



ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

ESPE – LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PROYECTO DE GRADO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE COLECTORES DE ADMISIÓN DE AIRE
CON TOMAS INDIVIDUALES PARA CADA CILINDRO DEL MOTOR DE UN
VEHÍCULO CHEVROLET CORSA EVOLUTION”**

REALIZADO POR:

JUAN JOSÉ CASTRO MEDIAVILLA

FAUSTO XAVIER ESTRELLA VELÁSTEGUI

LATACUNGA – ECUADOR

2006

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente proyecto ha sido desarrollado en su totalidad por el Sr. Juan José Castro Mediavilla y el Sr. Fausto Xavier Estrella Velástegui, bajo nuestra dirección, codirección y supervisión,

Ing. Oscar Arteaga
DIRECTOR

Ing. Germán Erazo
CODIRECTOR

DEDICATORIA

Dedicado a la VIRGEN DEL QUINCHE y a DIOS por darme la salud, la fe y la fuerza para estudiar y seguir adelante.

A mi familia y en especial a mi mamá CONSUELO y a mi papá JUAN por todo su apoyo incondicional.

Dedicado de forma especial a mi abuelita PINA que desde el cielo siempre me ha estado apoyando y dando fuerzas para seguir adelante, sé que ahora esta muy orgullosa de mí.

Juan José Castro Mediavilla

AGRADECIMIENTO

A toda mi familia en especial a mis padres; a mi mamá CONSUELO que siempre me ha estado apoyando en todo lo que me propongo realizar, a estado pendiente de mí y me ha guiado por el buen camino; a mi papá JUAN que siempre me ha enseñado a luchar y ser honesto en todo lo que realice, agradezco mucho todos esos buenos consejos.

A mi hermana Rocío que con su apoyo y su confianza me ayudo a culminar la carrera.

A mis profesores que tuvieron ese espíritu para enseñar y que forman buenos profesionales en especial Ing. Oscar Arteaga e Ing. Germán Erazo

A la Escuela Politécnica del Ejercito sede Latacunga y a todas las personas que integran la Facultad de Mecánica Automotriz, quienes nos ayudaron a formarnos buenos profesionales

Gracias a todos.

Juan José Castro Mediavilla

DEDICATORIA

Dedicado de manera muy especial a mis padres FAUSTO y MARIANA, quienes depositaron en mi toda su confianza con el pleno convencimiento que no los iba a defraudar, pero sobre todo por siempre brindarme su apoyo y amor incondicional, encaminándome a cada momento por el sendero del bien, la honestidad y la sabiduría.

También se lo dedico a mis hermanos PAÚL y DIANITA, a los que espero que este logro les sirva como ejemplo tangible que con ahínco y sacrificio todas las metas son alcanzables.

Xavier Estrella V.

AGRADECIMIENTO

Dejo sentado el más efusivo de mis agradecimientos a DIOS por haberme colmado de bendiciones y darme la fortaleza para seguir adelante siempre y en todo momento.

A mis queridos padres por el amor, la entrega y la comprensión que me supieron dar en todo instante de mi vida, por ser un ejemplo de sacrificio, decencia y perseverancia, y que hoy ven los frutos de sus enseñanzas.

A todos quienes en determinado momento me brindaron su ayuda en el transcurso de mi vida estudiantil y aportaron desinteresadamente para la culminación del presente trabajo.

A la Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga, al personal docente que conforma la carrera de Ingeniería Automotriz, y de manera especial al Ing. Oscar Arteaga e Ing. Germán Erazo que en calidad de director y codirector me dieron su valiosa colaboración en la ejecución del proyecto de grado.

Xavier Estrella V.

INTRODUCCIÓN

El tema del presente proyecto responde al deseo de crear una modificación en el sistema de admisión de aire en un motor de combustión interna con inyección electrónica de combustible, mediante el diseño y construcción de un múltiple para el vehículo Chevrolet Corsa Evolution, que nos permita mejorar el llenado de la cámara y por ende aumentar la potencia del motor y optimizar la mezcla aire – combustible.

En el capítulo I se presenta la teoría relacionada al proyecto, definimos la función, construcción y tipos de múltiples de admisión, analizamos también el funcionamiento de los sensores que intervienen como captadores de las condiciones con las que ingresa el aire en el múltiple de admisión, a más de esto describe los conceptos básicos sobre dinámica de fluidos y de termodinámica, para posteriormente aplicar esta teoría en el diseño de los colectores de aire.

Como paso previo para iniciar el diseño del múltiple es necesario determinar los parámetros iniciales de funcionamiento del vehículo, es por esto que en capítulo II se determina mediante instrumentos de medición apropiados la presión, velocidad y humedad del aire que ingresa al múltiple, así como también las condiciones ambientales externas para usarlas como datos en el capítulo referente al diseño.

El capítulo III muestra un análisis mecánico e hidráulico del sistema a diseñar en el que se establece la forma y limitaciones del material a usarse, se determina también la caída de presión debido a las pérdidas originadas debido a la fricción existente tanto en el sistema original como en el sistema a diseñar a fin de realizar un análisis comparativo entre los dos sistemas y determinar cuál es el que nos dará mejores prestaciones.

En el capítulo IV se detalla minuciosamente el proceso de construcción, en lo que se refiere a la medición, corte, doblaje, soldadura, pulido y

ensamblaje de los elementos utilizados para el armado del múltiple de admisión diseñado.

El capítulo V describe el proceso de instalación del múltiple en el vehículo, muestra también las adaptaciones realizadas en lo referente a los sensores que intervienen en la admisión de aire y accesorios adicionales del sistema.

Finalmente el capítulo VI tiene la finalidad de demostrar experimentalmente los resultados obtenidos y determinar mediante un análisis comparativo las mejoras que se ha obtenido al realizar esta modificación en el múltiple de admisión del vehículo Chevrolet Corsa Evolution,

I.- ANTECEDENTES, OBJETIVOS Y MARCO TEÓRICO

1.1 ANTECEDENTES.

La actual demanda de vehículos equipados con motores cada vez más potentes, de mejor rendimiento y que respondan de manera optima a un exigente ritmo de funcionamiento, especialmente en lo relacionado a los autos de competencia del país y del mundo, ha inducido a que el desarrollo de sistemas alternativos que mejoren el desempeño del motor sufra continuos avances tecnológicos, y en esta búsqueda se ha optado por añadir un sin número de componentes que permitan ganar mayor potencia y torque en el vehículo.

Es por tal razón que vemos como alternativa diseñar un múltiple de admisión de aire con una toma individual e independiente para cada cilindro del motor de combustión interna y adaptarla en un vehículo con sistema de inyección electrónica de combustible, con lo que se logrará optimizar el llenado en el cilindro y por consiguiente un aumento de potencia tomando como antecedente la consideración que la mayoría de vehículos con inyección electrónica trabajan con el sensor MAP (Presión Absoluta en el Múltiple) el que nos permitirá detectar con precisión la cantidad de aire que ingrese en el cilindro sin que altere el código de falla que va ha ser leído por el módulo de control electrónico.

1.2 JUSTIFICATIVOS.

El vertiginoso avance de la tecnología en lo que tiene relación con el campo automotriz y por la creciente aparición de nuevas tendencias e innovaciones en los motores actuales a fin de conseguir mejores estándares de rendimiento y fiabilidad en la performance de los mismos; hace que nos veamos inmersos en la imperiosa necesidad de diseñar científica y técnicamente un sistema cuya utilización en vehículos con motores de combustión interna represente un mejoramiento en su potencia y para el efecto

tomamos como alternativa crear una modificación en los sistemas de admisión de aire utilizados hasta ahora, sustituyendo el múltiple de admisión original de un vehículo que para efectos de la demostración de la tesis la realizaremos en un automóvil "CHEVROLET CORSA EVOLUTION", por un sistema de colectores individuales, uno por cilindro, e independientes el uno del otro, con el objetivo primordial que ingrese mayor cantidad de aire en la cámara y por ende la combustión sea más efectiva con lo que de acuerdo a nuestras estimaciones se le agregara de un 3 a un 6 % más de potencia al motor.

A más de conseguir optimizar la entrada de aire a la cámara de combustión, con este sistema se logrará una mejor distribución del flujo másico de aire en cada uno de los cilindros, debido a que la cantidad de aire aspirada que va a ingresar será en exactamente la misma proporción para todas las cámaras con lo que se obtiene un motor mas estable y con mejores prestaciones.

Otro factor que incide en la importancia de este sistema es que al reemplazar la larga toma de aire original por múltiples de corta longitud se logra reducir al mínimo las pérdidas de presión de aire originadas por la fricción ejercida en las paredes del conducto, para lo cual se requiere demostrar mediante cálculos matemáticos un diseño que nos permita obtener un flujo de aire lo mas laminar posible hasta justo antes de llegar a la cámara de combustión y turbulento mientras más se aproxima a la misma.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 OBJETIVO GENERAL.

"DISEÑAR Y CONSTRUIR COLECTORES DE ADMISIÓN INDIVIDUALES PARA CADA CILINDRO A FIN DE LOGRAR UN AUMENTO EN LA POTENCIA EN EL MOTOR DEL CHEVROLET CORSA EVOLUTION".

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

1. Determinar el diseño de las tomas mediante cálculos matemáticos para establecer forma y dimensiones, así como también el material del que va a ser construido.
2. Diseñar una disposición adecuada de los sensores que intervienen en la admisión de aire tales como el TPS, MAP, Temperatura de Aire, a fin de no alterar los códigos receptados por la computadora.
3. Adaptar estranguladores individuales para cada colector de aire del sistema, que a su vez estén montados sobre un eje común para todos sobre el cual se va adaptar el sensor TPS (Posicionamiento del estrangulador).
4. Realizar la adaptación y el montaje del sistema de colectores de aire individuales en un vehículo estándar para determinar los beneficios obtenidos.
5. Calibrar un correcto ángulo de pulverización de los inyectores que van a ser montados en las tomas de aire diseñadas para lograr que la inyección se realice justo en la cámara de combustión y no sobre la cabeza del pistón o sobre las válvulas.
6. Adaptar la rampa de inyección de manera que se ajuste perfectamente a la nueva posición de los inyectores que variará de acuerdo al diseño a ser analizado.

1.4 METAS DEL PROYECTO.

1. Demostrar que al utilizar tomas de admisión que sean individuales e independientes se consigue aumentar el flujo másico que ingrese en la cámara de combustión con lo se produce una mejor combustión de la mezcla, lo que se vería traducido en un aumento de entre 3 a 6% de potencia adicional al motor.
2. Conseguir que el combustible se quemara en su totalidad por existir mayor presencia de oxígeno en la cámara de combustión.
3. Realizar un documento en el que se de conocer todos los parámetros y métodos de diseño del sistema para que sirva como soporte técnico para futuros estudios sobre el tema.
4. Difundir este sistema para que posteriormente se usado como recurso de repotenciación en motores de alto rendimiento y de competencia.

1.5 MARCO TEÓRICO

1.5.1 FUNCIÓN DE LOS MÚLTIPLES DE ADMISIÓN.

El colector de admisión (figura 1.1) es una serie de tubos por los que pasa la mezcla de aire-combustible desde el carburador a los conductos de las válvulas de admisión en los casos de los sistemas de alimentación convencionales, mientras que en los sistemas con inyección electrónica de combustible los conductos permiten el paso únicamente de aire previamente filtrado, ya que el combustible es pulverizado directamente en la cabeza de la válvula por medio del inyector.

El carburador en los sistemas de alimentación convencional o el depurador en los sistemas de inyección electrónica se monta, generalmente, en el centro del colector, el cual a su vez se fija a un lado del bloque en el caso de motores con válvulas laterales, y en la culata si el motor es de válvulas en culata.

El depurador a su vez debe permitir el paso a través del conducto correspondiente del aire a llenar la cámara de combustión del cilindro que en ese momento abre su válvula de admisión ya que ejerce, con ello, una corriente de aspiración que arrastra la mezcla hasta el interior de la cámara.

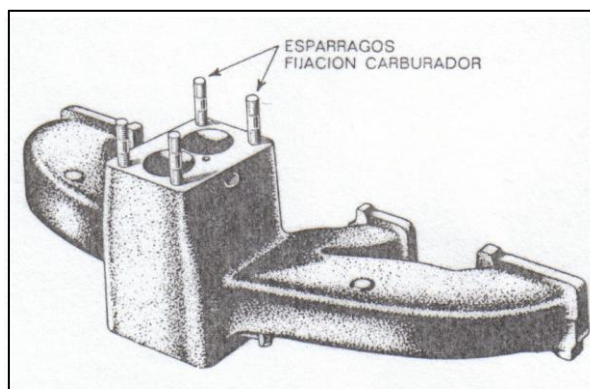


Figura. 1.1.- Colector de admisión.

En los motores de más de un cilindro, cada cilindro debe recibir la mezcla en iguales condiciones, es decir la cantidad de llenado debe ser igual para cada cilindro. Sin embargo no todos los cilindros están a igual distancia del carburador o del depurador dependiendo del caso, por lo que el colector debe estar diseñado de tal forma que se cumplan estas condiciones pese a los inconvenientes de la diferente longitud de los cilindros con respecto a la fuente que los alimenta. Los múltiples de admisión deben cumplir también la condición de tener las paredes con la superficie interior lo más lisa posible y un poco inclinadas en dirección a la culata, para favorecer así el arranque en frío a temperaturas muy bajas por el hecho de que la gasolina que se condensa en las paredes de los colectores tenga tendencia a bajar por gravedad a alimentar sus respectivos cilindros.

“¹En los motores con ocho cilindros en V (V-8) y válvulas laterales, el colector de admisión se sitúa entre los dos bloques de cilindros, fijándose a ambas caras internas del bloque, y en los V-8 con válvulas en culata esta también situado entre los dos bloques de cilindros, pero en este caso están unidos a las culatas.

Los colectores de admisión se fabrican de fundición y deben estar proyectados para que sean atornillados a la culata, a veces por medio de pernos y otras por mediación de unos espárragos colocados en la misma culata. En este caso, los colectores se aseguran por medio de tuercas. Entre las superficies de contacto del colector y culata o bloque siempre deben existir juntas de estanqueidad, porque la entrada de aire después de haber sido preparada la mezcla en el carburador produciría un notable empobrecimiento de la misma y por consiguiente un mal funcionamiento del motor”

La figura 1.2 representa un colector de admisión para un motor V-8 con válvulas en culata. Sobre el colector está montado un carburador de doble cuerpo, cada uno de cuyos cuerpos suministra la mezcla a cuatro cilindros.

¹ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2ª Edición, Página # 133

“²Un carburador doble, o de doble cuerpo, esta formado por dos carburadores unidos, constituyendo una unidad integral. Cada cuerpo tiene su propio venturi, mariposa y calibre. En la figura 1.2 se ha indicado, con flechas, la forma de distribución de la mezcla desde los dos cuerpos del carburador a los ocho cilindros. En este caso cada cuerpo alimenta cuatro cilindros. Esta disposición permite una mejor distribución de la mezcla; cada cilindro recibe su parte y ningún cilindro carece de ella.”

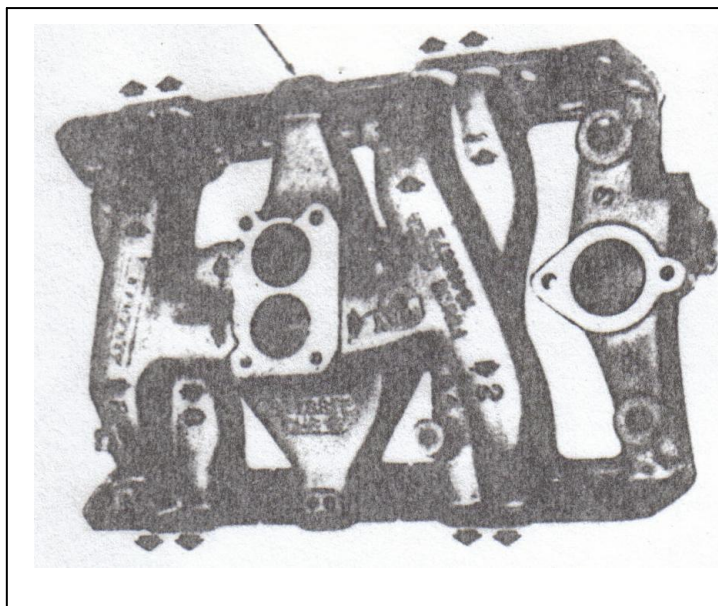


Figura. 1.2.- Colector de admisión para un motor V-8.

Algunos motores V-8 poseen carburadores de cuatro cuerpos, a menudo llamados carburadores cuádruples. En estos carburadores, dos de los cuerpos suministran la mezcla en condiciones normales de funcionamiento, y los otros dos dotan de una cantidad adicional de mezcla cuando el motor lo precisa para alcanzar elevados regímenes de aceleración y potencia.

² Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2º Edición, Página # 134

1.5.2 SINCRONIZADO DE LOS SISTEMAS DE ADMISIÓN.

Para conseguir elevados rendimientos volumétricos o mejor aspiración del motor las válvulas deben ser tan grandes como sea posible y los conductos de los colectores de admisión deben permitir el paso del máximo flujo de aire posible. En la figura 1.3 se indica como fueron modificados los conductos de admisión en un motor de elevada prestación para mejorar la entrada de aire; ello se consiguió dando una mayor curvatura a la arista interna del codo del conducto, con lo que se mejoró, marcadamente, el rendimiento volumétrico.



Figura. 1.3.- Formas de los conductos de admisión.

“³Otro método de mejorar el rendimiento volumétrico en los motores de alto rendimiento consiste en sincronizar los sistemas de admisión y escape. Sincronizar, en este caso, significa adaptar la longitud y tamaño de los conductos del colector de admisión. El sincronizar un colector es algo parecido al afinado de una trompeta de órgano, en cuyo interior el aire entra en vibración. Cuando el aire vibra, en el interior de un tubo, ondas de elevada presión pasan rápidamente arriba y abajo del mismo, cuya acción produce el sonido. El sonido lo producen ondas de elevada presión que pasan a través del aire.”

³ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2º Edición, Página # 136

“⁴En un colector de admisión sincronizado o afinado, la mezcla aire-combustible es puesta en vibración, pero no para producir sonido, sino para impulsar una mayor cantidad de mezcla hacia el cilindro. Bajo condiciones ideales, una onda de alta presión en la mezcla alcanzará la entrada de la válvula en el instante preciso en que esta se abra.”

“⁵Las ondas de alta presión son iniciadas por el sonido del cierre de la válvula de admisión; entonces estas ondas se propagan atrás y adelante en el interior del conducto o rama del colector. Si la longitud de esta rama es la adecuada, puede conseguirse que la pulsación de la onda esté en sincronismo con el movimiento de la válvula, es decir, que cuando se abra esta última la onda de alta presión se hallará en ella en los instantes precisos de la abertura. Sin embargo, es obvio que un colector no puede estar sincronizado para una acción efectiva a todas las velocidades del motor. La velocidad de las ondas sonoras a través de la mezcla no variará demasiado, pero los intervalos de tiempo entre la apertura y cierre de la válvula si lo harán y de modo marcado a distintos regímenes del motor. Como regla, se suele sincronizar el conducto para las velocidades próximas a la máxima o incluso para la máxima, puesto que es cuando el rendimiento volumétrico empieza a descender y el efecto de llenado del cilindro es más necesario.”

La figura 1.4 representa un diseño empleando dos carburadores. El diseño indicado utiliza tubos de admisión de 36 pulgadas (914,40 mm) de longitud. Algunos diseños modernos utilizan longitudes considerablemente menores.

⁴ Christophorus: Técnicas avanzadas del automóvil, 4º Edición, 1996, Página # 257

⁵ Christophorus: Técnicas avanzadas del automóvil, 4º Edición, 1996, Página # 258

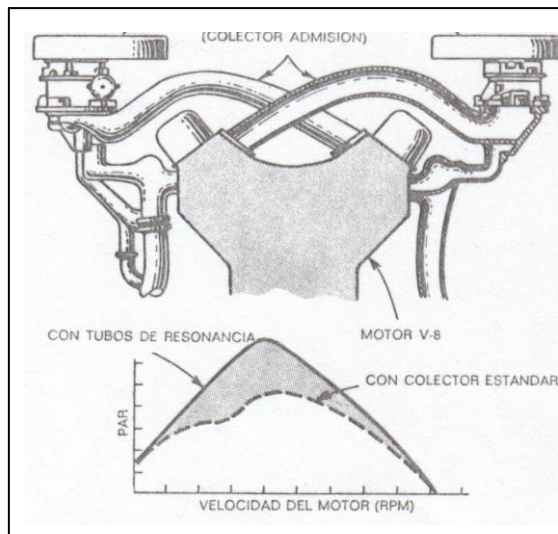


Figura 1.4.- Colector de admisión templado.

1.5.3 TIPOS DE MÚLTIPLES DE ADMISIÓN.

De acuerdo al número de cilindros para los que este diseñado y a su disposición a los múltiples de admisión se los puede distinguir en los siguientes tipos.

1.5.3.1 MÚLTIPLES DE ADMISIÓN PARA MOTORES DE CUATRO CILINDROS.

En la figura 1.5 tenemos un ejemplo de diseño de colector para carburador de doble cuerpo, con apertura diferenciada de las mariposas. Como puede verse en el dibujo, se trata de una cámara única que existe debajo del carburador de la que cada embolo toma, en su carrera de aspiración, la mezcla que precise.

