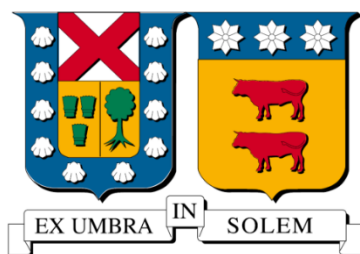


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO – CHILE



“CARACTERIZACIÓN DEL PROCESO DE
TRANSFERENCIA DE CALOR DEL MOTOR
MERCEDES BENZ OM-366LA DEL
LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS DE LA
UTFSM”

CLAUDIO ENRIQUE JEREZ SANHUEZA

MEMORIA DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA:
PROFESOR CO-REFERENTE:

DR. GERMÁN AMADOR DÍAZ
DR. MAURICIO OSSES ALVARADO

ENERO - 2024

TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN:

**CARACTERIZACIÓN DEL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR
DEL MOTOR MERCEDES BENZ OM-366LA DEL LABORATORIO DE
TERMOFLUIDOS DE LA UTFSM**

AUTOR:

Claudio Enrique Jerez Sanhueza

TRABAJO DE TITULACIÓN, presentado en cumplimiento parcial de los requisitos para el Título de Ingeniero Civil Mecánico de la Universidad Técnica Federico Santa María.

Dr. Germán Amador Díaz

Dr. Mauricio Osses Alvarado

Valparaíso, Chile. Enero del 2024

AGRADECIMIENTOS

Agradezco profundamente a todos los que han contribuido a mi formación académica y personal durante estos años de estudio.

Primero, quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mis profesores de la carrera de Ingeniería Civil Mecánica, quienes con su dedicación y conocimientos, me han guiado y apoyado en cada paso de este camino.

Agradezco especialmente a mi tutor de tesis, cuya orientación y consejos han sido fundamentales para la realización de este trabajo. Su paciencia y sabiduría han sido una fuente constante de inspiración.

A mis compañeros de estudio, gracias por su amistad, por los momentos compartidos y por el apoyo mutuo en los momentos de dificultad. Cristóbal Andrés Evensen Astorga, Juan Pablo Rojas Moya, Javier Ignacio Salles Mardones y Matías Alejandro Flores Guzmán.

A mi familia, gracias por su amor incondicional, por creer en mí y por apoyarme en cada decisión que he tomado. Este logro también es suyo.

Además, quisiera expresar mi gratitud a una persona muy especial en mi vida, Francisca Ignacia Toledo Nuñez. A ti, que has estado a mi lado en cada paso de este camino, brindándome tu amor, apoyo y comprensión. Tu presencia ha sido un pilar fundamental en mi vida y este logro también es tuyo. Gracias por ser mi compañera en esta aventura.

Finalmente, agradezco a todos los que, de una forma u otra, han formado parte de mi vida durante estos años. Cada uno de ustedes ha dejado una huella imborrable en mi camino.

Este trabajo es el resultado de muchos años de esfuerzo y dedicación, y cada uno de ustedes ha sido parte de él. Gracias.

*No temas ir despacio,
solo teme no avanzar.*

Nicolás Jerez

RESUMEN

Con el objeto de determinar la transferencia de calor en un motor de combustión interna encendido por compresión, el presente estudio replica el experimento realizado por Taylor y Toong del ASME paper 57-HT-17 “Heat Transfer in Internal-Combustion Engines”. El experimento se realizará en el Laboratorio de Termofluidos de la UTFSM, y permitirá obtener el coeficiente convectivo en función del ángulo de cigüeñal del motor. Este coeficiente facilitará la estimación de la transferencia de calor desde la cámara de combustión hacia las paredes del cilindro en función del ángulo de cigüeñal y facilitará el estudio del efecto de nuevos combustibles sobre el desempeño del motor Mercedes Benz OM-366LA.

Además, se presenta como base de estudio los experimentos realizados por G. Woschni, el cual logró establecer una función que entrega el coeficiente de convección utilizando el diámetro del cilindro, la velocidad del gas y variables como la temperatura y la presión. Continuando con la caracterización mediante el grafico de presión v/s ángulo del cigüeñal, se obtiene el BMEP, IMEP y FMEP, también se realiza un análisis de la tasa de liberación de calor y la tasa de transferencia de calor por convección del cilindro en función del ángulo del cigüeñal.

De esta forma el presente estudio logra caracterizar el motor Mercedes Benz OM-366LA desde dos puntos de vista, Taylor y Toong propone la correlación para el coeficiente promedio en el tiempo, las mediciones del caudal de refrigerante y los aumentos de temperatura a diferentes condiciones de funcionamiento del motor pueden utilizarse para calcular los caudales de calor totales promediados en el tiempo, y luego para derivar un coeficiente de transferencia de calor promediado en el tiempo.

G. Woschni propone una correlación para el coeficiente instantáneo promedio en el espacio, la idea de un coeficiente de transferencia de calor instantáneo se basa en el supuesto de considerar el proceso de transferencia de calor dentro del cilindro como quasi-estable. Esto significa que, en cualquier instante, la tasa de transferencia de calor puede considerarse proporcional a la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y la superficie de hierro, también supone una distribución uniforme de la temperatura instantánea del gas en el cilindro.

ABSTRACT

This study replicates the experiment conducted by Taylor and Toong in the ASME paper 57-HT-17 "Heat Transfer in Internal-Combustion Engines" to determine the heat transfer in a compression-ignition internal combustion engine. The experiment will be conducted at the UTFSM Thermofluids Laboratory and will allow to obtain the convective coefficient as a function of the engine crankshaft angle. This coefficient will facilitate the estimation of heat transfer from the combustion chamber to the cylinder walls as a function of the crankshaft angle and will facilitate the study of the effect of new fuels on the performance of the Mercedes Benz OM-366LA engine.

In addition, the experiments conducted by G. Woschni are presented as a basis for the study. Woschni established a function that delivers the convective coefficient using the cylinder diameter, gas velocity, and variables such as temperature and pressure. Continuing with the characterization through the pressure graph v/s crankshaft angle, the BMEP, IMEP, and FMEP are obtained, an analysis of the heat release rate and the heat transfer rate by convection of the cylinder as a function of the crankshaft angle is also carried out.

This study characterizes the Mercedes Benz OM-366LA engine from two perspectives:

Correlations for the Time-Averaged Coefficient (Taylor and Toong): Measurements of coolant flow rate and temperature increases at different engine operating conditions can be used to calculate time-averaged total heat flows, and then to derive a time-averaged heat transfer coefficient. This simple approach is the basis for establishing empirical correlations for an overall heat transfer coefficient in the cooling system.

Correlations for the Instantaneous Spatially Averaged Coefficient (G. Woschni): The idea of an instantaneous heat transfer coefficient is based on the assumption of considering the heat transfer process inside the cylinder as quasi-steady. This means that, at any instant, the heat transfer rate can be considered proportional to the temperature difference between the working fluid and the metal surface. It also assumes a uniform distribution of the instantaneous gas temperature in the cylinder.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS.....	I
RESUMEN	III
ABSTRACT	IV
ÍNDICE.....	V
ÍNDICE DE IMÁGENES.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS	XI
GLOSARIO DE TÉRMINOS	XII
SUBINDICES ABREVIACIONES.....	XII
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO	1
1.2 OBJETIVOS	2
1.2.1 <i>Objetivo general</i>	2
1.2.2 <i>Objetivos específicos</i>	2
2. ANTECEDENTES GENERALES.....	3
2.1 EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA EN EL MUNDO	4
2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	5
2.3 FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ENCENDIDO POR COMPRESIÓN	7
2.4 FASES EN MOTOR DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN DE 4 TIEMPOS	10
2.5 CICLO DIESEL.....	12
2.6 FRENO, TORQUE Y POTENCIA	14
2.7 TRABAJO INDICADO POR CICLO	16
2.8 MEP, EFICIENCIA MECÁNICA Y EFICIENCIA DEL COMBUSTIBLE	18
2.9 RELACIÓN AIRE/COMBUSTIBLE Y COMBUSTIBLE/AIRE	22
2.10 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.....	22
2.11 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA.....	23
2.12 INTERCAMBIADOR DE CALOR	25
2.13 TRANSFERENCIA DE CALOR EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	27
2.14 MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	30
2.15 PROCESO GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	30
2.16 LIBERACIÓN DE CALOR EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	32
3. METODOLOGÍA DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	36

3.1	TAYLOR Y TOONG “HEAT TRANSFER IN INTERNAL-COMBUSTION ENGINES” ASME PAPER 57-HT-17	36
3.2	G. WOSCHNI: “A UNIVERSALLY APPLICABLE EQUATION FOR THE INSTANTANEOUS HEAT TRANSFER COEFFICIENT IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE”	56
4.	ANTECEDENTES GENERALES.....	71
4.1	DESCRIPCIÓN DEL LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS	71
4.2	SALA DE ENSAYO MOTORES.....	72
4.3	SENSORES.....	76
4.3.1	<i>Sensor de presión en cámara KISTLER 6052C</i>	76
4.3.2	<i>Sensor de temperatura</i>	78
4.4	CRANK ANGLE ENCODER 2614C11.....	80
4.5	PESA DIGITAL	80
4.6	MERCEDES BENZ OM 366 LA.....	82
5.	DESARROLLO.....	84
5.1	BALANCE TÉRMICO GLOBAL.....	84
5.2	DETERMINACIÓN DE LA CORRELACIÓN PARA EL FLUJO DE CALOR PROMEDIADO EN EL TIEMPO MEDIANTE TAYLOR Y TOONG	85
5.3	DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE G. WOSCHNI 91	
5.4	SUAVIZADO DE CURVAS: MEDIA MÓVIL CENTRADA.....	98
6.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	101
6.1	BALANCE TÉRMICO	101
6.2	CORRELACIÓN DEL FLUJO DE CALOR PROMEDIADO EN EL TIEMPO MEDIANTE TAYLOR Y TOONG	102
6.3	COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE G. WOSCHNI.....	104
6.4	IMEP, BMEP Y FMEP.....	108
6.5	TRANSFERENCIA DE CALOR DEL MOTOR MERCEDES BENZ OM-366LA	111
7.	CONCLUSIONES.....	117
8.	RECOMENDACIONES.....	118
	REFERENCIAS.....	119
9.	ANEXOS.....	124
9.1	CURVA DE DESEMPEÑO MOTOR MERCEDES BENZ OM-366LA	124
9.2	TIEMPOS DE VÁLVULAS MOTOR MERCEDES BENZ OM-366LA.....	125
9.3	TIEMPO INYECCIÓN COMBUSTIBLE MOTOR MERCEDES BENZ OM-366LA	125
9.4	LARGO DE LA BIELA (CONNECTING ROD) MOTOR MERCEDES BENZ OM-366LA.....	126
9.5	RELACIONES TAYLOR Y TOONG	126

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 2-1. Cuantos automóviles hay en 2023 en el mundo agrupado por continentes. Fuente: https://hedgescompany.com/	5
Imagen 2-2: Secuencia de eventos durante los procesos de compresión, combustión y expansión del ciclo de funcionamiento de un motor de encendido por compresión de aspiración natural..	8
Imagen 2-3: Representación de los ciclos de funcionamiento en un motor de 4 tiempos.	11
Imagen 2-4: Diagramas ciclo Diesel ideal, diagrama P-v y T-s respectivamente.....	13
Imagen 2-5: Diagrama del principio de funcionamiento de un dinamómetro.	15
Imagen 2-6: Ejemplos de diagrama p-V que ilustran el trabajo indicado por ciclo.....	16
Imagen 2-7: Presión en cámara v/s Angulo de cigüeñal en un motor de combustión interna encendido por compresión de 4 tiempos de aspiración natural.	18
Imagen 2-8: Diagrama esquemático de cómo se relaciona el trabajo indicado, trabajo de fricción y el trabajo de frenado con la geometría del motor de pistón.....	19
Imagen 2-9: Mecanismo típico para medir el flujo de calor entre una superficie y un fluido en movimiento.	24
Imagen 2-10: Intercambio de calor a través de una sección de pared. Vista en sección transversal, con flujo normal al plano del dibujo.....	26
Imagen 2-11: Distribución de temperatura y flujo de calor a través de la pared de la cámara de combustión.....	31
Imagen 2-12: Representación de áreas de transferencia de calor en un pistón.	35
Imagen 3-1: Modelo de transferencia de calor.....	39
Imagen 3-2: Diagrama esquemático de la instalación del motor testado	43
Imagen 3-3: Diagrama de circuitos del refrigerante de la culata y la camisa	44
Imagen 3-4: Instalación de termocuplas superficiales en la culata del cilindro.....	44
Imagen 3-5: Determinación de la temperatura media efectiva del gas adiabática.	45
Imagen 3-6: Temperatura media efectiva del gas v/s Relación aire combustible	45
Imagen 3-7: Número de Nusselt lado del gas v/s Número de Reynolds lado del gas.....	46
Imagen 3-8: Número de Nusselt lado refrigerante v/s Número de Reynolds lado refrigerante	46
Imagen 3-9: Número de Nusselt global de la cabeza del cilindro v/s Número de Reynolds del lado gas ..	47
Imagen 3-10: Variación del área media efectiva de transferencia de calor A_e/A_p	47
Imagen 3-11: Número de Nusselt global del motor v/s Número de Reynolds lado gas	48
Imagen 3-12: Perfiles de temperatura a través de la cabeza del cilindro de tres motores similares M.I.T.	49

