto de admisión, de manera similar se ocasionan consecuencias en el

retraso al cierre de la válvula de escape, cuando el pistón comienza la etapa de admisión, la falta de inercia de los gases de escape genera un contraflujo, es decir, que estos se giran y sean succionados de nuevo al cilindro.

Otra consecuencia a tener en cuenta, es que un gran periodo de superposición también puede ser contraproducente para cuando el motor funcione a alto régimen, esto se debe a que se puede generar que la mezcla fluya directamente desde el puerto de admisión hacia el de escape, generando un menor rendimiento volumétrico, logrando una menor potencia obtenida e incrementando el consumo.

En síntesis, los árboles de levas son los que determinan el inicio y fin de las fases de funcionamiento del motor como se puede ver en el diagrama de presión vs ángulos de cigüeñal a continuación. Además, la sincronización de los tiempos es fundamental para la obtención de la máxima potencia posible, ya que como se vio anteriormente, es imposible obtener una eficiencia de llenado óptima a lo largo de todo el régimen de funcionamiento del motor.

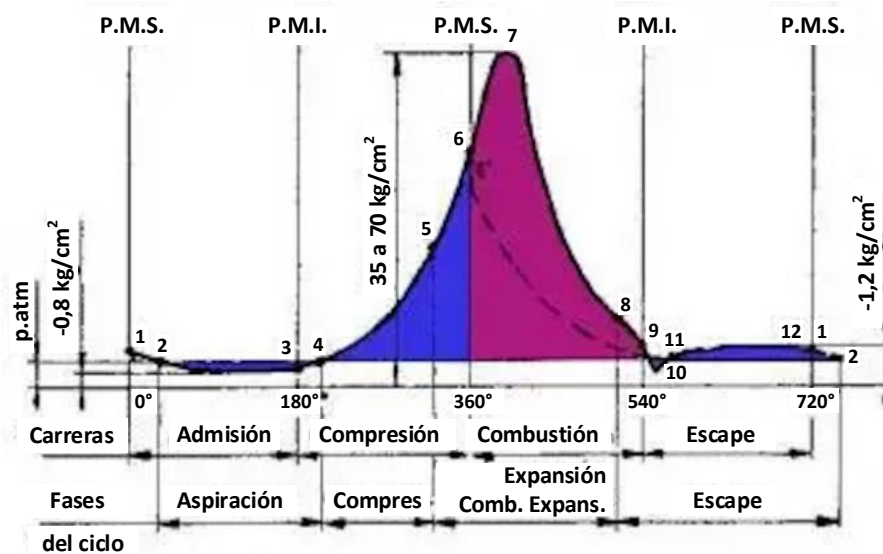


Imagen 66: Diagrama presiones vs ángulos del cigüeñal

2.5.2.1 Parámetros constructivos

Una leva se encuentra constituida por diferentes parámetros constructivos visualizados en la siguiente imagen.

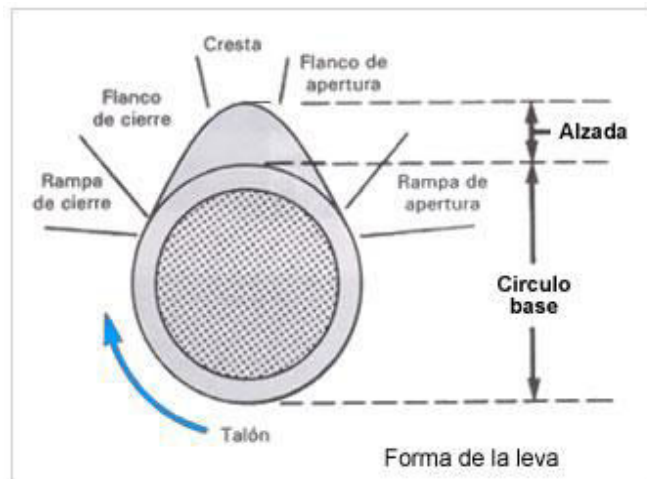


Imagen 67: Composición de una leva

- **Círculo de base:** Es la parte de la leva que se encuentra a un radio constante de su centro y que su curvatura representa el periodo de cierre de la válvula sin generar ningún tipo de huelgo.
- **Círculo reducido:** Es el círculo visible en la leva cuyo radio es el resultado del radio del círculo de base menos la luz recomendada por el fabricante para compensar las dilataciones térmicas. Al diseñar una leva de rendimiento, el círculo reducido deberá tener una angulación de entre 280° a 320° del cigüeñal, esto es necesario para permitir a las válvulas disipar su calor y dar tiempo a los resortes a recuperarse del impacto que acaban de recibir.
- **Rampa de ataque:** Es la curvatura que une el círculo reducido con el círculo base, su función es evitar que el botador o balancín golpee contra el flanco produciendo ruidos y desgastes. En una leva estándar, la rampa de ataque tendrá una duración de entre 60° a 80°, pero en levas de competición ante un incremento en la duración de apertura de la válvula y la imposibilidad de reducir el ángulo del círculo reducido, se recurre a reducir a duración de la rampa de ataque a valores de entre 40° a 60° como mínimo, ya que cuando más cortas sean las rampas, más brusco será el movimiento, más ruidoso y se presentará un desgaste en el perfil de la leva.

El ángulo de la rampa de ataque de la leva se lo puede definir a partir de:

$$A_{rat} = \frac{(720^\circ - A_{cbl} - A_{pl})}{2} [^\circ] \quad (53)$$

En donde:

A_{cbl} : Ángulo del círculo de base de la leva [°].

A_{pl} : Ángulo de permanencia de la leva [°].

- **Flanco de la leva:** Es la curvatura responsable de la apertura y cierre de la válvula, esta une el círculo de base con la cresta de la leva, su forma puede ser curvilínea o rectilínea, el primero presenta la ventaja de producir un mayor levantamiento inicial de la válvula, una alzada media mayor y una menor aceleración media, por lo cual es el más recomendado.
- **Cresta de la leva:** Es la curvatura de un círculo comprendido entre los dos flancos, durante la transición de la misma se garantiza una alzada máxima constante de la leva.
- **Alzada de la leva:** Se puede definir como la distancia que separan la curva del círculo de base con la de la cresta y representa la elevación que tendrá la válvula. Esta distancia tiene gran influencia sobre el rendimiento del motor, ya que, la alzada de la válvula define la velocidad de la mezcla en el caso de admisión y de los gases en el escape respectivamente.
A manera orientativa, una alzada óptima tomará un valor de un 23% del diámetro de la válvula adoptada, este valor podrá incrementarse hasta un 33% cuando sea imposible implementar válvulas más grandes (por cuestiones dimensionales o de reglamento), valores superiores al 35% además de no generan grandes ganancias, comprometen el conjunto de válvulas debido a la aceleración que esta genera, pudiendo producir rebotes en sus periodos de cierre y hasta el corte de su vástago.
- Además, a medida que se incrementa el valor de alzada de una leva, se incrementa el tiempo requerido para los transitorios de apertura y cierre, esto obliga a reducir el tiempo del estado estacionario en donde su valor es máximo. Como resultado se obtiene una reducción de la alzada media de la leva, generando un flujo deficiente a alto régimen y una pérdida de potencia en el extremo superior de la curva. Es por ello que aquellos motores que funcionan a un régimen de revoluciones altas, adoptan diámetros de válvulas grandes y alzadas pequeñas.

- **Permanencia:** Se denomina permanencia al periodo en ángulos de cigüeñal en donde la válvula permanece abierta, es decir, es la sumatoria de la duración del flanco de apertura, de la cresta y del flanco de cierre.

Una leva estándar suele presentar una permanencia de entre 220° a 240°, lo que brindará un buen comportamiento a bajas revoluciones. Una leva más deportiva presentará una permanencia más cercana a los 270°, esto presentará mejora a altas revoluciones con pocas pérdidas a bajo régimen.

Una leva de semi-carrera, lo más extremo que se puede usar en una preparación de calle, tendría una permanencia máxima 290°, pasado este valor ya se consideran levas puramente de competición y pueden tener valores de entre 320° a 330°.

- **Sincronización de leva:** Se denomina sincronización de la leva a como la permanencia se reparte respecto al PMS y PMI, por ejemplo, una leva de permanencia de 240° podrá tener una sincronización 10-50/50-10, es decir, la válvula de admisión abrirá 10° antes del PMS y cerrará 50° después del PMI, mientras que la válvula de escape abrirá 50° antes del PMI y cerrará 10° después del PMS. En el caso de levas deportivas de 270° de permanencia la sincronización suele ser de 25-65/70-20, en el caso de una leva de semi-carrera de 290° de permanencia la sincronización suele ser de 40-70/75-35.

- **Entre centros de lóbulos:** Se denomina entre centro de una leva a la distancia en grados del cigüeñal entre la alzada máxima de la leva de admisión contra la del escape. Este ángulo fija la posición real de la leva, determina los puntos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape, y establece el periodo de superposición de las válvulas.

El entre centro de la leva de admisión puede calcularse a partir de:

$$E_{cla} = \frac{A_{AA} + 180^\circ + R_{CA}}{2} - A_{AA} [^\circ] \quad (54)$$

En donde:

AAA: Anticipo a la apertura de la admisión [°].

RCA: Retraso al cierre de la admisión [°].

El entre centro de la leva de escape puede calcularse a partir de:

$$E_{cle} = \frac{A_{AE} + 180^\circ + R_{CE}}{2} - R_{CE} [^\circ] \quad (55)$$

En donde:

A_{AE}: Anticipo a la apertura del escape [°].

R_{CE}: Retraso al cierre del escape [°].

El entre centro tota de la leva se determina por:

$$E_{cl} = \frac{E_{cla} + E_{cle}}{2} [^\circ] \quad (56)$$

En donde:

E_{cla}: Entre centro de la leva de admisión [°].

E_{cle}: Entre centro de la leva de escape [°].

Los entre centros se pueden visualizar en la siguiente imagen:

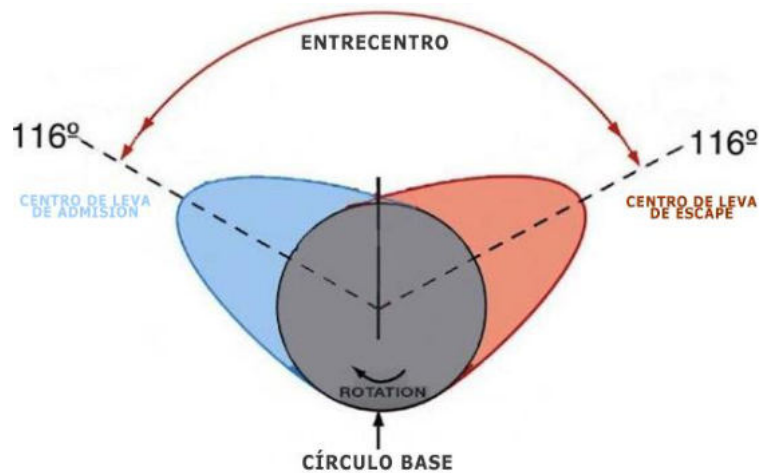


Imagen 68: Representación del entrecentro de una leva

Este concepto es muy importante porque una misma leva posicionada con distintos entre centros, tendrá una distinta sincronización y un distinto comportamiento en el motor, por ejemplo.

Tabla 12: Valores de referencia de una leva

Leva	Permanencia	Sincronización	Entre centro	Cruce
1	310	53-77/77-53	102	106
2	310	50-80/80-50	105	100
3	310	47-83/83-47	108	94

Un ángulo de entre centro estrecho como el de 102° tiende a mejorar la potencia en el rango medio de régimen, pero si se reduce demasiado la potencia del extremo inferior podría perderse debido a la reversión del escape y la potencia del extremo superior también podría perderse debido a un exceso en el barrido.

Por el contrario, un ángulo de entre centro más ancho como el de 108° favorece a la potencia en el extremo superior a expensas de una caída de potencia en el rango medio debido a la reversión de la admisión.

Teniendo en cuenta las características de los ductos de admisión y escape, se puede afirmar que un motor con restricciones de flujo en ambos ductos requerirá un mayor cruce por lo que funcionará mejor con un ángulo de entre centro estrecho, pero un motor con buen flujo en ambos ductos trabajará mejor con un ángulo de cruce intermedio o ángulos de entre centro que ronde los 104° a 106°.

- **Cruce de levas:** Se denomina cruce o ángulo de superposición de leva al tiempo en grados de cigüeñal en donde permanecen las válvulas de admisión y escape abiertas al mismo tiempo. Esto sucede porque la válvula de admisión se abre antes del PMS y la de escape se cierra después del PMS, su reacción es inversamente proporcional con los ángulos de separación de entre centro y suelen tomar valores que varían de entre 50° a 100°.

El cruce de leva se puede determinar a partir de:

$$G_{cl} = A_{AA} + R_{CE} [^\circ] \quad (57)$$

En donde:

AAA: Anticipo a la apertura de la admisión [°].

RCE: Retraso al cierre del escape [°].

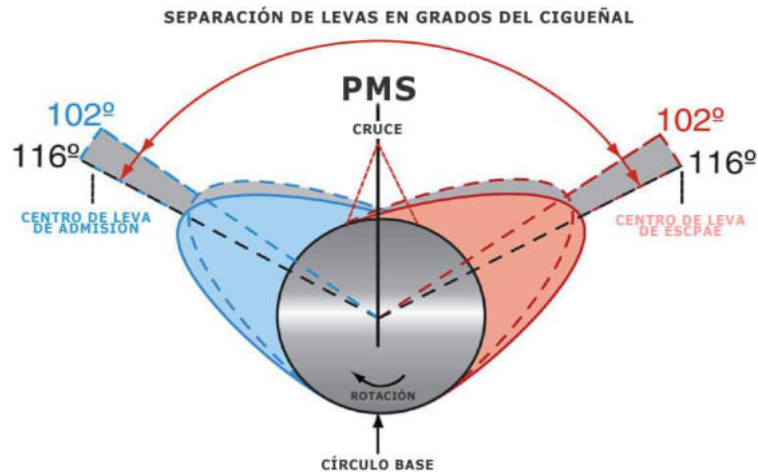


Imagen 69: Representación del cruce de una leva

2.5.2.2 Conceptos fundamentales

- **Rango de potencia:** Es el intervalo de revoluciones en donde la leva tiene el mayor desempeño, este intervalo se centra en las revoluciones de potencia máxima y su amplitud depende de la permanencia de la leva.

El régimen superior del intervalo de la leva está determinado por:

$$n_{sl} = L_s * n [rpm] \quad (58)$$

En donde:

Ls: Límite superior

- Levas de permanencia 200 a 230 es 1,05
- Levas de permanencia 230 a 260 es 1,1
- Levas de permanencia 260 o más es 1,1

n: Régimen de la potencia máxima [rpm].

El régimen inferior del intervalo de la leva está determinado por:

$$n_{il} = L_i * n [rpm] \quad (59)$$

En donde:

Li: Límite inferior

- Levas de permanencia 200 a 230 es 0,4
- Levas de permanencia 230 a 260 es 0,6
- Levas de permanencia 260 o más es 0,8

n: Régimen de la potencia máxima [rpm].

- **Avance o retraso de la leva:** Otra estrategia para dar con las características de potencia buscadas es la de sintonizar la puesta a punto de los árboles de leva para ocasionar un avance o retraso de sus tiempos con respecto al giro del cigüeñal.

Cuando se produce el avance de una leva las válvulas abren y cierran antes, esto reduce la reversión tanto en la admisión como en el escape, usualmente esto reduce un poco la potencia en el extremo superior, pero si el motor se encontraba con un cruce excesivo el avanzar la leva solucionará este problema e incrementará la potencia en el extremo superior. Básicamente, avanzar una leva hace que esta funcione como una con un entre centro más estrecho, pero sin las desventajas del aumento del cruce de levas. Por lo tanto, una leva de 108° de entre centro instalada con 6° de avance funcionará en el rango medio de revoluciones como una leva con 104° o 105° de entre centro, y a altas revoluciones funcionará de manera similar a una leva con 106° o 107° de entre centro.

Normalmente no se producen retrasos en el árbol de levas, la teoría expresa que la misma causa una pérdida de potencia en el rango medio del régimen, pero se incrementa la potencia en el extremo superior. En la práctica se ha observado que el retraso de una leva produce pérdidas de potencia en todo el régimen de revoluciones. Cuando se instala una leva en retraso, las válvulas se abren y se cierran más tarde, esto aumenta la reversión del flujo en ambos pudiendo aumentar la extracción de la mezcla por el cruce de válvulas.

La una posibilidad en la que se pueden aprovechar los efectos indeseados que producen un retraso de levas es en el caso de que el motor se encuentre funcionando en condiciones de detonación debido a una relación de compresión elevada, normalmente ante esta situación los preparadores retrasan el avance al encendido, pero se obtienen menores pérdidas de potencia modificando la sincronización del árbol de levas, ya que se mejora el funcionamiento reduciendo el llenado del cilindro, esto sucede en el rango medio de revoluciones con la reversión de flujos tanto en la admisión como en el escape, y a altas revoluciones con el retraso del cierre de la válvula de escape genera un barrido excesivo.

2.5.2.3 Curvas características de las levas

La representación del posicionamiento de la válvula en cada ángulo de rotación del cigüeñal entrega la curva de alzada de la leva, derivando el posicionamiento con respecto al tiempo se obtiene la curva de velocidad de la leva y derivando ésta última nuevamente con respecto al tiempo, se obtendrá la curva de aceleración de la leva, la cual será útil para visualizar el comportamiento de la leva y las aceleraciones que sufren el tren de válvulas y los resortes.

En la imagen a continuación se puede observar lo siguiente:

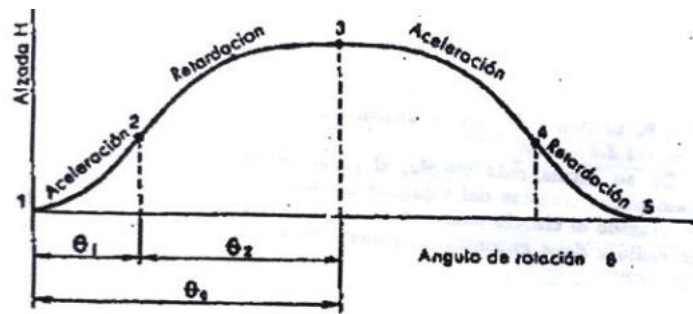


Imagen 70: Representación de la aceleración de una válvula

Al hacer girar la leva, y si el juego con la válvula es nulo, la misma comenzará a levantarse cuando se pone en contacto con el flanco en el punto 1, durante la transmisión del contacto del punto 1 al punto 2 (en el cual termina el flanco de la leva) el movimiento de la válvula es acelerado (aceleración positiva), mientras que del punto 2 al punto 3 es de desaceleración (aceleración negativa). En efecto, la velocidad pasa del valor cero en el punto 1 al valor máximo en el punto 2 para volver a anularse en el punto 3, en cuya correspondencia la aceleración negativa alcanza su valor máximo.

A continuación, se puede visualizar las tres curvas características de una leva comparando las diferencias de los perfiles curvos a los rectos.

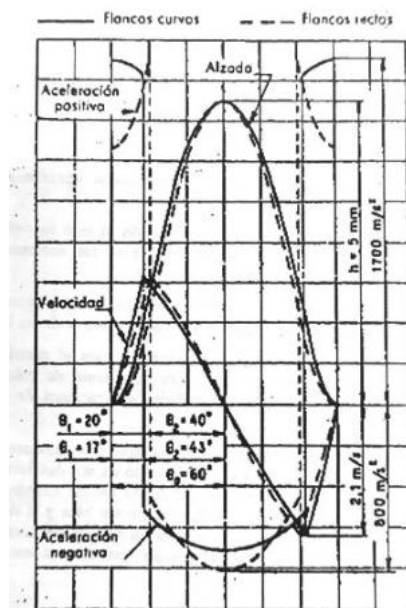


Fig. 164.— Diagrama de las alzadas, velocidades, aceleraciones.

Imagen 71: Representación de las curvas características de una leva

2.5.3 Diseño de los resortes de válvula

La función específica de los resortes de válvula consiste en mantener a estas fuertemente apoyadas contra sus asientos en aquellas partes del ciclo en los que los ductos deben encontrarse cerrados. Esto exige que el resorte cuando se encuentre en reposo manteniendo la válvula cerrada ejerza una fuerza mínima que sea capaz de equilibrar a la fuerza creada por la depresión dentro del cilindro.