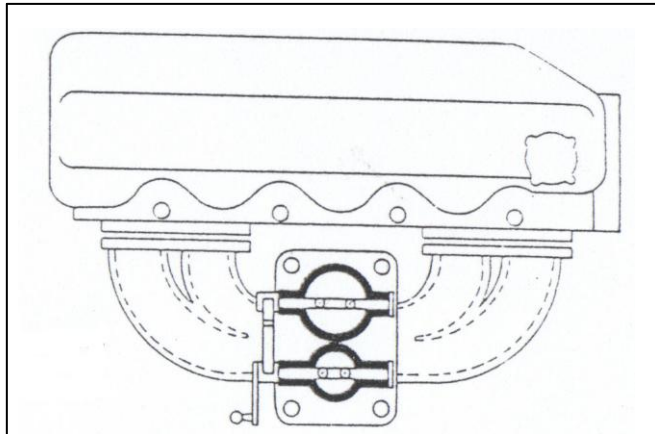


Figura 1.5.- Colectores para cuatro cilindros con carburares de doble cuerpo

Otra variante puede verse en la figura 1.6 donde se presenta el diseño de un colector para carburador de doble cuerpo, también de apertura diferenciada de las mariposas, pero de curvas más suaves, aunque en este caso el aumento del recorrido de la mezcla mejora el llenado de los cilindros extremos.

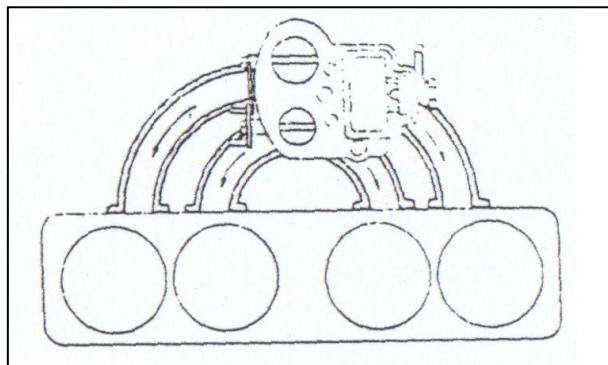


Figura 1.6.- Colector de condiciones de funcionamiento similares al anterior

También tenemos otra solución en figura 1.7 para motor de cuatro cilindros en V. El carburador central puede, en este caso, distribuir la mezcla con gran efectividad ya que todos los cilindros se hallan a igual distancia de la fuente de alimentación.

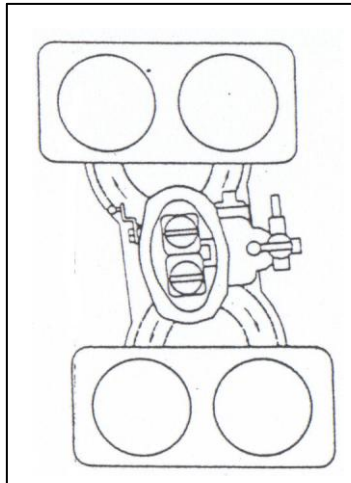


Figura 1.7.- Colector de de cuatro cilindros en V con carburador de doble cuerpo.

“⁶La figura 1.8 corresponde al diseño de un colector para carburador también de doble cuerpo, pero con apertura sincronizada de las mariposas. En este caso, cada cuerpo del carburador debe alimentar dos cilindros independientemente, como si se tratará de dos carburadores. El colector forma, debajo de cada cuerpo, una cámara única. Este sistema aumenta el consumo con respecto a los carburadores de apertura diferenciada, pero mejora el llenado del cilindro y su alimentación.”

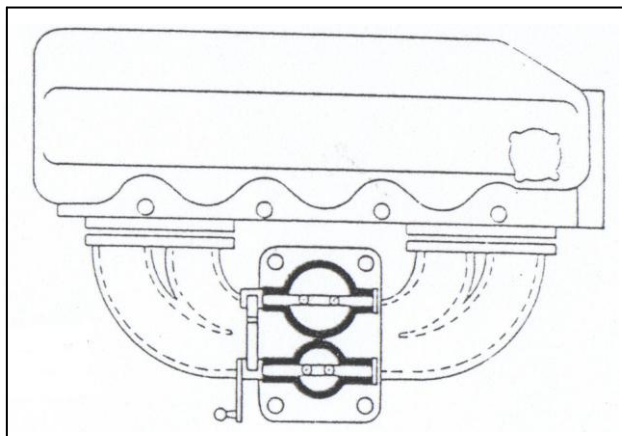


Figura 1.8.- Múltiple de admisión de cámaras independientes en el colector

⁶ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2º Edición, Página # 140

“⁷El uso de carburadores de doble cuerpo con apertura sincronizada de las mariposas nos da diseños de colectores como los mostrados en las figuras 1.9 y 1.10. En ambos casos se trata de colectores independientes para cada cilindro y para cada cuerpo del carburador. “

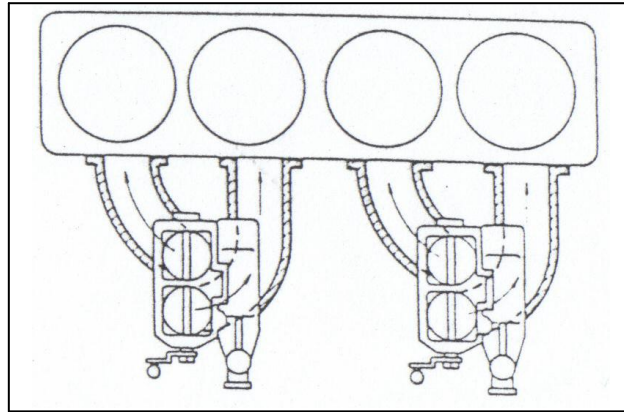


Figura 1.9.- Colectores para carburadores de doble cuerpo y alimentación a un cilindro.

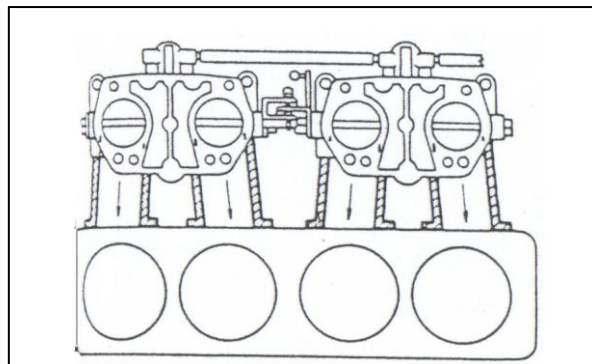


Figura 1.10.- Colectores independientes para cada cilindro.

“⁸Los carburadores horizontales de dos cuerpos y apertura sincronizada de las mariposas, pueden proporcionar los mejores resultados con colectores de admisión como el presentado en la figura 1.11. Cada cuerpo alimenta dos cilindros por medio de una cámara propia para cada dos cilindros.”

⁷ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2º Edición, Página # 141

⁸ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2º Edición, Página # 142

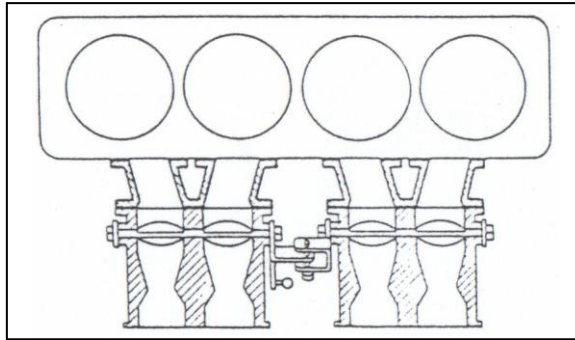


Figura 1.11.- Colector de admisión con carburadores horizontales.

Otro sistema consiste en lograr la alimentación de cada cilindro por un solo cuerpo de carburador, como es el caso de la figura 1.12. Los colectores, cortos y directos, mejoran la respuesta del motor a las aceleraciones.

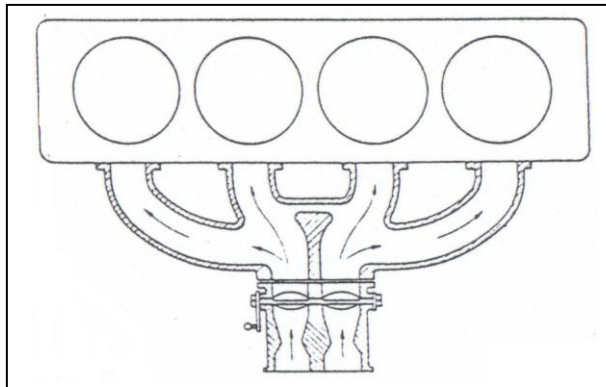


Figura 1.12.- Colector más perfecto que el presentado en la figura anterior.

En el caso de cuatro cilindros en V, tenemos otra disposición muy adecuada en la figura 1.13.

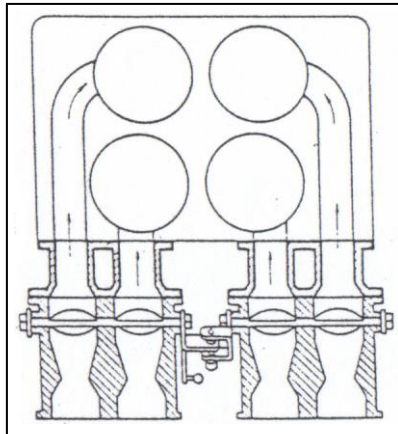


Figura 1.13.- Diseño para un motor de cuatro cilindros en V.

1.5.3.2 MÚLTIPLES DE ADMISIÓN PARA MOTORES DE SEIS CILINDROS.

La teoría que rige el diseño de los colectores útiles para estos motores es la misma que para motores de cuatro cilindros. Veamos. por medio de ejemplos, las características que deben presentar.

En primer lugar tenemos, en la figura 1.14, la disposición de los colectores para alimentar un motor de seis cilindros con un carburador de doble cuerpo y apertura diferenciada de las mariposas. En el caso de motores de seis cilindros equipados con un carburador de doble cuerpo y apertura diferenciada de las mariposas hay que acudir a diseños .provistos de cámara común en el colector de admisión.

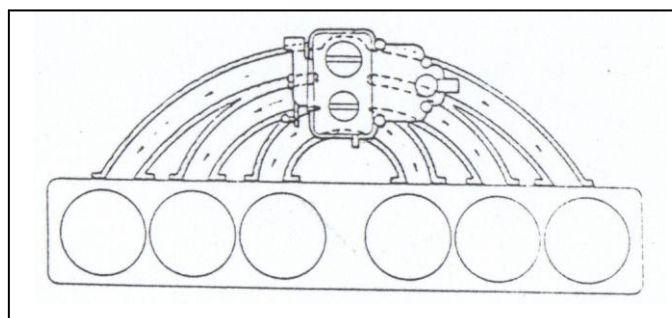


Figura 1.14 Colector de admisión para motores de seis cilindros

“⁹Aquí también tenemos una cámara única debajo del carburador, de la que toman la mezcla cada uno de los émbolos, en su carrera de aspiración; pero en el caso de un doble cuerpo con apertura sincronizada de las mariposas tenemos la figura 1.15 en la que cada uno de los cuerpos del carburador alimenta a tres cilindros del motor a base de dos cámaras independientes.”

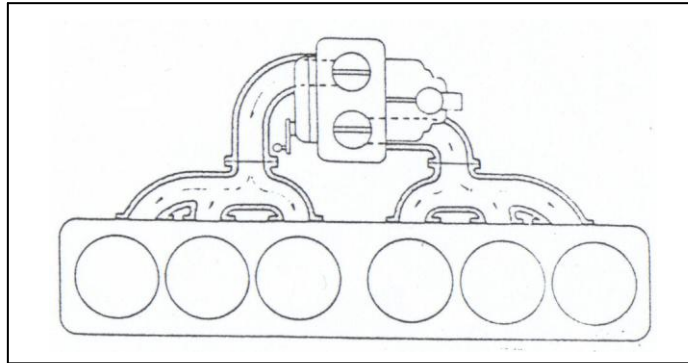


Figura 1.15.- Colectores para carburadores de doble cuerpo y seis cilindros.

En el caso de seis cilindros en V, disposición muy corriente hoy en día en motores de elevado rendimiento para los turismos, podemos ver un diseño adecuado en la figura 1.16, donde cada cuerpo alimenta los cilindros de su lado.

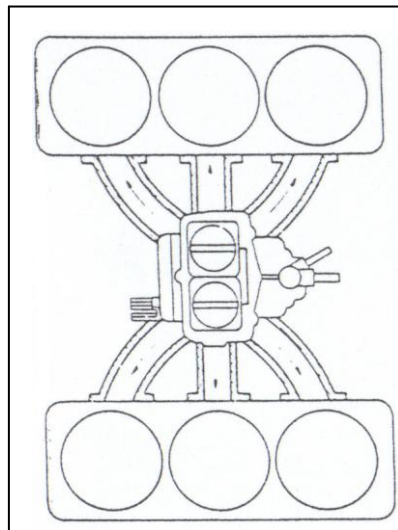


Figura 1.16.- Diseño de colectores para motores de seis cilindros en V.

⁹ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2º Edición, Página # 146

Con los carburadores horizontales pueden hacerse colectores en los que por medio de un carburador de dos cuerpos se alimenta a tres cilindros, o la versión más racional de alimentar los seis cilindros utilizando tres carburadores dobles, como es el caso que presenta la figura 1.17.

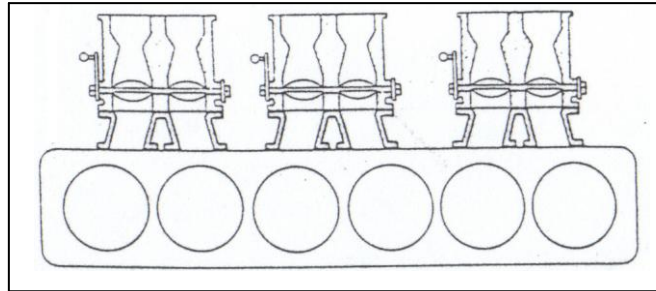


Figura 1.17.- Alimentación de seis cilindros utilizando tres carburadores dobles.

También tenemos el caso presentado en la figura 1.18 de utilización de tres carburadores de doble cuerpo invertidos, con apertura sincronizada de la mariposa, en un motor de seis cilindros en V, donde cada cuerpo alimenta un solo cilindro.

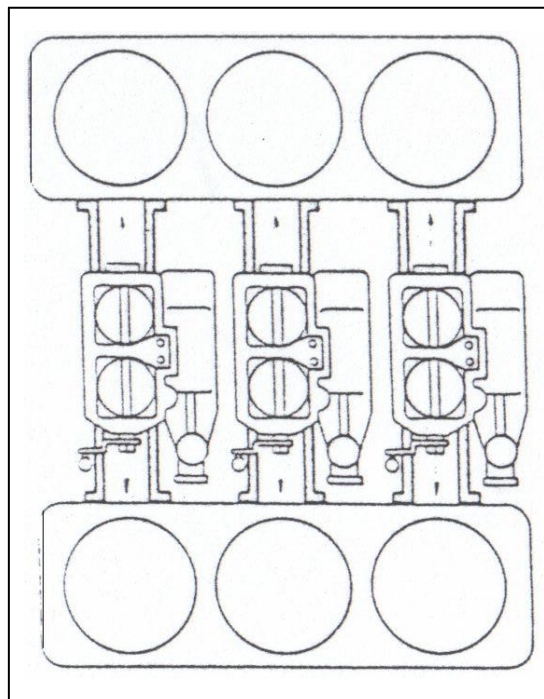


Figura 1.18.- Colectores para carburadores dobles en un motor de seis cilindros en V.

1.5.3.3 MÚLTIPLES DE ADMISIÓN PARA MOTORES DE OCHO CILINDROS.

“¹⁰En la actualidad, todos los motores de ocho cilindros y también los de doce se fabrican en V. Por lo tanto se acude, en el caso de motores deportivos. a disposiciones como la presentada en la figura 1.19, a base de cuatro carburadores de doble cuerpo, de mariposa sincronizada, alimentando cada cuerpo a un cilindro. El diseño del colector de admisión es pues, poco complicado en este caso.”

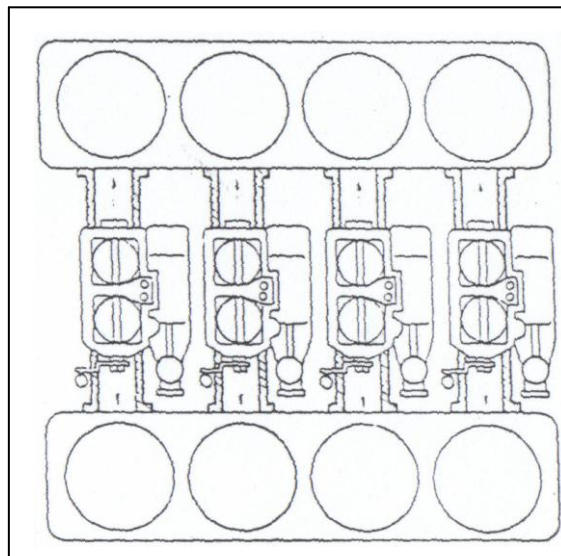


Figura 1.19.- Diseño de colectores para motores de ocho cilindros en V.

“¹¹En motores no deportivos, el diseño de los colectores acostumbra a ser semejante al que muestra la figura 1.20, en donde cada cuerpo del carburador alimenta a cuatro cilindros por un sistema semejante al de un motor de cuatro cilindros y carburador monocuerpo.”

¹⁰ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2° Edición, Página # 149

¹¹ Castro Miguel: Preparación de motores de competencia, 2° Edición, Página # 151

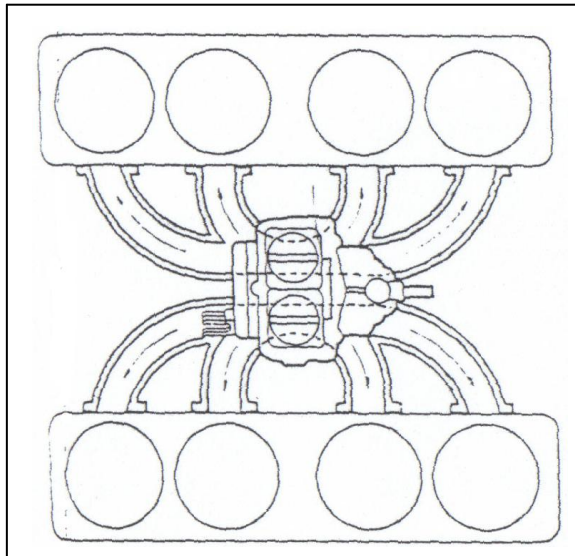


Figura 1.20.- Diseño de colector con carburador de doble cuerpo y apertura sincronizada

Otra solución más interesante, puede verse en la figura 1.21, en donde cada cuerpo reparte su flujo entre los cilindros extremos y los centrales de cada una de las V.

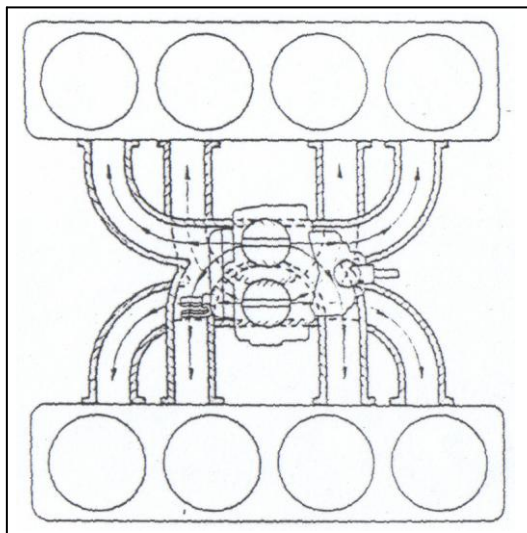


Figura 1.21.- Otra variante de diseño para ocho cilindros en V.

1.5.4 SENSORES QUE INTERVIENEN EN LA ADMISIÓN DE AIRE.

Dentro de los motores provistos con un sistema de alimentación de combustible mediante inyección electrónica, existen captadores que determinan las condiciones tanto externas como internas del motor; y así tenemos que para la admisión de aire intervienen básicamente tres sensores que son los encargados de proporcionar al modulo de control electrónico del vehículo la información de las condiciones de la masa de aire que pasa a través de los conductos de admisión. Estos sensores son los que se detallan a continuación.

1.5.4.1 SENSOR DE POSICIÓN DEL ESTRANGULADOR (TPS).

Es un dispositivo pequeño (Figura 1.22) situado en un extremo del eje de la mariposa de un sistema de inyección y es el encargado de mantener el ordenador del motor informado acerca de la apertura. El sensor de posición es una resistencia variable que cambia a medida que el estrangulador se abre. La computadora necesita esta información para cambiar la relación de la mezcla.

El sensor de posición de mariposa del acelerador, llamado TPS o sensor TP por sus siglas en ingles Throttle Position Sensor, efectúa un control preciso de la posición angular de la mariposa.



Figura 1.22.- Sensor TPS

“¹²El módulo de control electrónico (ECM) toma esta información para poder efectuar distintas funciones de suma importancia para el correcto funcionamiento de un sistema de inyección electrónica de combustible.

Actualmente el tipo de TPS más utilizado es el potenciómetro. Este consiste en una pista resistiva barrida con un cursor, y alimentada con una tensión de 5 voltios desde el ECM.