Imagen 3-13: Relación entre los coeficientes de transferencia de calor entre la cabeza Uh v/s la camisa del cilindro Ub .	49
Imagen 3-14: Número de Nusselt total del motor v/s Número de Reynolds del lado del gas para motores comerciales	52
Imagen 3-15: Clave para símbolos usados en Imagen 3-14.	53
Imagen 3-16: Esquema de equipo de prueba	61
Imagen 3-17: Coeficiente de transferencia de calor durante el periodo de barrido	61
Imagen 3-18: Coeficiente de transferencia de calor relacionado durante los tiempos de compresión y expansión	63
Imagen 3-19: Cambio de temperatura y presión en el cilindro causado por la combustión	64
Imagen 3-20: Coeficiente de transferencia de calor calculado con ecuación 8 v/s ángulo de cigüeñal	66
Imagen 3-21: Comparación de coeficientes de transferencia de calor calculados a partir de diferentes correlaciones.	69
Imagen 4-1: Cimientos, bancada y transmisión motor Mercedes Benz OM-366 LA. Laboratorio Termofluidos UTFSM.	73
Imagen 4-2: Freno dinamométrico del motor Mercedes Benz OM LA. Laboratorio de Termofluidos UTFSM.	74
Imagen 4-3: Rack de control del motor Mercedes Benz OM-366LA.	75
Imagen 4-4: Sistema de adquisición de datos National Instruments y Kistler.	76
Imagen 4-5: Visualización de la presión en cámara mediante el sistema de adquisición de datos, etapa de post procesamiento de un ensayo a bajas rpm del motor Mercedes Benz OM-366LA.	77
Imagen 4-6: Vista superior montaje de sensor de presión en cámara 6052C.	78
Imagen 4-7: Termocupla tipo K.	79
Imagen 4-8: Visualización de temperaturas en sistema de adquisición de datos del motor Mercedes Benz OM-366LA.	79
Imagen 4-9: Montaje encoder 2614C11 en motor Mercedes, Laboratorio Termofluidos UTFSM.	80
Imagen 4-10: Pesa digital y bidón de combustible Diesel para el motor Mercedes Benz OM-366LA.	81
Imagen 4-11: Motor Mercedes-Benz OM 366LA.	83
Imagen 5-1: Corte transversal de la culata en zona media de válvula de escape cilindro 5, Motor Mercedes Benz OM 366 LA.	86
Imagen 5-2: Vista superior del block, Motor Mercedes Benz OM 366 LA.	86
Imagen 5-3: Reinterpretado, relaciones del gas de Taylor y Toong	88
Imagen 5-4: Presión en cámara en función del ángulo del cigüeñal, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	92

Imagen 5-5: Diagrama indicador, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.....	93
Imagen 5-6: Derivada del diagrama indicador, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT. Línea naranja es -1,3. IT = -12° C.A. SOC = -8° C.A. EOC = 53° C.A.....	93
Imagen 5-7: Presión en cámara con combustión y sin combustión. Motor Mercedes Benz OM-366LA. 1950 rpm, 512,5 [Nm].	95
Imagen 5-8: Presión en cámara de combustión, comienzo de la combustión mediante graficas experimentales. Motor Mercedes Benz OM 366-LA.....	96
Imagen 5-9: Presión en cámara, comparación de valores de referencia ecuación 5.4. Motor Mercedes Benz OM-366LA.	97
Imagen 5-10: Tasa de liberación de calor versus ángulo del cigüeñal, sin suavizado.	98
Imagen 5-11: Tasa de liberación de calor versus ángulo del cigüeñal, suavizado media móvil centrada aplicado a la curva presión v/s ángulo, desde -25 C.A. hasta 50 C.A. (deg.).	99
Imagen 5-12: Tasa de liberación de calor versus ángulo del cigüeñal, suavizada con media móvil central en dos pasos.	100
Imagen 6-1: Balance térmico motor, ensayo N°1.Referente a Tabla 5-1.	101
Imagen 6-2. Balance térmico motor, ensayo N°2. Referente a Tabla 5-2.....	102
Imagen 6-3: Reinterpretado, N° Nusselt v/s N° Reynolds. En color rojo el motor Mercedes Benz OM- 366LA.	104
Imagen 6-4: Presión en cámara a máxima carga, con la presión motorizada, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	105
Imagen 6-5: Temperatura del gas promedio en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM- 366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	106
Imagen 6-6: Velocidad de los gases dentro de la cámara de combustión en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	107
Imagen 6-7: Coeficiente convectivo de Woschni en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM- 366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	108
Imagen 6-8: Método de la línea de Willans para el motor en distintos regímenes de operación. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	109
Imagen 6-9: Presión en cámara versus Volumen, en naranja las carreras de compresión y expansión. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.....	111
Imagen 6-10: Tasa de liberación de calor neta en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM- 366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	112
Imagen 6-11: Calor liberado neto en un ciclo. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	113

Imagen 6-12: Fracción de quemados de la combustión. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.....	114
Imagen 6-13: Tasa de transferencia de calor por convección. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.....	115
Imagen 6-14. Transferencia de calor por convección en función del ángulo del cigüeñal para un ciclo de combustión. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.	115
Imagen 6-15: Liberación de calor neta, transferencia de calor convectivo y calor de combustión en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667[Nm], WOT, máxima carga 95 [kgF] en dinamómetro.....	116

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Clasificación de los motores de combustión interna. Reinterpretado de Internal Combustion Engine Fundamentals, J. Heywood.....	5
Tabla 3-1: Especificaciones de motores testeados. Taylor y Toong ASME paper 57-HT-17.	43
Tabla 3-2: Pérdida de calor a las paredes, integrada desde el cierre de la entrada hasta la apertura de escape, aplicando diferentes fórmulas para los coeficientes de transferencia de calor. G. Woschni Heat Transfer Coefficient.	58
Tabla 5-1: Ensayo N°1 balance térmico global, motor Mercedes Benz OM366-LA.	84
Tabla 5-2: Ensayo N°2 balance térmico global, motor Mercedes Benz OM366-LA.	85
Tabla 5-3a: Ensayos en alta carga, mediante método de Taylor y Toong.	90

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Símbolo	Definición	Unidad SI
A	Área	m^2
D, B	Diámetro del pistón	m
k_g	Conductividad térmica del gas	$W m^{-1} K^{-1}$
μ_g	Viscosidad dinámica del gas	$N s m^{-2}$
n, N	Revoluciones del motor	rpm
Nu	Número de Nusselt	—
Re	Número de Reynolds	—
V	Volumen del cilindro	m^3
LHV	Poder calorífico inferior	$kJ kg^{-1}$
m	Masa	kg
MM	Masa Molar	$g mol^{-1}$
P	Potencia, presión	W, Pa
T	Temperatura	K
V	Volumen	m^3
$\dot{m}$	Flujo masico	$m s^{-1}$
ρ	Densidad	$kg m^{-3}$
HRR	Tasa de liberación de calor	$J deg^{-1}$
c_v, c_p	Capacidad calorífica, volumen y presión constantes	$J kg^{-1} K^{-1}$
γ	Coeficiente politrópico c_v/c_p	—

SUBINDICES

Símbolo	Definición
g	Gas
c, ref	Refrigerante
w	Wall, pared
CV	Convección
CN	Conducción
$f, comb$	Combustible
a, air	Aire

ABREVIACIONES

Símbolo	Definición	Símbolo	Definición
		(A/F)	Relación aire combustible
		MEP	Presión media efectiva
		IMEP	Presión media efectiva indicada
		BMEP	Presión media efectiva al freno
		FMEP	Presión media efectiva fricción
		IVC, IVO	Cierre/abierto válvula admisión
		IPC, IPO	Cierre/abierto válvula salida
		SOC	Comienzo combustión

1. Introducción

1.1 Motivación del proyecto

La motivación detrás de este trabajo de titulación es la caracterización de la transferencia de calor en motores de combustión interna, específicamente en el motor Mercedes Benz OM-366LA del Laboratorio de Termofluidos de la UTFSM.

Recordemos que la eficiencia y la sostenibilidad son cada vez más importantes, por lo que comprender cómo se comporta la transferencia de calor en motores de combustión interna es esencial para la investigación. El presente trabajo de título se basa en investigaciones previas, como el estudio de Taylor y Toong, así como las contribuciones de G. Woschni, para desarrollar correlaciones y modelos que ayuden a caracterizar de manera más precisa el proceso de transferencia de calor en este motor.

El trabajo de titulación se realiza con la convicción de que los resultados obtenidos tendrán aplicaciones en la optimización de motores y facilitará el estudio del efecto de nuevos combustibles sobre el desempeño del motor Mercedes Benz OM-366LA, lo que podría contribuir a reducir las emisiones y mejorar la eficiencia energética. Además, el enfoque en dos perspectivas diferentes como: el coeficiente promedio en el tiempo y el coeficiente instantáneo promedio en el espacio presupone una buena referencia para analizar mezclas de combustibles en el motor.

Esta investigación es una oportunidad para aplicar conocimientos teóricos a situaciones prácticas y avanzar en el campo de la Ingeniería Mecánica. También, proporcionará a los estudiantes de la UTFSM Casa Central una experiencia valiosa en investigación experimental y un conjunto de datos que puedan ser utilizados en el mismo Laboratorio para aprendizaje de los alumnos y memoristas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Caracterizar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor convectivo del motor Mercedes Benz OM-366LA del laboratorio de Termofluidos de la UTFSM.

1.2.2 Objetivos específicos

- i. Realizar un estado del arte de la técnica para estimar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor en motores de combustión interna.
- ii. Determinar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor convectivo en función del ángulo del cigüeñal del motor Mercedes Benz OM-366LA del laboratorio de Termofluidos de la UTFSM.
- iii. Determinar experimentalmente la tasa de liberación de calor en función del ángulo del cigüeñal del motor Mercedes Benz OM-366LA del laboratorio de Termofluidos de la UTFSM.

2. Antecedentes generales

A lo largo de la historia, los motores de combustión interna han evolucionado significativamente gracias a los avances tecnológicos y los descubrimientos científicos. El funcionamiento básico de estos motores se basa en la combustión de una mezcla de combustible y aire dentro de una cámara de combustión, lo que produce energía mecánica que se utiliza para impulsar el vehículo o equipo mecánico.

El primer motor de combustión interna fue desarrollado por el ingeniero francés Etienne Lenoir, patentado en 1860, que utilizaba gas de carbón como combustible. En 1863, Lenoir incorporó un motor mejorado que utilizaba petróleo y un carburador primitivo, logrando completar un histórico viaje por carretera de 80 [km]. Posteriormente, en el año 1876 Nikolaus Otto, un inventor alemán, desarrolló y patentó el motor de cuatro tiempos, que se convirtió en la base de los motores de combustión interna modernos, conocido como “ciclo Otto”. En 1885, Gottlieb Daimler desarrolló el primer motor de gasolina de cuatro tiempos [\[1\]](#).

Durante el siglo XX, se realizaron importantes avances en el diseño y la eficiencia de los motores de combustión interna, Harry Ricardo desarrolló el motor de alta compresión, que permitió un mayor rendimiento y eficiencia. Robert Bosch inventó el sistema de inyección de combustible, que mejoró la economía de combustible y el rendimiento del motor.

En la década de 1960, se produjo una revolución en la industria automotriz con la introducción del motor de combustión interna rotativo, desarrollado por Felix Wankel. Este motor presentaba una mayor eficiencia y potencia en comparación con los motores de pistón tradicionales.