Por otra parte, el movimiento alternativo al que se ven sometidas las válvulas, durante su funcionamiento, genera en ellas fuerzas de inercia que tienden a separarlas de sus elementos de empuje.

En este punto los resortes deben establecer una fuerza antagónica que los mantenga en contacto con los elementos de empuje en todo momento para que no se produzca la aparición de falsos movimientos que puedan perturbar el correcto funcionamiento de las válvulas.

Equivocadamente y buscando cumplir con ambos requisitos, suelen utilizarse resortes cuya fuerza sea ampliamente superior a la necesaria; esto, si bien cumple con los requisitos anteriores, también genera nuevos inconvenientes.

El primer inconveniente de implementar un resorte demasiado duro es la generación de choques al momento de producirse el cierre de la válvula, lo que puede producir la deformación del asiento y ocasionar una acción de rebote de las válvulas sobre los mismos.

El segundo inconveniente es que se requiere una mayor fuerza de los mecanismos de accionamiento de la válvula para mover los resortes extremadamente tensos; esto genera una mayor absorción de potencia del motor, lo que dificulta la puesta en marcha y el funcionamiento en ralentí, produciendo un desgaste acelerado de todos los elementos del sistema de empuje (levas, botadores o balancines, ejes, etc.).

Lo antes dicho obliga a realizar el cálculo de las fuerzas requeridas para la implementación de resortes adecuados, que garanticen el correcto funcionamiento del sistema de válvulas.

2.5.3.1 Cantidad de resortes por válvula

El movimiento rápido y constante con el que los resortes de válvulas trabajan pueden ocasionar en algunos momentos, una serie de ondas de resonancia que, al alcanzar la

frecuencia natural del resorte, ocasiona que dos o más espiras conjuntas no se separen entre sí y que este efecto se desplace de arriba hacia abajo del resorte como se muestra en la siguiente imagen:

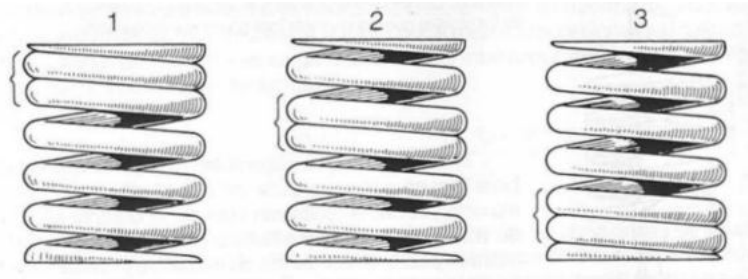


Imagen 72: Representación del efecto de resonancia en un resorte

Este efecto que genera una reducción del largo útil del resorte, lo que dificulta el accionamiento de la válvula y puede producir fácilmente la rotura del resorte por el impacto, al transferirse la carga de la leva en la apertura.

Una solución consiste en utilizar dos tipos diferentes de resortes helicoidales, colocados concéntricamente, con diferentes contantes. De esta manera, al tener frecuencias naturales distintas entre sí, cada uno amortiguará las vibraciones del otro.

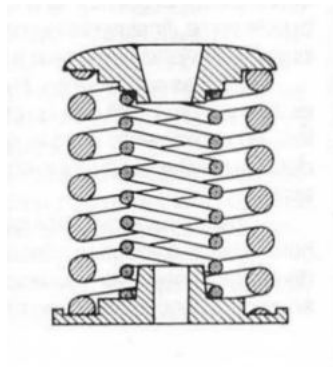


Imagen 73: Disposición del sistema de doble resorte

Se observa que los sentidos de arrollamiento de las hélices de cada resorte, son opuestos. Esto tiene como objetivo evitar la interferencia entre las espiras.

Es así, que en un motor repotenciado es indispensable la implementación de un sistema de doble resorte de válvula. Existen muchos motores deportivos, de grandes potencias, donde se implementan sistemas de hasta tres resortes.

Este sistema además cuenta con la ventaja de evitar la caída de la válvula en el interior de la cámara de combustión, en caso de rotura de uno de los resortes, lo que puede

ocasionar el doblado de las válvulas, rotura del pistón y daños irreversibles en el cielo de la cámara de combustión.

2.5.3.2 Fuerzas de resortes requeridas

Como se pudo anticipar en el desarrollo del punto 2.5, la carga de sollicitación del resorte de la válvula se presenta en dos momentos.

- Cuando las válvulas se encuentran cerradas y en el cilindro se produce una depresión, es aquí donde, la fuerza mínima (fuerza estática) desarrollada por el resorte debe garantizar que las válvulas permanezcan cerradas.

Observando el diagrama de presiones de la Imagen 66, se puede deducir que la depresión ocurre en dos momentos:

- Durante la admisión, esto solicita el resorte de la válvula de escape.
- Durante el inicio de la fase de escape, esto solicita el resorte de la válvula de admisión.

La fuerza mínima del resorte puede calcularse a partir de:

$$F_{rmin} = D_{cil} * A_{va} * C_s [kg] \quad (60)$$

En donde:

D_{cil} : Depresión del cilindro [kg/cm^2].

A_{va} : Área de la cabeza de la válvula de admisión [cm^2].

C_s : Coeficiente de seguridad.

- Durante la apertura y el cierre de la válvula, esta experimenta cambios en su aceleración generando fuerzas de inercia.

Observando la Imagen 70 es fácil deducir que durante los tramos 1-2 y 4-5, la aceleración es positiva y la inercia del conjunto con movimiento alternativo hace que se oponga al movimiento, aumentando la carga que genera el conjunto sobre la leva. Pero durante el tramo 2-3-4, la aceleración es negativa y la inercia del conjunto con movimiento alternativo hace que, a altas revoluciones, el elemento de empuje (botador o balancín) se desprege de la leva, haciendo “flotar la válvula”; es aquí donde se encuentra el segundo momento solicitado del resorte, ya que este debe tener una fuerza máxima (fuerza dinámica) que garantice que el elemento de empuje se desplace siempre por el perfil de la leva.

La fuerza máxima del resorte puede calcularse a partir de:

$$F_{rmax} = \frac{P_{cav}}{9,81} * A_{mnl} [kg] \quad (61)$$

En donde:

P_{cav} : Peso del conjunto alternativo de la válvula [kg].

A_{mnl} : Aceleración media negativa de la leva [m/seg²].

La aceleración media negativa de la leva se puede calcular a partir de:

$$A_{mnl} = \frac{W_{cig}}{4} * D_{clcc} \left[\frac{m}{seg^2} \right] \quad (62)$$

En donde:

W_{cig} : Velocidad angular del cigüeñal [r/seg].

D_{clcc} : Distancia del centro de la leva al centro de la cresta [mts].

2.5.3.3 Fuerzas de resortes disponible

La fuerza desarrollada por un resorte se puede determinar a partir de:

$$F_r = K_r * \Delta L_r [kg] \quad (63)$$

En donde:

K_r : Constante del resorte [kg/mm].

ΔL_r : Deformación longitudinal del resorte [mm].

La constante del resorte se puede determinar a partir de:

$$K_r = \frac{G * \emptyset_{Alam}^4}{8 * \emptyset_{mr}^3 * N_{ea}} \left[\frac{kg}{mm} \right] \quad (64)$$

En donde:

G: Módulo de elasticidad [kg/mm²].

➤ Para el acero cuerda de piano G=8500 [kg/mm²]

➤ Para el acero inoxidable G=8000 [kg/mm²]

\emptyset_{Alam} : Diámetro del alambre del resorte [mm].

\varnothing_{mr} : Diámetro medio del resorte [mm].

N_{ea} : Espiras activas del resorte.

El diámetro medio del resorte se puede determinar a partir de:

$$\varnothing_{mr} = \varnothing_{intr} + \frac{(\varnothing_{extr} - \varnothing_{intr})}{2} [mm] \quad (65)$$

En donde:

\varnothing_{intr} : Diámetro interior del resorte [mm].

\varnothing_{extr} : Diámetro exterior del resorte [mm].

Las espiras activas del resorte se pueden determinar a partir de:

$$N_{ea} = N_{etr} - 1,5 \quad (66)$$

En donde:

N_{etr} : Espiras totales del resorte.

A partir de las expresiones anteriormente desarrolladas es posible poder calcular la fuerza mínima del resorte disponible a partir de:

$$F_{rmin d} = K_r * \Delta L_{ro} [kg] \quad (67)$$

En donde:

K_r : Constante del resorte [kg/mm].

Δl_{ro} : Deformación longitudinal del resorte inicial [mm].

En el caso de tener un sistema de doble resorte, la fuerza del resorte mínima disponible total se obtiene de:

$$F_{rmin dt} = F_{rmin d1} + F_{rmin d2} [kg] \quad (68)$$

En donde:

$F_{rmin d1}$: Fuerza mínima disponible del resorte 1 [kg].

$F_{rmin d2}$: Fuerza mínima disponible del resorte 2 [kg].

La fuerza máxima del resorte disponible a partir de:

$$F_{rmaxd} = K_r * \Delta L_{rf} [kg] \quad (69)$$

En donde:

K_r : Constante del resorte [kg/mm].

ΔL_{rf} : Deformación longitudinal del resorte final [mm].

La deformación longitudinal del resorte final se obtiene a partir de:

$$\Delta L_{rf} = \Delta L_{ro} + A_{lza} [mm] \quad (70)$$

En donde:

ΔL_{ro} : Deformación longitudinal del resorte inicial [mm].

A_{lza} : Alzada de la leva de admisión [mm].

En el caso de tener un sistema de doble resorte, la fuerza del resorte máxima disponible total se obtiene de:

$$F_{rmaxt} = F_{rmaxd1} + F_{rmaxd2} [kg] \quad (71)$$

En donde:

F_{rmaxd1} : Fuerza máxima disponible del resorte 1 [kg].

F_{rmaxd2} : Fuerza máxima disponible del resorte 2 [kg].

2.6 Ensayo en banco de pruebas

Un banco de pruebas es una plataforma especial mediante la cual es posible estudiar el comportamiento de un motor de combustión interna, obteniendo las diversas variables que rigen su funcionamiento. Al procedimiento de obtención de dichas variables se lo conoce como ensayo.

El ensayo en banco permite conocer la performance del motor a través de la recolección de datos como son: el número revoluciones, el torque y la potencia erogada por el mismo.

Es de gran importancia realizar la puesta a punto del motor en un banco de pruebas, ya que no hay manera de que un motor pueda alcanzar el máximo de su rendimiento, basándose únicamente en experiencias prácticas.

Existen distintos tipos de banco de pruebas, ya sea por principio de funcionamiento, disposición del motor, rango de potencias de trabajo, número máximo de revoluciones, etc. En este apartado, solo se hará mención a los bancos de baja potencia y de aplicación corriente en kartings y motocicletas de baja cilindrada.

2.6.1 Bancos de prueba de motores

Los bancos de prueba comunes permiten ensayar los motores en forma aislada, sin la necesidad de estar instalados en las motocicletas. Pueden ser de tipo: de volante inercial o de freno dinamométrico hidráulico.

El ensayo en este tipo de bancos, tiene la ventaja de ser el más sensible a la puesta a punto del motor, siendo ideales para la elección de los parámetros de funcionamiento.

Los valores entregados son los más cercanos al diagrama indicado, y solo se ven afectados por las pérdidas mecánicas presentes en el motor.



Imagen 74: Banco de prueba de volante inercial



Imagen 75: Banco de prueba de freno dinamométrico hidráulico

2.6.2 Banco de prueba de rodillo

Los bancos de rodillo permiten realizar ensayos sobre la motocicleta, sin la necesidad de desmontar el motor. Como las mediciones se efectúan sobre la rueda, los datos de potencia y torque recolectados son valores efectivos ya que se contemplan las pérdidas mecánicas del motor junto con las pérdidas de la transmisión y el conjunto cinemático encargado de transmitir el movimiento de propulsión.

Estos bancos pueden ser de tipo: rodillo inercial o rodillo inercial con freno dinamométrico. Dependiendo de las necesidades y precisión buscada en los resultados del ensayo, será la opción a elegir.

2.6.2.1 Banco de prueba de rodillo inercial

Este tipo de banco basa su funcionamiento en el concepto de inercia, para ello, estos bancos se encuentran contruidos con un rodillo de gran masa y diámetro, equipado únicamente con un sensor de rpm sobre el cual tracciona la rueda motriz de la motocicleta.

El fabricante del banco de pruebas conoce este valor de inercia, por lo que cuando la rueda acelera el tambor se puede calcular el par. La medición precisa de la aceleración en un periodo de tiempo breve, dando una cifra de par a partir de la cual se calcula la potencia.

Como la carga inercial es fija, ya que depende de las características contractivas del rodillo, esta no puede adaptarse a las diferentes potencias que se han de probar y es por ello que las pruebas proporcionan mediciones de rendimiento aproximadas y poco repetibles.



Imagen 76: Banco de prueba de rodillo inercial



Imagen 77: Motocicleta montada en banco de rodillo inercial

2.6.2.2 Banco de prueba de rodillo con freno

Este tipo de banco es una variante del anterior, que incorpora un freno o carga variable conectado a los rodillos que hacen girar las ruedas. En un principio la mayoría de los frenos eran mecánicos o hidráulicos, pero en la actualidad se ha generalizado el uso de los frenos de corrientes parásitas ya que, son más sencillos de utilizar. La aplicación de electricidad al freno proporciona la carga necesaria para resistir la rotación de la rueda. La fuerza se mide con una galga extensométrica y a partir de ella se calculan el torque y posteriormente la potencia. Debido a que se puede aplicar una carga constante, este método es excelente para mapear el encendido y la inyección del combustible.



Imagen 78: Banco de prueba de rodillo inercial con freno



Imagen 79: Motocicleta montada en banco de rodillo inercial con freno

CAPÍTULO 3: DESARROLLO Y CÁLCULO

3.1 Condiciones iniciales

El desarrollo de este trabajo abarcará una serie de etapas que conforman el redimensionamiento de un motor estándar, con el objeto de aumentar la potencia del mismo.

En primer lugar y como punto de partida, se cuenta con un motor con las siguientes características:

Tabla 13: Características del motor original

Marca	Honda
Cantidad de cilindros	1
Potencia	24 HP
Régimen de potencia	8000 rpm
Toque	2,4 kgm
Régimen de torque	6000 rpm
Sistema de distribución	Dohc a cadena
Cantidad de válvulas por cilindro	4

3.2 Incremento de cilindrada.

Las dimensiones del motor original que definen el valor de cilindrada son las siguientes:

Tabla 14: Características del volumen de cilindrada original

Volumen de cilindrada	249 cm ³
Diámetro del cilindro	73 mm
Carrera del pistón	59,5 mm

Se puede definir que el incremento del valor de cilindrada se puede generar por un aumento del diámetro del cilindro o la carrera del pistón mismo (ver 2.3).

Considerando las características que ofrecen las tres configuraciones de los motores (ver 2.3.1) y los inconvenientes que se genera al modificar la carrera de un motor (ver 2.3.3.4), se decide incrementar la cilindrada solo por medio de un aumento del diámetro del pistón.

Analizando la disponibilidad de material en el block se selecciona dentro de las opciones comerciales, un pistón de gran calidad diseñado específicamente para este motor y que se encuentre compuesto de aluminio forjado debido a sus ventajas (ver 2.3.2.2), tenga una cabeza plana para evitar un incremento de su peso (ver 2.3.2.3) y que posea un

tratamiento antifricción en su falda para reducir las pérdidas por rozamiento y desgaste (ver 2.3.2.4).

Marca: IAPEL

Material: Aluminio forjado

\varnothing_p (Diámetro del pistón): 90,95 mm

J_{pc} (Juego del pistón y cilindro): 0,05 mm

\varnothing_c (Diámetro del cilindro): 91 mm



Imagen 80: Pistón a implementar

Partiendo de la expresión (1) y teniendo en cuenta que la carrera del pistón es:

$$C = 59,5 \text{ mm}$$

se calcula el volumen de cilindrada:

$$V_{cil} = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} * C \text{ [cm}^3\text{]} \quad (1)$$

$$V_{cil} = \frac{\pi * (9,1 \text{ cm})^2}{4} * 5,95 \text{ cm} = 386,98 \text{ cm}^3$$

V_{cil} : Volumen de cilindrada $\approx 387 \text{ cm}^3$

Se puede establecer que el motor sufrirá un incremento de cilindrada del 55,4%, lo que incrementará notablemente las exigencias del mismo. De acuerdo a varias comparaciones con motor se similares características se estima que el motor en esa cilindrada puede llegar a desarrollar en un banco dinamométrico una potencia de hasta 50 a 55 HP.

3.3 Cálculo del nuevo espesor de la camisa

Las características de la camisa original son las siguientes:

Tabla 15: Características de la camisa original

Material de la camisa	Acero
Diámetro exterior de la camisa	81 mm
Espesor de la camisa	4 mm

Debido a que el diámetro del nuevo pistón seleccionado supera el diámetro exterior de la camisa original, es necesario reemplazarla por una de mayores dimensiones.

Considerando que no se alteró la carrera del pistón, se procede a seleccionar una camisa del mismo largo que la original, fabricada de acero centrifugado (ver 2.3.2.6), la cual posee las siguientes características:

Marca: WESKAN

Material: Fundición de acero centrifugada

Ø_{ecam} (Diámetro exterior de la camisa): 96,1 mm



Imagen 81: Camisa a implementar

A partir de la expresión (3) y teniendo en cuenta que el diámetro del cilindro es:

$$\phi_c = 91 \text{ mm}$$

se calcula el espesor de la camisa:

$$E_{cam} = \frac{\phi_{ecam} - \phi_c}{2} \text{ [mm]} \quad (3)$$

$$E_{cam} = \frac{96,1 \text{ mm} - 91 \text{ mm}}{2} = 2,55 \text{ mm}$$

E_{cam}: Espesor de la camisa = 2,55 mm

De acuerdo a la teoría (ver 2.3.2.9), para un motor de esta potencia es necesario una camisa con un espesor de 2,4 mm o mayor, por lo cual se verifica que el espesor de camisa es aceptable.

3.4 Cálculo de la nueva relación diámetro/carrera.

La relación diámetro/carrera original es:

Tabla 16: Relación diámetro/carrera original

Relación diámetro/carrera	1,23
----------------------------------	------

Debido al tamaño del nuevo pistón adoptado, se procede a calcular la relación diámetro-carrera a partir de la expresión (2).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

Ø_p: Diámetro del pistón = 90,95 mm

C: Carrera del pistón = 59,5 mm

$$\delta_{dc} = \frac{\text{Ø}_p}{C} \quad (2)$$

$$\delta_{dc} = \frac{90,95 \text{ mm}}{59,5 \text{ mm}} = 1,53$$

δ_{dc}: Relación diámetro carrera = 1,53

Como la relación es mayor a la unidad se verifica que se obtiene un motor supercuadrado confirmando las ventajas que estos motores presentan (ver 2.3.1).

3.5 Cálculo de la relación biela/manivela.

Si bien no se alteró ningún factor que pueda hacer variar la relación biela/manivela, se procede a calcularla para determinar las características del conjunto cinemático, a partir de la expresión (4):

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

Lb: Largo de biela = 102,5 mm

C: Carrera del pistón = 59,5 mm

$$\delta_{bm} = \frac{L_b}{L_m} = \frac{L_b}{\frac{C}{2}} \quad (4)$$

$$\delta_{bm} = \frac{102,5 \text{ mm}}{\frac{59,5 \text{ mm}}{2}} = 3,45$$

δ_{bm} : Relación biela/manivela = 3,45

Generalmente los motores trabajan con una relación de hasta 2,1; como se puede ver, al superarse ampliamente este valor, se confirman las ventajas de tener una biela larga, tanto para el proceso de combustión, como para las pérdidas por rozamiento y el desgaste del pistón y camisa (ver 2.3.3.1).

3.6 Determinación de la nueva relación de compresión

La relación de compresión del motor original es la siguiente:

Tabla 17: Relación de compresión original

Relación de compresión	9,3:1
-------------------------------	-------

Teniendo en cuenta los factores que limitan la relación de compresión (ver 2.4.1.1), su relación con la autodetonación (ver 2.4.1.2), su relación con la eficiencia volumétrica (ver 2.4.1.3) y el tipo de combustible a utilizar (ver 2.4.1.4), a partir de la tabla 3 se determina, de manera conservadora, una relación de compresión de 11,0:1.