Los TPS de este tipo suelen tener 3 cables de conexión y en algunos casos pueden tener 4 cables, este ultimo caso incluye un switch, utilizado como contacto de marcha lenta.”

1.5.4.1.1 CONDICIONES DE TRABAJO DE UN TPS.

La condición de trabajo para marcha lenta o mariposa cerrada, es detectada por el TPS en base a su condición de tensión mínima prevista, dicha tensión debe estar comprendida en un rango predeterminado y entendible por el ECM como marcha lenta.

“¹³Este valor de tensión se suele denominar Voltaje Mínimo del TPS o Voltaje Mínimo y su ajuste es de suma importancia a los efectos que el ECM pueda ajustar correctamente el régimen de marcha lenta y la condición de freno motor.

En aquellos casos en los que el TPS incorpore switch, es este mismo switch el que al conectarse da aviso al ECM acerca de la condición de marcha lenta.”

¹² Página Web: www.redtecnicautomotriz.com/sensor.

¹³ Página Web: www.automecanico.com/inyeccion/captadores.

“¹⁴En condiciones de apertura máxima, el TPS permite que el ECM detecte la aceleración a fondo, condición que se efectúa cuando el acelerador es pisado a fondo. En esta condición el ECM efectúa enriquecimiento adicional, modifica el avance y puede interrumpir el accionamiento de los equipos de A/C. La forma de comprobar esta condición se realiza con el tester y el acelerador a fondo, la medición debe arrojar una lectura comprendida entre 4 y 4.6 voltios, siempre con el sistema en contacto.”

1.5.4.2 SENSOR DE PRESIÓN ABSOLUTA DEL MÚLTIPLE (MAP).

Sensa la diferencia de presión en la admisión con respecto a la presión atmosférica, es un sensor piezo resistivo

Este sensor, MAP, va conectado a la admisión por un tubo y va instalado en la parte externa del motor y tiene un conducto abierto, variará la señal de acuerdo a la diferencia existente entre el interior y el exterior del múltiple de admisión, generando una señal que puede ser *analógica* o *digital*.

La figura 1.23 muestra esquemáticamente el principio de funcionamiento del sensor MAP.

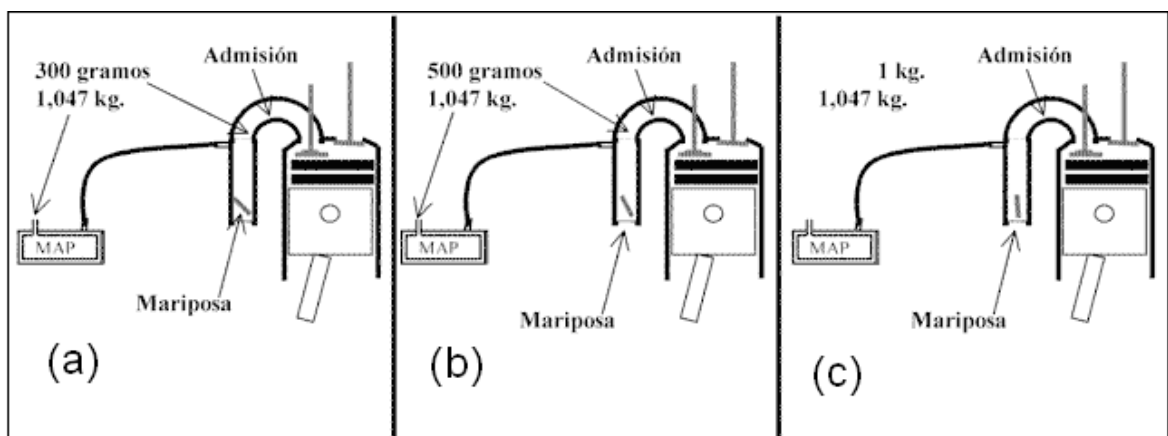


Figura 1.23.- Esquema de operación del sensor MAP

¹⁴ Página Web: www.automecanico.com/inyeccion/captadores.

“¹⁵En la parte (a) es cuando existe la mayor diferencia de presión, estando la mariposa en posición ralenti o con el motor a cualquier régimen de revoluciones "en vacío". En la parte (b) vemos la mariposa a medio acelerar y el motor con carga de trabajo, la diferencia de presión disminuyó considerablemente, y en el tercer caso tenemos la mariposa "a fondo" y con carga de trabajo, siendo este el momento de menor diferencia de presión existente entre el interior y el exterior del múltiple de admisión. Esto nos indica claramente que un motor acelerado en vacío prácticamente no variará el tiempo de inyección por ciclo, ya sea a 900 r.p.m. como a la mitad de sus revoluciones (3.000 r.p.m.) o al corte de las mismas, porque el tiempo de inyección, que está corregido por el modulo de control electrónico, tomando diversos datos de los distintos sensores, efectúa sus mayores correcciones directamente relacionadas con el MAP. “

1.5.4.3 SENSOR DE TEMPERATURA DE LA CARGA DE AIRE.

La función del sensor de temperatura del aire es la de transmitir a la computadora la temperatura del aire. Con estos datos la computadora puede calcular el tiempo de inyección y efectuar las modificaciones del avance del tiempo de encendido. El sensor de carga tiene en su interior un diagrama que por un lado está sometido al vacío del motor y por el otro tiene un cristal piezoeléctrico. El sensor de carga recibe un voltaje de referencia de 5.0v provenientes de la computadora. El cristal piezoeléctrico modifica ese voltaje de referencia en función de la flexión del diagrama causada por la presión variable en el múltiple de admisión. La tensión eléctrica modificada es enviada a la computadora e interpretada como la carga del motor. La tensión eléctrica hacia la computadora debe variar entre 0.25v en ralenti hasta 4.8v en la aceleración plena. El sensor mixto tiene cuatro terminales, a través de una ellas recibe el voltaje de referencia de la computadora. Por otra terminal la computadora alimenta una tierra, por una tercera se transporta la señal de las variaciones de vacío hacia la

¹⁵ Página Web: www.redtecnicaautomotriz.com/sensor.

computadora. La cuarta terminal transporta la señal de la temperatura del aire hacia la computadora.

El sensor de temperatura del aire pertenece a los sensores tipo termistor. Esto quiere decir que el sensor varía su resistencia eléctrica al modificarse la temperatura del aire. Con una temperatura del aire baja el sensor deberá mostrar una resistencia alta y una señal de voltaje alto. Al calentarse el aire de admisión, el sensor mostrará una resistencia baja y un voltaje de señal bajo también. El dato de temperatura es indispensable para que la computadora pueda calcular la masa de aire entrante del motor. Esto es porque el aire frío tiene mayor densidad de oxígeno y necesita más combustible para lograr el punto estequiométrico. En contra parte el aire caliente tiene menos densidad de oxígeno requiere menos combustible para la combustión. Cuando fallan las señales del sensor, la computadora entra en programa de emergencia "Go Home". Para ello, la computadora utiliza los valores preestablecidos para la temperatura del aire grabados en memoria (Tabla I.1).

Tabla I.1.- Variación de la resistencia de acuerdo a la temperatura del aire.

TEMPERATURA[°C]	RESISTENCIA [kΩ]
10	3.2 a 4.38
25	1.74 a 2. 37
40	0.35 a 0.46
85	0.24 a 0.27
100	0.16 a 0.18

1.5.5 CONCEPTOS DE DINÁMICA DE FLUIDOS.

1.5.5.1 PRESIÓN.

La presión es el cociente entre la componente normal de la fuerza sobre una superficie y el área de dicha superficie, se mide directamente por su equilibrio directamente con otra fuerza.

$$p = \frac{F_n}{S} \quad \text{Ec. \# 1.1}$$

Donde:

p : Presión

F_n : Fuerza Normal

S : Área

En el Sistema Internacional la unidad de fuerza es el newton (N) y la de superficie es el metro cuadrado (m²), la unidad resultante para la presión es el newton por metro cuadrado (N/m²) que recibe el nombre de pascal (Pa)

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

Otra unidad utilizada para medir la presión, aunque no pertenece al Sistema Internacional, es el milímetro de mercurio (mm Hg) que representa una presión equivalente al peso de una columna de mercurio de 1 mm. de altura

A medida que uno asciende la presión atmosférica decrece. En capas bajas cerca de la superficie la disminución de la presión con la altura es de aproximadamente 1 Pa. cada 8m. Esta relación va disminuyendo a medida que la altura aumenta

1.5.5.2 PRESIÓN ABSOLUTA.

Es la presión de un fluido medido con referencia al vacío perfecto o cero absoluto. La presión absoluta es cero únicamente cuando no existe choque entre las moléculas lo que indica que la proporción de moléculas en estado gaseoso o la velocidad molecular es muy pequeña. Este término se creó debido a que la presión atmosférica varía con la altitud y muchas veces se realizan pruebas a diferentes altitudes sobre el nivel del mar por lo que un término absoluto unifica criterios.

1.5.5.3 PRESIÓN ATMOSFÉRICA.

El estar rodeados por una masa gaseosa (aire), y al tener este aire un peso actuando sobre la tierra, quiere decir que estamos sometidos a una presión (atmosférica), la presión ejercida por la atmósfera de la tierra, tal como se mide normalmente por medio del barómetro (presión barométrica). Al nivel del mar o a las alturas próximas a este, el valor de la presión es cercano a 14.7 lb/plg² (101,35Kpa), disminuyendo estos valores con la altitud, así tenemos, que a una altura de 5.500 m este valor se reduce a la mitad. El aire frío pesa más que el caliente, y éste es uno de los factores que influyen en las diferencias de presión atmosférica a un mismo nivel.

1.5.5.4 PRESIÓN MANOMÉTRICA.

Son normalmente las presiones superiores a la atmosférica, que se mide por medio de un elemento que se define la diferencia entre la presión que es desconocida y la presión atmosférica que existe, si el valor absoluto de la presión es constante y la presión atmosférica aumenta, la presión manométrica disminuye; esta diferencia generalmente es pequeña mientras que en las mediciones de presiones superiores, dicha diferencia es insignificante, es evidente que el valor absoluto de la presión puede

abstenerse adicionando el valor real de la presión atmosférica a la lectura del manómetro.

La presión se obtiene adicionando el valor real de la presión atmosférica a la lectura del manómetro.

Presión Absoluta = Presión Manométrica + Presión Atmosférica.

1.5.5.5 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN.

“¹⁶Las paredes de la tubería ejercen una resistencia continua al flujo de los fluidos. En flujo permanente en una tubería uniforme, el esfuerzo constante τ en la zona de contacto del fluido con la tubería, es uniforme a lo largo de la misma y ésta resistencia produce una rata uniforme de pérdida de energía a lo largo de la tubería. Las pérdidas de energía a lo largo de una tubería se denominan comúnmente "pérdidas por fricción" y se denotan por h_f . La rata de pérdida de energía o gradiente de energía se define con la formula:”

$$S_f = \frac{h_f}{L} \quad \text{Ec. \# 1.2}$$

Donde:

Sf : Rata de pérdida de energía

hf : Pérdidas de energía

L : Longitud de la tubería

“Cuando la tubería es de gran longitud, las pérdidas por fricción llegan a ser tan grandes que a veces pueden despreciarse las demás pérdidas por ser muy pequeñas comparadas con ella. Las pérdidas por fricción dependen de:

¹⁶ Página Web: www.udea.edu.co/hidráulica

- El material de que está construido el tubo (hierro, aluminio, cobre, galvanizado, etc.)
- El estado de la tubería (nueva, vieja, con incrustaciones, etc.)
- La longitud de la tubería
- El diámetro de la tubería
- Velocidad de circulación del fluido en la tubería.”

1.5.6 CONCEPTOS DE TERMODINÁMICA.

1.5.6.1 TEMPERATURA.

Según la teoría cinética, la temperatura es una medida de la energía cinética media de los átomos y moléculas que constituyen un sistema. Dado que la energía cinética depende de la velocidad, podemos decir que la temperatura está relacionada con las velocidades medias de las moléculas del gas.

La temperatura atmosférica es aquella que se encuentra en el ambiente y varía conforme transcurren las horas.

Hay varias escalas para medir la temperatura; las más conocidas y utilizadas son las escalas Celsius ($^{\circ}\text{C}$), Kelvin ($^{\circ}\text{K}$) y Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$).

1.5.6.2 HUMEDAD.

La humedad atmosférica es la cantidad de vapor de agua existente en el aire. Depende de la temperatura, de forma que resulta mucho más elevada en las masas de aire caliente que en las de aire frío. Se mide

mediante un aparato denominado hidrómetro, y se expresa mediante los conceptos de humedad absoluta, específica, o relativa del aire.

1.5.6.3 HUMEDAD ABSOLUTA.

Es la masa total de agua existente en el aire por unidad de volumen, y se expresa en gramos por metro cúbico de aire. La humedad atmosférica terrestre presenta grandes fluctuaciones temporales y espaciales.

1.5.6.4 HUMEDAD ESPECÍFICA.

La humedad específica mide la masa de agua que se encuentra en estado gaseoso en un kilogramo de aire húmedo, y se expresa en gramos por kilogramo de aire.

1.5.6.5 HUMEDAD RELATIVA.

La humedad relativa del aire es la relación porcentual entre la cantidad de vapor de agua real que existe en la atmósfera y la máxima que podría contener a idéntica temperatura.

II.- DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS INICIALES

2.1 GENERALIDADES

Un buen colector de admisión debe reunir las siguientes características:

- Reducir en lo posible la distancia del inyector a los cilindros.
- Evitar los recodos que pueden contribuir a crear contrapresiones.
- Repartir la mezcla de forma equitativa entre los distintos cilindros.
- Poseer el suficiente diámetro para no estrangular el paso de la mezcla.

Estos requisitos tienen importancia extrema cuando se trata de conseguir incrementos máximos de potencia, y generalmente se diseña un colector apropiado.

2.2 PRESIÓN DE ADMISIÓN DEL MOTOR

El aire antes de ingresar a la cámara de combustión del motor tiene que recorrer ciertos elementos del motor tales como los mostrados en la figura 2.1 y detallados a continuación:

- 1.- Filtro de aire
- 2.- Sensor de posicionamiento de la mariposa (TPS)
- 3.- Acumulador de aire
- 4.- Sensor de presión absoluta (MAP)
- 5.- Conductos de entrada a la culata del motor.

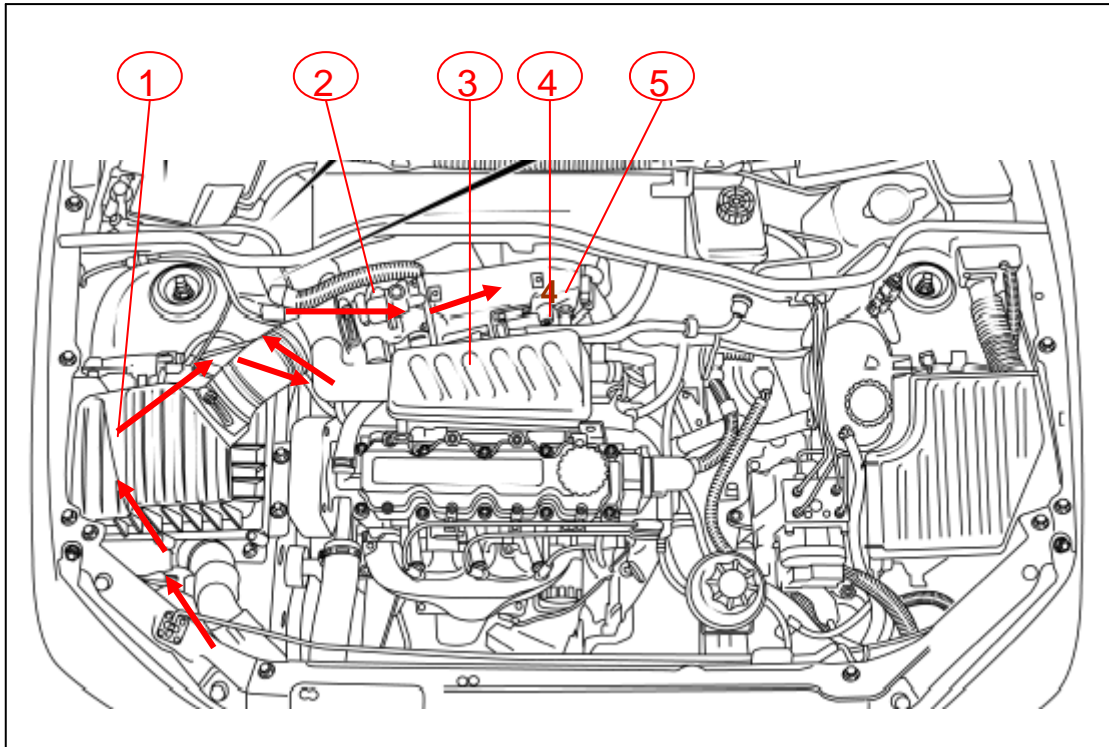


Figura 2.1.- Elementos del sistema de admisión de aire del Chevrolet Corsa.

El aire que entra al motor desde la atmósfera tiene una determinada presión, pero al momento de ingresar al filtro de aire y circular por el conducto de admisión se produce un aumento de la presión del aire por efecto de la velocidad que adquiere debido a la succión que produce el pistón en el interior del cilindro.

El aire que ingresa al conducto de admisión en un principio se encuentra contaminado por partículas pequeñas de suciedad las cuales son retenidas por el filtro de aire para que sea purificado y este apto para que ingrese a los cilindros del motor.

La presión de admisión del motor del vehículo Chevrolet Corsa Evolution lo medimos con el vehículo a la temperatura de trabajo normal y en ralentí es decir a un promedio de 800 rpm y con la ayuda de un scanner que es conectado al switch de la computadora del vehículo que se encuentra debajo del tablero de instrumentos, estos valores nos proporciona el sensor MAP (sensor de presión absoluta) que se encuentra en el múltiple de admisión

posterior al TPS (sensor de posición de la mariposa) y los valores obtenidos fluctúan dentro del siguiente rango.

32 kPa – 35 Kpa

2.3 VELOCIDAD DE AIRE DE ADMISIÓN

La velocidad del aire varía tanto a la entrada refiriéndonos al filtro de aire(1), a la mitad donde se encuentra en sensor MAP (2) y al final que es la entrada a la culata del motor (3), estos puntos se encuentran en la figura 2.2.

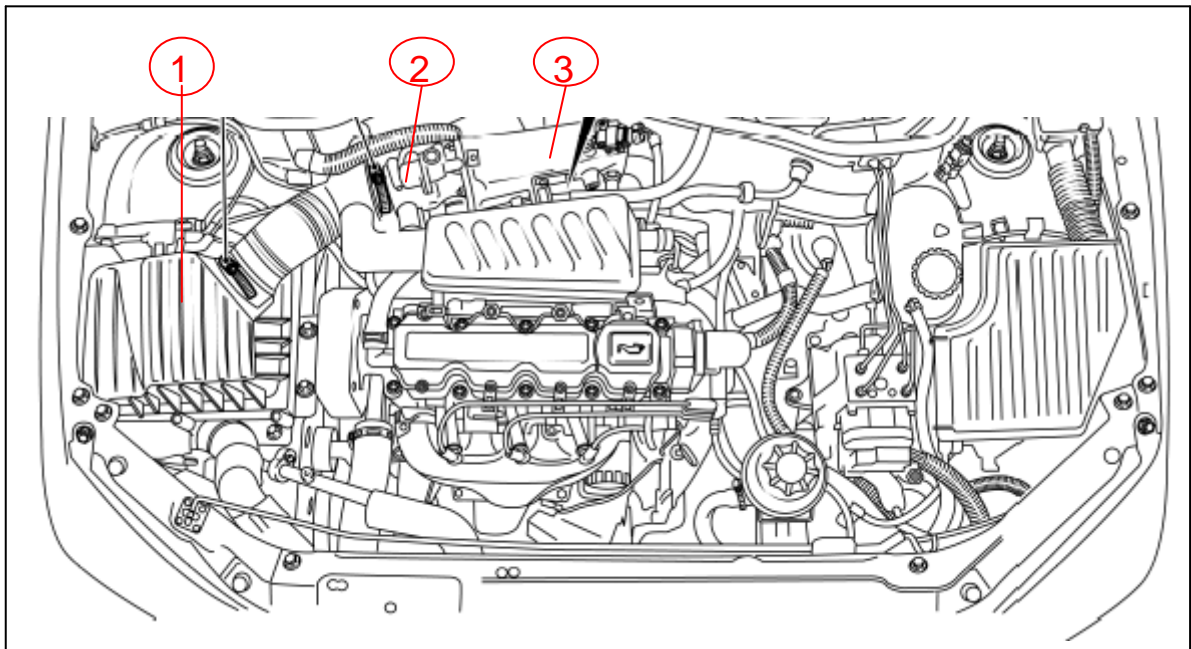


Figura 2.2.- Puntos de paso de aire

Dado que para obtener los datos de velocidad de aire se consideran ciertos factores tales como:

- Diámetro de los conductos
- Distancia que tienen los conductos

- Altura entre conductos
- Densidad de aire
- Presión de entrada de aire en los conductos

Para la medición de la velocidad del aire utilizamos un *Anemómetro* (figura. 2.3) el cual se le coloca en la toma de aire del motor antes del sensor TPS (figura. 2.4), dependiendo de las revoluciones que vaya adquiriendo el motor tenemos los datos mostrados en la Tabla II.1:



Figura 2.3.- Anemómetro



Figura 2.4.- Colocación del anemómetro

La obtención de los datos tanto de velocidad como de temperatura de aire, se realizó mediante el *Anemómetro* ubicado en la toma de ingreso al múltiple de admisión original del vehículo estándar y en las siguientes condiciones:

- El automóvil estacionado, sin carga externa; es decir sin peso a vencer, sin rozamiento del aire a la carrocería.
- A una temperatura ambiente de 24.7 °C y a una altitud aproximada de 2730 m sobre el nivel del mar
- De no ser así, los datos obtenidos serían diferentes a los mostrados en la Tabla II.1

Tabla II.1.- Datos obtenidos con el motor estándar a diferentes RPM.