En la actualidad, los motores de combustión interna han evolucionado para cumplir con las regulaciones de emisiones y eficiencia de combustible. Los fabricantes de automóviles han desarrollado tecnologías como la inyección directa de combustible, la sincronización

variable de válvulas y los sistemas híbridos, que mejoran la eficiencia y reducen las emisiones de gases de escape.

2.1 El motor de combustión interna en el mundo

La energía mecánica es necesaria para el funcionamiento de las máquinas, se puede obtener a partir de diferentes fuentes, como la energía térmica, hidráulica, solar y eólica. La más utilizada es la energía térmica, que se obtiene de la combustión de combustibles orgánicos, como los hidrocarburos. Los motores de combustión interna son equipos que transforman la energía térmica en trabajo mecánico. Este trabajo mecánico se puede utilizar para mover vehículos, generar electricidad o realizar otras tareas. Sin embargo, los motores de combustión interna son equipos con una eficiencia limitada, esto significa que solo una parte de la energía térmica del combustible se convierte en trabajo útil.

Según la Naciones Unidas, los combustibles fósiles comprenden el 80% de la demanda actual de energía primaria a nivel mundial [2], además la cantidad de vehículos motorizados que se encuentran en funcionamiento es de 1524 millones en el año 2023 según Hedges-Company [3] (ver [Imagen 2-1](#)). Considerando que la población mundial durante el mismo año es de 8000 millones de personas [4], se estima que hay 1 vehículo por cada 5 personas, por lo cual es de suma importancia hacer énfasis en como los motores usan el combustible y cuáles son sus pérdidas, buscando aprovechar al máximo el combustible.

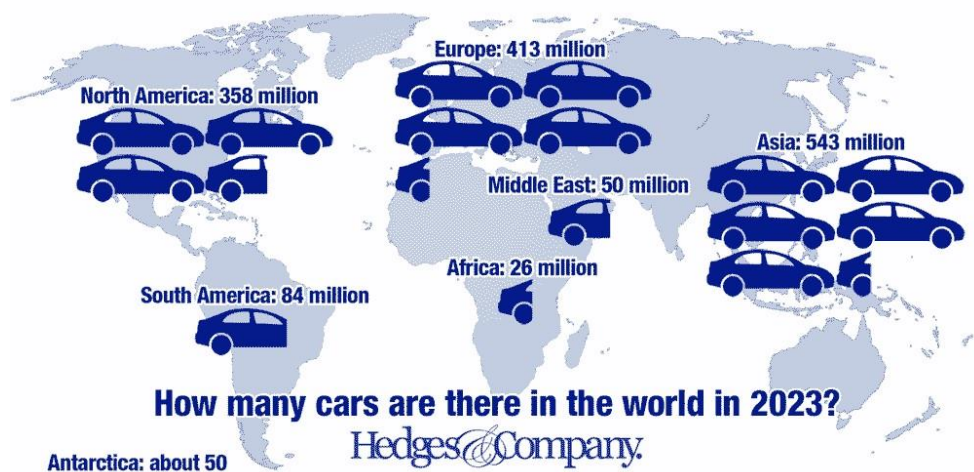


Imagen 2-1. Cuantos automóviles hay en 2023 en el mundo agrupado por continentes. Fuente: <https://hedgescompany.com/>

Un motor de combustión interna tiene como propósito producir trabajo mecánico a partir de la energía química contenida en un combustible. La energía se libera por la combustión u oxidación del combustible dentro del motor, así mismo existen varios tipos motores para diferentes combustibles y también diferentes clasificaciones de motores, que veremos a continuación.

2.2 Clasificación de los motores de combustión interna

Tabla 2-1: Clasificación de los motores de combustión interna. Reinterpretado de *Internal Combustion Engine Fundamentals*, J. Heywood.

Clasificación	Especificaciones
Aplicación	Automóviles, camiones, locomotoras, aviones, marinos, sistema de potencia portátil y generación de energía.
Diseño del motor	Motores alternativos (a su vez subdivididos por disposición de cilindros: por ejemplo, en línea, en V, radiales, opuestos), motores rotativos (como el Wankel y otras geometrías).

Ciclo de trabajo	Ciclo de cuatro tiempos: naturalmente aspirado (admite aire atmosférico), sobrealimentado (admite una mezcla fresca precomprimida), turboalimentado (admite una mezcla fresca comprimida en un compresor accionado por una turbina de escape), ciclo de dos tiempos: barrido del cárter, sobrealimentado y turboalimentado.
Diseño y ubicación de válvulas	Válvulas en la cabeza, válvulas debajo de la cabeza, válvulas rotatorias, etc.
Combustible	Gasolina, Diesel, gas natural, gas líquido, alcoholes (metanol, etanol), hidrogeno, combustible dual.
Método de preparación de mezcla	Carburación, inyección del combustible en el colector de admisión o en conductos admisión, inyección del combustible en el cilindro del motor.
Método de encendido	Encendido por chispa (S.I), encendido por compresión (C.I).
Diseño de la cámara de combustión	Cámara abierta, cámara dividida.
Método de control de carga	Estrangulamiento del flujo de combustible y aire juntos para que la composición de la mezcla sea esencialmente invariable, control del flujo de combustible solo, una combinación de estos.
Método de enfriamiento	Enfriado por agua, enfriado por aire, sin enfriar (convección y radiación naturales).

Todas las clasificaciones anteriores son importantes y muestran la amplitud de diseños de motores disponibles al combinar según la utilidad requerida. Para entender el motor de combustión interna es conveniente continuar profundizando según la característica “método de encendido”, como punto de vista fundamental, a partir de este se derivan características del combustible, método de preparación de mezcla, diseño de la cámara de combustión, método de control de carga, detalles del proceso de combustión, emisiones del motor y características de funcionamiento, y como sub-característica del método de encendido, el ciclo de funcionamiento del motor, ya sea de dos o cuatro tiempos.

2.3 Funcionamiento de un motor de combustión interna encendido por compresión

En los motores de encendido por compresión o diésel, se introduce aire y combustible en el cilindro. El combustible se inyecta directamente en cada cilindro del motor justo antes de que comience el proceso de combustión. Los motores de aspiración natural, donde se induce aire atmosférico, los motores turboalimentados donde el aire de admisión se comprime mediante una combinación de turbina y compresor accionada por los gases de escape, y los motores sobrealimentados donde el aire de admisión se comprime mediante una bomba o soplador accionado mecánicamente. La turbo alimentación y sobrealimentación aumentan la potencia del motor al aumentar el flujo de masa de aire por unidad de volumen desplazado, lo que permite un aumento del flujo de combustible.

La operación de un motor diésel típico de cuatro tiempos de aspiración natural se ilustra en la [Imagen 2-2](#). La relación de compresión de los motores diésel es mucho más alta que los valores típicos de motores de encendido por chispa, y se encuentra en el rango de 14 a 22 [-], dependiendo del tipo de motor diésel y si el motor es de aspiración natural o turboalimentado. Los tiempos de apertura de las válvulas son similares a los de los motores de encendido por chispa.

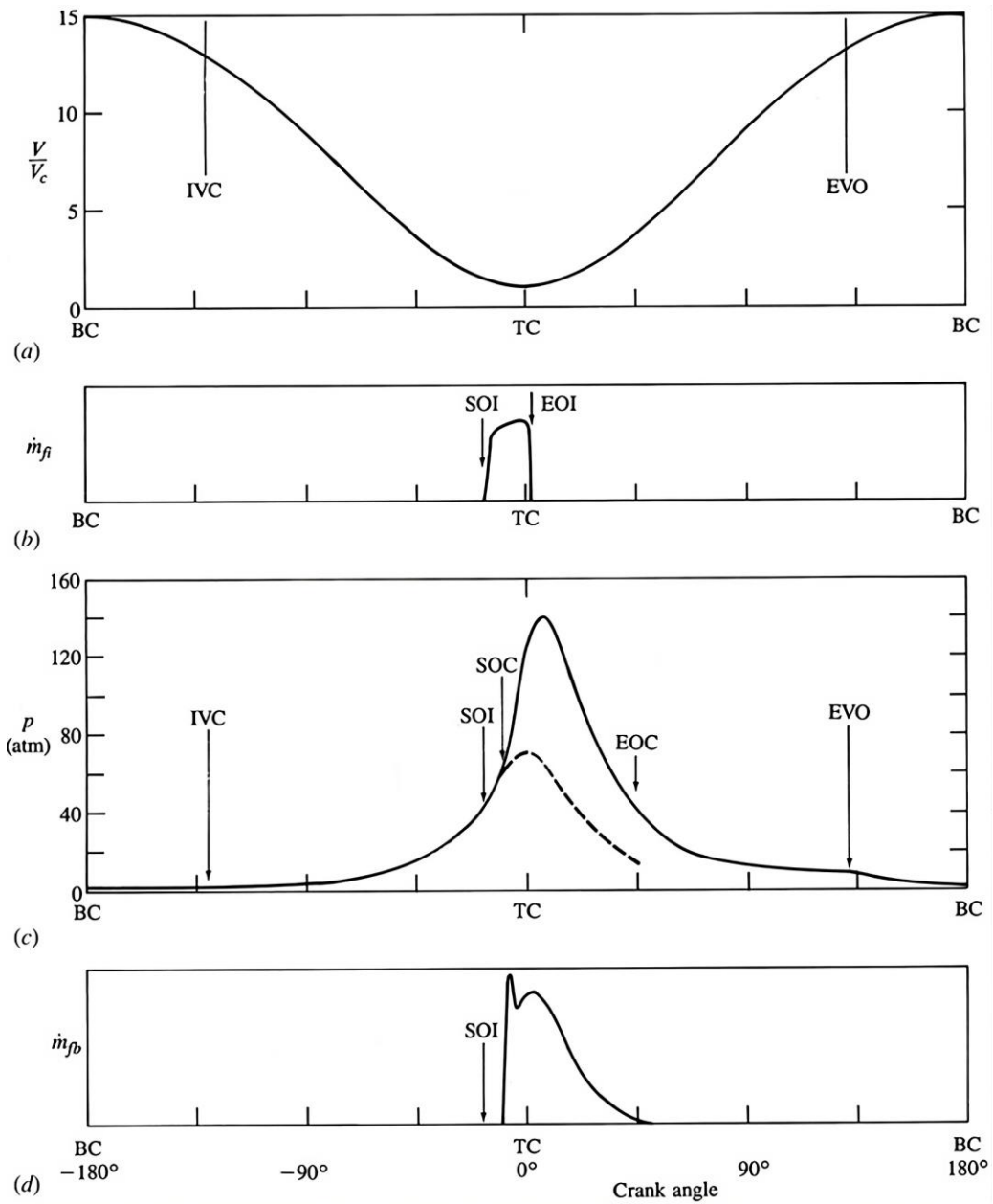


Imagen 2-2: Secuencia de eventos durante los procesos de compresión, combustión y expansión del ciclo de funcionamiento de un motor de encendido por compresión de aspiración natural. (a) Volumen del cilindro / Volumen libre V/V_c , (b) tasa de liberación de combustible $\dot{m}_{fi}$, (c) presión en el cilindro p (línea sólida es el ciclo de encendido, línea discontinua ciclo sin encendido) y (d) tasa de quema del combustible (o tasa de liberación de energía química del combustible) $\dot{m}_{fb}$, se representan en función del ángulo de giro del cigüeñal. Fuente: Internal combustion engine, Heywood.

Por otro lado, un motor de aspiración natural, durante la carrera de admisión se induce aire a presión cercana a la atmosférica y luego se comprime a una presión de aproximadamente 5 [MPa] y una temperatura de alrededor de 600 [°C] durante la carrera de compresión. Aproximadamente en los 20 grados de ángulo de giro antes del punto muerto superior (PMS), comienza la inyección de combustible en el cilindro del motor. Se muestra un perfil típico de inyección en la [Imagen 2-2b](#).