δ_c : Relación de compresión = 11,0:1

3.7 Determinación del nuevo volumen de la cámara de combustión.

El volumen de la cámara de combustión del motor original es el siguiente:

Tabla 18: Volumen de la cámara de combustión original

Volumen de la cámara de combustión	30 cm ³
---	--------------------

Se determinará el valor que deberá tener el volumen de la cámara de combustión para garantizar la relación de compresión definida. Para ello se utilizará la expresión (5).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

V_{cil} : Volumen de cilindrada = 386,98 cm³

δ_c : Relación de compresión = 11

$$\delta_c = \frac{V_{cil} + V_{cc}}{V_{cc}} \implies V_{cc} = \frac{V_{cil}}{\delta_c - 1} [cm^3] \quad (5)$$

$$V_{cc} = \frac{386,98 \text{ cm}^3}{11 - 1} = 38,7 \text{ cm}^3$$

V_{cc}: Volumen de la cámara de combustión = 38,7 cm³
--

3.8 Determinación del nuevo volumen de la junta de tapa de cilindro.

Las características y dimensiones de la junta original son las siguientes:

Tabla 19: Características de la junta de cilindro original

Material de junta	Multi lamina de acero
Diámetro del orificio del pistón	74 mm
Espesor de la junta	0,6 mm
Volumen de la junta de cilindro	2,37 cm ³

Al producir un incremento en el diámetro del pistón fue necesario reemplazar la junta de tapa de cilindro original; al seleccionar una junta comercial se tienen en cuenta las características de los diversos modelos (ver 2.4.1.7), optando por la siguiente.

Marca: Jc

Material: Cobre

Tipo de junta: Mono lamina

\varnothing_j (Diámetro del orificio del pistón de la junta): 91 mm

E_j (Espesor de la junta): 0,5 mm

D_j (Deformación de la junta): 0,05 mm



Imagen 82: Junta de cilindro a implementar

Se procede a determinar el volumen que genera la nueva junta de tapa de cilindro a partir de la expresión (8).

$$V_j = \frac{\pi * (\varnothing_j^2)}{4} * (E_j - D_j) [cm^3] \quad (8)$$

$$V_j = \frac{\pi * (9,1 cm^2)}{4} * (0,05 cm - 0,005 cm) = 2,93 cm^3$$

V_j: Volumen de la junta de tapa de cilindro = 2,93 cm³

3.9 Determinación del nuevo volumen del cielo de la tapa de cilindro.

El volumen del cielo de la tapa original es el siguiente:

Tabla 20: Volumen del cielo de la tapa de cilindro original

Volumen del cielo de la tapa de cilindro	27,63 cm ³
---	-----------------------

Como el pistón seleccionado tiene en su cara cavidades para el alojamiento de las válvulas, se procede a definir el volumen que generan las mismas a través de un ensayo práctico (ver 2.4.1.5).

V_{cp}: Volumen de la cavidad del pistón = 7 cm³
--

Con este dato y la expresión (6) se puede determinar el volumen que deberá tener el cielo de la tapa de cilindro para obtener la relación de compresión seleccionada.

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

$$V_{cc}: \text{Volumen de la cámara de combustión} = 38,7 \text{ cm}^3$$

$$V_j: \text{Volumen de la junta de tapa de cilindro} = 2,93 \text{ cm}^3$$

$$V_{cc} = V_{cie} + V_j + V_{cp} \implies V_{cie} = V_{cc} - V_j - V_{cp} \quad (6)$$

$$V_{cie} = 38,7 \text{ cm}^3 - 2,93 \text{ cm}^3 - 7 \text{ cm}^3 = 28,77 \text{ cm}^3$$

V_{cie}: Volumen del cielo de la tapa de cilindro = 28,77 cm³
--

Para lograr este volumen se retrabaja la tapa de cilindro (ver 2.4.1.7) para así mejorar la turbulencia dentro del cilindro. Además, se pule la misma para evitar posibles puntos calientes e incrustaciones de carbonización, que pueden afectar el correcto funcionamiento del motor.

3.10 Cálculo de la nueva velocidad media del pistón

La velocidad media del pistón original es la siguiente:

Tabla 21: Características de la velocidad del pistón original

Régimen de potencia	8000 rpm
Velocidad media del pistón	15,9 m/seg

Para lograr un aumento de potencia por incremento del régimen de giro (ver 2.5), se procede a reestablecer el régimen máximo de rotación a 10000 rpm.

n: Régimen de la potencia máxima = 10000 rpm
--

Se procede a calcular la velocidad media del pistón con el nuevo régimen a partir de la expresión (52).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

$$C: \text{Carrera del pistón} = 59,5 \text{ mm}$$

$$V_{mp} = \frac{2 * C * n}{60000} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (52)$$

$$V_{mp} = \frac{2 * 59,5 \text{ mm} * 10000 \text{ rpm}}{60000 \frac{seg * mm}{min * m}} = 19,87 \frac{m}{seg}$$

V_{mp}: Velocidad media del pistón = 19,87 m/seg

Como su valor es superior a los 17 m/seg establecidos como límite para bielas de fundición de acero (ver 2.5.1.1), se decide reemplazar la biela por una con las mismas dimensiones geométricas que la original, pero de distinto material.

Marca: Saenz

Material: Acero forjado

L_b: Largo de biela = 102,5 mm



Imagen 83: Biela a implementar

3.11 Cálculo del diámetro de la válvula de admisión

La cantidad de válvulas y dimensión originales son las siguientes:

Tabla 22: Características de las válvulas de admisión original

Cantidad de válvulas de admisión	2
Diámetro de válvula de admisión	28 mm

A partir del valor del diámetro de válvula de admisión original y la nueva camisa implementada, se procede a establecer las limitaciones geométricas para la implementación de la nueva válvula de admisión (ver 2.4.2.7.1).

Dimensión **A**: Distancia entre la válvula y la camisa = 11 mm

Dimensión **B**: Distancia entre guías de válvula = 34 mm

Dimensión **C**: Distancia entre válvula de admisión y escape = 5,5 mm

Se procede a definir el diámetro óptimo para la válvula de admisión según el nuevo valor de cilindrada; para ello se utilizará la expresión (26).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

V_{cil} : Volumen de cilindrada = 386,98 cm³

n : Régimen de la potencia máxima = 10000 rpm

C_{pe} : Constante de proporcionalidad empírica = 750

Se adopta de manera estimativa que:

V_{a1} : velocidad de paso por válvula = 125 m/seg

$$\varnothing_{va} = \sqrt{\frac{V_{cil} * n}{\pi * V_{a1} * C_{pe}}} * 10 [mm] \quad (26)$$

$$\varnothing_{va} = \sqrt{\frac{386,98 \text{ cm}^3 * 10000 \text{ rpm}}{\pi * 125 \frac{m}{seg} * 750}} * 10 \frac{mm}{cm} = 36 \text{ mm}$$

Realizando una comparación con los límites geométricos se puede establecer que: la válvula a implementar es inadmisibles ya que excede el valor de la dimensión B. De esto se deduce que solo se podrán implementar válvulas de un diámetro de 34 mm o menos para poder utilizar guías comerciales.

Teniendo en cuenta que el valor de cilindrada se aproxima a 400 cm³ y que su cabezal posee dos válvulas de admisión, se recurre a la tabla 7, la cual recomienda la implementación de un diámetro de válvula de admisión de 33 mm

Los límites geométricos quedarían en los siguientes valores:

Dimensión **A**: Distancia entre la válvula y la camisa = 8,5 mm

Dimensión **B**: Distancia entre guías de válvula = 34 mm

Dimensión **C**: Distancia entre válvula de admisión y escape = 3 mm

Con lo cual es admisible el nuevo valor del diámetro de la válvula de admisión.

Se procede a comprobar si el valor de la válvula requerida se encuentra dentro de las opciones comerciales y se selecciona una con las siguientes características:

Marca: MPI 3b
Modelo: Racing para Honda Twister
Diámetro de válvula: 33 mm
Diámetro del vástago: 4,97 mm
Ángulo de asiento: 45°



Imagen 84: Válvulas de admisión a implementar

Øva: Diámetro de la válvula de admisión = 33 mm

3.12 Cálculo de velocidad de paso por válvula de admisión

Las características de las válvulas de admisión originales son las siguientes:

Tabla 23: Características de flujo por válvula de admisión original

Diámetro de válvula de admisión	28 mm
Alzada de la leva de admisión	8,2 mm
Ángulo de asiento de la válvula	45°
Velocidad de paso por válvula	65 m/seg

Se define la nueva velocidad de paso por válvula a partir de la expresión (21).

Se considera que, como el conducto de admisión se encuentra compuesto por dos válvulas, el caudal que pasa por cada una de ellas es la mitad del caudal aspirado.

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{za}} \implies V_{a1} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{a1}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por válvula a partir de la expresión (11).

$$A_{a1} = \pi * \varnothing_{va} * A_{lza} * \cos(\alpha) [m^2] \quad (11)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (11) en la (21).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{va} : Diámetro de la válvula de admisión = 33 mm

α : Ángulo del asiento de la válvula = 45°

Se define el siguiente valor:

Alza: Alzada de la leva de admisión = 7,5 mm

$$V_{a1} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{2 * \pi * \varnothing_{va} * A_{lza} * \cos(\alpha)} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

$$V_{a1} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{2 * \pi * 0,033 m * 0,0075 m * \cos(45^\circ)} = 117,3 \frac{m}{seg}$$

V_{a1}: Velocidad de paso por válvula de admisión = 117,3 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor de alzada de la válvula de admisión.

Alza: Alzada de la leva de admisión = 7,5 mm

3.13 Cálculo de velocidad de paso por la garganta del casquillo de admisión

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 24: Características de flujo por la garganta admisión original

Diámetro de la garganta del casquillo	23,5 mm
Velocidad de paso por la garganta	76,6 m/seg

Se procede a definir la nueva velocidad de paso por la garganta del casquillo a partir de la expresión (21).

Se considera que como el conducto de admisión se encuentra compuesto por dos válvulas, el caudal que pasa por cada una de ellas es la mitad del caudal aspirado.

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{za}} \implies V_{a2} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{a2}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por la garganta del casquillo a partir de la expresión (12).

$$A_{a2} = \frac{\pi * (\varnothing_{ga}^2)}{4} [m^2] \quad (12)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (12) en la (21).

Se define el siguiente valor:

\varnothing_{ga} : Diámetro de la garganta del casquillo de admisión = 29,1 mm

$$V_{a2} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{2 * \left(\frac{\pi * (\varnothing_{ga}^2)}{4}\right)} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

$$V_{a2} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{2 * \left(\frac{\pi * (0,0291 m^2)}{4}\right)} = 97 \frac{m}{seg}$$

V_{a2}: Velocidad de paso por la garganta del casquillo de admisión = 97 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se verifica que la velocidad se encuentra dentro del valor admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro de la garganta del casquillo de admisión.

Ø_{ga}: Diámetro de la garganta del casquillo de admisión = 29,5 mm

3.14 Cálculo de velocidad de paso por el pulmón de admisión

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 25: Características de flujo por el pulmón admisión original.

Diámetro horizontal del pulmón de admisión	54 mm
Diámetro vertical del pulmón de admisión	28 mm
Velocidad de paso por el pulmón	56 m/seg

Se define la nueva velocidad de paso por el pulmón a partir de la expresión 21.

Considerando que en este punto se produce la unificación del conducto de admisión, el caudal que pasa por el mismo equivalente al caudal aspirado.

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{A_{za}} \implies V_{a3} = \frac{Q_{ma}}{A_{a3}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por el pulmón a partir de la expresión (13).

$$A_{a3} = \frac{\pi * (\varnothing_{hpa} * \varnothing_{vpa})}{4} [m^2] \quad (13)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (13) en la (21).

Se definen los siguientes valores:

\varnothing_{hpa} : Diámetro horizontal del pulmón de admisión = 62 mm

\varnothing_{vpa} : Diámetro vertical del pulmón de admisión = 31 mm

$$V_{a3} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{hpa} * \varnothing_{vpa})}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

$$V_{a3} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,062 m * 0,031 m)}{4}} = 85,5 \frac{m}{seg}$$

V_{a3} : Velocidad de paso por el pulmón de admisión = 85,5 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se verifica que la velocidad se encuentra dentro del valor admisible. Con esto quedan definidos los valores de los diámetros del pulmón de admisión.

\varnothing_{hpa} : Diámetro horizontal del pulmón de admisión = 62 mm

\varnothing_{vpa} : Diámetro vertical del pulmón de admisión = 31 mm

3.15 Cálculo de velocidad de paso por el tubo de admisión

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 26: Características de flujo por el tubo admisión original.

Diámetro horizontal del tubo de admisión	35 mm
Diámetro vertical del tubo de admisión	33 mm
Velocidad de paso por el tubo de admisión	73,2 m/seg

Se define la nueva velocidad de paso por el tubo de admisión a partir de la expresión (21).

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{A_{za}} \implies V_{a4} = \frac{Q_{ma}}{A_{a4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por el tubo de admisión a partir de la expresión (14).

$$A_{a4} = \frac{\pi * (\varnothing_{hta} * \varnothing_{vta})}{4} [m^2] \quad (14)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (14) en la (21).

Se definen los siguientes valores:

\varnothing_{hta} : Diámetro horizontal del tubo de admisión = 44 mm

\varnothing_{vta} : Diámetro vertical del tubo de admisión = 42 mm

$$V_{a4} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{hta} * \varnothing_{vta})}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

$$V_{a4} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,044 m * 0,042 m)}{4}} = 88,9 \frac{m}{seg}$$

V_{a4}: Velocidad de paso por el tubo de admisión = 88,9 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se verifica que la velocidad se encuentra dentro del valor admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro del tubo de admisión.

Ø_{hta}: Diámetro horizontal del tubo de admisión = 44 mm

Ø_{vta}: Diámetro vertical del tubo de admisión = 42 mm

3.16 Cálculo de velocidad de paso por el cuerpo del carburador

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 27: Características de flujo por el cuerpo del carburador original

Tipo de carburador	Indirecto a diafragma
Diámetro del cuerpo del carburador	32 mm
Velocidad de paso por el cuerpo del carburador	82,6 m/seg

Se procede a definir la nueva velocidad de paso por el cuerpo del carburador a partir de la expresión (21).

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{A_{za}} \implies V_{a5} = \frac{Q_{ma}}{A_{a5}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se define el área de paso por el cuerpo del carburador a partir de la expresión (15).

$$A_{a5} = \frac{\pi * (\varnothing_{cc}^2)}{4} [m^2] \quad (15)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (15) en la (21).

Se define el siguiente valor:

\varnothing_{cc} : Diámetro del cuerpo del carburador de admisión = 41 mm

$$V_{a5} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{cc}^2)}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

$$V_{a5} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,041 m^2)}{4}} = 97,7 \frac{m}{seg}$$

V_{a5} : Velocidad de paso por el cuerpo del carburador = 97,7 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se verifica que la velocidad se encuentra dentro del valor admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro del cuerpo del carburador.

\varnothing_{cc} : Diámetro del cuerpo del carburador = 41 mm

A partir de este parámetro y teniendo en cuenta que este elemento será el responsable de controlar el consumo de combustible y la forma en la que el motor entregará su potencia y torque, se procede a seleccionar un carburador de primera calidad dentro de la disponibilidad del mercado.

La opción cuyas características son más cercanas a las requeridas es la siguiente:

Marca: Keihin
Modelo: Fcr.
Diámetro externo de salida: 46 mm
Diámetro interno de salida: 42 mm
Diámetro del cuerpo: 41 mm
Diámetro interno de entrada: 59 mm

Diámetro externo de entrada: 63 mm
Alto: 195 mm
Ancho: 110 mm
Longitud: 85 mm
Tipo de accionamiento: Directo por cremallera

Regulación por régimen:

Bajos: Chiclers de aire y chiclers de nafta
Medios: Altura de aguja, tiempo y caudal de bomba de pique
Altos: Chiclers de nafta
Desaceleración: Válvula cut off

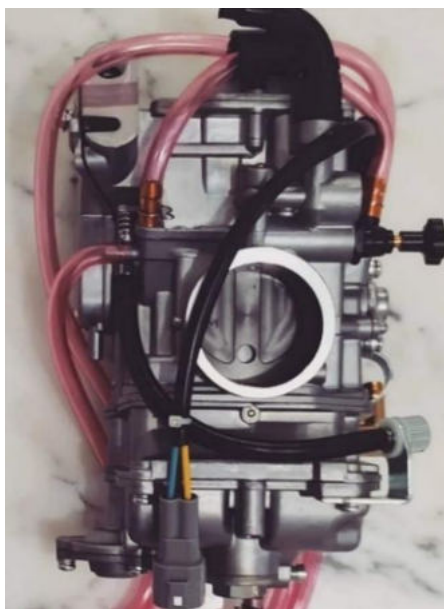


Imagen 85: Carburador Keihin a implementar

3.17 Cálculo de velocidad de paso por la trompeta del carburador

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 28: Características de flujo por la trompeta del carburador original

Diámetro de la trompeta del carburador	51 mm
Velocidad de paso por la trompeta del carburador	32,5 m/seg

Se procede a definir la nueva velocidad de paso por la trompeta del carburador a partir de la expresión (21).

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{A_{za}} \implies V_{a6} = \frac{Q_{ma}}{A_{a6}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por la trompeta del carburador a partir de la expresión (16).

$$A_{a6} = \frac{\pi * (\varnothing_{trc}^2)}{4} [m^2] \quad (16)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (16) en la (21).

Se define el siguiente valor:

\varnothing_{trc} : Diámetro de la trompeta del carburador = 59 mm

$$V_{a6} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{trc}^2)}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

$$V_{a6} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,059 m^2)}{4}} = 47,2 \frac{m}{seg}$$

V_{a6} : Velocidad de paso por la trompeta del carburador = 47,2 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se verifica que la velocidad se encuentra dentro del valor admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro de la trompeta del carburador.

\varnothing_{trc} : Diámetro de la trompeta del carburador = 59 mm



Imagen 86: Trompeta del carburador Keihin a implementar

3.18 Cálculo de velocidad de paso por el prolongador

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 29: Características de flujo por el prolongador de admisión original

Diámetro del prolongador	51 mm
Velocidad de paso por el prolongador	32,5 m/seg

Se adopta como diámetro del prolongador el mismo valor que el diámetro que posee la trompeta del carburador, entonces sus áreas como las velocidades serán iguales.

V_{a7} : Velocidad de paso por el prolongador = 47,2 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro del prolongador.

\varnothing_{pa} : Diámetro prolongador de admisión = 59 mm

3.19 Cálculo de velocidad de paso por la trompeta de admisión

Como el sistema original carece de una trompeta de admisión no se pueden establecer los parámetros iniciales.

A partir del diámetro interno y externo de entrada del carburador se procede a seleccionar del mercado una trompeta de admisión con las siguientes características:

Marca:	ZSDTRP
Material:	Aluminio
Diámetro interno de salida:	59 mm
Diámetro externo de salida:	63 mm
Diámetro interno de entrada:	91 mm
Diámetro externo de entrada:	97 mm
Longitud:	38 mm



Imagen 87: Trompeta de admisión a implementar

Se procede a definir la nueva velocidad de paso por la trompeta de admisión a partir de la expresión (21).

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{A_{za}} \implies V_{a8} = \frac{Q_{ma}}{A_{a8}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por la trompeta del carburador a partir de la expresión (18).

$$A_{a8} = \frac{\pi * (\varnothing_{tra}^2)}{4} [m^2] \quad (18)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (18) en la (21).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{tra} : Diámetro de la trompeta de admisión = 91 mm

$$V_{a8} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} \left[\frac{m}{seg} \right]}{\frac{\pi * (\varnothing_{tra}^2)}{4}} \quad (21)$$

$$V_{a8} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,091 m^2)}{4}} = 19,8 \frac{m}{seg}$$

V_{a8}: Velocidad de paso por la trompeta de admisión = 19,8 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se verifica que la velocidad se encuentra dentro del valor admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro de la trompeta de admisión.

\varnothing_{tra} : Diámetro de la trompeta de admisión = 91 mm

3.20 Cálculo de velocidad de paso por el filtro de aire.

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 30: Características de flujo por el filtro de aire original.