VELOCIDAD DEL MOTOR [rpm]	VELOCIDAD DEL AIRE [m/s]	TEMPERATURA DEL AIRE [°C]
700	1.1	44
1500	2.3	51.3
2000	3.1	52.8
2500	3.7	50.7
3000	4.5	52.1
3500	5.5	49.7
4000	6.6	53.8
4500	7.2	59.4

Esta misma prueba se la debe realizar con el sistema de admisión de aire diseñado para colectores individuales, realizando la medición en cada toma y bajo las mismas condiciones de operación, y los datos obtenidos se los muestra en el Anexo “G”

2.4 HUMEDAD DE AIRE

La humedad del aire depende de las condiciones climáticas con las que se encuentre el lugar donde se vayan a realizar las diversas pruebas, porque si las pruebas se realizan en la mañana, vamos a tener más humedad que si hiciéramos las pruebas a medio día.

El lugar donde realizamos las diversas pruebas que se requiere para obtener los diversos parámetros fue en la ciudad de Quito por el sector de la UTE a medio día dándonos una humedad aproximada del 40%.

2.5 PRESIÓN Y TEMPERATURA ATMOSFÉRICA

Dado que las pruebas son realizadas en la ciudad de Quito tenemos una variación de la temperatura que por la mañana se llega a tener un mínimo de 6°C hasta una temperatura mayor registrada al medio día que es aproximada de unos 28°C.

La presión máxima que se puede generar en el interior del múltiple de admisión es de 1atm que corresponde a la presión atmosférica tomada a nivel del mar. Por lo tanto:

$$\text{Presión atmosférica : } 1 \text{ atm} = 748 \text{ mmHg} = 14.696\text{psi} = 101.325 \text{ KN} / \text{m}^2$$

La temperatura atmosférica registrada el día que se realizó las pruebas fue de:

$$\text{Temperatura atmosférica : } 20.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.6 TEMPERATURA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN

La temperatura en el múltiple de admisión se obtiene con el motor trabajando a su temperatura normal dado que podemos obtener 2 tipos de temperaturas: una con el motor frío que nos da aproximadamente la temperatura ambiente que se encuentra el vehículo y la otra con el motor trabajando.

El valor que necesitamos lo obtuvimos con el motor encendido y conectado un scanner al switch que conecta a la computadora del vehículo, el sensor que nos proporciona este valor es el IAT (sensor de temperatura del aire) que llega a un valor de :

$$44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

III.- DISEÑO DE LAS TOMAS DE AIRE

3.1 GENERALIDADES

Una vez determinados los parámetros iniciales, la estructura lógica para el proceso de diseño de un múltiple de admisión puede descomponerse en tres fases importantes:

- La configuración del sistema.
- El diseño mecánico.
- El diseño hidráulico.

En la fase de **Configuración del Sistema** se dimensiona un medio individual de toma de aire para cada cilindro, y nos permite determinar su geometría de acuerdo a las limitaciones del vehículo, previo una selección correcta del material con el que se construirán las tomas.

Para iniciar el diseño de las tomas de aire, es necesario **Determinar los Parámetros Funcionales**, haciendo un resumen de lo establecido en el capítulo II al tomar únicamente los datos necesarios para el diseño, esto es realizando un análisis de las condiciones de trabajo a las que va a ser sometido el aparato a proyectarse.

El **Diseño Mecánico** obliga a considerar las temperaturas y presiones de operación, las características de operación del fluido, las expansiones térmicas relativas y los esfuerzos térmicos que los acompañan.

El **Diseño Hidráulico** examina la importancia de la caída de presión del fluido, ya que un sistema de admisión debe satisfacer los requerimientos de ingresar la mayor cantidad de aire posible al motor, dadas ciertas restricciones sobre la caída de presión del aire es decir que las pérdidas deberán ser

mínimas. El propósito de esta fase de diseño, es determinar la caída de presión que sufre el fluido al pasar por el sistema diseñado y compararlo con la caída de presión que sufre el fluido al pasar por el sistema original, para de esta forma poder sacar conclusiones importantes al respecto.

3.2 CONFIGURACIÓN DE LAS TOMAS DE AIRE

3.2.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LAS TOMAS

En la selección del material para las tomas de se debe considerar las condiciones de funcionamiento a las que va a estar sometido el sistema de admisión de aire y la facilidad que nos de cierto tipo de material para realizar trabajos en lo que a la construcción se refiere, es por tal motivo que el diseño de las tomas de aire se lo realiza en tubo acerado negro (propiedades se indican más adelante) de sección circular de manera que nos permita realizar curvaturas y trabajos de soldadura.

3.2.2 TAMAÑO FÍSICO Y GEOMETRÍA DE LAS TOMAS

En esta etapa procedemos a dimensionar y configurar la toma de aire individual para cada cilindro, esta configuración se la realiza tomando en cuenta dos limitaciones importantes: limitaciones de la altura con respecto al espacio y limitaciones del diámetro de la tubería con respecto al diámetro de entrada de aire al interior del motor. Además es necesario tomar en cuenta que el diseño deberá producir la menor cantidad de caída de presión posible y deberá soportar con normalidad los esfuerzos a los que se encuentra sometido, asegurando de esta forma el correcto funcionamiento del sistema.

A continuación en la figura 3.1 se detalla esquemáticamente el sistema de toma individual de aire con sus respectivas dimensiones que nos serán útiles posteriormente en el diseño mecánico e hidráulico.

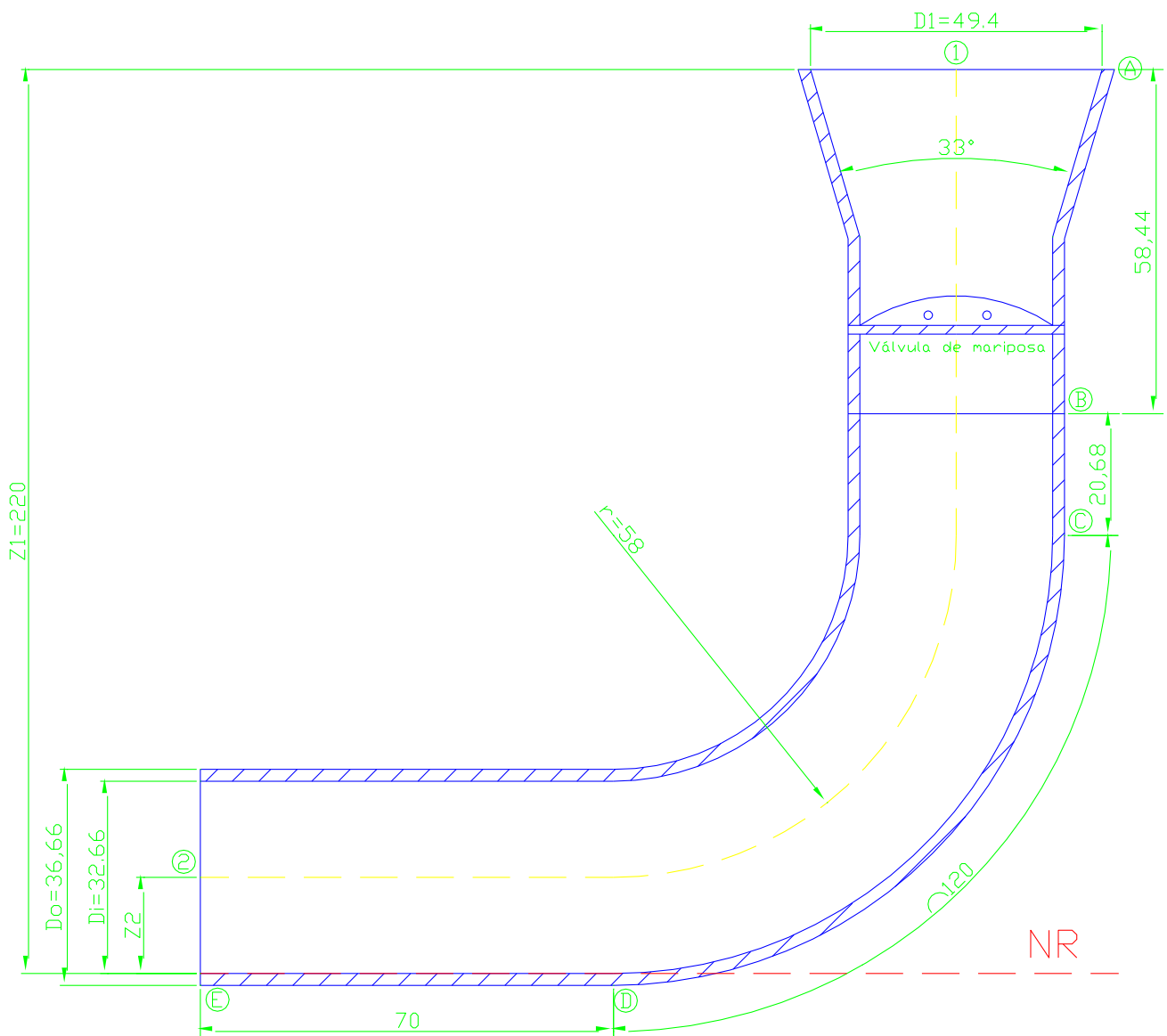


Figura 3.1.- Geometría de las tomas de aire, sistema diseñado

3.3 PARÁMETROS DE DISEÑO

Los parámetros principales que se consideraran en el diseño mecánico e hidráulico son los obtenidos en el Capítulo II y son los siguientes:

- Temperatura ambiente

$$T_{a1} = 20^{\circ}\text{C}.$$

- Temperatura del aire en el múltiple de admisión registrada por el IAT

$$T_{a2} = 44^{\circ}C .$$

- Presión máxima que se genera en el múltiple de admisión.

$$P_1 = = 1\text{atm} = 14.696\text{psi} = 101.325 \text{KN} / \text{m}^2$$

3.3.1 PROPIEDADES FÍSICAS DEL FLUIDO

De la tabla del anexo "A"¹, encontramos las propiedades físicas del aire de admisión, evaluadas a la temperatura registrada por el IAT correspondiente a 44°C. En este caso es necesario interpolar entre 300 y 350 °K para hallar los valores.

$$T_{a2} = 44^{\circ}C = 317^{\circ}K$$

- C_p = Calor específico del aire en J/kg.°C = 1006.82
- K_a = Conductividad térmica del aire en W/m. °C = 0.02752
- μ = Viscosidad dinámica del aire en Kg./m.s = 1.923×10^{-5}
- ν = Viscosidad cinemática del aire en m²/s = 17.41×10^{-6}
- δ = Densidad del aire en Kg/m³ = 1.1164
- P_r = Número de Prandtl, adimensional = 0.704

¹ JP Holman: Transferencia de calor, 8° edición.

3.3.2 VELOCIDAD DEL AIRE DE ADMISIÓN A LA ENTRADA DEL MÚLTIPLE

Para el sistema original, la velocidad del aire a la entrada del múltiple se obtiene de la Tabla II.1 correspondiente a la máxima velocidad registrada por el anemómetro a 4500 rpm.

$$\bar{v}'_1 = \text{Velocidad a la entrada del múltiple en el sistema original} = 7.2 \text{ m/s}$$

Para el sistema diseñado, la velocidad del aire a la entrada del múltiple se obtiene del Anexo "G" este valor corresponde a la máxima velocidad registrada por el anemómetro a 5000 rpm Entonces:

$$\bar{v}_1 = \text{Velocidad a la entrada del múltiple en el sistema diseñado} = 2.2 \text{ m/s}$$

3.3.3 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL

En la sección 3.2.1 seleccionamos el material para la construcción de las tomas de aire, correspondiente a tubería de acero comercial al bajo carbono (AISI 1020). En la tabla del anexo "B"² se muestran las propiedades mecánicas de dicho acero y se describen a continuación:

$$S_y = \text{Resistencia a la fluencia} = 43 \text{ Kpsi}$$

$$\alpha = \text{Coeficiente de dilatación térmica} = 11.7 \times 10^{-6} \left[\frac{1}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$E = \text{Módulo de elasticidad} = 30 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$\lambda = \text{Módulo de Poisson} = 0.30.$$

² Joseph E Shigley: Diseño en Ingeniería Mecánica. Anexos

3.4 DISEÑO MECÁNICO

En esta etapa de diseño es importante verificar los esfuerzos a los que está sometido los tubos de acero, ya que está sujeto a esfuerzos mecánicos y térmicos de gran importancia.

3.4.1 ESFUERZOS MECÁNICOS

En recipientes sometidos a presión, se desarrollan esfuerzos radiales y tangenciales con magnitudes que dependen del dimensionamiento del elemento en consideración.

Los recipientes pueden ser además de paredes delgadas o de paredes gruesas, considerándose de pared delgada, según la ASME, cuando el cociente entre el espesor t de la pared y el diámetro de la tubería del recipiente es igual o menor a 0,05. En nuestro caso se tiene pared delgada y de esta forma los esfuerzos tangenciales y radiales se expresan mediante las siguientes ecuaciones³:

$$\sigma_t = \frac{P_1(D_i + t)}{2t} \quad \text{Ec. \# 3.1}$$

$$\sigma_r = \frac{P_1 D_i}{4t} \quad \text{Ec. \# 3.2}$$

Donde:

σ_t = Esfuerzo tangencial en psi

σ_r = Esfuerzo radial en psi

P_1 = Presión interna = 14.696psi

D_i = Diámetro interior de la tubería = 0.03266m

t = Espesor de la tubería = 0.002m

³ Joseph E Shigley: Diseño en Ingeniería Mecánica. Pág. 65-68

Luego reemplazando tenemos:

$$\sigma_t = 127.34 \text{ psi}$$

$$\sigma_r = 59.99 \text{ psi}$$

El esfuerzo equivalente o esfuerzo de Von Mises se lo obtiene como sigue:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_t^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r^2} \quad \text{Ec. \# 3.3}$$

$$\sigma_{eq} = 110.34 \text{ psi}$$

3.4.2 ESFUERZOS TÉRMICOS

El esfuerzo térmico es el que se origina debido a la existencia de un gradiente de temperatura en un elemento. El esfuerzo térmico producido en un elemento que se calienta o que se enfría viene dado por⁴:

$$\sigma_T = \frac{\alpha \Delta T E}{1 - \lambda} \quad \text{Ec. \# 3.4}$$

Donde:

$$\alpha = \text{Coeficiente de dilatación térmica} = 11.7 \times 10^{-6} \left[\frac{1}{^\circ\text{C}} \right]$$

ΔT = Diferencia de temperatura, entre la temperatura que alcanza el material durante el trabajo (temperatura registrada por el IAT) y la temperatura a la que se encuentra antes de iniciar las pruebas (temperatura atmosférica).

$$\text{Entonces: } \Delta T = (44 - 20) = 24$$

$$E = \text{Módulo de elasticidad} = 30 \times 10^6 \text{ psi}$$

⁴ Joseph E Shigley: Diseño en Ingeniería Mecánica. Pág. 138

$\lambda = \text{Módulo de Poisson} = 0.3$

Luego, reemplazando tenemos:

$$\sigma_T = 12034.28 \text{ psi}$$

3.4.3 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad se obtiene mediante:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{eq} + \sigma_T} \quad \text{Ec. \# 3.5}$$

Donde:

$N = \text{Factor de seguridad}$

$S_y = \text{Resistencia a la fluencia} = 43 \text{ Kpsi}$

Entonces:

$$N = \frac{43000}{110.34 + 12034.28} = 3.4$$

Es un factor aceptable para el diseño, por lo que se puede asegurar que el material no fallará.

3.5 DISEÑO HIDRÁULICO

El diseño hidráulico; establece la caída de presión que sufre el aire mientras este atraviesa el múltiple de admisión, y permite tomar decisiones que aseguren obtener las menores pérdidas posibles alcanzando de esta forma el normal funcionamiento del equipo.

En esta sección es necesario realizar el análisis de hidráulico tanto del sistema diseñado como del sistema original para poder determinar las diferencias y sacar conclusiones importantes que nos permitan justificar las mejoras en el los parámetros funcionales del motor.

3.5.1 ANÁLISIS HIDRÁULICO EN EL SISTEMA DISEÑADO

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. En nuestro diseño existen pérdidas de energía que deben incluirse en la ecuación y por lo tanto, el balance de energía debe analizarse en dos puntos, el de entrada (1) y el de salida (2) del fluido, obsérvese la figura 3.1. Para llegar a determinar la caída de presión a través del sistema seguiremos el procedimiento que se indica a continuación:

3.5.1.1 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD A LA SALIDA DEL SISTEMA.

Para ello utilizaremos la ecuación de continuidad bajo el principio de conservación de la masa y considerando que la densidad se mantiene constante en todo el sistema, de esta forma tenemos:

$$A_1 \vec{v}_1 = A_2 \vec{v}_2 \quad \text{Ec. \# 3.6}$$

Donde:

A_1 = Área transversal de flujo a la entrada del múltiple = 0.00191 m^2

A_2 = Área transversal de flujo a la salida del múltiple = 0.000837 m^2

\vec{v}_1 = Velocidad del aire a la entrada del múltiple = 2.2 m/s

\vec{v}_2 = Velocidad del aire a la salida del múltiple.

De esta forma reemplazando y despejando \bar{v}_2 tenemos:

$$\bar{v}_2 = 5m/s$$

3.5.1.2 CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS.

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad.

Para estudios técnicos, según la referencia⁵, el régimen de flujo en tuberías se considera como:

- Flujo Laminar si el número de Reynolds es menor que 2000.
- Flujo de Transición si el número de Reynolds se encuentra entre 2000 y 4000.
- Flujo Turbulento si el número de Reynolds es superior a 4000.

Con estos antecedentes pasamos calcular el número de Reynolds desarrollado en el interior de la tubería.

$$Re = \frac{\delta \cdot \bar{v} \cdot D_i}{\mu} \quad \text{Ec. \# 3.7}$$

⁵ Crane: Flujo de fluidos en válvulas accesorios y tuberías. Pág. 5

Donde:

$$\delta = \text{Densidad del aire (sección 3.3.1)} = 1.1164 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\vec{v} = \text{Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería} = \vec{v}_2 = 5 \text{ m} / \text{s}$$

$$D_i = \text{Diámetro interior de la tubería} = 0.03266 \text{ m}$$

$$\mu = \text{Viscosidad dinámica del aire (sección 3.3.1)} = 1.923 \times 10^{-5} \text{ Kg} / \text{m.s}$$

Entonces reemplazando tenemos:

$$\text{Re} = 9518.9 \text{ Adimensional}$$

Dando como resultado flujo turbulento

3.5.1.3 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN.

El factor de fricción f , se determina a partir del anexo "C"⁶. Cuando el flujo es turbulento, como en nuestro caso, el factor de fricción depende no solo del número de Reynolds, sino también de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería, (ε / D_i) , es decir, la rugosidad de las paredes de la tubería (ε) comparada con el diámetro interior de la tubería (D_i) . Del anexo antes mencionado encontramos los siguientes datos:

$$\varepsilon = \text{Rugosidad de las paredes de la tubería para acero comercial} = 0.05 \text{ mm}$$

$$D_i = \text{Diámetro interno de la tubería} = 32.66 \text{ mm}$$

$$\varepsilon / D_i = \text{Rugosidad relativa} = 0.0015 \text{ adimensional}$$

$$f = \text{Factor de fricción} = 0.022 \text{ adimensional}$$

⁶ Crane: Flujo de fluidos en válvulas accesorios y tuberías. Pág. A-41

3.5.1.4 CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL SISTEMA DE FLUJO DISEÑADO.

En esta sección desarrollaremos el método de cálculo de la pérdida de energía debido a la fricción, a medida que el fluido se desplaza en secciones rectas del conducto y también determinaremos las pérdidas debido a la presencia de válvulas, cambios de tamaño en la trayectoria de flujo y cambios en la dirección del fluido.

Pérdida de energía por contracción gradual.

Esta pérdida corresponde al tramo A-B de la figura 3.1 y se calcula a partir de la siguiente ecuación:⁷

$$h_{A-B} = K_1 \left(\frac{\bar{v}_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.8}$$

Donde:

h_{A-B} = Pérdida de energía del tramo A-B en (*mca* = metros de columna de aire)

K_1 = Coeficiente de resistencia por contracción gradual = 0.05
Adimensional

Obtenido del anexo "D"⁸ con los siguientes datos:

D_1 / D_i = Relación entre diámetros = 1.51 (Ver fig. 3.1)

ϕ = Angulo del cono = 33° (Ver fig. 3.1)

\bar{v}_2 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería = 11.1 m/s

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s²

⁷ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 274

⁸ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 278

Entonces reemplazando tenemos:

$$h_{A-B} = 0.063 \text{ mca}$$

Pérdida de energía por la válvula de mariposa.