En cada pulverización, las gotas de combustible líquido se evaporan, y luego el vapor de combustible se mezcla con el aire arrastrado. La temperatura y la presión de la mezcla de vapor de combustible y aire superan el punto de ignición donde puede ocurrir la química de oxidación del combustible. Por lo tanto, después de un corto período de retardo, la ignición espontánea (autoencendido) de partes de la mezcla de combustible-aire no uniforme dentro de estas pulverizaciones inicia el proceso de combustión, y la presión en el cilindro (línea continua en la [Imagen 2-2c](#)) aumenta por encima del nivel del motor sin encender (o arrastre, se relaciona con la presión en el cilindro si no se inyecta combustible, y la compresión del aire genera la curva) a medida que se libera la energía química del combustible. Una llama de difusión se propaga rápidamente para rodear cada pulverización de combustible, con una mezcla de combustible-aire parcialmente reaccionada en el interior de la llama, y el aire adicional en el cilindro en el exterior.

A medida que avanza el proceso de expansión, continúa la mezcla entre el vapor de combustible, el aire y los gases en combustión, acompañada de una mayor combustión ([Imagen 2-2d](#)). A plena carga, la masa de combustible inyectado es aproximadamente un 5% de la masa de aire en el cilindro. A niveles de alimentación más altos, cantidades crecientes de humo negro en el escape limitan la cantidad de combustible que se puede quemar eficientemente. El proceso de escape es similar al de un motor de cuatro tiempos de encendido por chispa: una salida rápida o purga de gases quemados tan pronto como comienzan a abrirse las válvulas de escape, seguida por el desplazamiento de los gases quemados restantes del cilindro durante la carrera de escape. Al final de la carrera de escape, el ciclo comienza nuevamente.

El proceso de combustión en motores diésel involucra la inyección directa de combustible en el cilindro a altas presiones, que pueden superar los 2000 [Bar]. Este proceso se logra a través de un sistema de inyección que incluye una bomba de baja presión, bomba de alta presión, tuberías de entrega y boquillas de inyector de combustible. En un sistema común, una bomba en línea con émbolos accionados por levas opera en barriles de ajuste preciso. La inyección se inicia cuando la presión en la línea aumenta y se detiene cuando el puerto de entrada de la bomba se descubre. La cantidad de combustible inyectado, que controla la carga, se ajusta mediante el diseño de la leva de la bomba y la posición de la ranura helicoidal.

En motores diésel más pequeños, se utilizan bombas de combustible de tipo distribuidor que bombean el combustible a todas las boquillas de inyección. Por otro lado, las bombas en línea se emplean en motores más grandes. También existen sistemas de inyección de unidad única que combinan la bomba y el inyector, permitiendo altas presiones de inyección y un control preciso de la cantidad y el momento de inyección. Los sistemas de inyección de riel común (Common rail) separan la generación de presión y la inyección, ofreciendo un mayor control de la combustión. Estos sistemas permiten la inyección de múltiples pulsos en cada ciclo y la inyección para reducir el ruido del motor.

2.4 Fases en motor de encendido por compresión de 4 tiempos

Se denomina de cuatro tiempos porque el ciclo de trabajo se lleva a cabo en cuatro carreras del pistón (una carrera corresponde a un desplazamiento vertical, de arriba hacia abajo o de abajo hacia arriba), es decir, en dos vueltas de cigüeñal. El ciclo de cuatro tiempos comprende las cuatro fases siguientes, cada fase es un tiempo como se puede ver en la [Imagen 2-3](#).

- a) *Admisión de la mezcla en el cilindro (desde -360° hasta -180° C.A):* El pistón se encuentra en la parte superior del cilindro y se desplaza hacia abajo, creando un vacío en el mismo, la válvula de admisión abierta permite el ingreso del aire al cilindro, mientras que la válvula de escape se encuentra cerrada.

- b) *Compresión de la mezcla en el cilindro (desde -180° hasta 0° C.A):* El pistón se mueve hacia arriba, comprimiendo el aire en el cilindro, en tanto la válvula de admisión y la de escape se encuentran cerradas.
- c) *Combustión de la mezcla en el cilindro (desde 0° hasta 180° C.A):* Cuando el pistón alcanza su punto más alto en la compresión, el combustible diésel se inyecta y se enciende debido a la alta temperatura y presión. Esto provoca una expansión rápida del gas y el pistón se mueve hacia abajo, mientras tanto la válvula de admisión y la de escape se encuentran cerradas.
- d) *Escape de los productos de combustión (desde 180° hasta 360° C.A):* El pistón se desplaza nuevamente hacia arriba para expulsar los gases de escape del cilindro, entre tanto la válvula de escape se encuentra abierta, y al de admisión cerrada.

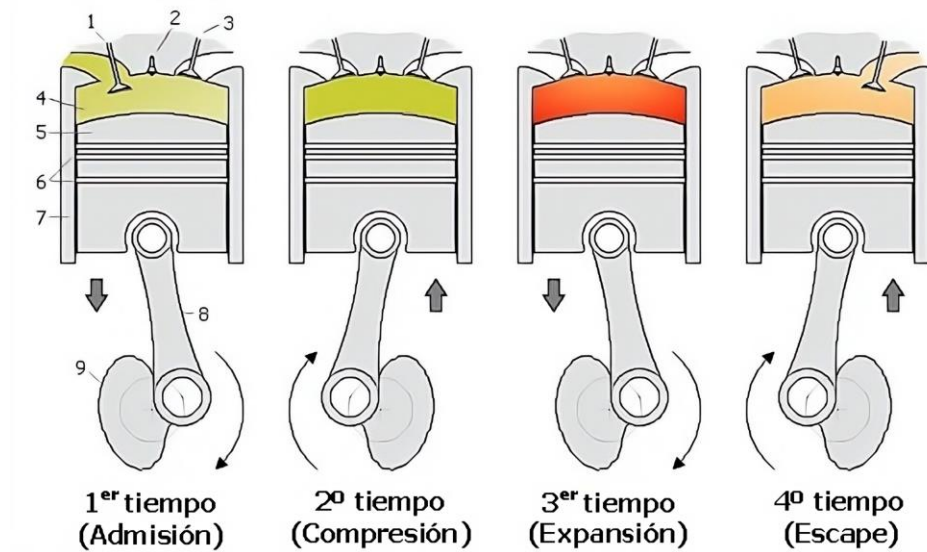


Imagen 2-3: Representación de los ciclos de funcionamiento en un motor de 4 tiempos. 1. Válvula de admisión, 2. Inyección combustible, 3. Válvula de escape, 4. Cámara combustión, 5. Pistón, 6. Segmentos, 7. Cilindro, 8. Biela, 9. Cigüeñal. Fuente: CC BY-SA 3.0, <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=1079378>

2.5 Ciclo Diesel

El ciclo Diesel Ideal es un modelo simplificado que describe el funcionamiento teórico de un motor Diesel. Se compone de cuatro procesos termodinámicos básicos; admisión, compresión, expansión y escape. En este ciclo ideal, se realizan algunas suposiciones simplificadoras, como la compresión y la expansión isentrópicas (adiabáticas reversibles) y la liberación de calor a volumen constante. Al visualizar las etapas en la [Imagen 2-4](#) se observa:

- a) *Compresión isentrópica (proceso 1-2)*: Una vez que el aire aspirado al cilindro mientras el pistón se movía hacia abajo en la etapa de admisión, el pistón se mueve hacia arriba comprimiendo el aire de manera adiabática (sin pérdida de calor) y reversible (sin fricción). Este proceso aumenta la temperatura y la presión del aire en el cilindro.
- b) *Combustión o expansión isobárica (proceso 2-3)*: Luego de que se inyecta el Diesel en el cilindro a alta presión cerca del punto de máxima compresión (punto 2), la ignición del combustible ocurre debido a la alta temperatura y presión, lo que genera una expansión rápida de los gases y empuja el pistón hacia abajo, esta expansión del gas se considera a presión constante.
- c) *Expansión isentrópica (proceso 3-4)*: Después de la combustión, los gases calientes y en expansión continúan empujando el pistón hacia abajo en una expansión adiabática reversible. Durante este proceso la energía de los gases se convierte en trabajo mecánico que impulsa el cigüeñal.
- d) *Rechazo de calor a volumen constante (proceso 4-1)*: Finalmente, en este proceso se asume que parte del calor liberado durante la combustión se rechaza a volumen constante. Esto representa la liberación de calor residual y la etapa de escape de los gases de combustión del cilindro.

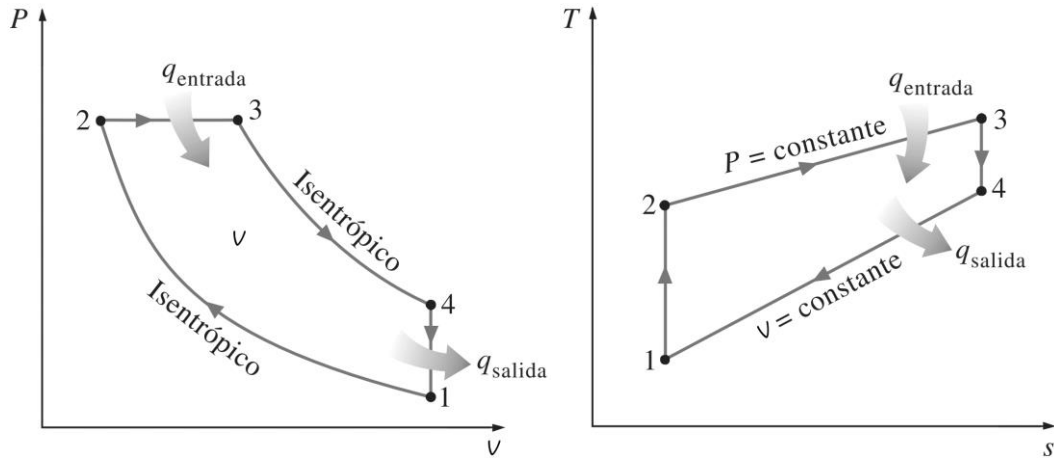


Imagen 2-4: Diagramas ciclo Diesel ideal, diagrama P-v y T-s respectivamente. Fuente: Termodinámica, Cengel.

En la práctica, los motores reales tienen características más complejas, como pérdidas de calor (en el aceite, refrigerante, calor sensible de gases de escape, etc.), fricción y no son completamente reversibles, lo que los hace menos eficientes que el modelo ideal. El ciclo Diesel ideal sirve como base para comprender el funcionamiento general de los motores diésel.

Si se observa el ciclo Diesel dentro de un dispositivo compuesto por un pistón y un cilindro, que forma un sistema cerrado, es posible expresar la cantidad de calor añadido al fluido de trabajo a presión constante y rechazado por este a volumen constante.

$$q_{entrada} - w_{b,salida} = u_3 - u_2$$

$$q_{entrada} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.1a)$$

y,

$$q_{salida} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (2.1b)$$

Entonces, la *eficiencia térmica* $\eta_{ter,Diesel}$ (eficiencia del motor para aprovechar la energía química del combustible) de un ciclo Diesel ideal bajo suposiciones de aire frío estándar es:

$$\eta_{ter,Diesel} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (2.2)$$

Es común utilizar la *relación de compresión* r que como su nombre indica, es la relación entre el volumen antes de comprimir y luego de comprimir (entre el proceso 1 y 2). También se tiene la *relación de corte de admisión* r_c , que es la relación de los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión (entre el proceso 2 y 3), mientras que k es la relación de los calores específicos c_p/c_v :

$$r = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{i}n}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.3a)$$

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} \quad (2.3b)$$

Al usar esta definición y las relaciones de gas ideal isentrópica para los procesos 1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se escribe:

$$\eta_{ter,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (2.4)$$

Las eficiencias térmicas de los motores Diesel varían aproximadamente entre 35 y 40 por ciento [5].

2.6 Freno, torque y potencia

El torque que produce un motor y que se transmite a través de su eje de transmisión se mide normalmente con un dinamómetro. El motor se monta en un banco de pruebas y el eje se conecta al rotor del dinamómetro. La [Imagen 2-5](#) ilustra el principio de funcionamiento de un dinamómetro, el rotor está conectado al estator de forma electromagnética, hidráulica o mecánica y el torque ejercido sobre el estator con el rotor girando es el que se mide.

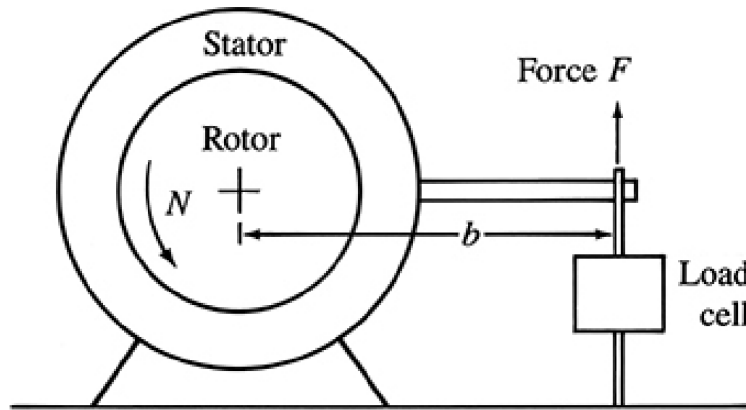


Imagen 2-5: Diagrama del principio de funcionamiento de un dinamómetro.