Diámetro del filtro de aire	80 mm
Largo del filtro de aire	150 mm
Velocidad de paso por el filtro	1,55 m/seg

Se procede a seleccionar el filtro de aire a implementar teniendo en cuenta las siguientes opciones:

➤ **Un filtro cilíndrico:**

- Ventajas:
 - A igual dimensión del plenum presentan mayor área de filtrado, lo que disminuye las pérdidas de carga ocasionadas.

- Desventajas:
 - El largo efectivo del filtro de aire dependerá de la posición de la trompeta de admisión, cuanto más atrás se encuentre esta, menos espacio quedará para el filtro de aire.
 - La trompeta de admisión seleccionada no posee un sistema de acople para el filtro en su borde exterior lo que dificultara su fijación.
 - El filtro a implementar deberá tener una boca de 97 mm de diámetro de forma que se acople a la trompeta de admisión y un cuerpo no mayor a los 130 mm que es la medida máxima del plenum existente.
 - Al buscar filtros con estas características en varios manuales de distintas marcas no se encuentra ningún modelo que se ajuste a nuestras necesidades.

➤ **Un filtro rectangular:**

- Ventajas:
 - Su área de filtrado no se ve afectada por la posición de la trompeta dentro del plenum.

- Su vinculación se realiza por medio del plenum indistintamente de la incorporación o no de una trompeta o del modelo de la misma.
 - Las dimensiones del filtro pueden ajustarse fácilmente a las dimensiones del plenum ya que la espuma de poliuretano puede ser recortada sin mayores inconvenientes.
- Desventajas:
 - Su área de filtrado se encuentra limitada al largo y ancho del plenum existente.

A partir de las consideraciones antes mencionadas, se selecciona un filtro de aire comercial con las siguientes características:

Marca: BMB

Material: Espuma de poliuretano

Modelo: AM-5.14

Forma: Rectangular



Imagen 88: Filtro de aire a implementar

Se recorta el largo del filtro ajustándose a las nuevas dimensiones y necesidades:

Anfa: Ancho del filtro de aire = 130 mm

Lafa: Largo del filtro de aire = 150 mm

Alfa: Alto del filtro de aire = 20 mm

Se procede a definir la nueva velocidad de paso por el filtro de aire de competición a partir de la expresión (21).

$$V_{za} = \frac{Q_{ma}}{A_{za}} \implies V_{a9} = \frac{Q_{ma}}{A_{a9'}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por el filtro de aire de competición a partir de la expresión (19).

$$A_{a9'} = L_{afa} * A_{nfa} [m^2] \quad (19)$$

Se remplazando las expresiones (9), la (10) y la (19) en la (21).

$$V_{a9} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{L_{afa} * A_{nfa}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (21)$$

$$V_{a9} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{0,130 m * 0,150 m} = 6,62 \frac{m}{seg}$$

V_{a9}: Velocidad de paso por el filtro de aire = 6,62 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.2.4.5) se verifica que la velocidad está dentro del valor admisible. Con esto queda definido las dimensiones del filtro de aire.

A_{nfa}: Ancho del filtro de aire = 130 mm

L_{afa}: Largo del filtro de aire = 150 mm

3.21 Modificación del casquillo de asiento de válvula de admisión

Las dimensiones y características del casquillo de asiento original son las siguientes:

Tabla 31: Características del casquillo de válvula de admisión original

Material del casquillo de válvula	Fundición de acero
Diámetro exterior del casquillo	30 mm
Diámetro interior del casquillo	23,5 m/seg
Alto del casquillo	8 mm
Ancho del asiento de válvula	1 mm
Ángulo de asiento de válvula	45°

Para determinar el material de los casquillos se tiene en cuenta las características de dureza, dilatación térmica y conductividad térmica establecidas en la teoría (ver 2.4.2.8.1).

Para establecer las dimensiones del casquillo se consideran los diámetros de la válvula de admisión, de la garganta del casquillo, las dimensiones originales y lo desarrollado en la teoría (ver 2.4.2.8.2).

Por último, para determinar los ángulos del casquillo se considera lo establecido en la teoría (ver 2.4.2.8.4).

Material: Bronce al aluminio.

\varnothing_{eca} : Diámetro exterior del casquillo de admisión = 33 mm

\varnothing_{ica} : Diámetro interior del casquillo de admisión = 29,5 mm

H_{ca} : Alto del casquillo de admisión = 8 mm

A_{ava} : Ancho del asiento de válvula de admisión = 1 mm

A_{eca} : Ángulo de entrada del casquillo de admisión = 75°

A_{tca} : Ángulo de transición del casquillo de admisión = 60°

A_{aca} : Ángulo del asiento de válvula del casquillo de admisión = 45°

A_{sca} : Ángulo de salida del casquillo de admisión = 30°



Imagen 89: Casquillos de válvulas implementados

3.22 Modificación de la guía de válvula de admisión

Los parámetros de la guía de original son los siguientes:

Tabla 32: Características de la guía de válvula de admisión original

Material de la guía de válvula	Fundición de acero
Largo de la guía de válvula	41 mm

Para determinar el material de las guías de válvulas que más se ajustan a las nuevas exigencias se tiene en cuenta las características de dureza, dilatación térmica y conductividad térmica establecidas en la teoría (ver 2.4.2.9.1).

A partir de la disponibilidad comercial se procede a seleccionar las siguientes guías de válvula:

- Marca:** WESKAN
- Material:** Bronce al aluminio
- Modelo:** Honda Twister



Imagen 90: Guías de válvulas de admisión a implementar

Estas guías se encuentran fabricadas específicamente para este motor respetando todas sus dimensiones originales.

Teniendo en cuenta los efectos que se generan por el recorte de la guía de válvula de admisión (ver 2.4.2.9.3), se decide recortar su extremo inferior en 7 mm, quedando un largo de guía total de 34 mm, y dándole una conicidad a su punta desde su aparición en el ducto de admisión.

Por último, se determina el diámetro interior que deberá tener la guía para que esta tenga el juego indicado con el vástago de la válvula el cual queda determinado a través de la expresión (32).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{vva} : Diámetro del vástago de la válvula de admisión = 4,97 mm

Cdt_{vv} : Coef. de dilatación térmica del vástago de la válvula de adm. = 0,000012 1/°C

Cdt_{gv} : Coef. de dilatación térmica de la guía de la válvula de adm. = 0,0000162 1/°C

Se definen los siguientes valores:

Basándose en la imagen 3, se adopta que la temperatura del vástago de la válvula de admisión cuando el motor se encuentra en régimen es de 300°C y que la temperatura ambiente es de 25°C, se puede determinar su gradiente térmico.

ΔT_{vva} : Gradiente térmico del vástago de la válvula de admisión = 275°C

Basándose en la imagen 3, se determina que la temperatura de la guía de admisión cuando el motor se encuentra en régimen es igual a la temperatura máxima del motor que es de 90°C y que la temperatura ambiente es de 25°C, se puede determinar su gradiente térmico.

ΔT_{gva} : Gradiente térmico de la guía de la válvula de admisión = 65°C

$$H_{gva} = 0,01 \text{ mm} + \frac{\emptyset_{vva} * (1 + Cdt_{vv} * \Delta T_{vva})}{(1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gva})} - \emptyset_{vva} \text{ [mm]} \quad (32)$$

$$H_{gva} = 0,01 \text{ mm} + \frac{4,97 \text{ mm} * \left(1 + 0,000012 \frac{1}{\text{°C}} * 275 \text{ °C}\right)}{\left(1 + 0,0000162 \frac{1}{\text{°C}} * 65 \text{ °C}\right)} - 4,97 \text{ mm} = 0,02 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta la expresión (28) se puede establecer el diámetro inicial que deberá tener la guía de válvula.

$$\emptyset_{gva} = \emptyset_{vva} + H_{gva} \text{ [mm]} \quad (28)$$

$$\emptyset_{gva} = 4,97 \text{ mm} + 0,02 \text{ mm} = 4,99 \text{ mm}$$

Se procede a buscar un calisuar para ejecutar el diámetro calculado, se percata que no es una medida comercial y se selecciona la medida superior más cercana que es de 5 mm de diámetro, a partir de ello se modifican las siguientes medidas:

\emptyset_{gva} : Diámetro de la guía de válvula de admisión = 5 mm

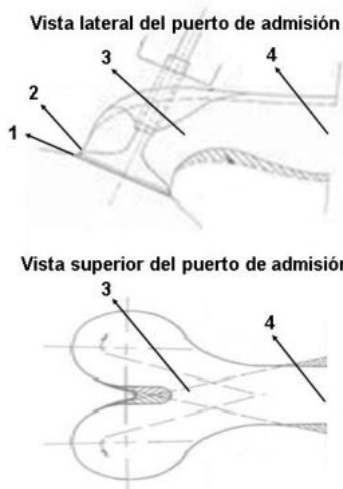
H_{gva} : Huelgo de la guía de válvula de admisión = 0,03 mm

Como el valor establecido se encuentra dentro del rango de referencia (ver 2.4.2.9.2) se considera que el diámetro de la guía es admisible y se procede a realizar su instalación en la tapa de cilindro y a ajustar su diámetro interno por medio del calisuar seleccionado.

3.23 Modificación del puerto de admisión

Una vez teniendo instaladas las guías y casquillos de válvula en la tapa de cilindro, se puede proceder a retrabajar el puerto de admisión y así adecuarlo a las nuevas condiciones de funcionamiento, para ello se tiene en cuenta las pérdidas presentes desarrolladas en el mismo (ver 2.4.2.6.1).

El primer paso consiste en ubicar los diámetros definidos anteriormente:



Punto 1: Diámetro de la válvula de admisión.

Punto 2: Diámetro de la garganta del casquillo de admisión.

Punto 3: Diámetro vertical del pulmón de admisión.

Punto 4: Diámetro vertical del tubo de admisión.

Punto 3: Diámetro horizontal del pulmón de admisión.

Punto 4: Diámetro horizontal del tubo de admisión.

Imagen 91: Diámetros del puerto de admisión a implementar

El segundo paso consiste en ubicar las zonas de desbaste de material:

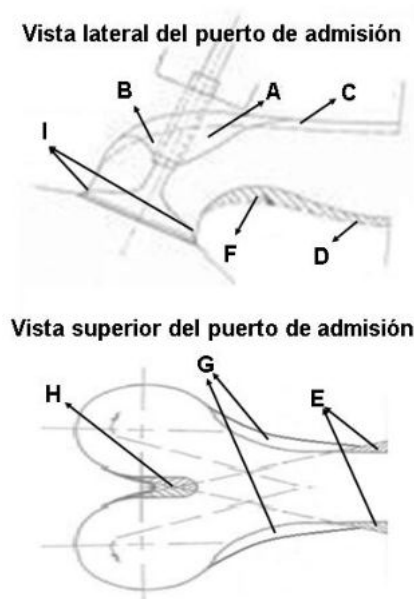


Imagen 92: Zona de desbaste del puerto de admisión

- Se comienza por desbastar todo el material que compone el soporte de la guía de válvula identificado por la **zona A y zona B**, permitiendo la visualización del cuerpo de la guía para su posterior retrabajo.
- Se continua por retrabajar el puerto en el punto 4, específicamente en la **zona C**, se considera la condición ideal que es la de incrementar el diámetro vertical solamente desbastando la pared superior, de esta forma se reduce la curvatura del puerto, se obtiene un tiro más descendente y se reducen las pérdidas de carga. Esta opción requiere desplazar la pared superior 9 mm más arriba, lo cual es inviable debido a que la existencia de un soporte de motor en la parte superior que impide el desplazamiento del tubo de admisión. Se determina que la mejor opción es mantener el centro del conducto y se procede a desbastar 4,5 mm su parte superior.
- Se prosigue por retrabajar el puerto en el punto 4, específicamente en la **zona D**, la cual idealmente debería de permanecer inalterable, pero debido a las consideraciones del punto anterior se decide desbastar solo los primeros 15 mm del puerto desplazando la pared inferior hacia abajo de manera progresiva hasta llegar a su extremo derecho (comienzo del puerto) a los 4,5 mm. De esta forma se alcanza el valor del diámetro vertical del tubo de admisión.
- Se procede a retrabajar el puerto en el punto 4, específicamente en la **zona E**, en la cual es necesario retirar material de manera progresiva para desplazar las paredes laterales un total de 4,5 mm de cada lado al comienzo del puerto, de esta forma es posible alcanzar el valor del diámetro horizontal del tubo de admisión brindando una curva de transición suave.
- Se continua por retrabajar el puerto en el punto 3, específicamente en la **zona C**, se examina la ubicación del asiento del resorte de válvula y el grosor de la pared superior por medio de la guía de válvula, se determina que es posible limar y se desplaza la pared superior 3 mm hacia arriba, de esta forma se alcanza el valor del diámetro vertical del pulmón de admisión y se mantiene la **zona F** inalterable. De esta forma se incrementa el radio de curva, disminuyendo las pérdidas de carga. Además, se realizan trabajos en la base de la guía de válvula, eliminando cualquier imperfección en la transición de materiales, así también como se altera la conicidad de la punta de la guía para suavizar el flujo en el ducto.
- Se prosigue por retrabajar el puerto en el punto 3, específicamente en la **zona G**, en donde se desbasta el material de las paredes laterales las cuales son desplazadas en

4 mm para alcanzar de esta forma el valor del diámetro horizontal del pulmón de admisión y brindar una curva de transición suave entre las zonas limítrofes.

- Se procede a retrabajar el puerto en el punto 3, específicamente en la **zona H**, se sigue la forma establecida en la imagen superior y de esta manera se obtiene la mayor área de paso para el fluido, un cambio de dirección suave y una menor pérdida de carga en la bifurcación del fluido de admisión.
- Se continúa por retrabajar el puerto en el punto 2, específicamente en la **zona I**, en donde se desbasta el material existente en la parte anterior al casquillo de asiento de válvula, incrementando su diámetro en 6 mm hasta coincidir con el diámetro de la garganta del casquillo de admisión. Se prosigue por eliminar cualquier imperfección existente en la transición de materiales del puerto y el casquillo, reduciendo la posibilidad de causar un choque de nafta y una condensación de la misma, así como un incremento en la pérdida de carga experimentada por el fluido.
- Para culminar el desbaste se retrabajan las zonas ubicadas entre los diámetros establecidos de forma de obtener curvas de transiciones suaves y de acorde a lo demostrado en las imágenes anteriores. Se continúa por trabajar sobre el acabado superficial de las paredes del puerto mediante la utilización de diversas lijas fijas para así obtener la menor rugosidad posible. A continuación, se realizan con una fresa esférica hoyuelos en todas las paredes, seguido de un pulido completo del puerto, de forma de generar el efecto Dimpling aumentando la turbulencia y disminuyendo el rozamiento en el ducto (ver 2.4.4.1.2).

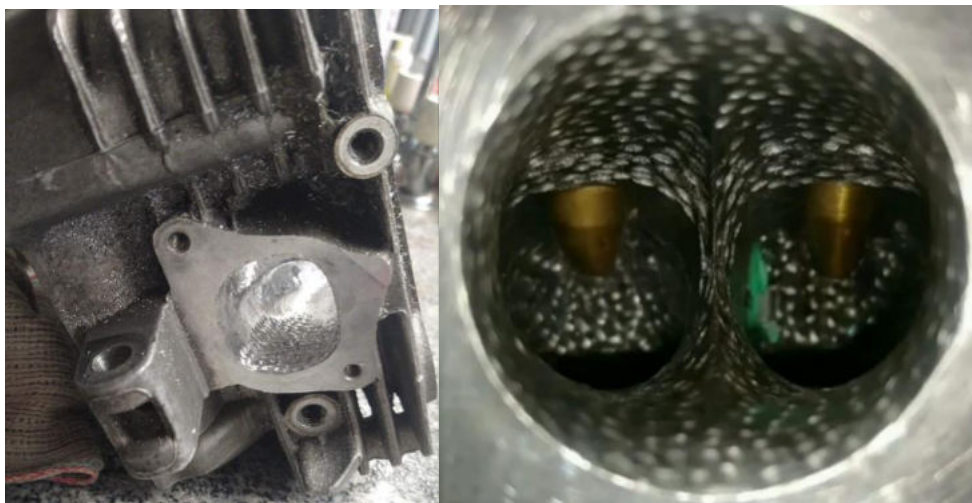


Imagen 93: Puerto de admisión redimensionado

3.24 Modificación del tubo de admisión

Debido a las nuevas condiciones de funcionamiento se evalúa la posibilidad de realizar los ajustes necesarios sobre el tubo de admisión existente. Luego de una inspección, se determina que esta opción es inviable debido a que el diámetro interior requerido es igual al diámetro exterior existente.

Se procede a recolectar las características necesarias para la selección del nuevo componente. Para ello, se tiene en cuenta las dimensiones determinadas 3.15 y 3.16, quedando pendiente la longitud que deberá poseer el nuevo tubo de admisión.

Para determinar esta característica se tiene en cuenta que: cuanto menor sea la trayectoria que deberá recorrer la mezcla de aire y combustible, menor arrastre se requerirá para mantener las partículas en suspensión. Esto implicará menores probabilidades de condensación del combustible, que se traduce en un consumo más eficiente y menores fallas en el funcionamiento a bajo régimen.

A partir de lo establecido anteriormente se procede a determinar cuál es la longitud mínima posible que podrá tener el elemento a implementar. Para esto se decide instalar el tubo disponible sobre el motor, lo que permite presentar el nuevo carburador y evaluar la proximidad que este tendrá con el motor. Se determina que la longitud mínima del nuevo tubo de admisión estará limitada a 43 mm, debido a que la presencia del soporte superior del motor, junto a las grandes dimensiones del carburador, compromete la correcta instalación del mismo.

A partir de lo expuesto anteriormente, se procede a seleccionar un elemento que se ajuste a los requerimientos dentro de la disponibilidad comercial.

Marca:	Engler motors
Modelo:	Honda Twister
Ángulo de brida:	90°
Diámetro interior:	42 mm
Diámetro exterior:	52 mm
Diámetro alojamiento:	46 mm
Longitud:	43 mm

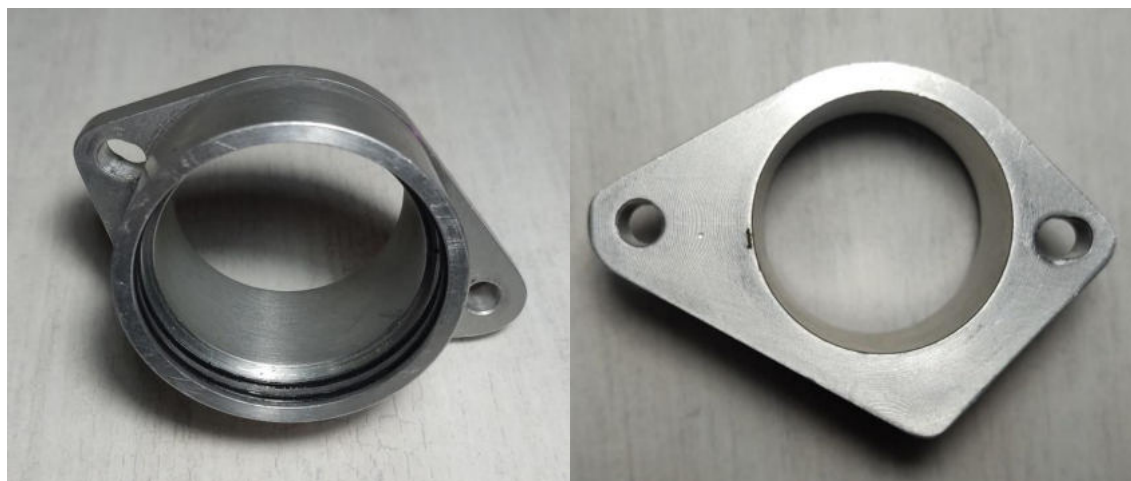


Imagen 94: Tubo de admisión a implementar

Se procede a instalar el nuevo componente en la tapa de cilindro, realizando un desbaste en el interior del extremo, coincidente con el puerto de admisión para así obtener un diámetro horizontal de 44 mm; de esta forma se logra una homogeneidad en la zona de transición entre ambos elementos.

Para culminar, se trabaja sobre el acabado superficial de las paredes interiores del tubo mediante la utilización de diversas limas de grano fino, reduciendo la porosidad del mismo. También se utiliza una fresa esférica para la realización de hoyuelos, culminando con un pulido interior; de esta forma se genera el efecto Dimpling en este elemento (ver 2.4.4.1.2).