Esta pérdida de energía incurrida a través de una válvula se calcula por la ecuación:⁹

$$h_v = K_2 \left(\frac{\bar{v}_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.9}$$

Donde:

h_v = Pérdida de energía causada por la válvula de mariposa en (mca)

K_2 = Coeficiente de resistencia y se determina a partir de la ecuación:¹⁰

$$K_2 = (L_e / D_i) f \quad \text{Ec. \# 3.10}$$

Donde:

(L_e / D_i) = Proporción de longitud equivalente = 45 Adimensional, obtenida del anexo "E"¹¹ para válvula de mariposa completamente abierta.

f = Factor de fricción = 0.022 Adimensional, tomado de la sección 3.5.1.3

Entonces reemplazando tenemos:

$$K_2 = 0.99 \text{ Adimensional}$$

⁹ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 283

¹⁰ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 268

¹¹ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 283

\vec{v}_2 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería = $5m/s$

g = Aceleración de la gravedad = $9.81 m/s^2$

De esta forma calculamos la pérdida causada por la válvula reemplazando los valores, entonces:

$$h_v = 1.26mca$$

Pérdida de energía en secciones rectas.

Las pérdidas para tubería recta corresponden a los tramos B-C y D-E de la figura 3.1 y se expresa por la ecuación de Darcy:¹²

$$h_{B-C,D-E} = \left(f \frac{\Sigma L}{D_i} \right) \frac{\vec{v}_2^2}{2g} \quad \text{Ec. \# 3.11}$$

Donde:

$h_{B-C,D-E}$ = Pérdida de energía en secciones rectas, en (mca)

f = Factor de fricción = 0.022 Adimensional, tomado de la sección 3.5.1.3

ΣL = Sumatoria de las longitudes rectas = 0.09068 m

D_i = Diámetro interior de la tubería = 0.03266 m

\vec{v}_2 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería = $5m/s$

g = Aceleración de la gravedad = $9.81 m/s^2$

Entonces reemplazando tenemos:

$$h_{B-C,D-E} = 0.078mca$$

¹² Crane: Flujo de fluidos en válvulas accesorios y tuberías. Pág. 2-10

Pérdida de energía en codos de tubería.

La resistencia al flujo de una curvatura depende de la proporción del radio de curvatura y el diámetro interior de la tubería y se calcula por la ecuación:

$$h_{C-D} = K_3 \left(\frac{\bar{v}_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.12}$$

Donde:

h_{C-D} = Pérdida de energía causada por la curvatura de 90° y que corresponde al tramo C-D en la figura 3.1 y se expresa en (mca)

K_3 = Coeficiente de resistencia y se determina a partir de la ecuación:

$$K_3 = (L_e / D_i) f \quad \text{Ec. \# 3.13}$$

Donde:

(L_e / D_i) = Proporción de longitud equivalente = 13 Adimensional, obtenida del anexo "F"¹³ en función de la relación entre el radio de curvatura $r = 58mm$ (Ver fig. 3.1) y el diámetro interior de la tubería $D_i = 32.66 mm$; ($r / D_i = 1.77$)

f = Factor de fricción = 0.022 Adimensional, tomado de la sección 3.5.1.3

Entonces reemplazando tenemos:

$$K_3 = 0.286 \text{ Adimensional}$$

¹³ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 286

$\vec{v}_2 =$ Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería = $5m/s$

$g =$ Aceleración de la gravedad = $9.81 m/s^2$

De esta forma calculamos la pérdida causada por la curvatura de 90° reemplazando los valores, entonces:

$$h_{C-D} = 0.36mca$$

Cálculo de la pérdida de energía total en el sistema por toma de aire.

La pérdida total de energía por toma corresponde a la sumatoria total de las pérdidas analizadas anteriormente por secciones, de esta forma tenemos:

$$H_L = h_{A-B} + h_v + h_{B-C,D-E} + h_{C-D} \quad \text{Ec. \# 3.14}$$

Donde:

$H_L =$ Pérdida total de energía en (mca)

$h_{A-B} =$ Pérdida de energía por contracción gradual = $0.063mca$

$h_v =$ Pérdida de energía causada por la válvula de mariposa = $1.26mca$

$h_{B-C;D-E} =$ Pérdida de energía en secciones rectas = $0.078mca$

$h_{C-D} =$ Pérdida de energía causada por la curvatura de $90^\circ = 0.36mca$

De esta forma reemplazando tenemos:

$$H_L = 1.77mca$$

3.5.1.5 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN.

Para determinar la caída de presión, la ecuación de energía, a través del teorema de Bernoulli, la escribimos entre los puntos (1) y (2) de la figura 3.1, de esta forma la ecuación queda determinada de la siguiente forma:

$$\Delta P = \delta \cdot g \cdot \left[Z_2 - Z_1 + \frac{\vec{v}_2^2 - \vec{v}_1^2}{2} + H_L \right] \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad \text{Ec. \# 3.15}$$

Donde:

ΔP = Caída de presión en el sistema

δ = Densidad del aire = $1.1164 \text{ Kg} / \text{m}^3$

g = Aceleración de la gravedad = $9.81 \text{ m} / \text{s}^2$

Z_2 = Altura en el punto (2). (Ver fig. 3.1) = 0.01633 m

Z_1 = Altura en el punto (1). (Ver fig. 3.1) = 0.22 m

\vec{v}_2 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería = $5 \text{ m} / \text{s}$

\vec{v}_1 = Velocidad del aire a la entrada del múltiple = $2.2 \text{ m} / \text{s}$

H_L = Pérdida total de energía = 1.77 mca

Entonces reemplazando tenemos:

$$\Delta P = 127.55 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P = 0.127 \frac{KN}{m^2}$$

3.5.2 ANÁLISIS HIDRÁULICO EN EL SISTEMA ORIGINAL

Para llegar a determinar la caída de presión a través del sistema original es necesario representar esquemáticamente este sistema, el mismo que se observa en la figura 3.2.

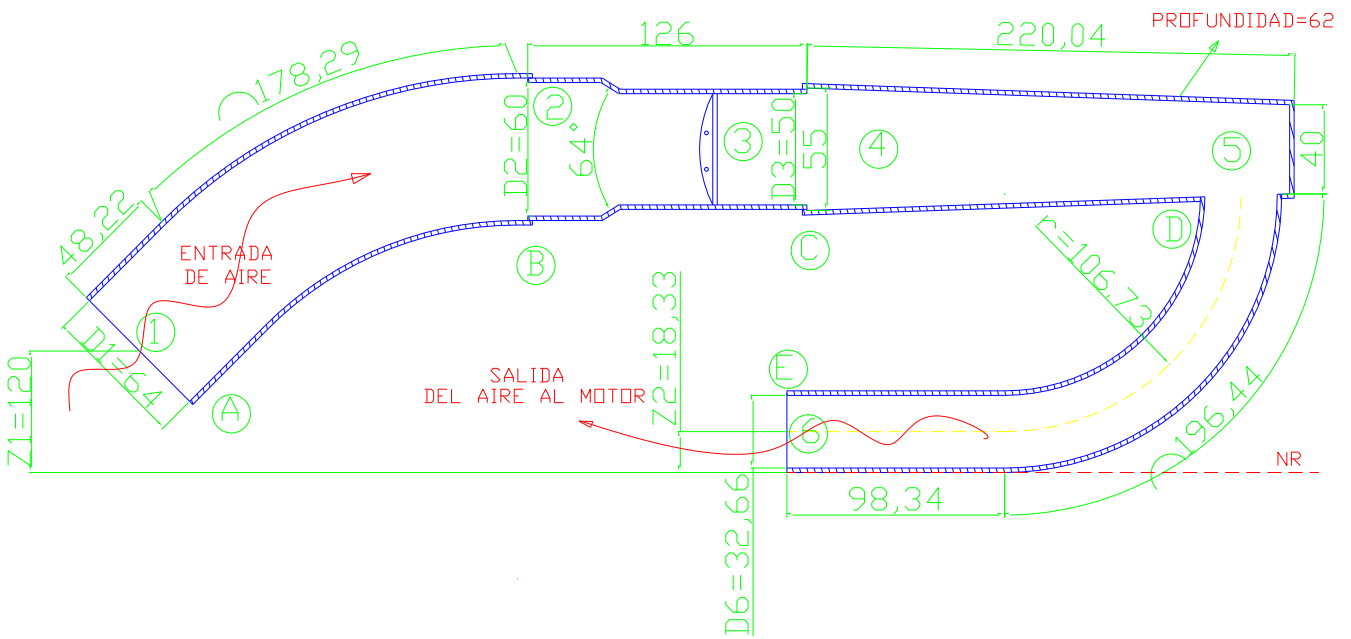


Figura 3.2.- Geometría de las tomas de aire, sistema original

3.5.2.1 CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES EN LOS PUNTOS CRÍTICOS.

Manteniendo el mismo criterio de la sección 3.5.1.1 y teniendo como velocidad de entrada la velocidad máxima anotada en la sección 3.3.2 para el sistema original tenemos:

$$A_1 \vec{v}_1' = A_2 \vec{v}_2 = A_3 \vec{v}_3 = A_4 \vec{v}_4 = A_5 \vec{v}_5 = 4A_6 \vec{v}_6 \quad \text{Ec. \# 3.16}$$

Donde:

$$A_1 = \text{Área transversal de flujo a la entrada del múltiple} = 0.0032 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \text{Área transversal de flujo a la entrada en el punto 2 de la fig. 3.2} = 0.0028 \text{ m}^2$$

$$A_3 = \text{Área transversal de flujo a la entrada en el punto 3 de la fig. 3.2} = 0.0019 \text{ m}^2$$

$$A_4 = \text{Área transversal de flujo a la entrada en el punto 4 de la fig. 3.2} = 0.0034 \text{ m}^2$$

$$A_5 = \text{Área transversal de flujo a la entrada en el punto 5 de la fig. 3.2} = 0.0024 \text{ m}^2$$

$$A_6 = \text{Área transversal de flujo a la salida del múltiple de la fig. 3.2} = 0.00083 \text{ m}^2$$

$$\vec{v}'_1 = \text{Velocidad del aire a la entrada del múltiple en el sistema original} = 7.2 \text{ m/s}$$

$$\vec{v}_2 = \text{Velocidad del aire en el punto 2 de la fig. 3.2}$$

$$\vec{v}_3 = \text{Velocidad del aire en el punto 3 de la fig. 3.2}$$

$$\vec{v}_4 = \text{Velocidad del aire en el punto 4 de la fig. 3.2}$$

$$\vec{v}_5 = \text{Velocidad del aire en el punto 5 de la fig. 3.2}$$

$$\vec{v}_6 = \text{Velocidad a la salida del múltiple.}$$

De esta forma reemplazando y despejando tenemos:

$$\vec{v}_2 = 8.22 \text{ m/s}$$

$$\vec{v}_3 = 12.12 \text{ m/s}$$

$$\vec{v}_4 = 6.77 \text{ m/s}$$

$$\vec{v}_5 = 9.6 \text{ m/s}$$

$$\vec{v}_6 = 6.9 \text{ m/s}$$

3.5.2.2 CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS.

$$\text{Re} = \frac{\delta \cdot \bar{v} \cdot D_i}{\mu} \quad \text{Ec. \# 3.7}$$

Donde:

δ = Densidad del aire (sección 3.3.1) = $1.1164 \text{ Kg} / \text{m}^3$

\bar{v} = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería =

$\bar{v}'_1 = 7.2 \text{ m} / \text{s}$

D_i = Diámetro interior de la tubería = $D_1 = 0.064 \text{ m}$ (Ver fig. 3.2)

μ = Viscosidad dinámica del aire (sección 3.3.1) = $1.923 \times 10^{-5} \text{ Kg} / \text{m.s}$

Entonces reemplazando tenemos:

$$\text{Re} = 26751.8 \text{ Adimensional}$$

Dando como resultado flujo turbulento

3.5.2.3 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN.

Para el tramo plástico A-B de la figura 3.2

A partir del anexo "C". Cuando el flujo es turbulento, como en nuestro caso, el factor de fricción f depende no solo del número de Reynolds, sino también de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería, (ε / D_i) , es decir, la rugosidad de las paredes de la tubería (ε) comparada con el diámetro interior de la tubería (D_i). Al igual que en la sección 3.5.1.3. Entonces:

ε = Rugosidad de las paredes de la tubería de plástico automotriz liso = 0.025 mm

$D_i =$ Diámetro interno de la tubería = 64 *mm*

$\varepsilon / D_i =$ Rugosidad relativa = 0.0004 adimensional

$f =$ Factor de fricción = 0.016 adimensional

3.5.2.4 CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL SISTEMA DE FLUJO ORIGINAL.

En esta sección desarrollaremos el mismo método de cálculo de la pérdida de energía utilizado en la sección 3.5.1.4.

Pérdida de energía en codos de tubería.

En el sistema original tenemos dos codos de tubería, el primero es plástico y corresponde al tramo A-B de la figura 3.2, el segundo es de tubería de acero comercial y corresponde al tramo D-E.

Para el tramo A-B tenemos un codo de 45° y la pérdida de energía se calcula a partir de la ecuación:

$$h_{A-B} = K_4 \left(\frac{\bar{v}_1^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.17}$$

Donde:

$h_{A-B} =$ Pérdida de energía causada por el codo plástico de 45° y que corresponde al tramo A-B en la figura 3.2 y se expresa en (*mca* = metros de columna de aire)

$K_4 =$ Coeficiente de resistencia y se determina a partir de la ecuación:

$$K_4 = (L_e / D_i) f \quad \text{Ec. \# 3.18}$$

Donde:

(L_e / D_i) = Proporción de longitud equivalente = 16 Adimensional,
obtenida del anexo "E" para codo estándar de 45°

f = Factor de fricción = 0.016 Adimensional, tomado de la sección
3.5.2.3 para el plástico.

Entonces reemplazando tenemos:

$$K_4 = 0.256 \text{ Adimensional}$$

\vec{v}'_1 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería punto 1
de la fig. 3.2 = 7.2 m/s

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s^2

De esta forma calculamos la pérdida causada por el codo de 45°
reemplazando los valores, entonces:

$$h_{A-B} = 0.68 \text{ mca}$$

En el tramo D-E la resistencia al flujo de una curvatura depende
de la proporción del radio de curvatura y el diámetro interior de la tubería
y se calcula por la ecuación:

$$h_{D-E} = K_5 \left(\frac{\vec{v}_6^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.19}$$

Donde:

h_{D-E} = Pérdida de energía causada por la curvatura de 90° y que corresponde al tramo C-D en la figura 3.1 y se expresa en (mca)

K_5 = Coeficiente de resistencia y se determina a partir de la ecuación:

$$K_5 = (L_e / D_i) f \quad \text{Ec. \# 3.20}$$

Donde:

(L_e / D_i) = Proporción de longitud equivalente = 12.5 Adimensional, obtenida del anexo "F" en función de la relación entre el radio de curvatura $r = 106.73 \text{ mm}$ (Ver fig. 3.2) y el diámetro interior de la tubería $D_i = D_o = 32.66 \text{ mm}$; ($r / D_i = 3.26$)

f = Factor de fricción = 0.022 Adimensional, tomado de la sección 3.4.1.3

Entonces reemplazando tenemos:

$$K_5 = 0.275 \text{ Adimensional}$$

\vec{v}_6 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería punto 6 de la fig. 3.2 = 6.9 m/s

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s^2

De esta forma calculamos la pérdida causada por la curvatura de 90° reemplazando los valores, entonces:

$$h_{D-E} = 0.67 \text{ mca}$$

Pérdida de energía por contracción gradual.

Esta pérdida corresponde al tramo B-C de la figura 3.2 y se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$h_{B-C} = K_6 \left(\frac{\bar{v}_3^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.21}$$

Donde:

h_{B-C} = Pérdida de energía del tramo B-C en (*mca* = metros de columna de aire)

K_6 = Coeficiente de resistencia por contracción gradual = 0.05
Adimensional

Obtenido del anexo "D" con los siguientes datos:

D_2 / D_3 = Relación entre diámetros = 1.2 (Ver fig. 3.2)

ϕ = Angulo del cono = 64° (Ver fig. 3.2)

\bar{v}_3 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería punto 3 de la fig.3.2 = 12.12 m/s

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s^2

Entonces reemplazando tenemos:

$$h_{B-C} = 0.37 \text{ mca}$$

Pérdida de energía por la válvula de mariposa.

Esta pérdida de energía incurrida a través de una válvula se calcula por la ecuación:

$$h_v = K_7 \left(\frac{\bar{v}_3^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.22}$$

Donde:

h_v = Pérdida de energía causada por la válvula de mariposa en (mca)

K_2 = Coeficiente de resistencia y se determina a partir de la ecuación:

$$K_2 = (L_e / D_i) f \quad \text{Ec. \# 3.23}$$

Donde:

(L_e / D_i) = Proporción de longitud equivalente = 45 Adimensional, obtenida del anexo "E" para válvula de mariposa completamente abierta.

f = Factor de fricción = 0.022 Adimensional, tomado de la sección 3.5.1.3

Entonces reemplazando tenemos:

$$K_2 = 0.99 \text{ Adimensional}$$

\bar{v}_3 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería punto 3 de la fig. 3.2 = 12.12 m/s

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s²

De esta forma calculamos la pérdida causada por la válvula reemplazando los valores, entonces:

$$h_v = 7.41 \text{ mca}$$

Pérdida de energía por salida.

Durante el flujo de un fluido de un conducto hacia un depósito estático, como sucede en el tramo C-D, la energía cinética que el fluido poseía en el conducto indicada por la cabeza de velocidad $\vec{v}_3^2/2g$, se disipa. Por lo tanto la pérdida de energía para esta condición es:¹⁴

$$h_s = K_8 \left(\frac{\vec{v}_3^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.24}$$

Donde:

h_s = Pérdida de energía al fluir de un conducto hacia un depósito en
(mca)

$K_8 = 1.0$ sin importar la forma de la salida donde el conducto se conecta con la pared del tanque.

\vec{v}_3 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería punto 3 de la fig. 3.2 = 12.12 m/s

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s^2

Entonces reemplazando tenemos:

$$h_s = 7.49 \text{ mca}$$

Pérdida de energía por entrada.

Un caso especial de contracción ocurre cuando un fluido fluye desde un depósito hacia un conducto. El fluido debe acelerarse desde una velocidad relativamente despreciable, a la velocidad de flujo del conducto. La facilidad con que se realiza la aceleración determina la

¹⁴ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 271

cantidad de pérdida de energía y por lo tanto el valor del coeficiente de resistencia de entrada depende de la geometría de la entrada. Esta pérdida se puede encontrar a partir de la ecuación:

$$h_E = K_9 \left(\frac{\bar{v}_6^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. \# 3.25}$$

Donde:

h_E = Pérdida de energía en una entrada en (mca)

$K_9 = 0.5$ para borde de entrada cuadrado tomado del anexo "D"¹⁵ sin importar la forma de la salida donde el conducto se conecta con la pared del tanque.

\bar{v}_6 = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería punto 6 de la fig. 3.2 = 6.9 m/s

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/s^2

Entonces reemplazando tenemos:

$$h_E = 1.21 \text{ mca}$$

Cálculo de la pérdida de energía total en el sistema por toma de aire para sistema original.

La pérdida total de energía corresponde a la sumatoria total de las pérdidas analizadas anteriormente por secciones, de esta forma tenemos:

$$H_L = h_{A-B} + h_{B-C} + h_v + h_E + h_S + h_{D-E} \quad \text{Ec. \# 3.26}$$

¹⁵ Robert L. Mott: Mecánica de fluidos aplicada. Pág. 280

Donde:

H_L = Pérdida total de energía en (mca)

h_{A-B} = Pérdida de energía causada por el codo plástico de 45°
= 0.68mca

h_{B-C} = Pérdida de energía por contracción gradual = 0.37mca

h_v = Pérdida de energía causada por la válvula de mariposa = 7.41mca

h_s = Pérdida de energía al fluir de un conducto hacia un depósito
= 7.49mca

h_E = Pérdida de energía en una entrada = 1.21mca

h_{D-E} = Pérdida de energía causada por la curvatura de 90° = 0.67mca

De esta forma reemplazando tenemos:

$$H_L = 17.83mca$$

3.5.2.5 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN.

Para determinar la caída de presión, la ecuación de energía, a través del teorema de Bernoulli, la escribimos entre los puntos (1) y (6) de la figura 3.2, de esta forma la ecuación queda determinada de la siguiente forma:

$$\Delta P = \delta \cdot g \cdot \left[Z_2 - Z_1 + \frac{\bar{v}_6^2 - \bar{v}_1^2}{2} + H_L \right] \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad \text{Ec. \# 3.26}$$

Donde:

ΔP = Caída de presión en el sistema original

δ = Densidad del aire = $1.1164 \text{ Kg} / \text{m}^3$

g = Aceleración de la gravedad = $9.81 \text{ m} / \text{s}^2$

$Z_2 =$ Altura en el punto (6). (Ver fig. 3.2) $= 0.01833m$

$Z_1 =$ Altura en el punto (1). (Ver fig. 3.2) $= 0.12m$

$\vec{v}_6 =$ Velocidad del aire desarrollada en el punto 6 de la fig. 3.2 $= 6.9m/s$

$\vec{v}'_1 =$ Velocidad del aire a la entrada del múltiple del sistema original $= 7.2$
m/s

$H_L =$ Pérdida total de energía $= 17.83mca$

Entonces reemplazando tenemos:

$$\Delta P = 171 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P = 0.171 \frac{KN}{m^2}$$

3.6 CONCLUSIÓN

Si comparamos la caída de presión que sufre el fluido al atravesar el sistema original con el sistema diseñado, hemos logrado disminuir las pérdidas en un 26% con lo cual se justifica el aumento en la potencia del motor.