Usando la notación de la [Imagen 2-5](#), el torque promedio T ejercido por el motor queda expresado como:

$$T [Nm] = F[N] * b [m] \quad (2.5)$$

La potencia P entregada por el motor y absorbida por el dinamómetro es el producto del torque y la velocidad angular N :

$$P [kW] = \frac{2\pi N[rev/s] * T [Nm]}{1000} \quad (2.6)$$

Este valor de potencia, se denomina potencia al freno P_b , ya que es la potencia utilizable que entrega el motor a la carga, en este caso un “freno”.

El torque y la potencia son dos parámetros importantes que definen el rendimiento del motor. El torque es una medida de fuerza de rotación que puede generar un motor, mientras que la potencia es una medida de la velocidad con la que puede realizar ese torque.

La carga se utiliza a menudo para indicar en que punto del rango de torque está funcionando el motor, media carga indica que el motor está funcionando aproximadamente a la mitad de su capacidad máxima con relación al torque.

2.7 Trabajo indicado por ciclo

El trabajo del motor se produce en cada cilindro cuando la presión del gas empuja hacia abajo el pistón durante la carrera de expansión. La presión del gas en el cilindro y el volumen del cilindro a lo largo del ciclo de funcionamiento del motor pueden representarse en un diagrama p - V . El *trabajo indicado por ciclo por cilindro* $W_{c,i}$ se obtiene integrando el área encerrada en la curva p - V , tal como representa la ecuación:

$$W_{c,i} = \oint p \, dV \quad (2.7)$$

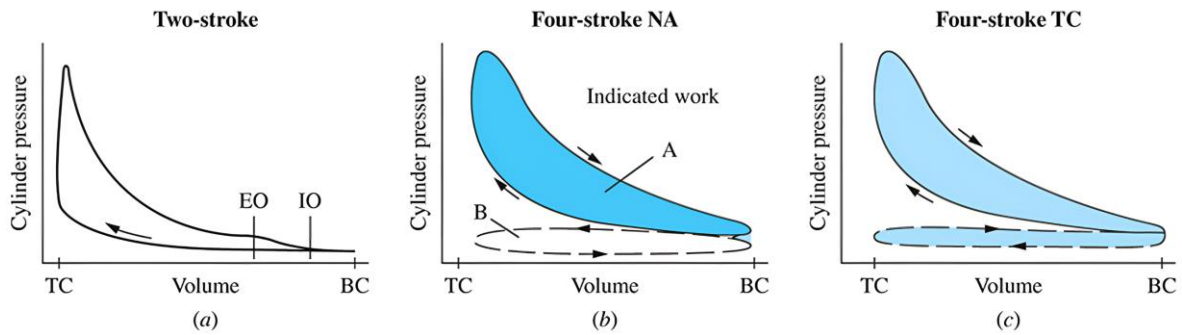


Imagen 2-6: Ejemplos de diagrama p - V que ilustran el trabajo indicado por ciclo, (a) motor de dos tiempos; (b) motor de 4 tiempos aspiración natural media carga; (c) motor de 4 tiempos turbocargado a plena carga.

En un motor de dos tiempos ([Imagen 2-6a](#)), la aplicación de la [ecuación 2.7](#) es sencilla. Pero al agregar los tiempos de admisión y escape del ciclo de cuatro tiempos, se utilizan las siguientes definiciones:

1. *Trabajo indicado bruto por ciclo* $W_{c,ig}$: Trabajo entregado al pistón solo durante los tiempos de compresión y expansión.
2. *Trabajo indicado neto por ciclo* $W_{c,in}$: Trabajo entregado al pistón durante todo el ciclo de cuatro tiempos.

La [imagen 2-6b](#) y [2-6c](#) muestran diagramas p - V para un motor de cuatro tiempos de aspiración natural y turboalimentado. Las áreas celestes representan comúnmente el trabajo indicado por ciclo para estos dos tipos de motores. La transferencia de trabajo entre el pistón y los gases del cilindro durante los tiempos de admisión y escape se denomina trabajo de bombeo W_p , este trabajo de bombeo será hacia los gases del cilindro cuando la presión del cilindro durante la admisión sea menor que la presión del cilindro durante el escape, esto ocurre en los motores de aspiración natural (ver [Imagen 2-6b](#)). Por otro lado, este trabajo de bombeo será desde los gases del cilindro hacia el pistón si la presión de escape es menor que la presión de admisión, lo que suele ocurrir en motores turboalimentados con alta carga (ver [Imagen 2-6c](#)). El trabajo de bombeo a los gases del cilindro reduce el trabajo transferido al cigüeñal y constituye un componente de fricción del motor (este trabajo se disipa al bombear los gases de escape hacia afuera y al introducir la carga fresca en el cilindro).

Por lo tanto, el *trabajo indicado bruto por ciclo* $W_{c,ig}$, se utiliza a menudo con los motores de aspiración natural, ya que representan la máxima cantidad de trabajo producida dentro del motor. Con los motores turboalimentados, donde el trabajo de bombeo puede ser positivo (es decir, de los gases hacia el pistón), y por ende, se suma al trabajo positivo producido durante las carreras de compresión y expansión, se suele utilizar la definición de *trabajo indicado neto por ciclo* $W_{c,in}$. Hay que considerar que, incluso en los motores turboalimentados hay pérdidas por fricción del flujo de gas durante los tiempos de admisión y escape, sin embargo, a cargas más altas del motor, la diferencia de presión de salida del compresor y la presión de entrada de la turbina suele ser lo suficientemente grande como para compensar con creces estas pérdidas.

A continuación, se presenta el gráfico generado al plotear la presión en cámara v/s ángulo de cigüeñal, en virtud de las diferencias existentes entre el ángulo de las carreras y las fases del ciclo del motor. Las carreras hacen referencia al movimiento del pistón cuando está en el punto muerto superior o inferior, mientras que las fases del ciclo hacen referencia al abrir y cerrar de las válvulas de admisión y escape.

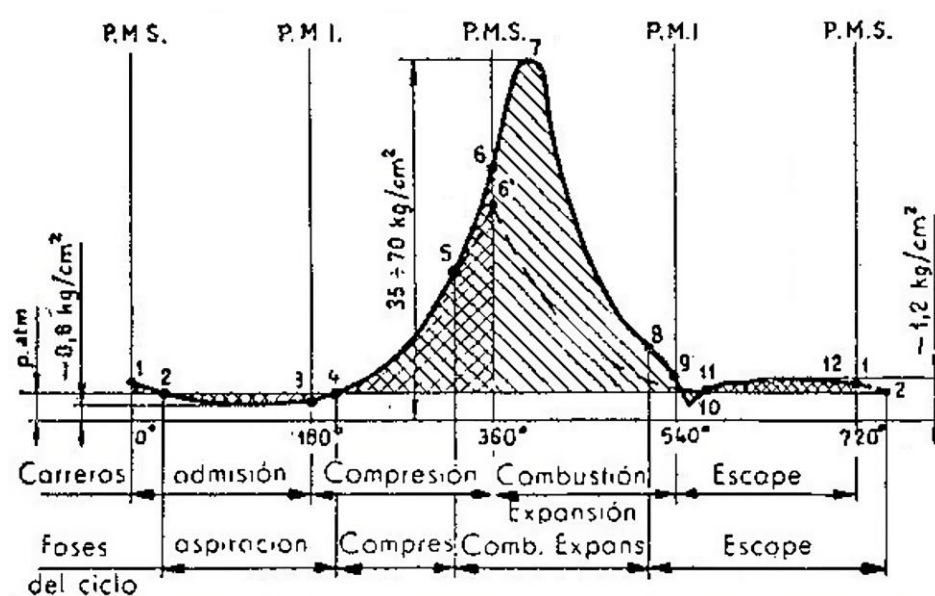
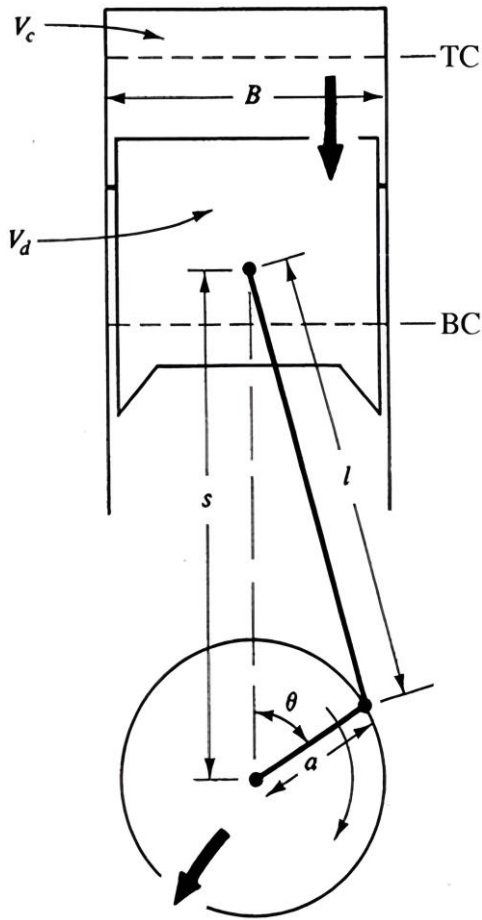


Imagen 2-7: Presión en cámara v/s Ángulo de cigüeñal en un motor de combustión interna encendido por compresión de 4 tiempos de aspiración natural.

En un motor de aspiración natural, como se vio anteriormente, es normal que el valor de la presión en la cámara sea menor que la atmosférica durante la carrera de admisión, pues debe ingresar aire por lo que debe existir presión negativa dentro del cilindro. Luego, en la compresión, la presión comienza a aumentar, y es cuando se inyecta el combustible y ocurre la combustión que la presión se eleva considerablemente entregando toda esta energía al cigüeñal. Finalmente, en el escape de los gases la presión es levemente superior a la atmosférica para poder evacuar estos gases.

2.8 MEP, eficiencia mecánica y eficiencia del combustible

El gas entrega energía al pistón (durante la expansión), esta energía menos las pérdidas es la energía que mueve la carga (o dinamómetro), esto se puede observar en la [Imagen 2-8](#):



Trabajo indicado por ciclo $W_{c,i}$:

Transferido desde el gas del cilindro hacia el pistón

Trabajo de fricción por ciclo $W_{c,f}$:

Fricción mecánica/rozamiento

Trabajo para impulsar accesorios esenciales (trabajo de bombeo, motores de aspiración natural)

Trabajo al freno (útil) por ciclo $W_{c,b}$:

Transferido al eje de transmisión.

Imagen 2-8: Diagrama esquemático de cómo se relaciona el trabajo indicado, trabajo de fricción y el trabajo de frenado con la geometría del motor de pistón. B ; diámetro, L ; carrera.

La potencia por cilindro está relacionada con el trabajo indicado por ciclo con:

$$P_i [kW] = \frac{W_{c,i} [kJ] * N [rev/s]}{n_R} \quad (2.8)$$

Donde n_R es el número de revoluciones de cigüeñal para cada carrera de potencia (motor de 4 tiempos $n_R = 2$, motor de 2 tiempos $n_R = 1$). El trabajo indicado por ciclo $W_{c,i}$ (o potencia) representa la suma del trabajo (o potencia) útil disponible en el eje de transmisión más el trabajo (o potencia) necesario para vencer todas las pérdidas por fricción del motor.

Por lo tanto, la suma de la potencia de freno P_b y la potencia de fricción P_f se usa para estimar la potencia o trabajo indicado por ciclo, como sigue:

$$P_i [kW] = P_b [kW] + P_f [kW] \quad (2.9)$$

La potencia de fricción P_f corresponde al trabajo por ciclo requerido para vencer la fricción de los cojinetes, los pistones y todos los componentes mecánicos del motor, además en los motores de aspiración natural se debe sumar la potencia necesaria para expulsar los gases de escape y admitir carga fresca. Esta potencia es difícil de determinar con precisión, un enfoque común consiste en impulsar con un dinamómetro el motor sin encenderlo (sin combustión) y medir la potencia que debe suministrar el dinamómetro para vencer todas las pérdidas por fricción (manteniendo las temperaturas del aceite y agua, el acelerador, las RPM, en un punto de operación).