3.25 Cálculo del diámetro de la válvula de escape

La cantidad y dimensión de la válvula de escape original son las siguientes:

Tabla 33: Características de la válvula de escape original

Cantidad de válvulas de escape	2
Diámetro de válvula de escape	23,5 mm

A partir del valor del diámetro de válvula de escape original, la nueva válvula de admisión adoptada y la nueva camisa implementada, se procede a establecer las limitaciones geométricas para la implementación de la nueva válvula de escape (ver 2.4.3.4.1).

Dimensión **A**: Distancia entre la válvula y la camisa = 11 mm

Dimensión **B**: Distancia entre guías de válvula = 34 mm

Dimensión **C**: Distancia entre válvula de admisión y escape = 3 mm

Se procede a definir el diámetro óptimo para la válvula de escape según el nuevo valor de cilindrada, para ello se utilizará la expresión (45).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{va} : Diámetro de la válvula de admisión = 33 mm

Se definen los siguientes valores:

C_{rv} : Coeficiente de reducción de válvula = 0,85.

$$\varnothing_{ve} = C_{rv} * \varnothing_{va} [mm] \quad (45)$$

$$\varnothing_{ve} = 0,85 * 33 \text{ mm} = 28,05 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que el valor de cilindrada se aproxima a 400 cm³ y que su cabezal posee dos válvulas de escape, según la tabla 11 se recomienda la implementación de un diámetro de válvula de admisión de 28,5 mm.

Se procede a realizar una comparación entre los valores obtenidos y los valores disponibles comercialmente, para el modelo del motor utilizado, concluyendo que el valor más cercano corresponde a una válvula de 28 mm de diámetro, la cual se aproxima bastante al valor obtenido en la expresión (45).

A partir de esta magnitud adoptada los límites geométricos quedarían en los siguientes valores:

Dimensión **A**: Distancia entre la válvula y la camisa = 8,75 mm

Dimensión **B**: Distancia entre guías de válvula = 34 mm

Dimensión **C**: Distancia entre válvula de admisión y escape = 0,75 mm

Con lo cual se concluye que el nuevo valor del diámetro de la válvula de escape es admisible y se selecciona una con las siguientes características:

Marca: MPI
Modelo: Racing pata Honda Twister
Diámetro de válvula: 28 mm
Diámetro del vástago: 4,95 mm
Ángulo de asiento: 45°

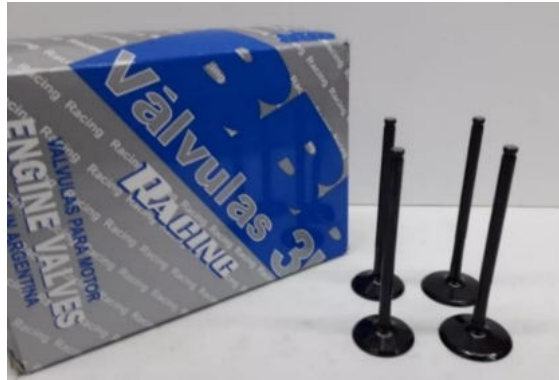


Imagen 95: Válvulas de escape a implementar

\varnothing_{ve} : Diámetro de la válvula de escape = 28 mm

3.26 Cálculo de velocidad de paso por válvula de escape

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 34: Características de flujo por válvula de escape original.

Diámetro de válvula de escape	23,5 mm
Alzada de la leva de admisión	8 mm
Ángulo de asiento de la válvula	45°
Velocidad de paso por válvula	79,5 m/seg

Considerando que el conducto de escape posee dos válvulas, el caudal a través de cada una de ellas será la mitad del caudal total. Por ello se define la velocidad de paso por válvula a partir de la expresión (40).

$$V_{ze} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{ze}} \implies V_{e1} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{e1}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por válvula a partir de la expresión (33).

$$A_{e1} = \pi * \varnothing_{ve} * A_{lze} * \cos(\alpha) [m^2] \quad (33)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (33) en la (40).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{ve} : Diámetro de la válvula de escape = 28 mm

α : Ángulo del asiento de la válvula = 45°

Se define el siguiente valor:

A_{lze} : Alzada de la leva de escape = 7,5 mm

$$V_{e1} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{2 * \pi * \varnothing_{ve} * A_{lze} * \cos(\alpha)} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

$$V_{e1} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{2 * \pi * 0,028 m * 0,0075 m * \cos(45^\circ)} = 138,25 \frac{m}{seg}$$

V_{e1} : Velocidad de paso por válvula de escape = 138,25 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.3.1.4) se establece que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor de alzada de la válvula de escape.

A_{lze} : Alzada de la leva de escape = 7,5 mm

3.27 Cálculo de velocidad de paso por la garganta del casquillo de escape

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 35: Características de flujo por la garganta de escape original

Diámetro de la garganta del casquillo	19 mm
Velocidad de paso por la garganta	117,1 m/seg

Se procede a definir la velocidad de paso por la garganta del casquillo a partir de la expresión (40).

Se considera que como el conducto de escape se encuentra compuesto por dos válvulas, el caudal que pasa por cada una de ellas es la mitad del caudal de gases de escape.

$$V_{ze} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{ze}} \implies V_{e2} = \frac{Q_{ma}}{2 * A_{e2}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por la garganta del casquillo a partir de la expresión (34).

$$A_{e2} = \frac{\pi * (\varnothing_{ge}^2)}{4} [m^2] \quad (34)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (34) en la (40).

Se define el siguiente valor:

\varnothing_{ge} : Diámetro de la garganta del casquillo de escape = 23 mm

$$V_{e2} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{2 * \left(\frac{\pi * (\varnothing_{ge}^2)}{4}\right)} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

$$V_{e2} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{2 * \left(\frac{\pi * (0,023 m^2)}{4}\right)} = 155,2 \frac{m}{seg}$$

V_{e2} : Velocidad de paso por la garganta del casquillo de escape = 155,2 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.3.1.4) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro de la garganta del casquillo de escape.

\varnothing_{ge} : Diámetro de la garganta del casquillo de escape = 23 mm

3.28 Cálculo de velocidad de paso por la convergencia del ducto de escape

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 36: Características de flujo por la convergencia del ducto de escape original

Diámetro horizontal de la convergencia del ducto esc.	32 mm
Diámetro vertical de la convergencia del ducto esc.	28 mm
Velocidad de paso por la convergencia	94,4 m/seg

Se procede a definir la velocidad de paso por la convergencia del ducto a partir de la expresión (40).

Considerando que en este punto se produce la unificación del conducto de escape, el caudal de gases que pasa por el mismo equivalente al caudal aspirado.

$$V_{ze} = \frac{Q_{ma}}{A_{ze}} ==> V_{e3} = \frac{Q_{ma}}{A_{e3}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por la convergencia del ducto a partir de la expresión (35).

$$A_{e3} = \frac{\pi * (\varnothing_{hce} * \varnothing_{vce})}{4} [m^2] \quad (35)$$

Se reemplazando las expresiones (9), la (10) y la (35) en la (40).

Se definen los siguientes valores:

\varnothing_{hce} : Diámetro horizontal de la convergencia del ducto de escape = 38 mm

\varnothing_{vce} : Diámetro vertical de la convergencia del ducto de escape = 30 mm

$$V_{e3} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{hce} * \varnothing_{vce})}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

$$V_{e3} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,038 m * 0,030 m)}{4}} = 144,1 \frac{m}{seg}$$

V_{e3} : Velocidad de paso por la convergencia del ducto de escape = 144,1 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.3.1.4) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto quedan definidos los valores de los diámetros de la convergencia del ducto de escape.

\varnothing_{hce} : Diámetro horizontal de la convergencia del ducto de escape = 38 mm

\varnothing_{vce} : Diámetro vertical de la convergencia del ducto de escape = 30 mm

3.29 Cálculo de velocidad de paso por el primario del caño de escape

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 37: Características de flujo por el primario de escape original

Diámetro del primario del caño de esc.	29 mm
Velocidad de paso por el primario	100,5 m/seg

Se procede a definir la velocidad de paso por el primario del caño de escape a partir de la expresión (40).

Considerando que en este punto el conducto de escape es único, el caudal de gases que pasa por el mismo equivalente al caudal aspirado.

$$V_{ze} = \frac{Q_{ma}}{A_{ze}} \implies V_{e4} = \frac{Q_{ma}}{A_{e4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se define el área de paso por el primario de escape a partir de la expresión (36).

$$A_{e4} = \frac{\pi * (\varnothing_{pe}^2)}{4} [m^2] \quad (36)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (36) en la (40).

Se define el siguiente valor:

\varnothing_{pe} : Diámetro del primario del caño de escape = 35 mm

$$V_{e4} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{pe}^2)}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

$$V_{e4} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,035 m^2)}{4}} = 134,1 \frac{m}{seg}$$

V_{e4} : Velocidad de paso por el primario del caño de escape = 134,1 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.3.1.4) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro del primario del caño de escape.

Se procede a buscar dentro de opciones comerciales un sistema de escape que se ajuste a los requerimientos necesarios. Se selecciona el siguiente sistema de escape porque además de cumplir con las condiciones necesarias presenta un diseño de sección variable, incrementando su diámetro interno en el mismo sentido que circulación, esto aprovecha la energía cinética de los gases para crear una reducción de presión en la cabeza de la válvula que ayuda al vaciado del cilindro.

Marca: OFR

Modelo: Racing telescópico

Material: Acero inoxidable

Aplicación: Honda Twister

Diámetro primario: 35 mm

Diámetro secundario: 39,5 mm

Diámetro colector: 44 mm



Imagen 96: Sistema de escape a implementar

\varnothing_{pe} : Diámetro del primario del caño de escape = 35 mm

3.30 Cálculo de velocidad de paso por el secundario del caño de escape

Los parámetros del motor original son los siguientes:

Tabla 38: Características de flujo por el secundario de escape original

Diámetro del secundario del caño de escape	29 mm
Velocidad de paso por el secundario	100,5 m/seg

Se procede a definir la velocidad de paso por el secundario del caño de escape a partir de la expresión (40).

Como en este punto el conducto de escape posee un solo ducto, se considera que pasa por el mismo la totalidad del caudal de los gases.

$$V_{ze} = \frac{Q_{ma}}{A_{ze}} \implies V_{e5} = \frac{Q_{ma}}{A_{e5}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \emptyset_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por el secundario del caño de escape a partir de la expresión (37).

$$A_{e5} = \frac{\pi * (\emptyset_{se}^2)}{4} [m^2] \quad (37)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (37) en la (40).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\emptyset_{se} : Diámetro del secundario del caño de escape = 39,5 mm

$$V_{e5} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{se}^2)}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

$$V_{e5} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,0395 m^2)}{4}} = 105,3 \frac{m}{seg}$$

V_{e5} : Velocidad de paso por el secundario del caño de escape = 105,3 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.3.1.4) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro del secundario del caño de escape.

\varnothing_{se} : Diámetro del secundario del caño de escape = 39,5 mm

3.31 Cálculo de velocidad de paso por el colector del caño de escape

Los parámetros del colector de escape original son los siguientes:

Tabla 39: Características de flujo por el colector de escape original

Diámetro del colector del caño de esc.	29 mm
Velocidad de paso por el colector	100,5 m/seg

Se procede a definir la velocidad de paso por el colector del caño de escape a partir de la expresión (40).

Como en este punto el conducto de escape posee un solo ducto, se considera que pasa por el mismo la totalidad del caudal de los gases.

$$V_{ze} = \frac{Q_{ma}}{A_{ze}} ==> V_{e6} = \frac{Q_{ma}}{A_{e6}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se puede definir el área de paso por el colector del caño de escape a partir de la expresión (38).

$$A_{e6} = \frac{\pi * (\varnothing_{ce}^2)}{4} [m^2] \quad (38)$$

Se rempazan las expresiones (9), (10) y (38) en la (40).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{ce} : Diámetro del colector del caño de escape = 44 mm

$$V_{e6} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{ce}^2)}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

$$V_{e6} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,044 m^2)}{4}} = 84,8 \frac{m}{seg}$$

V_{e6} : Velocidad de paso por el colector de escape = 84,8 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.3.1.4) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro del colector del caño de escape.

\varnothing_{ce} : Diámetro del colector del caño de escape = 44 mm

3.32 Cálculo de velocidad de paso por el silenciador de escape

Los parámetros del silenciador original son los siguientes:

Tabla 40: Características de flujo por el silenciador de escape original

Diámetro del colector del silenciador de esc.	38 mm
Velocidad de paso por el silenciador	58,6 m/seg

Se procede a definir la velocidad de paso por el silenciador de escape a partir de la expresión (40).

Como en este punto el conducto de escape posee un solo ducto, se considera que pasa por el mismo la totalidad del caudal de los gases.

$$V_{ze} = \frac{Q_{ma}}{A_{ze}} \implies V_{e7} = \frac{Q_{ma}}{A_{e7}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

Se puede definir el caudal medio aspirado a través de las expresiones (9) y (10).

$$Q_{ma} = V_{mp} * A_p \left[\frac{m^3}{seg} \right] \quad (9)$$

$$A_p = \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

Se define el área de paso por el silenciador de escape a partir de la expresión (39).

$$A_{e7} = \frac{\pi * (\varnothing_{sie}^2)}{4} [m^2] \quad (39)$$

Se reemplazan las expresiones (9), (10) y (39) en la (40).

Se define el siguiente valor:

\varnothing_{sie} : Diámetro del silenciador de escape = 48,5 mm

$$V_{e7} = \frac{V_{mp} * \frac{\pi * \varnothing_c^2}{4}}{\frac{\pi * (\varnothing_{sie}^2)}{4}} \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (40)$$

$$V_{e7} = \frac{19,87 \frac{m}{seg} * \frac{\pi * 0,091 m^2}{4}}{\frac{\pi * (0,0485 m^2)}{4}} = 69,8 \frac{m}{seg}$$

V_{e7} : Velocidad de paso por el silenciador de escape = 69,8 m/seg

Comparando con los valores de referencia (ver 2.4.3.1.4) se puede establecer que la velocidad es admisible. Con esto queda definido el valor del diámetro del silenciador de escape.

Se procede a buscar dentro de opciones comerciales un silenciador de escape que se ajuste a los requerimientos necesarios. A partir de ello se selecciona un silenciador con las siguientes características:

Marca: R72
Modelo: Racing
Material principal: Fibra de carbono
Material secundario: Acero inoxidable
Diámetro interno: 48,5 mm
Longitud: 470 mm



Imagen 97: Silenciador de escape a implementar

\varnothing_{sie} : Diámetro del silenciador de escape = 48,5 mm

3.33 Modificación del casquillo de asiento de válvula de escape

Los parámetros del casquillo original son los siguientes:

Tabla 41: Características del casquillo de válvula de escape original

Material del casquillo de válvula	Fundición de acero
Diámetro exterior del casquillo	25,5 mm
Diámetro interior del casquillo	19 m/seg
Alto del casquillo	8 mm
Ancho del asiento de válvula	1,2 mm
Ángulo de asiento de válvula	45°

Para determinar el material de los casquillos se tiene en cuenta las características de dureza, dilatación térmica y conductividad térmica establecidas en la teoría (ver 2.4.3.5.1).

Para establecer las dimensiones del casquillo se consideran los diámetros de la válvula de escape, de la garganta del casquillo, las dimensiones originales y lo desarrollado en la teoría (ver 2.4.2.5.2).

Por último, para determinar los ángulos del casquillo se considera lo establecido en la teoría (ver 2.4.3.5.4).

Material: Bronce al aluminio.

\varnothing_{ece} : Diámetro exterior del casquillo de escape = 28 mm

\varnothing_{ice} : Diámetro interior del casquillo de escape = 23 mm

H_{ce} : Alto del casquillo de escape = 8 mm

A_{ave} : Ancho del asiento de válvula de escape = 1,2 mm

A_{ece} : Ángulo de entrada del casquillo de escape = 75°

A_{tce} : Ángulo de transición del casquillo de escape = 60°

A_{ace} : Ángulo del asiento de válvula del casquillo de escape = 45°

A_{sce} : Ángulo de salida del casquillo de escape = 30°



Imagen 98: Casquillos de válvulas implementados

3.34 Modificación de la guía de válvula de escape.

Los parámetros de la guía de escape original son los siguientes:

Tabla 42: Características de la guía de válvula de escape original

Material de la guía de válvula	Fundición de acero
Largo de la guía de válvula	41 mm

Para determinar el material de las guías de válvulas que más se ajustan a las nuevas exigencias se tiene en cuenta las características de dureza, dilatación térmica y conductividad térmica establecidas en la teoría (ver 2.4.3.6.1).

A partir de la disponibilidad comercial se procede a seleccionar las siguientes guías de válvula:

- Marca:** WESKAN
- Material:** Bronce al aluminio
- Modelo:** Honda Twister



Imagen 99: Guías de válvulas de escape a implementar

Estas guías se encuentran fabricadas específicamente para este motor respetando todas sus dimensiones originales.

Teniendo en cuenta los efectos que se generan por el recorte de la guía de válvula de escape (ver 2.4.3.6.3), se decide recortar su extremo inferior en 5 mm, quedando un largo de guía total de 36 mm, y dándole una conicidad a su punta desde su aparición en el ducto de escape.

Por último, se determina el diámetro interior que deberá tener la guía para que esta tenga el juego indicado con el vástago de la válvula el cual queda determinado a través de la expresión (51).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{ve} : Diámetro del vástago de la válvula de escape = 4,95 mm

Cdt_{vv} : Coef. de dilatación térmica del vástago de la válvula de esc. = 0,000012 1/°C

Cdt_{gv} : Coef. de dilatación térmica de la guía de la válvula de esc. = 0,0000162 1/°C

Se definen los siguientes valores:

Basándose en la imagen 3, se adopta que la temperatura del vástago de la válvula de escape cuando el motor se encuentra en régimen es de 650°C y que la temperatura ambiente es de 25°C, se puede determinar su gradiente térmico.

ΔT_{vve} : Gradiente térmico del vástago de la válvula de escape = 625°C

Basándose en la imagen 3, se determina que la temperatura de la guía de escape cuando el motor se encuentra en régimen es igual a la temperatura máxima del motor que es de 90°C y que la temperatura ambiente es de 25°C, se puede determinar su gradiente térmico.

ΔT_{vve} : Gradiente térmico de la guía de la válvula de escape = 65°C

$$H_{gve} = 0,01 \text{ mm} + \frac{\emptyset_{vve} * (1 + Cdt_{vv} * \Delta T_{vve})}{(1 + Cdt_{gv} * \Delta T_{gve})} - \emptyset_{vve} \text{ [mm]} \quad (51)$$

$$H_{gve} = 0,01 \text{ mm} + \frac{4,95 \text{ mm} * \left(1 + 0,000012 \frac{1}{\text{°C}} * 625 \text{ °C}\right)}{\left(1 + 0,0000162 \frac{1}{\text{°C}} * 65 \text{ °C}\right)} - 4,95 \text{ mm} = 0,04 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta la expresión (47) se puede establecer el diámetro inicial que deberá tener la guía de válvula.

$$\emptyset_{gve} = \emptyset_{vve} + H_{gve} \text{ [mm]} \quad (47)$$

$$\emptyset_{gve} = 4,95 \text{ mm} + 0,04 \text{ mm} = 4,99 \text{ mm}$$

Se procede a buscar un calisuar para ejecutar el diámetro calculado, se percata que no es una medida comercial y se selecciona la medida superior más cercana que es de 5 mm de diámetro, a partir de ello se modifican las siguientes medidas:

\emptyset_{gve} : Diámetro de la guía de válvula de escape = 5 mm

H_{gve} : Huelgo de la guía de válvula de escape = 0,05 mm

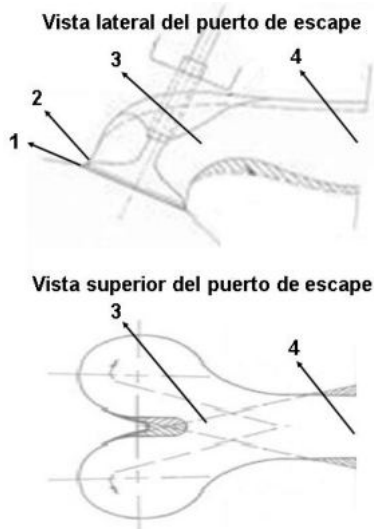
Como el valor establecido se encuentra dentro del rango de referencia (ver 2.4.3.6.2) se considera que el diámetro de la guía es admisible y se procede a realizar su instalación en la tapa de cilindro y a ajustar su diámetro interno por medio del calisuar seleccionado.