HOJA DE RESUMEN DE LOS CÁLCULOS REALIZADOS

DISEÑO MECÁNICO

Esfuerzos mecánicos

- Esfuerzo equivalente o esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_{eq} = 110.34 \text{ psi}$$

- Esfuerzos térmicos

$$\sigma_T = 12034.28 \text{ psi}$$

- Determinación del factor de seguridad

$$N = 3.4$$

DISEÑO HIDRÁULICO

Análisis hidráulico en el sistema diseñado

- Velocidad a la salida del sistema

$$\vec{v}_2 = 5 \text{ m/s}$$

- Número de Reynolds

$$Re = 9518.9 \text{ Adimensional}$$

- Determinación del factor de fricción

$$f = \text{Factor de fricción} = 0.022 \text{ adimensional}$$

- Cálculo de pérdidas de energía en el sistema de Flujo diseñado

- Pérdida de energía por contracción gradual.

$$h_{A-B} = 0.063 \text{ mca}$$

- Pérdida de energía por la válvula de mariposa.

$$h_v = 1.26 \text{ mca}$$

- Pérdida de energía en secciones rectas.

$$h_{B-C,D-E} = 0.078 \text{ mca}$$

- Pérdida de energía en codos de tubería.

$$h_{C-D} = 0.36 mca$$

- Cálculo de la pérdida de energía total en el sistema por toma de aire.

$$H_L = 1.77 mca$$

- Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P = 0.127 \frac{KN}{m^2}$$

Análisis hidráulico en el sistema original

- Velocidades en los puntos críticos

$$\bar{v}_2 = 8.22 m/s$$

$$\bar{v}_3 = 12.12 m/s$$

$$\bar{v}_4 = 6.77 m/s$$

$$\bar{v}_5 = 9.6 m/s$$

$$\bar{v}_6 = 6.9 m/s$$

- Número de Reynolds

$$Re = 26751.8 \text{ Adimensional}$$

- Determinación del factor de fricción para el tramo plástico

$$f = \text{Factor de fricción} = 0.016 \text{ adimensional}$$

- Cálculo de pérdidas de energía en el sistema de flujo original

- Pérdida de energía en codos de tubería.

$$h_{A-B} = 0.68 mca \text{ (Tramo A-B)}$$

$$h_{D-E} = 0.67 mca \text{ (Tramo D-E)}$$

- Pérdida de energía por contracción gradual.

$$h_{B-C} = 0.37 mca$$

- Pérdida de energía por la válvula de mariposa.

$$h_v = 7.41mca$$

- Pérdida de energía por salida.

$$h_s = 7.49mca$$

- Pérdida de energía por entrada.

$$h_E = 1.21mca$$

- Cálculo de la pérdida de energía total en el sistema por toma de aire para sistema original.

$$H_L = 17.83mca$$

- Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P = 0.171 \frac{KN}{m^2}$$

De acuerdo a estos parámetros y en función de las limitaciones de espacio físico disponible dentro del habitáculo del motor, se determina que la estructura lógica para la construcción de las tomas de aire individuales deben ajustarse a las dimensiones mostradas en la figura 3.1 debido a que bajo esta estructura se logra disminuir las pérdidas de presión originas por la fricción existente en el sistema.

IV.- CONSTRUCCIÓN DE LOS COLECTORES DE AIRE.

4.1. GENERALIDADES

En este capítulo se muestra de manera detallada los pasos a seguir en la construcción de un sistema de admisión de aire con tomas independientes para un vehículo Chevrolet Corsa Evolution, teniendo en consideración los parámetros calculados en el capítulo III, las limitaciones físicas en lo que a espacio se refiere y medidas del sistema de admisión original de ciertos elementos.

4.2. DESMONTAJE DEL SISTEMA DE ADMISIÓN ORIGINAL

Como paso inicial en lo que a la construcción se refiere es necesario desmontar en su totalidad el sistema de admisión de aire original (figura 4.1) a fin de establecer el espacio físico que dispone el vehículo Chevrolet Corsa Evolution dentro del habitáculo del motor para la instalación del nuevo sistema colector de aire a diseñar.



Figura 4.1.- Sistema de Admisión Original

Para el efecto se procede a aflojar las abrazaderas de la manguera que conecta el depurador con el múltiple de aire y posteriormente retirar la cañería junto con el acumulador de aire solidario a la manguera tal como se muestra en la figura. 4.2.



Figura 4.2.- Desmontaje del Depurador

Una vez concluido el paso anterior es necesario desconectar todo el cableado de los inyectores y las cañerías de paso de combustible de la rampa de inyección. Aflojando los pernos de sujeción retirar la flauta de inyectores (figura.4.3).



Figura 4.3.- Desmontaje de la Rampa de Inyección.

Para tener mayor facilidad es necesario retirar el alternador situado en la parte posterior del motor.

Seguidamente se retira los espárragos de fijación que unen el múltiple al motor y se desmonta el sistema de admisión original.



Figura 4.4.- Múltiple desmontado

4.3. MEDICIÓN DE LOS ELEMENTOS A DISEÑAR

4.3.1. MEDICIÓN DEL ESPACIO FÍSICO

Para seguir con el diseño se hace necesario tomar las dimensiones del espacio disponible para la instalación del sistema dentro del habitáculo del motor.



Figura 4.5.- Medición del espacio físico

4.3.2. MEDICIÓN DEL DIÁMETRO DE LAS TOMAS

Otro aspecto de gran importancia que se debe considerar dentro del diseño es el diámetro de los conductos, los cuales se los debe medir de forma precisa a fin de seleccionar un tubo de diámetro adecuado.



Figura 4.6.- Toma de medidas del Múltiple desmontado

Una vez que se ha realizado todas las mediciones los datos que se han obtenido son los indicados en la Tabla IV. 1:

Tabla IV. 1.- Medidas del espacio físico

ITEM	MEDIDA [mm]
Diámetro del conducto:	34
Altura del habitáculo:	325
Ancho del habitáculo	450
Profundidad del habitáculo:	355

4.3.3. MEDICIÓN DEL ÁNGULO DE INYECCIÓN.

Para no alterar el ángulo de pulverización de los inyectores dentro de la cámara de combustión en el nuevo sistema de admisión, se debe tomar el ángulo correcto que forma la toma con los bocines donde se aloja los

inyectores en el múltiple de admisión original utilizando un goniómetro transportador de ángulos mostrado en la figura 4.7 el mismo que nos indica que tiene un ángulo de 53°.



Figura 4.7.- Goniómetro transportador de ángulos.

4.4. CORTE DE LOS MATERIALES

Ya con los datos obtenidos tanto en el diseño, como en las mediciones se procede al corte de los materiales seleccionados que se usarán para la brida del múltiple y para los conductos de admisión.

4.4.1. CORTE DE LA BRIDA

Para la brida se usa una platina de acero de 3/8" de espesor de acuerdo a la medida de la brida del múltiple original y se la corta de acuerdo a las siguientes dimensiones.

- Ancho : 90 mm.
- Largo: 200 mm.



Figura 4.8.- Corte de la brida

Una vez con la brida cortada de acuerdo a las medidas adecuadas se plantilla los orificios donde se le suelda los tubos de admisión, así como también los agujeros para los espárragos de sujeción mediante la utilización del empaque original del múltiple que nos sirve como molde se traza todo el contorno.



Figura 4.9.- Trazado de la Brida.

Definida la forma de la brida, se procede a cortarla de acuerdo al trazado previo con la ayuda de una sierra de corte.

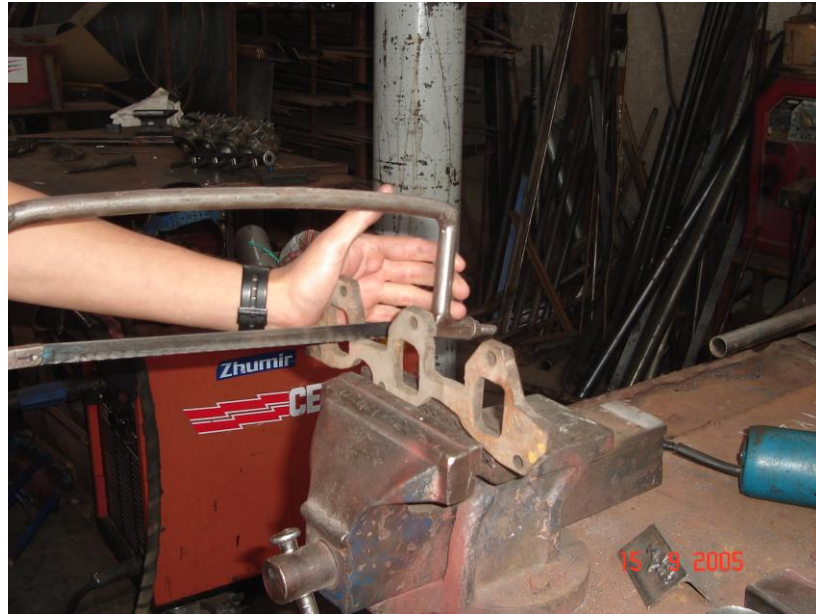


Figura 4.10.- Corte de la Brida.

Posteriormente se perfora la brida de acuerdo a la disposición de los agujeros de las tomas de aire definidos en el trazado previo, utilizando una broca de 34 mm. de diámetro.



Figura 4.11.- Perforado de las tomas en la Brida.

Para los agujeros de fijación de los espárragos del múltiple se usa una broca calibre 5/32" y se los perfora de acuerdo a lo señalado en el trazado de la brida como indica la figura 4.11; posteriormente se pasa un machuelo de 5 mm.



Figura 4.12.- Perforado para los espárragos en la Brida.

4.4.2. CORTE DE LAS TOMAS DE AIRE

Para los conductos se usa un tubo de sección circular acerado negro de $1 \frac{11}{32}$ pulg. (34 mm.) de diámetro interno por 2 mm. de espesor de pared, el mismo que se lo recorta en trozos de 20 cm. exactamente iguales para las cuatro tomas.

4.4.3. CORTE DE LOS BOCINES DE LOS INYECTORES

Para el alojamiento en donde se va a montar los inyectores es necesario cortar un bocin de 45 mm. de largo por cada inyector de un eje de acero de 7/8" de diámetro de acuerdo a las dimensiones del múltiple original.

4.5. DOBLAJE DE LOS TUBOS

Con la utilización de una dobladora de tubos mostrada en la figura 4.12 se procede a dar un ángulo de 90° a cada una de las tomas cortadas.



Figura. 4.13.- Dobladora de tubos.

4.6. PULIDO DE LOS ELEMENTOS

Una vez con la brida y las tomas listas se procede a darle un pulido superficial externo como interno en ambos casos antes de realizar la soldadura.

Con la ayuda de un esmeril se retira cualquier imperfección que pueda presentarse en la platina perforada (figura 4.13).

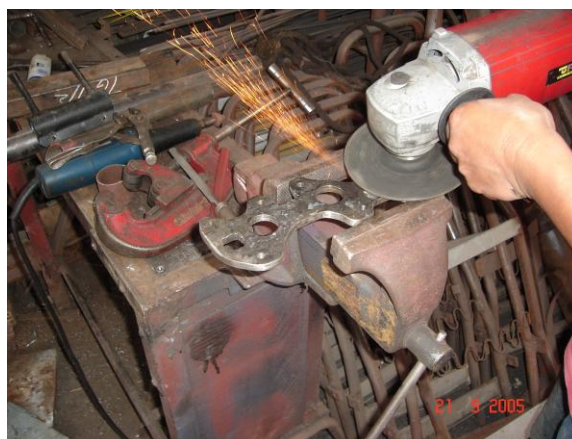


Figura. 4.14.- Pulido de la Brida.

Concluida la pulida tenemos las partes listas para realizar el trabajo de suelda en las mismas como nos muestra la figura 4.14, no sin antes haber verificado que los cuatro orificios de las tomas como los de los espárragos coincidan de manera exacta con el múltiple original.



Figura 4.15.- Brida pulida.

4.7. ENSAMBLAJE

4.7.1. SOLDADURA DE LA BRIDA A LAS TOMAS

Para el efecto se realiza un cordón de suelda MIG con gas Argon y CO2 alrededor de todo el contorno de los tubos sobre la brida como se muestra en al figura 4.15.



Figura. 4.16.- Cordón de soldadura entre la brida y los tubos.

4.7.2. SOLDADURA DE LOS BOCINES DE LOS INYECTORES

Para realizar la unión de los bocines de alojamiento de los inyectores a las tomas se perfora cada uno de los conductos de admisión con la inclinación y la distancia a la brida previamente medida.

Con los agujeros debidamente perforados se realiza el cordón de suelda MIG.



Figura 4.17.- Cordón de soldadura en los bocines.

4.7.3. SOLDADURA DE ADITAMENTOS

Como elementos complementarios en el múltiple de admisión tenemos los soportes para la rampa de inyección, la toma de vacío para el servo freno, las tomas de presión para el sensor MAP, y la toma de refrigeración mostradas en al figura 4.17.; las mismas que se fijan al múltiple mediante suelda MIG.



Figura 4.18.- Acoples de elementos complementarios

4.8. ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS

4.8.1. MARIPOSAS DE ESTRANGULACIÓN.

A fin de conseguir un caudal de aire uniforme a la entrada al múltiple es necesario utilizar un sistema que permita que el paso de aire a medida que se abre las mariposas de estrangulación sea exactamente igual para cada toma, por tal motivo se usa un cuerpo de carburadores de cuatro gargantas tal como el que se muestra en la figura 4.17.

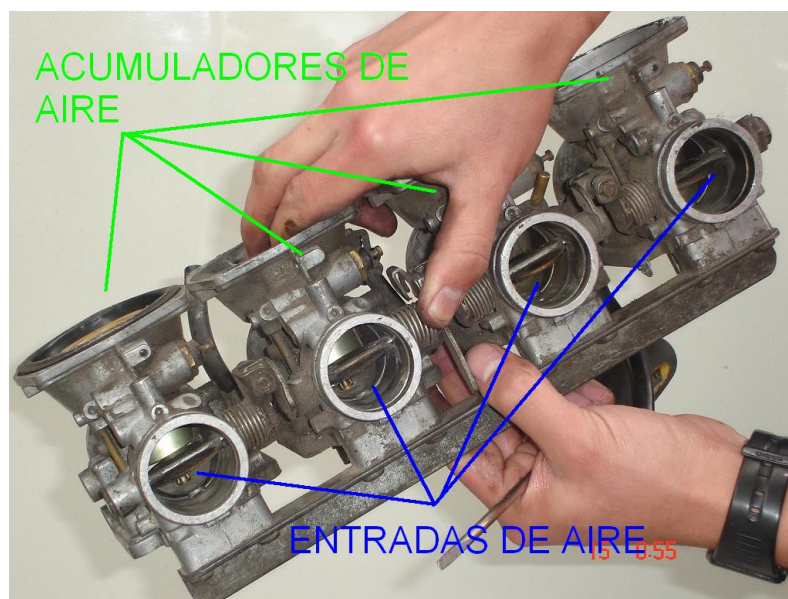


Figura 4.19.- Carburador de cuarto cuerpos.

4.8.2. MANGUERAS DE ACOPLER

Se debe usar mangueras de caucho de 1 ½ “ de diámetro y de buena resistencia a temperaturas elevadas y a altas presiones, para evitar que se recalienten o se rompan debido a la presión ejercida en las mismas.

4.8.3. ABRAZADERAS

Deben ser metálicas y de buena resistencia a fin de conseguir un sellado hermético y que no existan fugas de presión, las mismas que se las debe sujetar con pernos y tuercas aceradas.

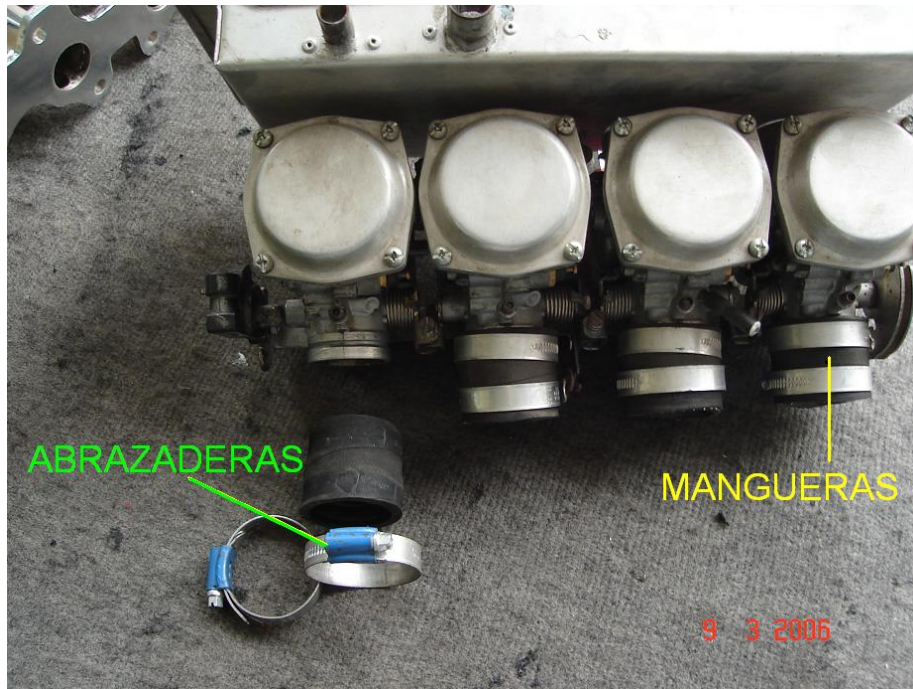


Figura 4.20.- Mangueras de acople y abrazaderas.

V.- INSTALACIÓN DE LAS TOMAS DE AIRE INDIVIDUALES.

5.1 GENERALIDADES

Concluidos todos los trabajos en lo que a la construcción del múltiple se refiere, se procede a la adaptación de todos los elementos que intervienen tanto en la admisión de aire, como en la inyección electrónica de combustible a fin de no alterar el funcionamiento normal del motor, y para esto es necesario adaptar todos los componentes originales en el nuevo sistema de admisión de aire diseñado.

5.2 MONTAJE DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS.

5.2.1 ADAPTACIÓN DE LAS TOMAS DE AIRE DISEÑADAS

Para la adaptación de las tomas de aire diseñadas al motor del Chevrolet Corsa Evolution es necesario acoplar los conductos de paso de aire a un sistema de obturación de aire que nos permita controlar mediante el cable de aceleración la apertura de las aletas de estrangulación, para el efecto se acopla un carburador de cuatro cuerpos con aletas solidarias a un eje común mediante mangueras de presión como se muestra en la figura 5.1



Figura 5.1.- Acople de los componentes

5.2.2 ADAPTACIÓN DEL CABLE DE ACELERACIÓN.

Se usa el mismo cable del sistema original con la particularidad que se debe realizar una adaptación en uno de los extremos del eje de los carburadores a fin de que a medida que se pise el pedal del acelerador se abran uniformemente las cuatro mariposas de estrangulación, para el efecto con suelda MIG se fija un brazo de sujeción del cable de aceleración al eje de los carburadores (figura. 5.2).



Figura 5.2.- Acople del cable de aceleración

5.2.3 ADAPTACIÓN DE LA TOMA DE VACÍO PARA EL SERVOFRENO

En uno de los tubos de entrada de aire se realiza un agujero en el que se suelda el acople del sistema original para la toma de vacío que es usada por el servofreno mediante el aprovechamiento de la depresión existente en el sistema.



Figura 5.3.- Acople de la toma del servofreno

5.3 MONTAJE DE LOS COMPONENTES ELECTRÓNICOS.

5.3.1 UBICACIÓN DEL SENSOR TPS

Debido a la configuración y al modo de operación del sensor de posicionamiento del estrangulador (TPS), es necesario realizar una adaptación en el extremo libre del eje de las mariposas del carburador de cuatro cuerpos.

Para el efecto se realiza en el extremo del eje un destaje que coincida perfectamente con la ranura del sensor TPS y este a su vez se le monta en un soporte construido con un platina de 2 mm. de espesor y con una guía corrediza previamente soldada a la base del cuerpo de carburadores que nos permita la regulación del sensor para el ralentí (figura. 5.4).