Los términos “freno” e “indicado” se utilizan para describir otros parámetros de la presión media efectiva (MEP), como la presión media efectiva indicada (IMEP) y la presión media efectiva al freno (BMEP).

La presión media efectiva, del inglés “Mean effective pressure”, corresponde a una medida que entrega el rendimiento relativo del motor, se obtiene dividiendo el trabajo por ciclo por el volumen del cilindro desplazado por ciclo (si se reemplaza el valor de P por P_i):

$$mep [kPa] = \frac{P [kW] * 1000}{V_d [L] * N [rev/s]} \quad (2.10)$$

Tanto el IMEP, BMEP y FMEP pueden calcularse a partir del trabajo indicado, de freno y fricción por ciclo o potencia. La presión media efectiva de freno P_b puede expresarse en términos de torque, utilizando la [Ecuación 2.6](#) y queda expresado como:

$$bmep [kPa] = \frac{6,28n_R T [Nm]}{V_d [L]} \quad (2.11)$$

Los valores del BMEP son similares para diferentes tamaños de motores, este valor se compara con otros para evaluar el rendimiento. También, se utiliza para estimar el desplazamiento del motor necesario para proporcionar un torque o potencia determinado.

Los valores típicos del BMEP para motores Diésel de 4 tiempos de aspiración natural están entre 800 a 900 [kPa], mientras que, los turboalimentados de 4 tiempos poseen un BMEP entre 1600 a 2400 [kPa].

La relación de la potencia al freno (útil) P_b y la potencia indicada P_{ig} se denomina eficiencia mecánica η_m :

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_{ig}} = 1 - \frac{P_f}{P_{ig}} \quad (2.12)$$

Los valores tradicionales de la eficiencia mecánica para un motor automotriz moderno a plena carga o aceleración máxima son cercanos al 90% a velocidades de 1800 a 2400 RPM, disminuyendo a un 75% en la velocidad máxima nominal del motor. A medida que se cierra el acelerador del motor, la eficiencia mecánica disminuye, llegando eventualmente a cero en el funcionamiento en ralentí, donde la potencia de freno es despreciable.

Por otro lado, la relación entre el trabajo producido y la cantidad de energía química del combustible suministrada por ciclo que puede liberarse en el proceso de combustión, se denomina *eficiencia de conversión del combustible* η_f , la energía del combustible está dada por la masa m_f y el poder calorífico del combustible Q_{HV} (define su energía química), esta eficiencia se determina mediante (idea similar a la [Ecuación 2.4](#)):

$$\eta_f = \frac{W_c[kJ]}{m_f[g]Q_{HV}[MJ/kg]} = \frac{(Pn_R/N)}{(\dot{m}_f n_R/N)Q_{HV}} = \frac{P[kW]}{\dot{m}_f[g/s]Q_{HV}[MJ/kg]} \quad (2.13)$$

Donde m_f es la masa de combustible inyectada por ciclo. Considerando que generalmente se conoce el valor de $\dot{m}_f$, se utiliza esta ecuación para calcular el m_f . El Q_{HV} del Diésel es de 42 [MJ/kg].

2.9 Relación aire/combustible y combustible/aire

Normalmente en las pruebas de motores, se mide el caudal másico del aire $\dot{m}_a$ y combustible $\dot{m}_f$, la relación entre estos se utiliza para definir las condiciones de funcionamiento del motor.

$$\text{Relación aire/combustible:} \quad R_{A/C} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.14a)$$

$$\text{Relación combustible/aire:} \quad R_{C/A} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (2.14b)$$

Sin embargo, debido a que la composición de los combustibles comunes varia y que muchos vehículos modernos pueden operar con combustibles diferentes, tiene más sentido normalizar estas relaciones, de esta forma se habla de la *Relación de equivalencia aire-combustible* λ , o su inverso la *Relación de equivalencia combustible-aire* ϕ , estas relaciones normalizan respecto al $R_{A/C}$ estequiométrica o su inverso, esta relación estequiométrica asegura la oxidación completa del combustible sin exceso de oxidante residual en los productos de combustión.

$$\lambda = \frac{R_{A/C}}{R_{A/C \text{ estequiométrica}}} \quad (2.15a)$$

$$\phi = \frac{R_{C/A}}{R_{C/A \text{ estequiométrica}}} \quad (2.15b)$$

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (2.15c)$$

Una mezcla con $\phi = \lambda = 1$, es una mezcla estequiométrica, para mezclas $\phi > 1$ o $\lambda < 1$ indica que hay mas combustible en la mezcla del necesario para la combustión estequiométrica, para mezclas $\phi < 1$ o $\lambda > 1$ indica que hay un exceso de oxidante en la mezcla.

2.10 Eficiencia volumétrica

El sistema de admisión de aire que contempla, el filtro de aire, conducto de admisión, colector de admisión, puerto de admisión y válvula de admisión, restringen la cantidad de

aire que un motor puede aspirar. El parámetro utilizado para medir la efectividad del proceso de admisión de un motor es la *eficiencia volumétrica* η_v . La eficiencia volumétrica se utiliza únicamente en motores de cuatro tiempos, ya que tienen un proceso de admisión separado y claramente definido (a diferencia de los motores de dos tiempos). Se puede calcular de dos maneras en función del caudal masico de aire y las revoluciones del motor, o en función de la masa de aire, ambos sobre el volumen desplazado:

$$\eta_v = \frac{2[\text{rev/ciclo}] \dot{m}_a[\text{kg/s}]}{\rho_{a,i}[\text{m}^3/\text{kg}] V_d [\text{m}^3] N [\text{rev/s}]} = \frac{m_a[\text{kg}]}{\rho_{a,i}[\text{m}^3/\text{kg}] V_d[\text{m}^3]} \quad (2.16)$$

En motores turboalimentados y sobrealimentados, al comprimir el aire de admisión antes de que entre en el cilindro, se aumenta la densidad del aire y, por lo tanto, incrementa la masa de aire que entra en cada cilindro. Para comparar eficiencias volumétricas de diferentes motores, se deben comparar a una velocidad media constante del pistón, en lugar de la velocidad del motor, ya que las dimensiones del sistema de admisión, el puerto y la válvula suelen escalar con el diámetro del cilindro, las velocidades del aire en la admisión escalarán con la velocidad del pistón.

2.11 Transferencia de calor por convección forzada

Dado que la convección forzada representa la mayor parte del calor que fluye desde los gases a las partes del motor, ya que el proceso de transferencia de calor es entre el gas y la superficie solida en movimiento relativo, causado por fuerzas diferentes a la gravedad. Gran parte del trabajo cuantitativo realizado sobre la transmisión de calor por convección forzada se ha llevado a cabo con fluidos que viajan constantemente a través de pasajes tubulares, dispuestos como se muestra en la [Imagen 2-9](#).

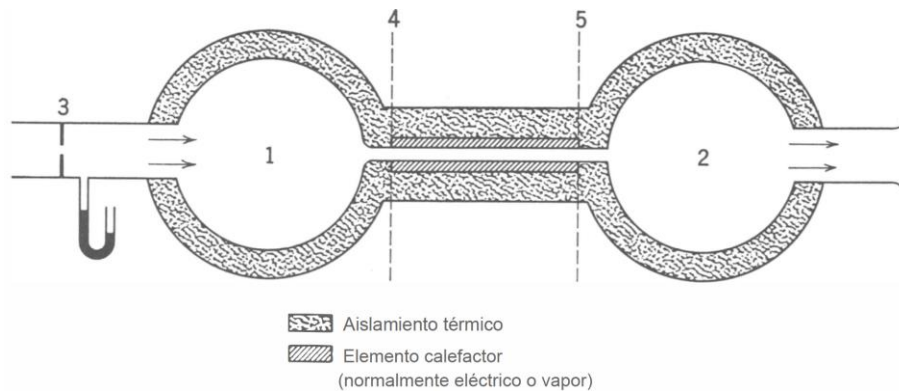


Imagen 2-9: Mecanismo típico para medir el flujo de calor entre una superficie y un fluido en movimiento; 1) Depósito de entrada, 2) Depósito de salida, 3) Orificio para medir flujo masico, 4) Sección tubular en prueba.

Para el caso general de un fluido que transita a través de un pasaje tubular de este tipo, se ha utilizado la siguiente ecuación para correlacionar los resultados de las pruebas en un amplio rango de experimentos:

$$\frac{hL}{k} = C \left(\frac{GL}{\mu g_0} \right)^n \left(\frac{C_p \mu g_0}{k} \right)^m \quad (2.17)$$

donde:

h = coeficiente de transferencia de calor.

L = dimensión característica del pasaje.

k = coeficiente de conductividad térmica del fluido.

G = masa de gas por unidad de tiempo, dividida por el área de la sección transversal del paso de prueba.

μ = viscosidad del fluido.

C_p = calor específico del fluido a presión constante.

g_0 = constante de la fuerza-masa-aceleración.

C , n y m = números adimensionales que dependen de la geometría del sistema de flujo y del régimen de flujo.

La fracción $(GL/\mu g_0)$ es el número de Reynolds del sistema de flujo.

La fracción (hL/k) es el número de Nusselt [\[6\]](#), quien fue pionero en el uso de este parámetro adimensional, al igual que el número de Reynolds, contiene una dimensión característica L y solo puede aplicarse con rigor a sistemas con geometría similar.

La fracción $(C_p \mu g_0/k)$ es el número de Prandtl del fluido [\[7\]](#). Para gases comunes, este número es casi constante e igual a 0,74. Para los líquidos el número de Prandtl varia con la composición y la temperatura. En la metodología de estimación propuesta por Taylor y Toong, este valor se integra dentro de la constante.

En la práctica, la temperatura de la superficie del paso se mide en varios puntos y se promedia. La temperatura del fluido se mide en grandes tanques aislados a la entrada y a la salida de la sección de prueba (ver [Imagen 2-9](#)), y la temperatura del gas se calcula a partir de estas mediciones ([\[8-9-10-11\]](#))

2.12 Intercambiador de calor

Para continuar con el análisis, se consideran dos pasajes con una pared común, como se ilustra en la [Imagen 2-10](#). Supongamos que un gas caliente fluye a través de un pasaje, y un fluido más frío (gas o un líquido) fluye a través del otro. Sea el subíndice " g " para el gas y " c " para el refrigerante o fluido en el otro pasaje. Asumamos que es posible identificar una sección de la pared común entre los pasajes de tal manera que todo el calor que pasa a esta sección desde su superficie, el área A_g del lado del gas, pasa al área A_c del lado del refrigerante. En otras palabras, se asume que el flujo neto de calor a través de los límites de línea discontinua de la sección de la pared mostrada en la [Imagen 2-10](#), es cero.

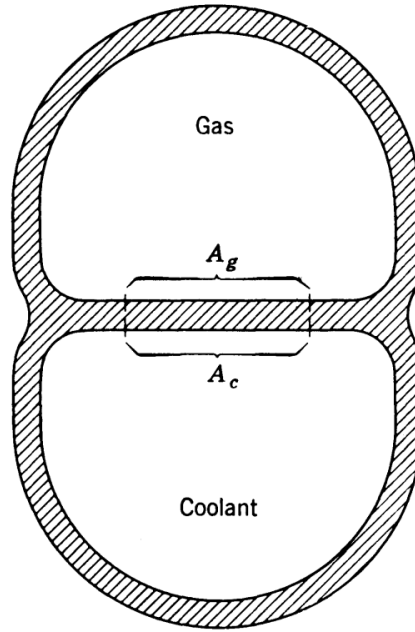


Imagen 2-10: Intercambio de calor a través de una sección de pared. Vista en sección transversal, con flujo normal al plano del dibujo.

A continuación, se utilizan los siguientes símbolos para el análisis:

$\dot{Q}$ = cantidad de calor que fluye por unidad de tiempo a través de las superficies A_g y A_c .

T_c = temperatura media del refrigerante que pasa sobre el área en cuestión.

T_g = temperatura media del gas que pasa sobre el área en cuestión.

T_{sg} = temperatura media de la superficie A_g .

T_{sc} = temperatura media de la superficie A_c .

k_w = coeficiente de conductividad del material de la sección de la pared (dimensiones $Qt^{-1}L^{-1}$).

h = coeficiente de transferencia de calor.

t = espesor de la pared entre A_g y A_c .