3.35 Modificación del puerto de escape.

Una vez teniendo instaladas las guías y casquillos de válvula en la tapa de cilindro, se puede proceder a retrabajar el puerto de escape y así adecuarlo a las nuevas condiciones

de funcionamiento, para ello se tiene en cuenta las pérdidas presentes desarrolladas en el mismo (ver 2.4.3.3.1).

El primer paso consiste en ubicar los diámetros definidos anteriormente:



Punto 1: Diámetro de la válvula de escape.

Punto 2: Diámetro de la garganta del casquillo de escape.

Punto 3: Diámetro vertical de la convergencia del ducto de escape.

Punto 3: Diámetro horizontal de la convergencia del ducto de escape.

Punto 4: Diámetro del primario del escape.

Imagen 100: Diámetros del puerto de escape a implementar

El segundo paso consiste en ubicar las zonas de desbaste de material:

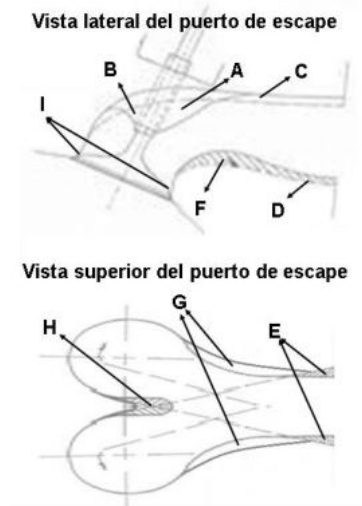


Imagen 101: Zona de desbaste del puerto de escape

- Se comienza por desbastar todo el material que compone el soporte de la guía de válvula identificado por la **zona A y zona B**, permitiendo la visualización del cuerpo de la guía para su posterior retrabajo.

- Se continua por retrabajar el puerto en el punto 4, específicamente en la **zona C**, debido a que la tapa de cilindro pose un alojamiento para el sistema de fijación del sistema de escape, se considera que lo más conveniente es mantener el centro del conducto y se procede a desbastar 3mm su parte superior.
- Se prosigue por retrabajar el puerto en el punto 4, específicamente en la **zona D**, la cual idealmente debería de permanecer inalterable, pero debido a las consideraciones del punto anterior se decide desbastar solo los primeros 15 mm del puerto desplazando la pared inferior hacia abajo de manera progresiva hasta llegar a su extremo derecho (comienzo del puerto) a los 3 mm. De esta forma se alcanza el valor del diámetro vertical del primario del escape.
- Se procede a retrabajar el puerto en el punto 4, específicamente en la **zona E**, en la cual es necesario retirar material de manera progresiva para desplazar las paredes laterales un total de 3 mm de cada lado al comienzo del puerto, de esta forma es posible alcanzar el valor del diámetro horizontal del primario de escape brindando una curva de transición suave.
- Se continua por retrabajar el puerto en el punto 3, específicamente en la **zona C**, se examina la ubicación del asiento del resorte de válvula y el grosor de la pared superior por medio de la guía de válvula, se determina que es posible limar y se desplaza la pared superior 2 mm hacia arriba, de esta forma se alcanza el valor del diámetro vertical de la convergencia del ducto y se mantiene la **zona F** inalterable. De esta forma se incrementa el radio de curva, disminuyendo las pérdidas de carga. Además, se realizan trabajos en la base de la guía de válvula, eliminando cualquier imperfección en la transición de materiales, así también como se altera la conicidad de la punta de la guía para suavizar el flujo en el ducto.
- Se prosigue por retrabajar el puerto en el punto 3, específicamente en la **zona G**, en donde se desbasta el material de las paredes laterales las cuales son desplazadas en 3 mm para alcanzar de esta forma el valor del diámetro horizontal de la convergencia del ducto y brindar una curva de transición suave entre las zonas limítrofes.
- Se procede a retrabajar el puerto en el punto 3, específicamente en la **zona H**, se sigue la forma establecida en la imagen superior y de esta manera se obtiene la mayor área de paso para el fluido, un cambio de dirección suave y una menor pérdida de carga en la conjunción del flujo de escape.

- Se continua por retrabajar el puerto en el punto 2, específicamente en la **zona I**, en donde se desbasta el material existente en la parte anterior al casquillo de asiento de válvula, incrementando su diámetro en 4 mm hasta coincidir con el diámetro de la garganta del casquillo de escape. Se prosigue por eliminar cualquier imperfección existente en la transición de materiales del puerto y el casquillo, reduciendo la pérdida de carga experimentada por el fluido.
- Para culminar el desbaste se retrabajan las zonas ubicadas entre los diámetros establecidos de forma de obtener curvas de transiciones suaves y de acorde a lo demostrado en las imágenes anteriores. Se continua por trabajar sobre el acabado superficial de las paredes del puerto, para ello, se tiene en cuenta que, a diferencia del puerto de admisión, el de escape no requiere turbulencia, sino que debe ser lo más laminar posible para reducir las pérdidas de carga por el rozamiento en las paredes. Esto se logra mediante la utilización de diversas lijas fijas para así obtener la menor rugosidad posible seguido de un pulido completo del puerto.



Imagen 102: Puerto de escape redimensionado

3.36 Diseño del árbol de levas

Los parámetros del árbol de levas original son los siguientes:

Tabla 43: Características del árbol de levas original

Luz de válvula de admisión	0,12 mm
Permanencia de leva de admisión	220°
Sincronización de leva de admisión	AAA= 5° / RCA=35°
Ángulo de corrección	+5°
Entre centro de leva de admisión	100°
Luz de válvula de escape	0,15 mm
Permanencia de leva de escape	220°
Sincronización de leva de escape	AAE= 35° / RCE=5°
Ángulo de corrección	+5°
Entre centro de leva de admisión	110°
Cruce de levas	10°

Se procede a realizar una búsqueda de árboles de levas comerciales a partir del parámetro de alzada de la leva de admisión y escape definidos en el punto 12 y 25 del desarrollo matemático, se observa que la totalidad de los productos disponibles en el mercado poseen una alzada igual o mayor a la medida original, no ajustándose a las necesidades de la preparación.

Debido a ello es necesario definir todos los parámetros constructivos del perfil de la leva requerida a partir de lo desarrollado en la teoría (ver 2.5.2.1) para modificar los árboles de levas originales de acuerdo a las nuevas necesidades.

Se establece que todos los ángulos mencionados en el perfil de la leva son referenciados al cigüeñal. Al no cambiar el material de las válvulas ni alterar drásticamente las temperaturas de funcionamiento se decide mantener la luz de válvula original tanto para la admisión como para el escape.

Luz de válvula de admisión = 0,12 mm

Luz de válvula de escape = 0,15 mm

Al no alterarse la luz de válvula tampoco se modifican los valores del círculo de base y de los círculos reducidos. Estos últimos se obtienen restando al valor del diámetro del círculo de base, dos veces la luz de válvula adoptada.

Diámetro del círculo de base = 29,1 mm

Diámetro reducido de la leva de admisión = 28,86 mm

Diámetro reducido de la leva de escape = 28,80 mm

Se decide establecer el ángulo del círculo de base de una manera conservadora adoptando un valor intermedio del parámetro recomendado por la teoría (ver 2.5.2.1).

Acbl: Ángulo del círculo de base = 300°

Se procede a definir la permanencia de las levas, teniendo en cuenta que el motor tendrá una preparación de calle y que se desea obtener un régimen máximo de potencia a las 10000 rpm se selecciona una permanencia semi-carrera (ver 2.5.2.2).

Api: Ángulo de permanencia de la leva = 290°

Se procede a calcular el rango de revoluciones de trabajo del nuevo perfil de la leva adoptada a partir de las expresiones (58) y (59).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

L_s: Límite superior = 1,1

n: Régimen de potencia máxima = 10000 rpm

$$n_{sl} = L_s * n [rpm] \quad (58)$$

$$n_{sl} = 1,1 * 10000 \text{ rpm} = 11000 \text{ rpm}$$

N_{sl}: Régimen superior de la leva = 11000 rpm

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

Li: Límite inferior = 0,8

n: Régimen de potencia máxima = 10000 rpm

$$n_{il} = L_i * n \text{ [rpm]} \quad (59)$$

$$n_{il} = 0,8 * 10000 \text{ rpm} = 8000 \text{ rpm}$$

N_{il}: Régimen inferior de la leva = 8000 rpm

Se procede a definir el ángulo que tendrá la rampa de ataque de la leva a partir de la expresión (53).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

A_{cbi}: Ángulo del círculo de base de la leva = 300°

A_{pi}: Ángulo de permanencia de la leva = 290°

$$A_{ral} = \frac{(720^\circ - A_{cbi} - A_{pi})}{2} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (53)$$

$$A_{ral} = \frac{(720^\circ - 300^\circ - 290^\circ)}{2} = 65^\circ$$

A_{ral}: Ángulo de la rampa de ataque de la leva = 65°

Para culminar los parámetros constructivos fundamentales se define la curvatura del flanco a partir de las ventajas mencionadas anteriormente (ver 2.5.2.1) y el radio de la cresta de la leva, a partir de las sugerencias de un especialista en levas.

Perfil del flanco de la leva curvilíneo

Radio del círculo de la cresta de la leva = 4 mm

Se procede a establecer la sincronización con la que se instalarán las levas.

A_{aa}: Anticipo a la apertura de admisión = 38°

R_{ca}: Retraso al cierre de la admisión = 72°

A_{ae}: Anticipo a la apertura del escape = 72°

R_{ce}: Retraso al cierre del escape = 38°

Se calcula el entre centro de la leva de admisión a partir de la expresión (54).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

A_{aa}: Anticipo a la apertura de admisión = 38°

R_{ca}: Retraso al cierre del escape = 38°

$$E_{cla} = \frac{A_{aa} + 180^\circ + R_{ca}}{2} - A_{aa} [^\circ] \quad (54)$$

$$E_{cla} = \frac{38^\circ + 180^\circ + 72^\circ}{2} - 38^\circ = 107^\circ$$

E_{cla}: Entre centro de la leva de admisión = 107°

Se calcula el entre centro de la leva de escape a partir de la expresión (55).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

A_{ae}: Anticipo a la apertura del escape = 72°

R_{ce}: Retraso al cierre del escape = 38°

$$E_{cle} = \frac{A_{ae} + 180^\circ + R_{ce}}{2} - R_{ce} [^\circ] \quad (55)$$

$$E_{cle} = \frac{72^\circ + 180^\circ + 38^\circ}{2} - 38^\circ = 107^\circ$$

E_{cle}: Entre centro de la leva de escape = 107°

Se puede definir el entre centro de ambas levas a partir de la expresión (56).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

E_{cla} : Entre centro de la leva de admisión = 107°

E_{cle} : Entre centro de la leva de escape = 107°

$$E_{cl} = \frac{E_{cla} + E_{cle}}{2} [^\circ] \quad (56)$$

$$E_{cl} = \frac{107^\circ + 107^\circ}{2} = 107^\circ$$

E_{cl} : Entre centro de la leva = 107°

Pudiendo determinarse el cruce de levas que se tendrá a partir de la expresión (57).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

A_{aa} : Anticipo a la apertura de admisión = 38°

R_{ce} : Retraso al cierre del escape = 38°

$$G_{cl} = A_{aa} + R_{ce} [^\circ] \quad (57)$$

$$G_{cl} = 38^\circ + 38^\circ = 76^\circ$$

G_{cl} : Grados de cruce de levas = 76°

De acuerdo a las ventajas citadas en el marco teórico se decide adelantar ambas levas con respecto a su posición central 2° .

A partir de ello la sincronización se modifica, realizando nuevamente los cálculos citados anteriormente se adquieren los siguientes valores:

A_{aa} : Anticipo a la apertura de admisión = 40°

R_{ca} : Retraso al cierre de la admisión = 70°

A_{ae} : Anticipo a la apertura del escape = 74°

R_{ce} : Retraso al cierre del escape = 36°

E_{cl}a: Entre centro de la leva de admisión = 105°

E_{cl}e: Entre centro de la leva de escape = 109°

E_{cl}i: Entre centro de la leva = 107°

G_{cl}: Grados de cruce de levas = 76°

Marca: SEA RACING

Modelo: Twister

Alzada: 7,5 mm

Permanencia: 290°



Imagen 103: Árboles de levas a implementar

3.37 Cálculo de los resortes de válvulas.

Los parámetros de los resortes de válvulas originales son los siguientes:

Tabla 44: Características de los resortes de válvulas originales.

Material de los resortes	Acero cuerda de piano
Cantidad de resortes por válvula	2
Módulo de elasticidad	8500 kg/mm ²
Diámetro exterior resorte 1	22 mm
Diámetro exterior resorte 2	15 mm
Diámetro interior resorte 1	16 mm
Diámetro interior resorte 2	11 mm
Cantidad de espiras del resorte 1	7
Cantidad de espiras del resorte 2	9

Teniendo en cuenta los inconvenientes que se pueden presentar por la implementación de resortes de válvulas inadecuados (ver 2.5.3), se procede a determinar los esfuerzos de los mismos bajo las nuevas condiciones de funcionamiento.

Se procede a determinar la fuerza mínima requerida para los resortes a partir de la expresión (60).

Se definen los siguientes valores:

D_{cil} : Depresión del cilindro = 1,5 kg/cm².

A_{va} : Área de la cabeza de la válvula de admisión = 8,55 cm².

C_s : Coeficiente de seguridad = 1,3.

$$F_{rmin} = D_{cil} * A_{va} * C_s [kg] \quad (60)$$

$$F_{rmin} = 1,5 \frac{kg}{cm^2} * 8,55 cm^2 * 1,3 = 16,68 [kg]$$

F_{rmin} : Fuerza mínima del resorte requerida = 16,68 kg

Para poder determinar la fuerza máxima requerida para el resorte es necesario determinar primero la aceleración media negativa de la leva a partir de la expresión (62).

Se definen los siguientes valores:

W_{cig} : Velocidad angular del cigüeñal = 1047,2 i/seg

D_{clcc} : Distancia del centro de la leva al centro de la cresta = 0,01805 m

$$A_{mnl} = \frac{W_{cig}}{4} * D_{clcc} \left[\frac{m}{seg^2} \right] \quad (62)$$

$$A_{mnl} = \frac{1047,2 \frac{1}{seg}}{4} * 0,01805 m = 4948,51 \frac{m}{seg^2}$$

A_{mnl} : Aceleración media negativa de la leva = 4948,51 m/seg²

Se procede a determinar la fuerza máxima requerida para los resortes a partir de la expresión (61).

Se definen los siguientes valores:

P_{cav} : Peso del conjunto alternativo de la válvula = 0,07138 kg

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

A_{mnl} : Aceleración media negativa de la leva = 4948,51 m/seg²

$$F_{rmax} = \frac{P_{cav}}{9,81} * A_{mnl} [kg] \quad (61)$$

$$F_{rmax} = \frac{0,07128 kg}{9,81} * 4948,51 \frac{m}{seg^2} = 36 kg$$

F_{rmax} : Fuerza máxima del resorte requerida = 36 kg

El sistema de resortes de válvula previsto por honda se encuentra compuesto por dos muelles concéntricos helicoidales con sentidos de arrollamientos opuestos, teniendo en cuenta la ventaja de este sistema (ver 2.5.3.1) se decide preservarlo.

Se procede a calcular el diámetro medio del resorte 1 a partir de la expresión (65).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{extr1} : Diámetro exterior del resorte 1 = 22 mm

\varnothing_{intr1} : Diámetro interior del resorte 1 = 16 mm

$$\varnothing_{mr1} = \varnothing_{intr1} + \frac{(\varnothing_{extr1} - \varnothing_{intr1})}{2} \text{ [mm]} \quad (65)$$

$$\varnothing_{mr1} = 16 \text{ mm} + \frac{(22 \text{ mm} - 16 \text{ mm})}{2} = 19 \text{ mm}$$

\varnothing_{mr1} : Diámetro medio del resorte 1 = 19 mm

Se procede a calcular el diámetro medio del resorte 2 a partir de la expresión (65).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

\varnothing_{extr2} : Diámetro exterior del resorte 2 = 15 mm

\varnothing_{intr2} : Diámetro interior del resorte 2 = 11 mm

$$\varnothing_{mr2} = \varnothing_{intr2} + \frac{(\varnothing_{extr2} - \varnothing_{intr2})}{2} \text{ [mm]} \quad (65)$$

$$\varnothing_{mr2} = 11 \text{ mm} + \frac{(15 \text{ mm} - 11 \text{ mm})}{2} = 13 \text{ mm}$$

\varnothing_{mr2} : Diámetro medio del resorte 2 = 13 mm

Se procede a calcular las espiras activas del resorte 1 a partir de la expresión (66).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

N_{etr1} : Espiras totales del resorte 1 = 7.

$$N_{ea1} = N_{etr1} - 1,5 \quad (66)$$

$$N_{ea1} = 7 - 1,5 = 5,5$$

N_{ea1} : Espiras activas del resorte 1 = 5,5.

Se procede a calcular las espiras activas del resorte 2 a partir de la expresión (66).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

N_{etr2} : Espiras totales del resorte 2 = 9.

$$N_{ea2} = N_{etr2} - 1,5 \quad (66)$$

$$N_{ea2} = 9 - 1,5 = 7,5 \text{ espiras}$$

N_{ea2} : Espiras activas del resorte 2 = 7,5 espiras

Se procede a calcular la constante del resorte 1 a partir de la expresión (64).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

G: Módulo de elasticidad = 8500 kg/mm²

\varnothing_{Alam1} : Diámetro del alambre del resorte 1 = 3 mm

\varnothing_{mr1} : Diámetro medio del resorte 1 = 19 mm

N_{ea1} : Espiras activas del resorte 1 = 5,5

$$K_{r1} = \frac{G * \varnothing_{Alam1}^4}{8 * \varnothing_{mr1}^3 * N_{ea1}} \left[\frac{kg}{mm} \right] \quad (64)$$

$$K_{r1} = \frac{8500 \frac{kg}{mm^2} * 3 mm^4}{8 * 19 mm^3 * 5,5} = 2,28 \frac{kg}{mm}$$

K_{r1} : Constante del resorte 1 = 2,28 kg/mm

Se procede a calcular la constante del resorte 2 a partir de la expresión (64).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

G: Módulo de elasticidad = 8500 kg/mm²

\varnothing_{Alam2} : Diámetro del alambre del resorte 2 = 2 mm

\varnothing_{mr2} : Diámetro medio del resorte 2 = 13 mm

N_{ea2} : Espiras activas del resorte 2 = 7,5

$$K_{r2} = \frac{G * \varnothing_{Alam2}^4}{8 * \varnothing_{mr2}^3 * N_{ea2}} \left[\frac{kg}{mm} \right] \quad (64)$$

$$K_{r2} = \frac{8500 \frac{kg}{mm^2} * 2 mm^4}{8 * 13 mm^3 * 7,5} = 1,03 \frac{kg}{mm}$$

K_{r2}: Constante del resorte 2 = 1,03 kg/mm

Se procede a medir la deformación inicial que sufren los resortes al instalar las válvulas.