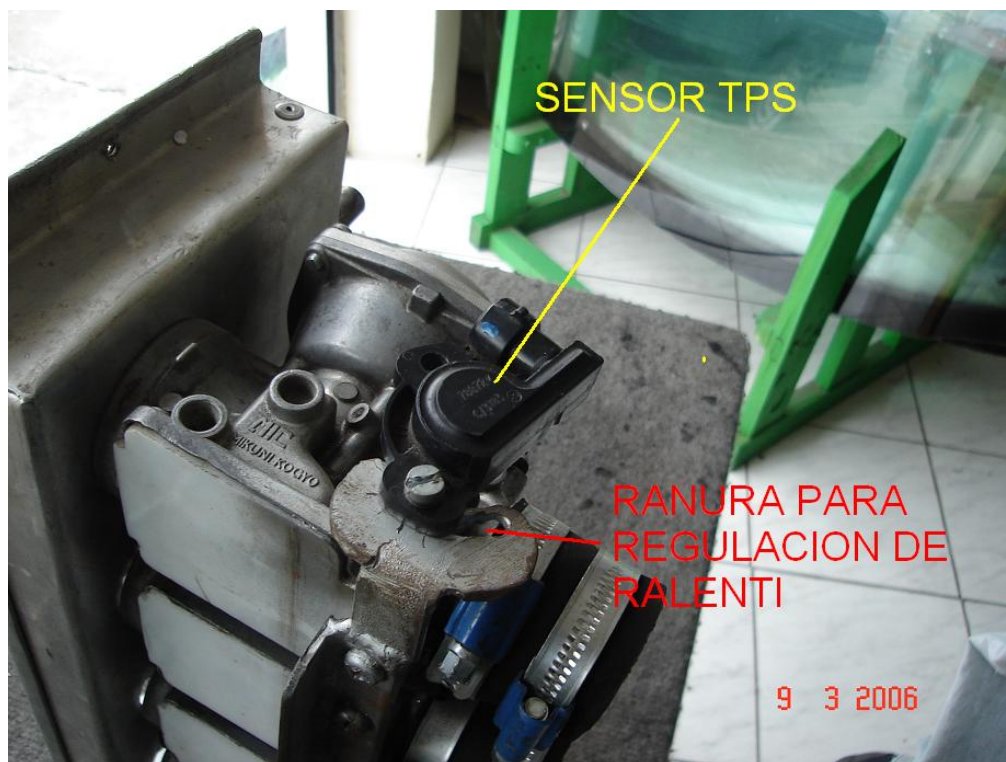


Figura 5.4.- Adaptación del TPS.

5.3.2 UBICACIÓN DEL SENSOR MAP

Para la adaptación del sensor de Presión Absoluta en el múltiple (MAP) se realiza una perforación de 4 mm. de diámetro en cada una de las tomas de aire a la que se suelda cañerías de acero de alta presión del mismo diámetro que se unen a una sola toma, en cuyo extremo se coloca el soporte para el sensor MAP, a fin de captar la presión total ejercida en las cuatro tomas (figura 5.5).

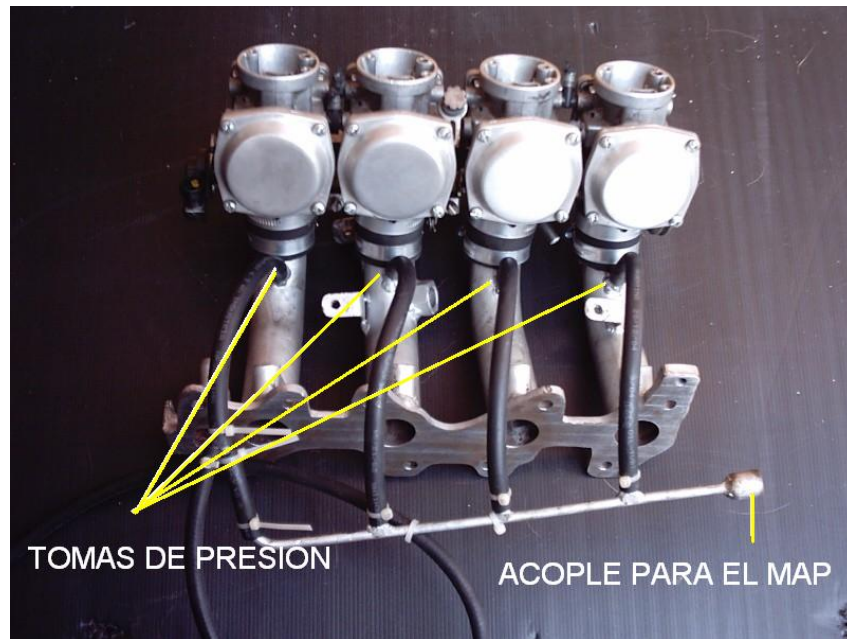


Figura 5.5.- Adaptación del MAP.

5.3.3 UBICACIÓN DE LOS INYECTORES

Los inyectores una vez montados en el riel de inyección se ubican en los bocines previamente soldados en las tomas de aire diseñadas con la calibración del ángulo de pulverización que es de 53° entre la toma y el bocin de alojamiento del inyector de acuerdo a la medida del múltiple original

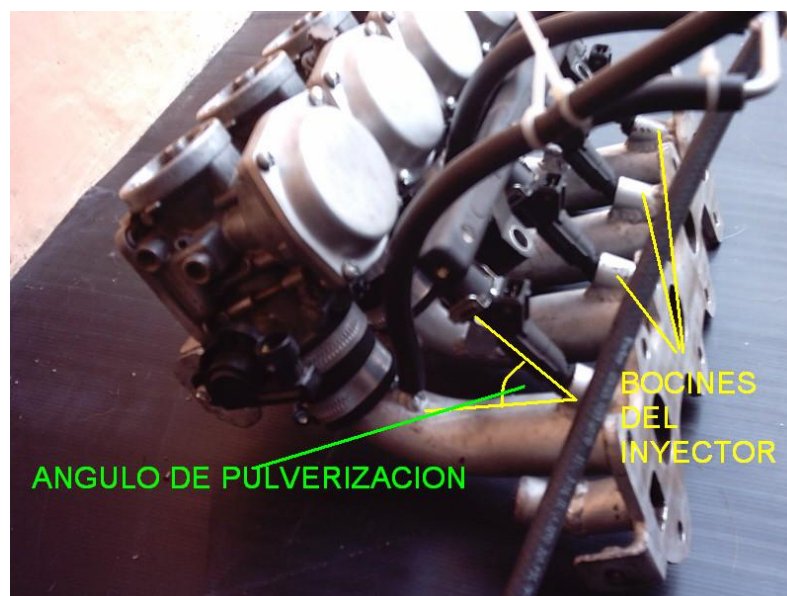


Figura 5.6.- Adaptación de los inyectores

5.4 ADAPTACIÓN DE ADITAMENTOS

5.4.1 ADAPTACIÓN DEL FILTRO DE AIRE

A efecto de conseguir que el aire que ingrese al motor sea lo más limpio posible, se adapta una compartimiento para el filtro de aire construido en una plancha de aluminio liso de 2 mm. de espesor diseñado a manera de caja que se le monta sobre las gargantas de las entradas de aire y se le asegura con tornillos a los carburadores tendiendo en consideración el espacio libre dentro del habitáculo del motor.

En este caso se usa un filtro de aire de la Ford Explorer modelo 96 que es el que mejor se ajusta a las limitaciones del espacio físico existente.

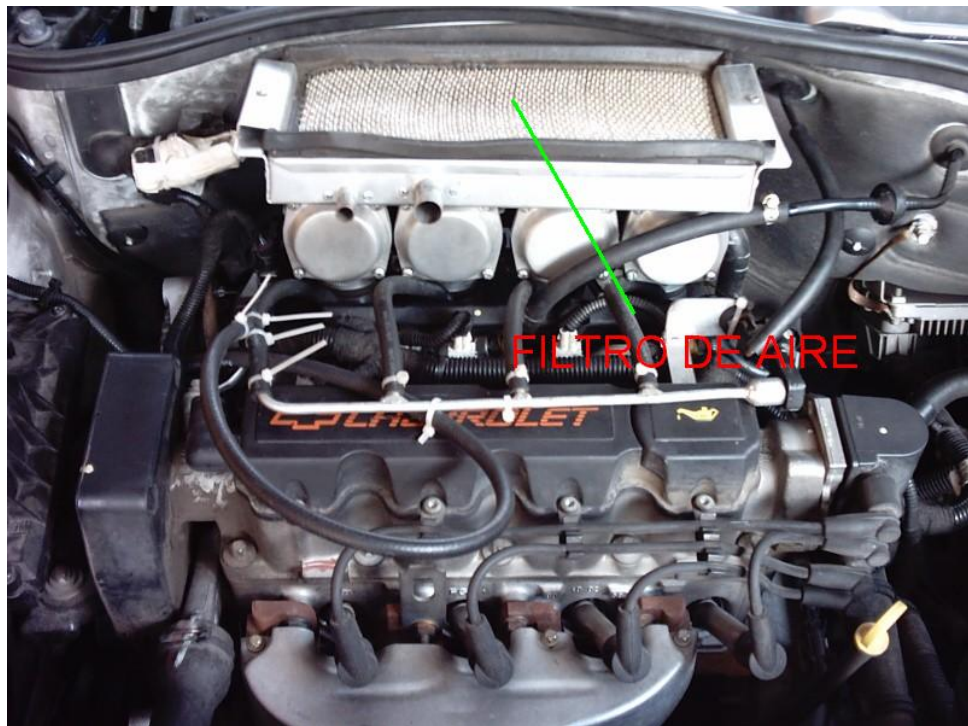


Figura 5.7.- Adaptación del filtro de aire.

Una vez que se ha realizado todas las instalaciones y adaptado los elementos complementarios en el sistema, tenemos el múltiple de admisión listo para realizar las pruebas de funcionamiento y determinar las mejoras obtenidas en el desempeño del motor.

VI.- PRUEBAS DE LABORATORIO

6.1 GENERALIDADES

En este capítulo, se trata de visualizar el desempeño del motor del Chevrolet Corsa Evolution de 1.8L, con las tomas de aire individuales, sobre sus principales parámetros de funcionamiento, con aceleración y velocidad variable.

Las pruebas que se describen a continuación nos permitirán realizar las gráficas más relevantes de los parámetros de funcionamiento, para de esta forma efectuar el respectivo análisis, comparando gráficamente los resultados obtenidos sin la utilización de las tomas de aire individuales y los obtenidos al utilizar las tomas de aire individuales diseñado y construido para el Chevrolet Corsa Evolution.

6.2 PRUEBA No.1

6.2.1 TEMA

CARACTERÍSTICAS EXTERNAS DE VELOCIDAD DEL MOTOR A DIFERENTES RÉGIMENES DE REVOLUCIONES SIN LAS TOMAS DE AIRE INDIVIDUALES.

6.2.2 OBJETIVO

Mediante la ejecución de esta práctica, se trata de establecer los parámetros de funcionamiento del vehículo Chevrolet Corsa Evolution de prueba sin las tomas de aire individuales.

6.2.3 TEORÍA

Potencia del motor

El combustible que se introduce en el interior de los cilindros, posee una energía química, que con la combustión se transforma en energía calorífica, de la cual, una parte es convertida en trabajo mecánico. Este trabajo es el producto de una fuerza por un espacio recorrido bajo la aplicación de la misma. Por ejemplo, si se empuja a un pistón desde el p.m.s. al p.m.i. con una fuerza constante de una tonelada y la carrera del mismo es de 80 mm, el trabajo desarrollado es:

$$W = F \times d = 1.000 \text{ kg} \times 0,08 \text{ m} = 80 \text{ kgm}$$

Suponiendo que este trabajo se realice en una décima de segundo, la potencia desarrollada es:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{80 \text{ kgm}}{0,1 \text{ s}} = 800 \text{ kgm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Torque

Indica la fuerza torsional que es capaz de proporcionar un motor desde su eje principal, hasta el diferencial del vehículo. El torque es igual a la fuerza multiplicada por el brazo de palanca:

$$T_q = F \times l$$

Donde:

T_q = Torque (N.m)

F = Fuerza (N)

l = Brazo de palanca (m)

Potencia disipada

Indica la potencia que se pierde por los elementos que se mantienen en movimiento para que el motor realice un trabajo, esto se refiere: bandas, poleas, bombas de agua de aceite, etc.

Potencia a la rueda

Indica la potencia que generada por el motor es transmitida a las ruedas y comprobada con equipos especiales como el dinamómetro.

6.2.4 MOTOR UTILIZADO

En la tabla VI.1 se detalla las características del motor del vehículo Chevrolet Corsa Evolution.

Tabla VI.1.- Características del motor del Chevrolet Corsa Evolution

MOTOR CHEVROLET CORSA EVOLUTION	
Número de cilindros	4
Diámetro interior del cilindro	80,5 mm
Carrera del pistón	88,2 mm
Cilindrada	1796 cm ³
Max. Potencia a la rueda	62.0 c.v a 5500 rpm
Max. Torque a la rueda	9.8 Kg.m a 3400 rpm
Dinamómetro	De rodillos basado en la fuerza sobre la masa inercial

6.2.5 PROCEDIMIENTO

Antes de realizar las pruebas en el dinamómetro se tiene que asegurar el vehículo que se va a probar con cadenas, para evitar cualquier accidente, dado que las ruedas del vehículo giran a grandes velocidades.

En el dinamómetro se colocan las ruedas motrices del vehículo en unos rodillos muy grandes, tal como se muestra en las figuras 6.1., 6.2. , 6.3.



Figura 6.1.- Colocación de cadenas de seguridad para las pruebas en el dinamómetro.



Figura 6.2.- Colocación de las ruedas motrices en los rodillos del dinamómetro.



Figura 6.3.- Ruedas motrices del vehículo sobre los rodillos del dinamómetro

A continuación se procede a acelerar el vehículo, de manera normal hasta llegar a la cuarta velocidad; dado que esta es la marcha directa entre el motor y la caja de cambios, elevamos las revoluciones del vehículo hasta las 6200 r.p.m, en este número de revoluciones se corta la inyección del vehículo y se procede a la revisión de las graficas que nos proporciona la computadora del dinamómetro, como se muestra en la figura 6.4. y 6.5.



Figura 6.4.- Computadora del dinamómetro, la cual muestra velocímetro y tacómetro.



Figura 6.6.- Obtención de los datos proporcionados por el dinamómetro.

6.2.6 TABULACIÓN DE DATOS

En la tabla VI.2 se registran los datos obtenidos sin las tomas de aire individuales y en las siguientes condiciones de operación.

Aceleración:	100%
Combustible:	gasolina super
Densidad:	688,7 kg/m ³
Presión atmosférica	748 mmbar
Poder calorífico:	43,49 MJ/kg
Tº ambiente:	18.7 °C
Diámetro rueda	578 mm
Marcha de prueba	4 ^{ta} velocidad
Tiempo de aceleración	22.9 seg.
Reducción final:	4.0
Relación total:	2.1

Tabla VI.2.- Datos obtenidos sin las tomas de aire individuales

R.P.M.	CV	Kg.m	Cv dis.	Cv rueda
3400	46.5	9.8	8.1	38.4
3500	46.1	9.4	8.4	37.8
3600	46.0	9.1	8.6	37.3
3700	46.2	8.9	8.9	37.3
3800	46.9	8.8	9.1	37.8
3900	48.1	8.8	9.4	38.8
4000	49.6	8.9	9.6	40.0
4100	51.2	8.9	9.8	41.3
4200	52.7	9.0	10.1	42.7
4300	54.1	9.0	10.3	43.8
4400	55.3	9.0	10.6	44.8
4500	56.3	9.0	10.8	45.5
4600	56.9	8.9	11.0	45.9
4700	57.2	8.7	11.3	46.0
4800	57.4	8.6	11.5	45.9
4900	57.5	8.4	11.7	45.8
5000	58.0	8.3	12.0	46.0
5100	58.5	8.2	12.2	46.3
5200	59.4	8.2	12.5	46.9
5300	61.4	8.3	13.4	48.0
5400	60.9	8.1	13.2	47.8
5500	62.0	8.1	14.0	48.0
5600	61.0	7.8	14.3	46.6
5700	57.5	7.2	14.3	43.2
5800	54.5	6.7	14.9	39.6
5900	53.5	6.5	15.8	37.7
6000	53.4	6.4	16.0	37.4
6100	54.3	6.4	16.2	38.1
6200	0.0	2.3	0.0	0.0

6.3 PRUEBA No.2

6.3.1 TEMA

CARACTERÍSTICAS EXTERNAS DE VELOCIDAD DEL MOTOR A DIFERENTES RÉGIMENES DE REVOLUCIONES INSTALADO LAS TOMAS DE AIRE INDIVIDUALES.

6.3.2 OBJETIVO

Determinar los parámetros de funcionamiento del vehículo de prueba con las tomas de aire individuales y comparar estos parámetros con los obtenidos en la práctica anterior y establecer las mejoras que se alcanzado.

6.3.3 EQUIPO UTILIZADO

Para la realización de esta prueba se usa el mismo equipo y bajo las mismas condiciones que en la prueba anterior es decir son las mismas que las mostradas en la tabla VI.1

6.3.4 PROCEDIMIENTO

Antes de realizar las pruebas en el dinamómetro, se procede a poner cadenas en los soportes del vehículo como se muestra en la figura 6.7, para evitar cualquier tipo de accidente.



Figura 6.7.- Aseguramiento del vehículo con cadenas

- Se colocan las ruedas motrices del vehículo en los rodillos del dinamómetro como se muestra en la figura 6.8.



Figura 6.8.- Colocación de las ruedas motrices en los rodillos del dinamómetro

- Luego se procede a conducir el vehículo de forma normal, hasta que llega a la cuarta velocidad, debido que ahí se tiene una transmisión directa entre el motor y la caja de cambios, se acelera al 100% y se

llega hasta las 5800 r.p.m. ahí se corta la inyección de combustible, tal como se muestra en la figura 6.9.



Figura 6.8.- Conducción del vehículo en el dinamómetro

- Procedemos a revisar los datos obtenidos de la prueba del dinamómetro en una computadora, dado que esta conectada con el dinamómetro, como se muestra en la figura 6.10.



Figura 6.9.- Computador conectado al dinamómetro

6.3.5 TABULACIÓN DE DATOS

En la tabla VI.2 se registran los datos obtenidos con las tomas de aire individuales y en las condiciones mostradas:

Aceleración:	100%
Combustible:	gasolina super
Densidad:	688,7 kg/m ³
Presión atmosférica	748 mmbar
Poder calorífico:	43,49 MJ/kg
T° ambiente:	18.7 °C
Diámetro rueda	578 mm
Marcha de prueba	4 ^{ta} velocidad
Tiempo de aceleración	20.5 seg.
Reducción final :	4.0
Relación total;	2.1

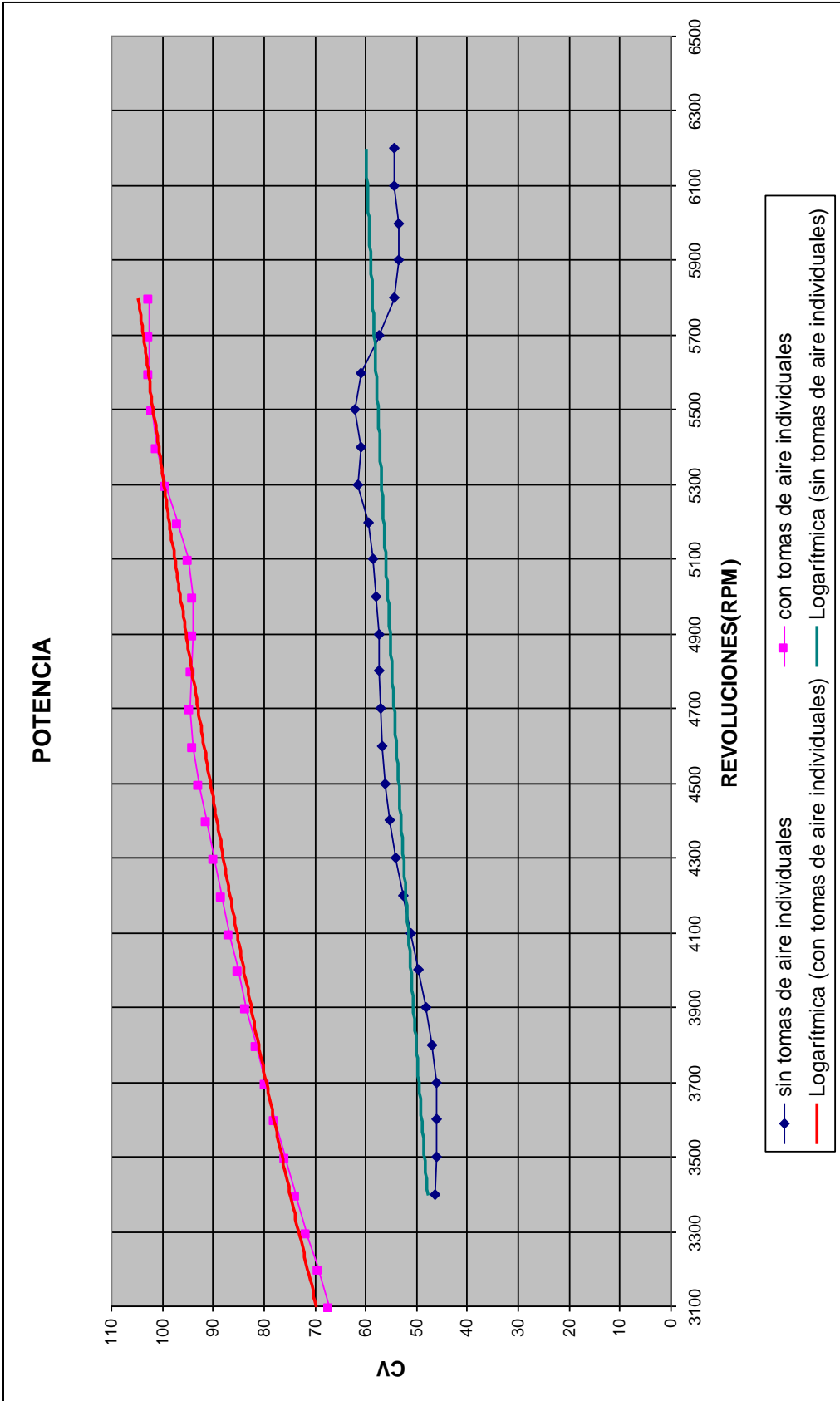
Tabla VI.3.- Datos obtenidos con las tomas de aire individuales