El flujo de calor desde gas al área A_g , se puede escribir como:

$$\dot{Q}/A_g = \frac{k_w}{t} (T_{sg} - T_{sc}) \quad (2.18)$$

El flujo de calor a través de la pared será por conducción. Con un espesor de pared uniforme, si el flujo de calor es normal a las superficies, se expresa como:

$$\dot{Q}/A_g = \frac{k_w}{t} (T_{sg} - T_{sc}) \quad (2.19)$$

Finalmente, para el flujo de calor desde la pared al refrigerante:

$$\dot{Q}/A_c = h_c (T_{sc} - T_c) \quad (2.20)$$

Las ecuaciones (2.16), (2.17) y (2.18) son evidentemente tres ecuaciones simultáneas que expresan el flujo de calor. Estas se pueden combinar para obtener varias expresiones útiles en la consideración del flujo de calor en los motores.

1. *Flujo de calor por unidad de área de una superficie interior:*

$$\frac{\dot{Q}}{A_g (T_g - T_c)} = \frac{1}{1/h_g + t/k_w + A_g/h_c A_c} \quad (2.21)$$

2. *Temperatura de la superficie interior (caliente):*

$$\frac{T_{sg} - T_c}{T_g - T_c} = \frac{t/k_w + A_g/h_c A_c}{1/h_g + t/k_w + A_g/h_c A_c} \quad (2.22)$$

3. *Diferencia de temperatura a través de la pared del tubo:*

$$\frac{T_{sg} - T_{sc}}{T_g - T_c} = \frac{t/k_w}{1/h_g + t/k_w + A_g/h_c A_c} \quad (2.23)$$

2.13 Transferencia de calor en motores de combustión interna

El proceso de flujo de calor entre el fluido de trabajo y el medio de enfriamiento de un motor puede abordarse mediante la suposición de que es análogo al proceso de flujo de

calor en el intercambiador de calor. Las diferencias de detalle entre el motor y el intercambiador de calor pueden enumerarse de la siguiente manera:

- a) Una fracción apreciable del calor transferido a las paredes del cilindro y al sistema de escape es por radiación más que por conducción.
- b) La tasa de flujo del fluido en el lado del gas es inestable.
- c) La geometría del sistema de flujo es irregular y cambia periódicamente a medida que gira el cigüeñal.
- d) Las temperaturas del gas varían ampliamente con la posición en el sistema y cambian periódicamente con la posición del cigüeñal.
- e) La conductividad de las paredes varía con la ubicación y con la cantidad de aceite, carbón u otros depósitos en las superficies internas y externas.
- f) Las temperaturas de la superficie en los lados del gas y del refrigerante varía de un punto a otro de manera irregular, y existe una pequeña, pero apreciable variación de estas temperaturas con el tiempo (o ángulo de cigüeñal).
- g) Parte del calor transferido al cilindro se debe a la fricción del pistón.
- h) El calor fluye a lo largo de las paredes del cilindro desde los puntos más calientes a los más fríos.

Estas consideraciones indicarían que el análisis del flujo de calor en los motores es un problema de proporciones formidables. Afortunadamente, mediante el uso de las relaciones de los intercambiadores de calor, junto con las aproximaciones adecuadas, se puede desarrollar un método que brinde resultados útiles. Sin embargo, primero es necesario discutir los puntos anteriores en más detalle.

Radiación: En las condiciones existentes en el cilindro de un motor, parece que la radiación solo puede desempeñar un papel apreciable en el proceso de transferencia de calor durante la combustión y la expansión, es decir, cuando los gases están inflamados.

Las investigaciones sobre la radiación de las llamas de combustión de los motores han demostrado que la emisividad de la llama varía [\[12\]](#), tanto en intensidad total como en

distribución de longitudes de onda, con el tiempo, con la relación de combustible y aire, con la composición del combustible y con la cantidad de detonación presente.

Las mediciones indican que la radiación puede representar entre el 0,7 al 8% de la pérdida de calor en los motores Diesel [13]. Aunque el error probable en tales mediciones es considerable, parece seguro concluir que la radiación solo representa una pequeña parte del calor transferido de los gases a las piezas del motor. Si esto es cierto, no se introducirá ningún error cuantitativo grave si se supone que el calor transferido por radiación está incluido en un proceso de convección hipotético.

Geometría: La forma de los sistemas de flujo de gas y refrigerante en un motor es tan compleja que la teoría no puede predecir en detalle los patrones de flujo o temperatura involucrados. Sin embargo, la experiencia con sistemas de flujo constante ha demostrado que, con la elección adecuada de valores medios, los sistemas con geometría irregular pero similar pueden correlacionarse mediante ecuaciones del tipo desarrolladas para pasajes tubulares. Esta experiencia lleva a la esperanza de que, para un cilindro dado, o para una serie de cilindros similares, se encuentren útiles ecuaciones similares a las desarrolladas para pasajes tubulares.

Temperaturas: La variación de temperatura con el tiempo y la posición puede manejarse definiendo cada temperatura como una temperatura efectiva media, es decir, la temperatura equivalente constante y uniforme que resultaría en la tasa de flujo de calor observada sobre la misma superficie.

Los métodos para estimar tales temperaturas se discuten más adelante. Por el momento, solo la definición es importante.

Calor de fricción: Parte del calor que fluye desde la pared del cilindro es causado por la fricción del pistón. En las ecuaciones de transferencia de calor que siguen se asume que $\dot{Q}$ solo incluye el calor transferido desde los gases. Evidentemente, la fricción no tendrá una influencia apreciable en el calor transferido a las partes del cilindro distintas de la camisa del cilindro.

2.14 Modos de transferencia de calor

Encontramos 3 métodos de transferencia de calor, la conducción, convección y radiación, los cuales interactúan durante la transferencia de calor en el motor.

Conducción: El calor se transfiere por movimiento molecular, debido a un gradiente de temperatura. Este calor se transfiere por conducción a través de la culata, de las paredes del cilindro y el pistón a través de los anillos del pistón hacia la pared del cilindro hasta el bloque del motor. Este flujo de calor se rige por la Ley de Fourier.

Convección: El calor se transfiere a través de fluidos en movimiento, en el motor el calor se transfiere por convección forzada entre los gases del cilindro y la culata, las paredes del cilindro y el pistón durante los procesos de admisión, compresión, combustión y escape.

Radiación: El intercambio de calor por radiación se produce mediante la emisión y absorción de ondas electromagnéticas. En el motor los gases de combustión a alta temperatura y la llama a las paredes de la cámara de combustión generan estas longitudes de onda en las que la energía se transforma en energía térmica. Este método de transferencia de calor se rige por la Ley de Stefan-Boltzmann, utilizando el concepto de “cuerpo negro”.

2.15 Proceso global de transferencia de calor en un motor de combustión interna

El flujo de calor hacia la pared tiene una componente convectiva y otra de radiación, luego este flujo se conduce a través de la pared el cual por conducción se transfiere hasta el otro extremo donde se encuentra con el refrigerante a menor temperatura transfiriendo el calor por convección. Tal como se observa en la [Imagen 2-11](#).

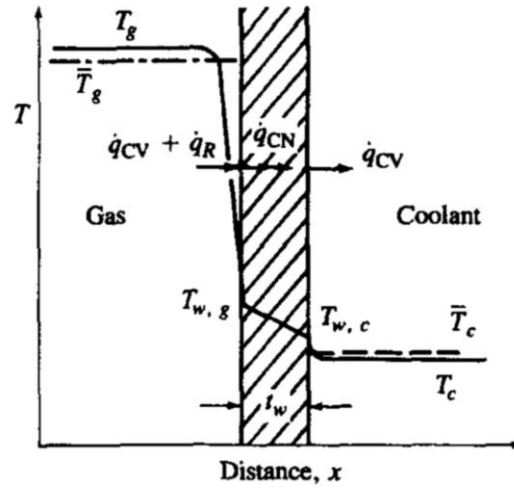


Imagen 2-11: Distribución de temperatura y flujo de calor a través de la pared de la cámara de combustión.

En los motores de combustión interna, a lo largo de cada ciclo de funcionamiento, la transferencia de calor tiene lugar en condiciones variables de presión, temperatura y velocidades locales, y el área superficial en función del ángulo del cigüeñal. En general, los investigadores han llegado a la conclusión de que el proceso de transferencia de calor casi constante es suficientemente preciso para la mayoría de los cálculos. Para un flujo de calor unidimensional constante a través de una pared, las ecuaciones que relacionan el flujo de calor $\dot{q} = \dot{Q}/A$ y las temperaturas son:

Zona del gas:

$$\dot{q} = \dot{q}_{CV} + \dot{q}_R = h_{c,g}(T_g - T_{w,g}) + \sigma \varepsilon (T_g^4 - T_{w,g}^4) \quad (2.24)$$

En la pared (interfaz):

$$\dot{q} = \dot{q}_{CN} = -k \frac{T_{w,c} - T_{w,g}}{t_w} \quad (2.25)$$

Zona refrigerante:

$$\dot{q} = \dot{q}_{CV} = h_{c,c}(T_{w,c} - T_c) \quad (2.26)$$

2.16 Liberación de calor en motores de combustión interna

La tasa de liberación de la energía química del combustible, generalmente llamado tasa de liberación de calor se expresan según la primera ley de la termodinámica para un sistema abierto que es cuasi-estático (es decir uniforme en presión y temperatura) tal como:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2.27)$$

Donde $\frac{dQ}{dt}$ es la tasa de liberación de calor a través del límite del sistema hacia el sistema, $p \frac{dV}{dt}$ es la tasa de transferencia de trabajo realizada por el sistema debido al desplazamiento del límite del sistema, $\dot{m}_i$ es la tasa de flujo de masa hacia el sistema a través del límite del sistema en la ubicación i (el flujo fuera del sistema sería negativo), h_i es la entalpía del flujo i que entra o sale del sistema y U es la energía interna del material contenido dentro del límite del sistema.

Los flujos masicos a través del sistema (siempre y cuando las válvulas de admisión y escape estén cerradas) son la inyección del combustible y los flujos de hendidura (grietas existentes entre los anillos con pistones, y anillos con paredes del cilindro, generalmente), para efectos prácticos ya que estos efectos de hendidura no son relevantes para este estudio, se omiten. La ecuación que describe este proceso es (donde solo la masa del combustible hacia el sistema se considera):

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (2.28)$$

Se supone que el contenido del cilindro está a una temperatura uniforme en cada instante durante el proceso de combustión, el término “aparente” se usa para describir estas cantidades ya que son aproximaciones a las cantidades reales, que son se pueden determinar con exactitud. Si U y h_f se toman como la energía interna sensible del contenido del cilindro y la entalpía sensible del combustible inyectado, entonces $\frac{dQ}{dt}$ se convierte en la

diferencia entre la energía química o “calor” liberado por combustión del combustible (una cantidad positiva) y la transferencia de calor desde el sistema (en motores, la transferencia de calor es desde el sistema, y por convención termodinámica es una cantidad negativa). Dado $h_{s,f} \approx 0$, esto considera que el cambio en la entalpia sensible del combustible (causado por cambios en la temperatura del sistema) inyectado es tan pequeño que se considera cero, entonces:

$$\frac{dQ_{HRR}}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_{HT}}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} \quad (2.29)$$

La tasa de liberación de calor neto $\frac{dQ_{HRR}}{d\theta}$, es la diferencia entre la tasa de liberación bruto (del combustible) $\frac{dQ_{comb}}{d\theta}$ y la tasa de transferencia de calor a las paredes $\frac{dQ_{HT}}{d\theta}$, es igual a la tasa a la que se realiza trabajo en el pistón más la tasa de cambio de la energía interna sensible del contenido del cilindro.