ΔL_{ro1} : Deformación longitudinal del resorte 1 inicial = 5,5 mm

ΔL_{ro2} : Deformación longitudinal del resorte 2 inicial = 6 mm

Se procede a calcular la deformación final del resorte 1 a partir de la expresión (70).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

ΔL_{ro1} : Deformación longitudinal del resorte 1 inicial = 5,5 mm

Alza: Alzada de la leva de admisión = 7,5 mm

$$L_{rf1} = \Delta L_{ro1} + A_{lza} [mm] \quad (70)$$

$$\Delta L_{rf1} = 5,5 mm + 7,5 mm = 13 mm$$

ΔL_{rf1} : Deformación longitudinal del resorte 1 final = 13 mm

Se procede a calcular la deformación final del resorte 2 a partir de la expresión (70).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

ΔL_{ro2} : Deformación longitudinal del resorte 2 inicial = 6 mm

Alza: Alzada de la leva de admisión = 7,5 mm

$$\Delta L_{rf2} = \Delta L_{ro2} + A_{lza} [mm] \quad (70)$$

$$\Delta L_{rf2} = 6 mm + 7,5 mm = 13,5 mm$$

ΔL_{rf2} : Deformación longitudinal del resorte 2 final = 13,5 mm

Se procede a calcular la fuerza mínima disponible del resorte 1 a partir de la expresión (67).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

K_{r1} : Constante del resorte 1 = 2,28 kg/mm

ΔL_{ro1} : Deformación longitudinal del resorte 1 inicial = 5,5 mm

$$F_{r\text{mind}1} = K_{r1} * \Delta L_{ro1} [kg] \quad (67)$$

$$F_{r\text{mind}1} = 2,28 \frac{kg}{mm} * 5,5 mm = 12,5 kg$$

$F_{r\text{mind}1}$: Fuerza mínima disponible del resorte 1 = 12,5 kg

Se procede a calcular la fuerza mínima disponible del resorte 2 a partir de la expresión (67).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

K_{r2} : Constante del resorte 2 = 1,03 kg/mm

ΔL_{ro2} : Deformación longitudinal del resorte 2 inicial = 6 mm

$$F_{r\text{mind}2} = K_{r2} * \Delta L_{ro2} [kg] \quad (67)$$

$$F_{r\text{mind}2} = 1,03 \frac{kg}{mm} * 6 mm = 6,19 kg$$

$F_{r\text{mind}2}$: Fuerza mínima disponible del resorte 2 = 6,19 kg

Se procede a calcular la fuerza mínima disponible total de los resortes a partir de la expresión (68).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

$F_{r\text{mind}1}$: Fuerza mínima disponible del resorte 1 = 12,5 kg

$F_{r\text{mind}2}$: Fuerza mínima disponible del resorte 2 = 6,19 kg

$$F_{rmin dt} = F_{rmin d1} + F_{rmin d2} [kg] \quad (68)$$

$$F_{rmin dt} = 12,5 \text{ kg} + 6,19 \text{ kg} = 18,74 \text{ kg}$$

F_{rmin dt}: Fuerza mínima disponible del resorte total = 18,74 kg

Se procede a calcular la fuerza máxima disponible del resorte 1 a partir de la expresión (69).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

K_{r1}: Constante del resorte 1 = 2,28 kg/mm

ΔL_{rf1}: Deformación longitudinal del resorte 1 final = 13 mm

$$F_{rmax d1} = K_{r1} * \Delta L_{rf1} [kg] \quad (69)$$

$$F_{rmax d1} = 2,28 \frac{kg}{mm} * 13 \text{ mm} = 29,7 \text{ kg}$$

F_{rmax d1}: Fuerza máxima disponible del resorte 1 = 29,7 kg

Se procede a calcular la fuerza máxima disponible del resorte 2 a partir de la expresión (69).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

K_{r2}: Constante del resorte 2 = 1,03 kg/mm

ΔL_{rf2}: Deformación longitudinal del resorte 2 final = 13,5 mm

$$F_{rmax d2} = K_{r2} * \Delta L_{rf2} [kg] \quad (69)$$

$$F_{rmax d2} = 1,03 \frac{kg}{mm} * 13,5 \text{ mm} = 13,93 \text{ kg}$$

F_{rmax d2}: Fuerza máxima disponible del resorte 2 = 13,93 kg.

Se procede a calcular la fuerza máxima disponible total de los resortes a partir de la expresión (71).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

F_{rmaxd1} : Fuerza máxima disponible del resorte 1 = 29,7 kg

F_{rmaxd2} : Fuerza máxima disponible del resorte 2 = 13,93 kg

$$F_{rmaxt} = F_{rmaxd1} + F_{rmaxd2} [kg] \quad (71)$$

$$F_{rmaxt} = 29,7 \text{ kg} + 13,93 \text{ kg} = 43,59 \text{ kg}$$

F_{rmaxdt} : Fuerza máxima disponible del resorte total = 43,59 kg

Realizando una comparación directa, se puede observar que:

Fuerza mínima disponible > Fuerza mínima requerida → Verifica.

Fuerza máxima disponible > Fuerza máxima requerida → Verifica.

Como se cumplen ambas condiciones, se puede garantizar que el sistema de resortes originales soportas las nuevas exigencias de funcionamiento del motor repotenciado, se decide instalar un juego nuevo ya que no se puede determinar el desgaste de los existentes.



Imagen 104: Resortes de válvula a implementar

3.38 Cálculo de la longitud del conducto de admisión

La longitud del conducto de admisión original es la siguiente:

Tabla 45: Longitud de la admisión original

Largo del ducto de admisión	260 mm
------------------------------------	--------

Para poder determinar si la longitud ideal que deberá tener el conducto de admisión es admisible, es necesario evaluar el espacio destinado al sistema de admisión en la motocicleta y de esta forma definir la longitud mínima y máxima disponibles.

La longitud mínima disponible se podrá obtener sumando las longitudes de los elementos de la admisión cuyas dimensiones sean inalterables.

Longitud del puerto de admisión = 100 mm

Longitud del tubo de admisión = 43 mm

Longitud del carburador = 90 mm

Longitud de la trompeta de admisión = 38 mm

Longitud mínima disponible = 271 mm

La longitud máxima disponible se puede determinar midiendo la longitud existente entre la cabeza de la válvula y la pared posterior del plenum.

Longitud máxima disponible = 420 mm

A partir de estos resultados se puede afirmar que el largo de la admisión a implementar se encontrará entre los 271 y 420 mm.

Para poder determinar la longitud de la admisión ideal es necesario definir con precisión el valor de la velocidad del sonido con la cual se propagarán las ondas a lo largo del conducto, esto es posible a partir de la expresión (24).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

F_{cs} : Factor de corrección del sonido = $0,6 \text{ m/seg} * ^\circ\text{C}$

Se definen los siguientes valores:

A partir de la imagen 3, se determina que la temperatura de la admisión tiene un valor de 40°C .

T_{adm} : Temperatura de la admisión = 40 °C

$$V_s = 331 \frac{m}{seg} + (F_{cs} * T_{adm}) \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (24)$$

$$V_s = 331 \frac{m}{seg} + \left(0,6 \frac{m}{seg^{\circ}C} * 40^{\circ}C \right) = 356,5 \frac{m}{seg}$$

V_s : Velocidad del sonido = 355 m/seg

Se continúa por determinar los grados que la válvula de admisión permanece abierta a partir de la expresión (25).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

G_{aaa} : Grados de anticipo a la apertura de la admisión = 40°

G_{rca} : Grados de retraso al cierre de la admisión = 70°

$$G_{vaa} = G_{aaa} + 180^{\circ} + G_{rca} [^{\circ}] \quad (25)$$

$$G_{vaa} = 40^{\circ} + 180^{\circ} + 70^{\circ} = 290^{\circ}$$

G_{vaa} : Grados de válvula de admisión abierta = 290°

A partir de los datos anteriormente definidos se puede determinar la longitud del conducto de admisión a partir de la expresión (23).

Régimen de ganancia del conducto = 7500 rpm

$$L_{ca} = V_s * \frac{G_{va}}{2 * rpm * 6} [m] \quad (23)$$

$$L_{ca} = 355 \frac{m}{seg} * \frac{290^{\circ}}{2 * 7500 \frac{rev}{min} * 6 \frac{seg}}{seg} = 1,144 m = 1144 mm$$

La longitud establecida, representa la longitud que el sistema de admisión debería tener para que cuando el motor funcione a un régimen de 7500 rpm, la onda de depresión creada al abrir la válvula se desplace hasta el plenum, se convierta en una onda de compresión y retorne a la válvula cuando esta se encuentra cerrándose.

Como se puede observar esta longitud no se encuentra dentro de los límites admisibles, por lo cual se recurre a dividir este valor por números enteros que representan la cantidad de rebotes que tendrá la onda en cada extremo.

2 rebotes → L_{ca} 572 mm → Longitud inadmisibile.

3 rebotes → L_{ca} = 381 mm → Longitud admisible.

L_{ca}: Longitud del conducto de admisión = 381 mm
--

Realizando una rápida comparación se puede afirmar que la longitud calculada se encuentra dentro de los parámetros establecidos y la cantidad de rebotes no es excesiva por lo cual la pérdida de energía no será demasiada.

Para culminar se procede a restar al valor de la longitud del conducto de admisión establecido, el valor de la longitud mínima disponible del sistema, así se determina que la longitud faltante en el sistema de admisión es de 110 mm.

Se realiza una búsqueda en el mercado de un tubo que cumpla la función de prolongador, desplazando la trompeta de admisión del carburador y de esta forma obtener un sistema de admisión con la longitud determinada. Se selección el siguiente elemento:

Marca: ENGLE

Material: Aluminio

Diámetro exterior: 70 mm

Diámetro interior: 59 mm

Longitud: 110 mm



Imagen 105: Prolongador de admisión a implementar

3.39 Cálculo del volumen del plenum

Teniendo en cuenta que solo se busca un aproximado de su volumen, para simplificar los cálculos matemáticos se considera el plenum como una figura simple rectangular de las siguientes dimensiones:

Tabla 46: Características de las longitudes del plenum original

Ancho del plenum	130 mm
Largo del plenum	150 mm
Alto del plenum	160 mm

Se procede a calcular el volumen del plenum teniendo en cuenta la influencia del mismo sobre las curvas características del motor (ver 2.4.2.2).

$$V_p = \text{Alto} * \text{Largo} * \text{Ancho} [cm^3]$$

$$V_p = 16 \text{ cm} * 15 \text{ cm} * 13 \text{ cm} = 3120 \text{ cm}^3$$

V_p: Volumen del plenum = 3120 cm³

Para tener una idea de cuánto representa el volumen del plenum se realiza una comparación con el valor de cilindrada.

$$R_{vp} = \frac{V_p}{V_{cil}}$$

$$R_{vp} = \frac{3120 \text{ cm}^3}{386,98 \text{ cm}^3} = 8,06$$

R_{vp}: Relación de volumen del plenum ≈ 8

Se puede ver que el plenum representa 8 veces el volumen de cilindrada y como se encuentra dentro de un valor óptimo no se considera necesaria su modificación. Además, se puede garantizar que su capacidad brindará al motor de mayores prestaciones en el extremo superior del régimen, lo que potencia las características de la leva adoptada y se equilibra con el desempeño de la longitud del conducto de admisión, de esta forma se obtienen mejoras en la parte media y alta del conjunto de revoluciones en la que funcionará el motor.



Imagen 106: Plenum a implementar

3.40 Cálculo de la longitud del conducto de escape

La longitud del conducto de escape original es la siguiente:

Tabla 47: Longitud del escape original

Largo del ducto de escape	1280 mm
----------------------------------	---------

Para poder determinar si la longitud ideal que deberá tener el conducto de escape es admisible, es necesario evaluar el espacio destinado al sistema de escape en la motocicleta y de esta forma definir la longitud mínima y máxima disponibles.

La longitud mínima disponible se podrá obtener sumando las longitudes del puerto de escape, del sistema de escape original hasta la viga del chasis y dejando al menor 360 mm para el silenciador para no ocasionar una contaminación acústica elevada.

Longitud del puerto de escape = 100 mm

Longitud del sistema de escape = 740 mm

Longitud mínima del silenciador = 360 mm

Longitud mínima disponible = 1200 mm

La longitud máxima disponible se podrá obtener sumando las longitudes del puerto de escape, del sistema de escape original hasta la viga del chasis y considerando la mayor longitud del silenciador disponible en el mercado que es de 470 mm.

Longitud máxima disponible = 1310 mm

A partir de estos resultados, se puede asegurar que el largo del escape a implementar se encontrará entre los 1200 y 1310 mm.

Se procede a determinar con precisión el valor de la velocidad del sonido con la cual se propagarán las ondas a lo largo del conducto, esto es posible a partir de la expresión (43).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

F_{cs} : Factor de corrección del sonido = 0,6 m/seg * °C

Se definen los siguientes valores:

A partir de la imagen 3, se determina que la temperatura del escape tiene un valor de 450°C.

T_{esc} : Temperatura del escape = 450 °C.

$$V_s = 331 \frac{m}{seg} + (F_{cs} * T_{esc}) \left[\frac{m}{seg} \right] \quad (43)$$

$$V_s = 331 \frac{m}{seg} + \left(0,6 \frac{m}{seg^{\circ}C} * 450 \text{ }^{\circ}C \right) = 601 \frac{m}{seg}$$

V_s: Velocidad del sonido = 601 m/seg

Se continua por determinar los grados que la válvula de admisión permanece abierta a partir de la expresión (44).

Teniendo en cuenta las variables necesarias:

G_{aae} : Grados de anticipo a la apertura del escape = 74°

G_{rce} : Grados de retraso al cierre del escape = 36°

$$G_{vea} = G_{aae} + 180^\circ + G_{rce} [^\circ] \quad (44)$$

$$G_{vea} = 74^\circ + 180^\circ + 36^\circ = 290^\circ$$

G_{vea}: Grados de válvula de escape abierta = 290°

A partir de los datos anteriormente definidos se puede determinar la longitud del conducto de escape a partir de la expresión (42).

Régimen de ganancia del conducto = 5700 rpm

$$L_{ce} = V_s * \frac{G_{ve}}{2 * rpm * 6} [m] \quad (42)$$

$$L_{ce} = 631 \frac{m}{seg} * \frac{290^\circ}{2 * 5700 \frac{rev}{min} * 6 \frac{^\circ}{seg}} = 2,55 m$$

La longitud establecida, representa la longitud que el sistema de escape debería tener para que cuando el motor funcione a un régimen de 5700 rpm, a onda de presión creada al abrir la válvula se desplace hasta la atmosfera, se convierta en una onda de depresión y retorne a la válvula cuando esta se encuentra cerrándose incrementando el barrido de los gases y la introducción de la mezcla al cilindro.

Como se puede observar esta longitud no se encuentra dentro de los límites admisibles, por lo cual se recurre a dividir este valor por números enteros que representan la cantidad de rebotes que tendrá la onda en cada extremo.

2 rebotes → L_{ce}= 1270 mm → Longitud admisible.

Realizando una rápida comparación se puede asegurar que la longitud calculada se encuentra dentro de los parámetros establecidos y la cantidad de rebotes no es excesiva por lo cual la perdida de energía no será demasiada.

A partir de este dato se selecciona un sistema de escape de la marca Ofr de secciones variables con las siguientes longitudes.:

Longitud del puerto de escape = 100 mm

Longitud del primario del caño de escape = 280 mm

Longitud del secundario del caño de escape = 260 mm

Longitud del colector del caño de escape = 200 mm

Longitud del silenciador = 430 mm

L_{ce}: Longitud del conducto de escape = 1270 mm



Imagen 107: Sistema de escape a implementar

3.41 Mejoras en el monitoreo de la relación de mezcla

La característica del sistema de monitoreo de mezcla original es la siguiente:

Tabla 48: Control de mezcla original

Sistema de monitoreo de mezcla	No posee.
---------------------------------------	-----------

Teniendo en cuenta que una utilización de una relación de mezcla adecuada no solo generará una mayor velocidad del frente de llama (ver 2.4.4.2.2), sino que también reducirá la temperatura de motor evitando la posibilidad de autoencendidos, detonaciones, agarres por exceso de temperatura, formación de carbonilla, consumo de combustible elevado, dilución del aceite por combustible y desgaste prematuro de las piezas; se decide instalar un monitor de relación de mezcla o Hallmeter, para de esta forma poder configurar el carburador de una manera más efectiva y poder monitorear su comportamiento ante cambios de carga, temperatura y altitud.

Considerando que el motor solo utilizará como combustible nafta, se opta por seleccionar del mercado un modelo narrowband que cumplirá con los requisitos necesarios y permitirá abaratar los costos del proyecto.

Marca: Spilba

Tipo: Narrowband

Modelo: O2 Nw

Sonda: Bosch

Tipo de sonda: Calefaccionada



Imagen 108: Sistema de control de mezcla a implementar

3.42 Mejoras en el CDI

Las características de la CDI original son los siguientes:

Tabla 49: Características del CDI original

Marca	Denso
Origen	Brasil
Mapas de encendido	1
Curvas de encendido	1
Cortes pre programables	No posee

Teniendo en cuenta las ventajas que puede proporcionar un sistema de encendido pre programable (ver 2.4.4.2.2), se busca en el mercado un CDI que se adapte a las características de nuestro motor, dentro de la disponibilidad se selecciona la siguiente:

Marca: SERVITEC
Modelo: Twister competición
Origen: Brasil
Mapas encendidos: 2
Curvas encendido: 23
Cortes programables: 6



Imagen 109: CDI a implementar

El producto seleccionado tiene una amplia ventaja con respecto a sus competidores debido sus prestaciones.

- Posee un total de 23 curvas de avance al encendido, dentro de las cuales se pueden encontrar de forma principal formato original y de manera secundaria 22 alteraciones de la misma que se ajustan a cualquier necesidad, brindando una gama amplia variación del ángulo de avance (desde -3 a +10) así también el rango de revoluciones en el cual se produce la alteración (bajos, medios, medios y altos).
- Posee memoria de dos mapas en los cuales se pueden pre configurar una curva de encendido en cada mapa y por medio de un switch producir la conmutación de las mismas durante el funcionamiento del motor (calidad que no posee otro producto en el mercado).
- Brinda la posibilidad de pre configurar en cada uno de los mapas un limitador de revoluciones, pudiendo optar por un corte a las 9500, 10000,10500,11000,11500 revoluciones o dejar la curva sin ningún tipo de limitador.

A partir de lo antes mencionado, se procede a realizar la instalación y se cargan al primer mapa la curva de encendido original con un corte de revoluciones a 10000 rpm para poder usarlo en caso de que un exceso de encendido ocasione temperaturas de trabajo elevadas o principios de una detonación. Se procede a pre configurar el segundo mapa, para ello se prueban las curvas contempladas entre la 8 y la 13, y se decide que la curva 11 es la que mejor se ajusta a nuestras necesidades ya que comienza su avance progresivo desde los 2060 rpm y a partir de los 7240 rpm brindando un incremento de 6° al encendido. Se culmina estableciendo el limitador de este mapa en 10500 revoluciones para proteger el motor de los esfuerzos dinámicos innecesarios.

3.43 Mejoras en la bobina de ignición

La tensión de la bobina original es la siguiente:

Tabla 50: Características de la bobina de ignición original

Marca	Pietcard
Tensión del secundario	15000 V

Mejora en la bobina de ignición: Teniendo en cuenta que las bobinas tradicionales entregan una tensión en el secundario de 10000 v y las mejoras que puede ocasionar una bobina de competición (ver 2.4.4.2.2), se busca en el mercado un producto que brinde una mayor prestación.

Se advierte que la mayoría de las bobinas de competición para motocicletas solo entregan una tensión de salida máxima de 22300 v, por lo cual se decide incursionar en el mercado automotor, encontrando y seleccionando el siguiente producto:

Marca: MSD

Modelo: Blaster Msd

Origen: USA

Tensión salida: 40000 V



Imagen 110: Bobina de ignición a implementar

Con su implementación se pudo observar cómo el incremento de tensión del secundario, sumado a la reducción de las pérdidas debido a la calidad de sus materiales, potenció el desempeño del CDI notablemente en el rango medio-alto del régimen de potencia. Además, se pudo observar por medio del hallmeter que a régimen constante se empobreció la mezcla. Esto se traduce como un mayor poder de combustión de la bujía lo que genera mayores potencias y menores consumos.

3.44 Mejoras en el cable de bujía

La cantidad de conductores de bujía del motor original es la siguiente:

Tabla 51: Características del cable de bujía original

Marca	Pietcard
Cantidad de conductores	1

Teniendo en cuenta la función del cable de bujía, así como los requerimientos que debe cumplir para producir una mejora en el sistema de ignición (ver 2.4.4.2.2), se procede a seleccionar del mercado el siguiente producto:

Marca: FERRAZZI
Modelo: Extreme
Material: Silicona/cobre
Resistencia: 1,5 k Ω /m
Diámetro: 11 mm



Imagen 111: Cable de bujía a implementar

El modelo seleccionado se caracteriza por poseer un mallado exterior de cobre estañado que funciona como un condensador, su función es compensar la inductancia de la bobina para así corregir el factor de potencia del sistema y originar una charpa de mayor energía.