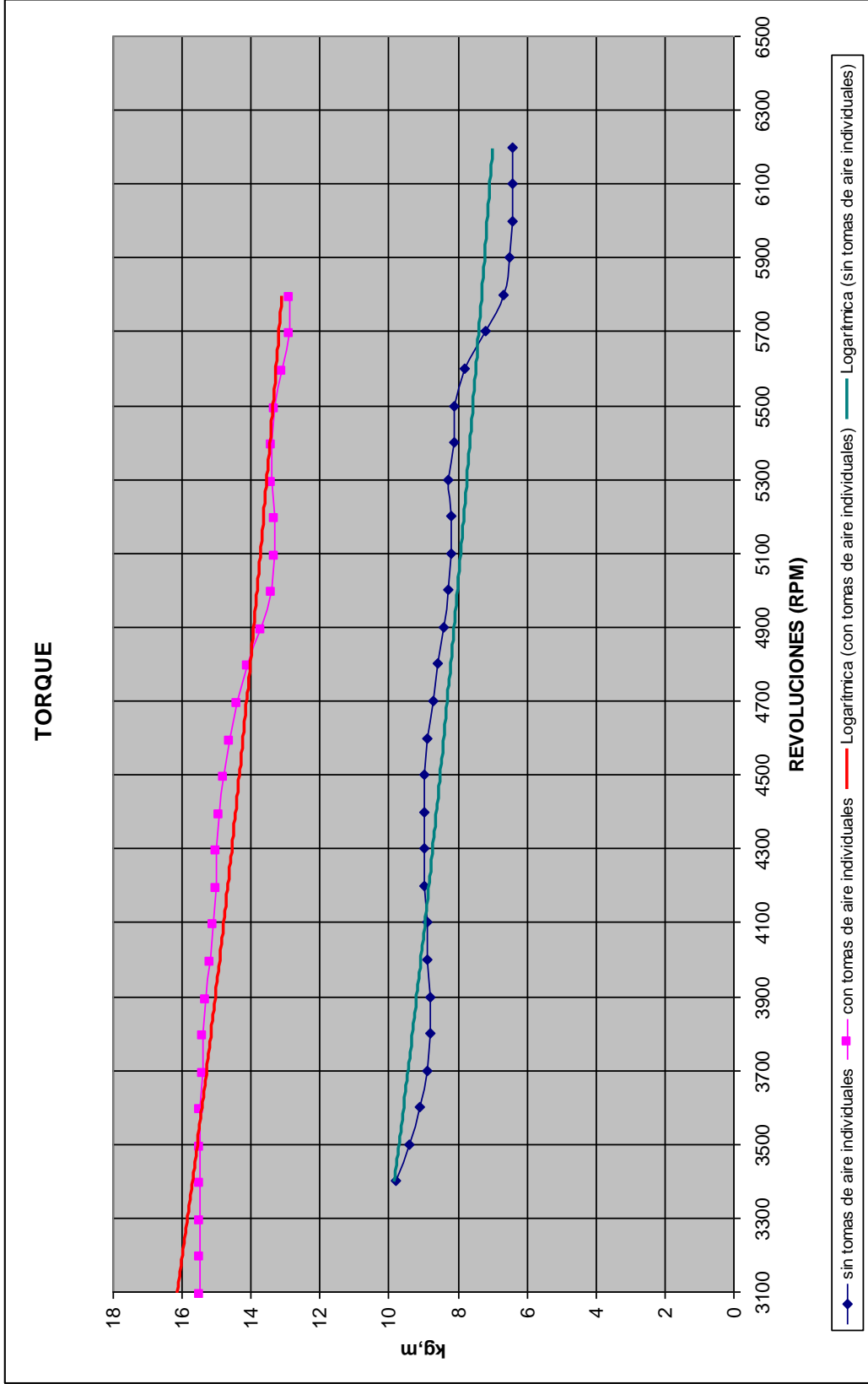
R.P.M.	CV	Kg.m	Cv dis.	Cv rueda
3100	67.3	15.5	18.5	48.8
3200	69.4	15.5	19.1	50.4
3300	71.6	15.5	19.7	51.9
3400	73.7	15.5	20.3	53.4
3500	75.7	15.5	20.9	54.9
3600	77.8	15.5	21.5	56.3
3700	79.7	15.4	22.1	57.6
3800	81.6	15.4	22.8	58.8
3900	83.4	15.3	23.4	60.0
4000	85.1	15.2	24.0	61.0
4100	86.7	15.1	24.7	62.0
4200	88.3	15.0	25.4	62.9
4300	89.8	15.0	26.1	63.8
4400	91.4	14.9	26.7	64.6
4500	92.8	14.8	27.5	65.3
4600	93.9	14.6	28.2	65.7
4700	94.4	14.4	28.9	65.5
4800	94.3	14.1	29.7	64.6
4900	93.9	13.7	30.6	63.3
5000	93.9	13.4	31.5	62.4
5100	94.9	13.3	32.6	62.3
5200	96.9	13.3	33.7	63.1
5300	99.2	13.4	35.0	64.2
5400	101.0	13.4	36.2	64.8
5500	102.1	13.3	37.3	64.8
5600	102.5	13.1	38.4	64.1
5700	102.5	12.9	39.4	63.1
5800	0.0	2.8	0.0	0.0

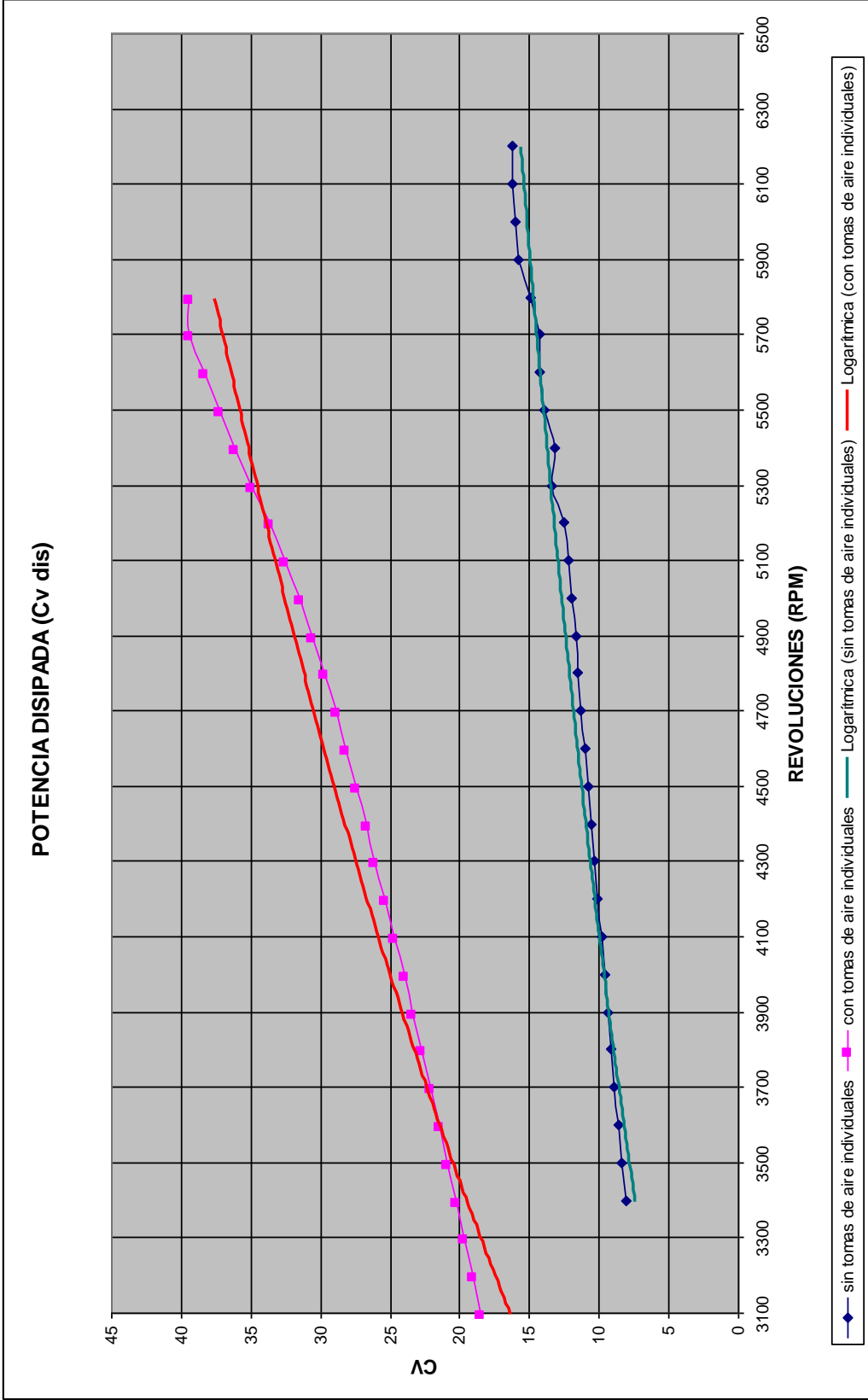
6.4 GRÁFICOS

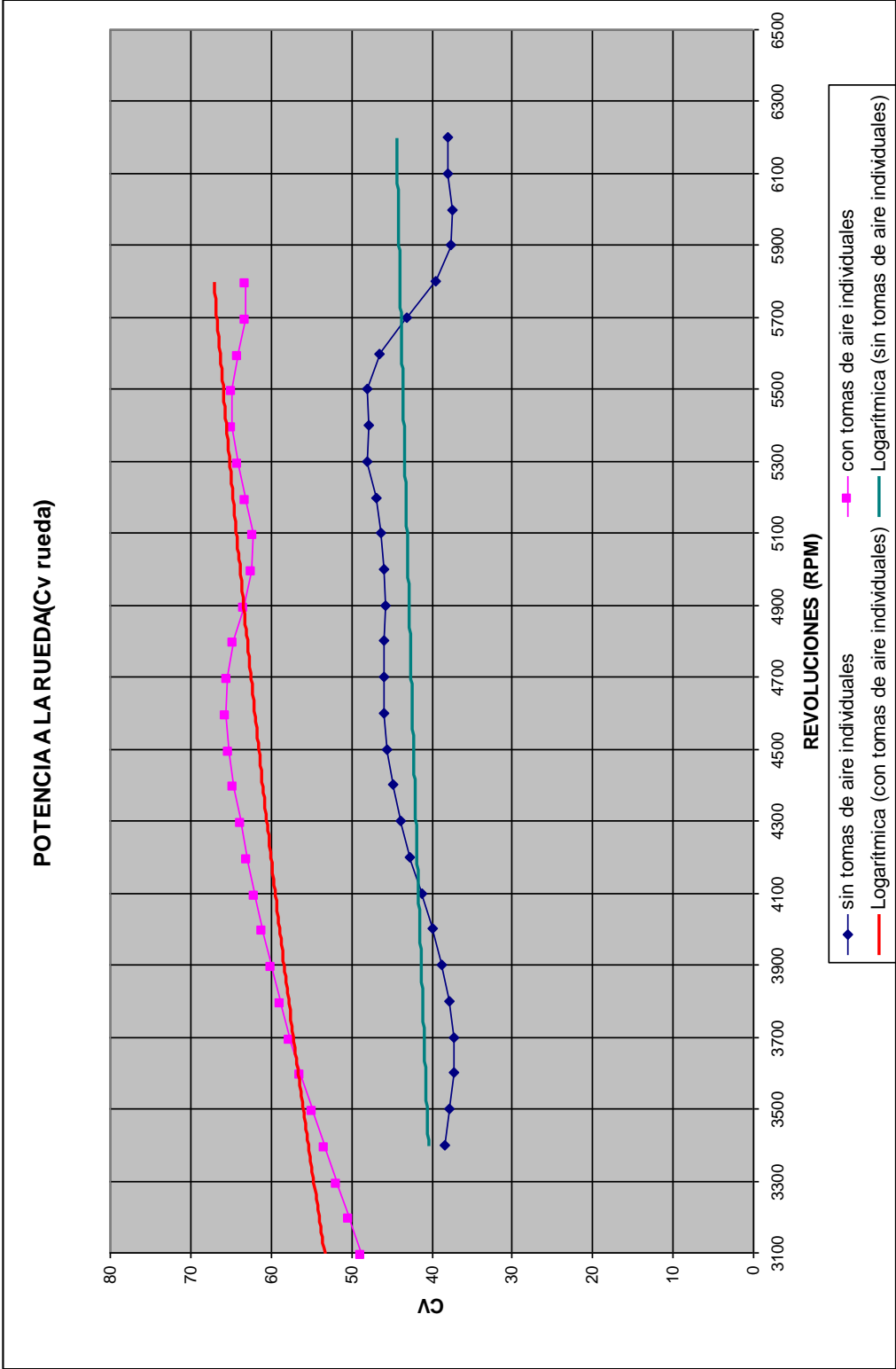
En función de las revoluciones del motor se obtienen las curvas características tanto para el sistema original como para el sistema diseñado. y estas se muestran a continuación para cada uno de los parámetros indicados

- Potencia
- Torque
- Potencia disipada
- Potencia a la rueda









6.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

1.- POTENCIA

La potencia producida en el motor desde los primeros inicios es mayor con las tomas de aire individuales que la estándar, debido a que el aire ingresado por las tomas de aire individuales tiene menor resistencia al fluir por los conductos, a cualquier régimen del motor.

A medida que se empieza acelerar y por ende al aumento de las revoluciones (rpm), el motor empieza a desarrollar mejor, debido que se abren las aletas de aceleración al 100%, esto se justifica porque la resistencia del aire al entrar a los cilindros del motor es menor y el llenado es más eficiente para todos los cilindros en forma igual y la curva producida es mas uniforme que la estándar.

2.- TORQUE

El torque mejora desde los primeros regímenes del motor, recuerde que el torque es proporcional a la potencia, es decir si la potencia aumento por las tomas de aire individuales el toque también va aumentar; mejorando de esta forma los dos más importantes parámetros del motor que son potencia y torque.

3.- POTENCIA DISIPADA

Al aumentar la potencia y el torque, la potencia disipada aumenta también; dado que esta potencia es la que se pierde por todos los elementos que se encuentran en movimiento para que el motor realice el trabajo, así como; poleas, bandas, bomba de agua, bomba de aceite, etc.

Dado que estos elementos giran a mayor velocidad debido al aumento de potencia; las pérdidas por fricción se elevan de manera significativa, si no

hubiese este tipo de pérdidas el aumento de la potencia sería mucho mayor y mejoraría la eficiencia del motor.

4.- POTENCIA A LA RUEDA

Este parámetro se refiere a la potencia que se encuentra en la rueda misma del vehículo; debido a que una cosa es, las revoluciones del motor y otra son las revoluciones que se tengan en las ruedas del vehículo, en nuestro caso las pruebas se realizan en la cuarta marcha, dado que esta tiene una relación directa entre el motor y la caja de cambios teniendo una relación de transmisión de 2:1; es decir que las ruedas giran a la mitad de revoluciones del motor.

Al tener un aumento de la potencia y del torque, se tiene por consiguiente un aumento de la potencia a la rueda, debido a que toda la potencia y torque generado por el motor, tiene que ser transmitido de manera final a las ruedas.

VII.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES.

- En este proyecto se ha presentado una metodología para el diseño de tomas de admisión de aire individuales, específicamente para el Chevrolet Corsa Evolution 1.8. y que de acuerdo con las principales teorías de diseño se han definido los pasos a seguir, dentro de ellas las actividades necesarias, su orden, sus variables, los factores que nos puede afectar, etc.
- El método escogido para nuestro diseño es el más apropiado, ya que se ha demostrado tanto en la teoría como en la práctica que con este sistema se logra alcanzar el objetivo trazado de aumentar la potencia y torque del vehículo, y que además se lo puede aplicar para cualquier tipo de vehículos con inyección electrónica de combustible, siempre y cuando posean sensores de presión absoluta del múltiple de admisión MAP, puesto que en los conductos de entrada de aire es donde se quiere reducir las pérdidas por fricción del aire.
- La estructura para la forma y dimensiones de las tomas de aire individuales debe basarse principalmente en las dimensiones de espacio físico disponible dentro del habitáculo del motor del vehículo, partiendo de este principio se puede realizar el diseño más adecuado que permita optimizar el llenado de la cámara de combustión.
- Mediante el método teórico se ha logrado demostrar que con tomas de aire individuales y que de acuerdo a las características físicas tanto en forma como en dimensiones del sistema de admisión de aire diseñado, se ha conseguido que el flujo de la masa de aire que ingresa a la cámara de combustión sea mayor y en condiciones de flujo turbulento lo que produce una combustión más eficiente lo que se ve traducido en un importante aumento de potencia y

torque, lo que se confirma experimentalmente con las pruebas realizadas en el dinamómetro.

- Al disminuir el recorrido que el aire tiene que pasar antes de llegar a la cámara de combustión se ha logrado aumentar la presión de llenado debido que a las pérdidas originadas por la fricción se han disminuido con el sistema de admisión diseñado en un 26 % comparándolo con el sistema de admisión de aire original.
- En la fase del diseño fue necesario calcular matemáticamente las pérdidas originadas por fricción en el sistema de admisión de aire original y en el sistema diseñado a fin de establecer un análisis comparativo de cual es el que nos brinda mejores resultados y justificar la utilización de este sistema en vehículos estándar.
- Con la adaptación de las tomas de aire individuales al motor del Chevrolet Corsa Evolution 1.8L, se logró un aumento de potencia de 40.5 caballos, dado que el motor en condiciones estándar tenía una potencia máxima de 62 cv a 5500 r.p.m. mientras que con las tomas de aire se llegó a obtener 102.5 cv a 5600 r.p.m. teniendo un aumento de potencia del 65.3%.
- La forma de los conductos de entrada de aire al poseer un ángulo de 90° influyen perjudicialmente ya que generan pérdidas de presión por la fricción que se origina en dicho punto pero a la vez benefician en la formación del flujo turbulento que es el que se desea obtener justo antes de la cámara de combustión.
- Con el aumento de la potencia se demuestra la eficiencia del diseño, y que los parámetros escogidos fueron los mejores, dado que al aumentar más las revoluciones el motor reacciona de manera óptima y eso se puede observar en las curvas de resultados mostrado en el capítulo de pruebas.

- La potencia obtenida en las pruebas realizadas en el dinamómetro representan la potencia final disipada en las ruedas del vehículo, más no la potencia neta del motor, la misma que tiene que ser un tanto mayor que la obtenida debido a que en la potencia final hay que considerar pérdidas producidas por la conexión de poleas para accesorios.
- Para la calibración de los diferentes sensores que se encuentran en el vehículo tales como: TPS, MAP, IAC, fueron calibrados con el escaner tech 1 dado que era necesario tener parámetros de funcionamiento normal del motor, para que no genere código de fallas.

7.2 RECOMENDACIONES

- El parámetro más importante en el diseño de las tomas de aire individuales, es las pérdidas por fricción del aire que se tiene en los conductos de admisión debido a que este es un factor determinante para que el flujo de aire entre sin restricciones a los cilindros.
- Antes de realizar este tipo de diseño, se tiene que investigar que tipo de motor se tiene, con que sensores trabaja ese motor, el espacio disponible en el motor para la colocación del nuevo diseño, dado que no en todos los motores se puede realizar este tipo de adaptación.
- Otro aspecto que se debe tener en cuenta para el diseño es las limitaciones que se presentan con respecto al espacio físico existente en el habitáculo del motor para la ubicación de las tomas de aire, por lo que es necesario dejar suficiente espacio libre entre las tomas y el capot del vehículo para que no se obstruya el paso de aire .
- En lo que a la construcción se refiere es necesario analizar las características del material a usarse teniendo en consideración la resistencia y maleabilidad del mismo a fin de poder realizar sin problemas posteriores trabajos de doblaje y soldadura.
- Al colocar las tomas de aire en el motor, se debe ajustar bien las tuercas que unen el motor con las tomas de aire individuales para que no existan fugas de aire por el empaque, y así aprovechar al máximo la entrada de aire al motor.
- Realizar una limpieza minuciosa de las tomas de aire, debido a que por efecto del pulido de los conductos queda limalla pegada en el interior de los cilindros y si no se la limpia puede afectar los componentes internos del motor.

- La adaptación de los componentes electrónicos se la debe realizar sin alterar la posición y modo de funcionamiento del sistema original, es decir que en el sistema diseñado se debe adatar sensores y actuadores para que trabajen de forma normal y que la señal que generen sea la correcta.
- Realizar la adaptación para el filtro de aire justo sobre los estranguladores, el mismo que debe ser de buena calidad y que permita que el flujo de aire no tenga restricciones y sea lo más limpio posible
- Este proyecto puede tomarse como matriz para el diseño de tomas de aire individuales, así los futuros diseños pueden llegar a tener una mayor potencia y una eficiencia en la construcción de las tomas de aire.