3.45 Mejoras en la bujía

Las características de la bujía original son las siguientes:

Tabla 52: Características de la bujía original

Análisis, diseño, desarrollo e implementación de la repotenciación de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos

Marca	Honda
Código	Cr8eh9s
Cantidad de electrodos	1
Material electrodo	Cobre

Teniendo en cuenta los parámetros de selección de una bujía (ver 2.4.4.2.2) se analizan los siguientes factores.

Grado térmico: La bujía original presenta un grado térmico 8, si bien se puede considerar como una bujía fría (con buena capacidad de transmitir el calor), se decide implementar un grado térmico superior debido al aumento de temperatura que ocasionará el incremento de la compresión y de la potencia.

Material: Las nuevas condiciones de trabajo generadas por la tensión de la bobina el cable de bujía generará una mayor chispa al generar un mayor arco eléctrico, pero a su vez ocasionará un deterioro mayor del electrodo, es por ello que se decide optar por una bujía cuyo material del electrodo sea de iridio.

Se selecciona del mercado una bujía compatible con las características mencionadas anteriormente:

Marca: NGK

Código: Imr9c-9h

Cantidad de electrodos: 1

Material de electrodo: Iridio



Imagen 112: Bujía a implementar

3.46 Pruebas sobre el motor

Una vez concluida la implementación, se procederá a realizar las pruebas correspondientes, con el fin de evaluar el desempeño del objeto de estudio: Motor Honda Twister 250 cm³ “repotenciado”. Las pruebas a realizar con las siguientes:

- Prueba de aceleración
- Prueba de velocidad final
- Prueba de consumo de combustible
- Determinación de curvas de potencia y torque

Se deja constancia de que las pruebas de aceleración, velocidad final y consumo de combustible, fueron realizadas en ruta y el ensayo del motor se realizó en un banco de rodillos.

3.46.1 Prueba de aceleración

Esta prueba consiste en cronometrar el tiempo que le demanda, a la motocicleta, alcanzar la velocidad de 100 km/h, mientras se la exige a un régimen de revoluciones máximo posible.

La prueba se realizó con éxito, arrojando el siguiente resultado:

$T_{0-100 \text{ km/h}} = 6,5 \text{ seg}$
--

3.46.2 Prueba de velocidad final

Esta prueba consiste en llevar a la motocicleta, a un régimen de funcionamiento que le permita alcanzar la velocidad máxima.

La prueba se realizó con éxito, arrojando el siguiente resultado:

$V_{\text{máx}} = 206 \text{ km/h}$

3.46.3 Prueba de consumo

Esta prueba consiste evaluar el consumo de combustible de la motocicleta, mientras la misma se desplaza a una velocidad que ronda los 100 km/h. Para ello se llenó el tanque de combustible, se hizo que la motocicleta recorriera una distancia de 50 km y luego se volvió a

llenar el tanque. Luego se hizo la proyección a un recorrido de 100 km, multiplicando el consumo anterior por dos (2)

La prueba se realizó con éxito, arrojando el siguiente resultado:

$C_{c/100\text{ km}} = 5 \text{ litros/100 km}$

De las tres pruebas realizadas anteriormente, y haciendo comparación con los datos originales del motor, se obtiene la siguiente tabla comparativa:

Tabla 53: Comparación de resultados obtenidos

Prueba	Original	Repotenciado
Aceleración 0 - 100 (seg)	12,6	6,5
Velocidad final (km/h)	140	206
Consumo l/100km	4,5	5

3.46.4 Determinación de curvas de potencia y torque

Si bien las pruebas y los resultados expuestos en el punto anterior, reflejan una clara mejora en el comportamiento del motor repotenciado, éstas no son suficientes para justificar de manera integral, la performance del mismo.

Es por ello que se hace necesario realizar un ensayo del motor; esto es: someterlo a una serie de exigencias que pongan en evidencia el comportamiento y la respuesta del mismo, ante diferentes regímenes de funcionamiento.

Para lograr lo antes dicho se cuenta con un banco de prueba del tipo de rodillo con las siguientes características:

Marca de banco:	Saenz
Modelo:	BMI 450
Potencia máxima sugerida:	200hp
Software:	Accudyno
Potencia máxima registrable:	224 hp
Torque máximo registrable:	35.5 kgm
Paso de régimen:	500 rpm



Imagen 113: Banco de prueba de rodillos

Este tipo de banco es apto para el ensayo de motores de kartings, motos y cuatriciclos. Suelen estar diseñados con estructuras sencillas, portátiles, fáciles de armar y que no necesitan más que de un espacio físico para su ubicación. Su operación es sencilla y no implica mayores complicaciones, contando con un sistema de adquisición de datos, que registra las variables de ensayo y permite confeccionar los diagramas y planillas de performance.

Están fabricados en concordancia con la potencias a medir y la superficie de contacto de los rodillos presenta un dibujo que evita el deslizamiento y permite la reducción de la carga del vehículo sobre el rodillo. Esto permite minimizar el aumento de temperatura y, en consecuencia, la deformación del neumático. Para frenar el rodillo al terminar los ensayos y bloquearlo para el montaje y salida, estos bancos cuentan con un freno neumático.

3.46.5 Ensayo del motor

Para realizar un ensayo, en primer lugar, se debe realizar una inspección visual del banco y sus partes. Se debe asegurar de no encontrar ningún elemento fuera de lugar y de reconocer algún tipo de malfuncionamiento detectable a simple vista.

A continuación se procede a ubicar la motocicleta a ensayar sobre el banco de prueba. El mismo, en uno de sus extremos, posee una chapa plegada para la fijación de la rueda delantera de la motocicleta. La misma consta de ranuras que permiten su desplazamiento y posterior fijación mediante tornillos, haciéndola adaptable a diferentes dimensiones de motocicleta.

En el otro extremo, se encuentra el rodillo inercial, el cual debe permanecer en contacto de manera permanente, con el neumático trasero de la motocicleta.

Una vez que la motocicleta está en la posición correcta, asegurada su fijación y con la persona que la comandará ubicada, se comienza el ensayo.

Primeramente se debe encender la motocicleta y llevar al motor a su régimen de funcionamiento en ralenti; esto es, que el mismo alcance la temperatura necesaria y que la lubricación llegue a todas las piezas, para así evitar posibles desperfectos.

A continuación, se debe sincronizar el número de revoluciones del motor de la motocicleta, con el número de revoluciones del rodillo del banco. Este procedimiento se realiza a través del software de adquisición de datos que utiliza el banco, llevando al motor a un número de revoluciones intermedio entre el mínimo y el máximo previsto para realizar el ensayo. Mientras más alto sea el número de revoluciones utilizado para la sincronización, más precisos serán los resultados obtenidos. Este procedimiento puede llevarse a cabo en forma manual o en forma automática.

Luego de la sincronización, se procede a realizar lo que se denomina “tiradas de potencia”; esto es, aceleraciones controladas, en un cambio determinado y en un rango de revoluciones preestablecido.

En este momento se deben asentar en el software de adquisición de datos: las condiciones ambientales (éstas se cargan automáticamente si se posee la central atmosférica; caso contrario, se cargan en forma manual) que servirán para obtener el factor de corrección correspondiente, que permitirá estandarizar los valores obtenidos durante el ensayo. Junto con lo anterior, se cargan el rango de revoluciones entre las cuales se realizará el ensayo y toda aquella información complementaria que permita, a posteriori, identificar y ubicar los datos obtenidos durante el ensayo.

Llegado este punto se debe decidir de qué forma se llevará a cabo el ensayo; esto es: realizar “tiradas” en cada una de las marchas o realizarlas en marchas preestablecidas. En este caso, se optó por ensayar el motor en la marcha más alta, o sea la 6ª (sexta).

Seguidamente, se realizan las “tiradas”; serán tantas como sean necesarias para satisfacer las necesidades del ensayo, tanto generales, como particulares. A mayor número, habrá mayor volumen de información y mayor precisión en los datos.

Finalizado el ensayo y con los datos adquiridos, se obtienen las curvas de potencia y torque. En este caso y para fines comparativos se muestran las curvas correspondientes al motor original y al motor repotenciado, en gráficos comunes.

Para este trabajo y dada la naturaleza de la propuesta, se realizaron dos ensayos de carácter obligatorio: uno antes de la repotenciación y otro después de la misma, ya que esto es lo que permite la comparación entre el antes y el después, dejando expuestas las mejoras de performance.

En la figura 108, se observan las curvas de potencia obtenidas de los ensayos, siendo evidente el aumento de potencia adquirido como consecuencia de las modificaciones realizadas, como así también el aumento del régimen de revoluciones. Los valores máximos registrados se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 54: Valores de potencia antes y después de la repotenciación

	Potencia [CV]	Rev. [rpm]
Motor original	21,10	7000
Motor repotenciado	45,00	10500

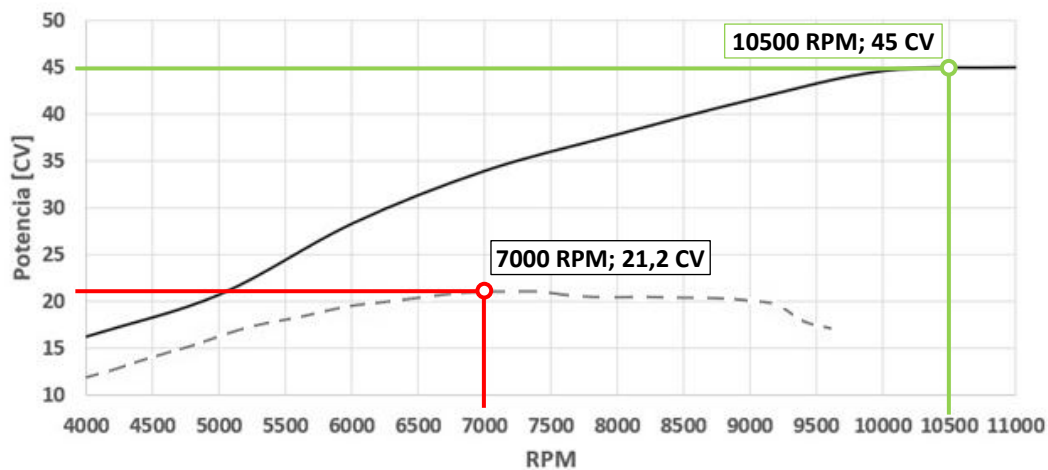


Imagen 114: Curvas de potencia

En la figura 109, se observan las curvas de torque. Los valores máximos registrados se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 55: Valores de torque antes y después de la repotenciación

	Torque [kgm]	Rev. [rpm]
Motor original	2,40	5250
Motor repotenciado	3,55	7000

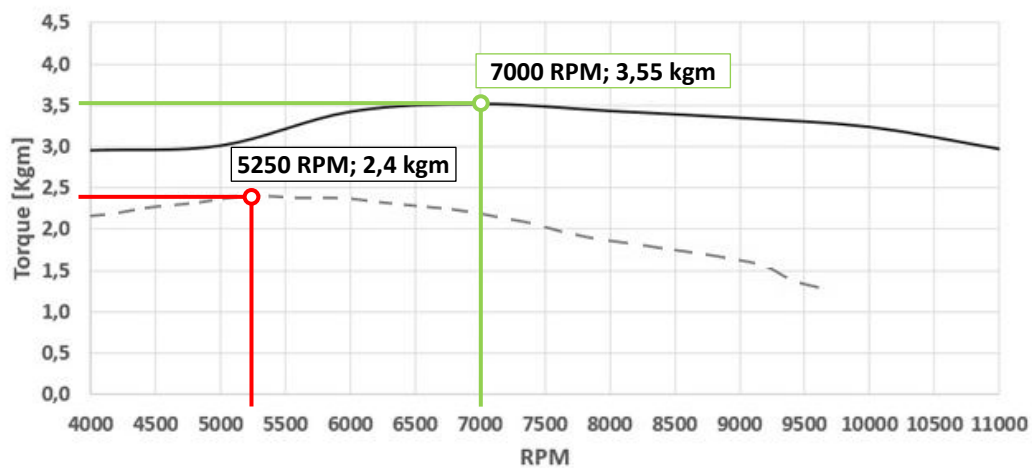


Imagen 115: Curvas de torque

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE COSTOS

A partir de las modificaciones y recambios de repuestos establecidos anteriormente en el capítulo anterior, se realiza un estudio de costos para poder determinar cuál fue la inversión que se necesitó para llevar a cabo este proyecto.

Los montos de cada elemento se encuentran en dólares, el cual se encuentra sujeto a la cotización de la fecha 05/02/2024 con un valor de \$1350 pesos.

Tabla 56: Costos de materiales.

Materiales	Costo [U\$S]
Pistón lapel forjado	244,50
Camisa Weskan	26,70
Junta tapa cilindro JC cobre	14,80
Biela Saenz forjada	266,70
Válvulas MPI 3b	85,20
Carburador Keihin Fcr	385,20
Trompeta de admisión	18,00
Filtro de aire BMB	4,50
Guías de válvulas Weskan	33,00
Tubo de admisión Engler	12,00
Escape Ofr	70,40
Silenciador R72	300,00
Árbol de levas	55,60
Resorte de válvulas Honda	48,00
Tubo prolongador de admisión	24,00
Hallmeter Spilba	74,00
CDI Servitec	152,00
Bobina Msd Blaster	200,00
Cable de bujía Ferrazzi	26,00
Bujía NGK Iridio	21,00
Casquillos de válvulas	15,00
TOTAL	U\$S 2076,60

Tabla 57: Costos de mano de obra.

Mano de obra	Costo [U\$S]
Encasquillado	15,00
Colocación de guías de válvula	15,00
Alesado de block	15,00
Cambio de biela	15,00
Encamisado de cilindro	25,00
Rectificación de camisa	25,00
Retrabajo de puertos	30,00
Ensayo del motor	15,00 (*)
TOTAL	U\$S 155,00

(*) Costo de la hora de ensayo: u\$ 20,00 (el costo corresponde a 45 minutos, que corresponden a montaje de la motocicleta en el banco de pruebas, realización del ensayo y posterior desmontaje)

Tabla 58: Costos de totales.

Materiales	U\$S 2076,60.-
Mano de obra	U\$S 155,00.-
TOTAL	U\$S 2231,60.-

CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Habiendo completado todas las operaciones previstas sobre el motor estándar, tendientes a su repotenciación y llevado a cabo las pruebas pertinentes, se puede concluir que:

- El proceso de repotenciación fue exitoso.
- En la prueba de aceleración (tiempo que demora la motocicleta en alcanzar los 100 km/h, partiendo del reposo) se obtuvo una mejora del orden del 50%, reduciendo de 12,6 segundos a 6,5 segundos el tiempo necesario para alcanzar la velocidad antes mencionada.
- En la prueba de velocidad final (máxima velocidad alcanzada, en la marcha más alta, al mayor número de revoluciones posibles) se obtuvo una mejora del orden del 47%, pasando de 140 km/h a 206 km/h.
- En la prueba de consumo, el mismo, apenas se incrementó en un 11% (pasó de 4,5 litros a 5 litros cada 100 km, a una velocidad crucero de 100 km/h); porcentaje más que aceptable, considerando las mejoras mencionadas en los puntos anteriores. La principal causa de que el consumo no se elevara excesivamente, reside en la nobleza del funcionamiento del carburador implementado
- El ensayo en el banco de pruebas terminó por confirmar el éxito del proceso de repotenciación, llevando el valor de potencia del motor original: 21,2 CV (7000 RPM) a un valor de 45 CV (10500 RPM), lo que se traduce en un incremento del orden del 120%. Como es lógico, el aumento de potencia, fue consecuencia del incremento del torque o par motor (un 46%, aproximadamente); el mismo pasó de 2,4 kgm (5250 RPM) a 3,5 kgm (7000 RPM). Esto último reside, en gran medida, en el incremento del área del pistón, que generó una mayor fuerza útil en la cara del mismo, manteniendo el mismo brazo de palanca.

- Se puede afirmar que la repotenciación resulta muy rentable; máxime si se tiene en cuenta que la inversión necesaria fue de u\$ 2231,50 y que un motor estándar de la misma cilindrada y rendimiento, costaría alrededor de u\$ 4000.

En base a lo expuesto previamente, queda en evidencia que los resultados obtenidos del desarrollo del presente proyecto son ampliamente satisfactorios.

5.2 Recomendaciones

Si bien el proyecto alcanzó un rendimiento satisfactorio, se debe tener en cuenta que al incrementar la potencia de un motor endotérmico también se incrementan las pérdidas relacionadas con la transferencia de calor. Es por ello que se recomienda realizar un cálculo balance térmico para identificar si el sistema de refrigeración original del motor es capaz de disipar la nueva cantidad de calor a transferir, y en caso de no ser así, rediseñar este sistema para obtener una temperatura de funcionamiento razonable que garantice un correcto funcionamiento del mismo.

CAPÍTULO 6: BIBLIOGRAFÍA

6.1 Libros

- [1] Honda Company, "Manual de taller Honda cbx250 Twister", Ediciones Foxit, Edición de evaluación, 2007.
- [2] A.- Graham Bell, "Four stroke performance tuning", Haynes publishing, tercera edición, 1998.
- [3] J.-J.- Passaniti, "Manual técnicas de competición", Ediciones técnicas RT, primera edición, 2007.
- [4] S.- Gillieri, "Preparación de motores de serie para competición", Ediciones Ceac, segunda edición 2007
- [5] D.- Giacosa, "Motores endotérmicos", Ediciones Omega, 1989.
- [6] C.- Mataix, "Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas", Ediciones Del castillo, 1997.

6.2 Monografías

- [7] Giovanni Vichi, Luca Romani, Lorenzo Ferrari, Giovanni Ferrara, "Development of a engine variable geometry intake system for a Formula SAE application", 2015.
- [8] Ángel Luis Pérez Salgado, "Diseño y fabricación del sistema de admisión de aire para un MCIA de un vehículo de bajo consumo", 2020.
- [9] Martin Alfredo Donoso Peñaherrera, "Diseño y validación mediante CFD de un múltiple de admisión variable para el motor Bah 1.6L 8v de Volkswagen", 2021. (Aun no lo uso para el largo de la admisión).
- [10] Andrés Felipe Herrera Atehortúa, "Diseño de un sistema de refrigeración para un motor de combustión interna", 2020.

6.3 Links

- [11] Fausto Galarza Yasaca. "Los Pistones" [Online].
Disponible en: <https://www.monografias.com/trabajos96/pistones/pistones>
- [12] Códigos DTC. "Camisa de cilindro" [Online]
Disponible en: <https://codigosdtc.com/blog/camisa-de-cilindro/>
- [13] Wikipedia. "Junta de culata" [Online]
Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Junta_de_culata

- [14] Petrol Head Garage. “Turbulencia y combustión en un motor de combustión interna” [Online] Disponible en: <https://petrolheadgarage.com/cursos-automocion/turbulencia-combustion-motor-combustion-interna/>
- [15] Motor Giga. “RAM (Efecto) - Definición – Significado” [Online] Disponible en: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/ram-efecto-definicion-significado/gmx-niv15-con195305.htm>
- [16] José Valdés. “Sistema de admisión” [Online] Disponible en: <https://espirtuvintage.com/2020/04/30/sistema-de-admision/amp/>
- [17] Foro Swift. “Largo del conducto de admisión” [Online] Disponible en: <https://www.foroswift.com.ar/viewtopic.php?t=15516>
- [18] John Maher Racing. “The importance of the 3 angle valve job” [Online] Disponible en: <https://johnmaherracing.com/2012/10/the-importance-of-the-3-angle-valve-job/>
- [19] Motor Service International. “Daños en válvulas y sus causas” [Online] Disponible en: <https://www.ms-motorservice.com/es/tecnipedia/post/danos-de-valvulas-y-sus-causas/>
- [20] Kanijo. “Por qué las bolas de golf tienen agujeros” [Online] Disponible en: <https://naukas.com/2011/04/04/por-que-las-bolas-de-golf-tienen-agujeros/>
- [21] Nitro.PE. “Las bujías frías y calientes” [Online] Disponible en: <https://www.nitro.pe/mecanico-nitro/las-bujias-frias-y-calientes.html>
- [22] Buscador de talleres. “Tipos de bujías fabricadas por NGK” [Online] Disponible en: <https://buscadordetalleres.com/blog/tipos-de-bujias-fabricadas-por-ngk/>
- [23] Levas Crespo. “¿Qué es un árbol de levas?” [Online] Disponible en: <https://www.levascrespo.com/el-arbol-de-levas/>