Si asumimos además que el contenido del cilindro se puede modelar como un gas ideal, entonces tenemos que la energía interna queda:

$$\frac{dQ_{HRR}}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (2.30)$$

De la ley de gases ideales $pV = mRT$, con R constante, obtenemos el logaritmo natural:

$$\ln(pV) = \ln(mRT) \quad (2.31)$$

como la masa y R son constantes:

$$\ln(p) + \ln(V) = \ln(T) + \text{constante} \quad (2.32)$$

se deriva:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (2.33)$$

Entonces esta ecuación se usa para eliminar el termino de temperatura T de la [Ecuación 2.29](#):

$$\frac{dQ_{HRR}}{d\theta} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{d\theta} \quad (2.34)$$

Y finalmente:

$$\frac{dQ_{HRR}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (2.35)$$

Siendo γ (coeficiente politrópico de la mezcla) la relación de los calores específicos $\frac{c_p}{c_v}$, y un rango apropiado para γ en el análisis de liberación de calor en motores diésel es de 1,3 a 1,35 donde generalmente se usa un valor constante dentro de este rango. En realidad, se espera que para la carrera de compresión antes de la combustión $\gamma \approx 1,35$ y para los gases quemados después de la combustión $\gamma \approx 1,26 - 1,3$. Para aplicación de ingeniería la [Ecuación 2.35](#) es adecuada para el análisis de la combustión del motor diésel.

Por otro lado, la integral de la tasa bruta de liberación de calor $\frac{dQ_{comb}}{d\theta}$ durante todo el proceso de combustión debería ser igual (con un margen de error pequeño) a la masa de combustible inyectado m_f multiplicado por su poder calorífico inferior Q_{LVH} ; eso es,

$$Q_{comb} = \int_{t_{inicio}}^{t_{final}} \frac{dQ_{comb}}{dt} dt = m_f \cdot Q_{LVH} \quad (2.36)$$

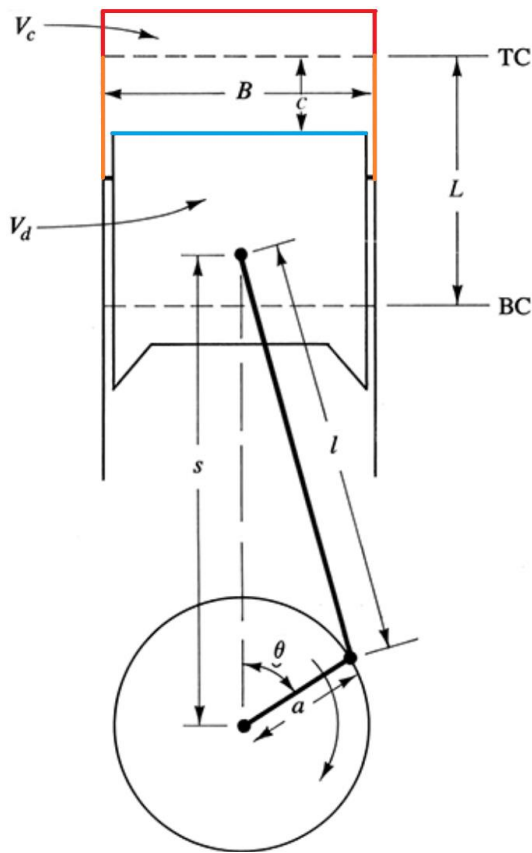
Además, para calcular la tasa de transferencia de calor por convección $\frac{dQ_{HT}}{d\theta}$, se utiliza la Ley de enfriamiento de Newton ya que la transferencia de calor por conducción debido al enfriamiento de las paredes de la culata mediante el refrigerante debe ser igual a la transferencia de calor por convección de las paredes interiores de la cámara de combustión debido a los gases calientes, es por esto que:

$$\frac{dQ_{HT}}{d\theta} \left[\frac{J}{deg} \right] = h_c \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \cdot A [m^2] \cdot (T_g - T_w [K]) \left[\frac{1}{N [rpm] \cdot 60} \right] \quad (2.37)$$

El coeficiente de transferencia de calor convectivo del motor h_c se determina con el método de G. Woschni explicado más adelante en la ecuación 3.28b. El área A , corresponde al área de transferencia de calor variable según el ángulo del cigüeñal, el cual contempla el área del

pistón A_p (constante) más el área superior de la culata (que es igual al área del pistón A_p constante) más de la pared del cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior a estas dos áreas se denomina A_{ch} (constante), más el área de la pared del cilindro cuando el pistón está en movimiento, esto se representa en función del ángulo del cigüeñal, como sigue:

$$A[m^2] = A_p + A_{ch} + \frac{(\pi \cdot B \cdot L)}{2} \cdot [(R + 1 - \cos \theta) - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}] \quad (2.38)$$



A_{ch} : rojo, notar que esta área considera la del pistón más la del lateral. (constante)

A_p : azul (constante)

(θ) : naranja (variable)

Imagen 2-12: Representación de áreas de transferencia de calor en un pistón.

3. Metodología del coeficiente de transferencia de calor

A continuación, se exponen dos metodologías para estimar el coeficiente de transferencia de calor.

El artículo de Taylor y Toong se centra en la transferencia de calor en motores de combustión interna en general, mientras que el artículo de Woschni se centra en la transferencia de calor en la cámara de combustión en particular. Además, el artículo de Taylor y Toong utiliza datos experimentales para desarrollar sus correlaciones, mientras que el artículo de Woschni utiliza un modelo teórico para desarrollar su ecuación. Esto significa que el artículo de Taylor y Toong se basa en datos experimentales y se centra en la transferencia de calor global, a diferencia del artículo de Woschni que es más teórico y se centra en un aspecto específico de la transferencia de calor, el coeficiente de transferencia de calor instantáneo.

3.1 Taylor y Toong “Heat transfer in internal-combustion engines” ASME paper 57-HT-17

Resumen: El problema de la transferencia de calor en los motores de combustión interna se ha estudiado correlacionando las tasas medidas de transferencia de calor al refrigerante de una manera análoga a las obtenidas para convección forzada en sistemas simples de flujo estacionario.

La investigación experimental se llevó a cabo en 4 motores, 3 de encendido por chispa del MIT (Massachusetts Institute of Technology) geométricamente similares y el 4to un motor Diesel Comet-Head CFR (Cooperative Fuel Research Committee). La temperatura media efectiva del gas y los coeficientes de transferencia de calor se definen y miden sobre la base de un modelo unidimensional de transferencia de calor.

El método presentado aquí se ha ampliado para correlacionar los datos de transferencia de calor para motores de diferentes tamaños y tipos, desde encendido por chista y compresión, de 2 y 4 tiempos.

Se encuentra la curva del número de Nusselt formada sobre la base del coeficiente de transferencia de calor frente a un número de Reynolds, basado en el flujo del gas y las características medias del gas, proporciona una mejor predicción de la pérdida de calor del motor que métodos sugeridos anteriormente.

Introducción: La refrigeración eficaz de las paredes de los cilindros de un motor de combustión interna es esencial, no sólo por consideraciones de resistencia estructural y rigidez, sino también de la fiabilidad en el rendimiento. Las fallas debido a lubricación inadecuada y combustión anormal (combustión con preignición o detonación) en muchos casos se cree que son causados por el sobrecalentamiento. Sin embargo, el enfriamiento excesivo de las paredes del cilindro también provoca corrosión y reducción de la eficiencia térmica y mecánica. Es así evidente que es muy importante un estudio racional del problema de la transferencia de calor en los motores de combustión interna.

Trabajo previo: Se han utilizado dos métodos principales en la investigación de la transferencia de calor en motores de combustión interna. Uno se basa en el análisis de una tarjeta indicadora (“indicator card”) y el segundo, en la medición del calor cedido al agua de la camisa (“heat rejected to the jacket water”). Trabajos de Janeway ([14](#), [15](#)) y Lanchester ([16](#)) se encuentran entre aquellos que utilizan el primer método. Los cálculos involucrados son tediosos y la consistencia de los resultados depende en gran medida de la precisión de los diagramas de indicadores.

Se ha trabajado mucho sobre la base de las mediciones de calor, se puede encontrar un resumen de este tipo de trabajo en un artículo anterior del autor principal ([17](#)). Un trabajo más reciente se informó sobre motores geoméricamente similares Smith y otros ([18](#)). Sus resultados experimentales se correlacionan análogamente a los obtenidos para la convección formada entre una corriente de fluido en movimiento constante y un límite sólido. Con apropiadas interpretaciones de los números de Nusselt, los números de Stanton

y los de Reynolds, números de Prandtl, diferencias medias de temperatura, etc., Se encontró que las relaciones establecidas para la convección forzada en sistemas simples de flujo estacionario podrían aplicarse al proceso periódico en motores de combustión interna.

Presente trabajo: Dos de las principales dificultades experimentadas en la investigación de la transferencia de calor en los motores son: a) la incertidumbre debido a la fricción del pistón, en la cantidad de calor transferido al agua de la camisa (“jacket water”) desde los gases, y b) la incertidumbre en el área medida de la transferencia de calor, debido al movimiento del pistón. Para eliminar las incertidumbres, se separan los sistemas de refrigeración de la culata (“cylinder head”) y de la camisa del cilindro (“barrel”), y la mayoría de las correlaciones se basan únicamente en mediciones del flujo de calor hacia la culata.

Las pruebas se realizaron en tres motores del MIT geométricamente similares, de encendido por chispa ([19](#), [20](#)) y un motor Diésel CFR Comet-Head. Para calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado del gas, se usa una temperatura media efectiva del gas, determinada a partir de las mediciones de transferencia de calor a través de la culata. Para continuar, se relaciona el número de Nusselt con un número de Reynolds del lado del gas.

El método aquí presentado también se extiende para correlacionar el calor transferido de datos obtenidos de motores comerciales de diferentes tamaños y diseños, incluidos de encendido por chispa (S.I) y de encendido por compresión de dos y cuatro tiempos.

Consideraciones teóricas: Considere una placa plana como se muestra en la Imagen 3-1, con flujo constante de un gas caliente T_g , y un fluido más frío a temperatura T_c , la temperatura de la superficie del lado del gas T_{sg} y la de la superficie del lado del refrigerante T_{sc} .

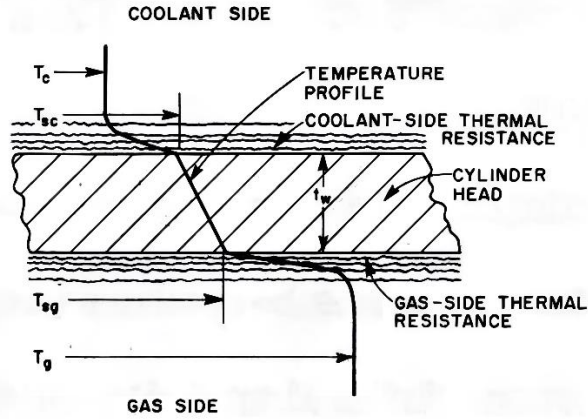


Imagen 3-1: Modelo de transferencia de calor

Suponiendo un flujo de calor unidimensional en dirección normal al plano, se puede escribir la Ley de enfriamiento de Newton para un área de superficie, A , de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = h_g A_g (T_g - T_{sg}) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q} = h_c A_c (T_{sc} - T_c) \quad (3.2)$$

Donde $\dot{Q}$ es la tasa de flujo de calor y hA es la conductancia térmica de la película de fluido. Los subíndices g y c denotan los lados del gas y del refrigerante, respectivamente.

A partir de la Ley de conducción de calor de Fourier, también se puede escribir:

$$\dot{Q} = \frac{k_w}{t_w} A_e (T_{sg} - T_{sc}) \quad (3.3)$$

Donde k_w es la conductividad termica y t_w es el espesor de la pared, A_e es el área superficial de la sección de la placa en cuestión.

También, se puede escribir una expresión para la conductancia general del gas al refrigerante de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA(T_g - T_c) \quad (3.4)$$

Donde:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_g A_g} + \frac{t_w}{k_w A_e} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (3.5)$$

En general, para los lados de gas y refrigerante de dicho modelo:

$$\frac{hL}{k} = \phi(R, \sigma) \quad (3.6)$$

donde L es una dimensión típica de la placa, k es la conductividad del fluido. La fracción $\frac{hL}{k}$ generalmente conocida como el Numero de Nusselt. R es el Numero de Reynolds $\frac{GL}{\mu}$, y σ es el Numero de Prandtl del fluido $\frac{C_p \mu}{k}$.

De las ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3, las siguientes expresiones pueden ser derivadas para el perfil de temperatura del gas del refrigerante a través del modelo de transferencia de calor.

$$\frac{T_{sc} - T_c}{T_g - T_c} = \frac{\frac{1}{h_c A_c}}{\frac{1}{h_g A_g} + \frac{1}{h_c A_c} + \frac{t_w}{k_w A_e}} \quad (3.7)$$

y

$$\frac{T_{sg} - T_c}{T_g - T_c} = \frac{\frac{1}{h_c A_c} + \frac{t_w}{k_w A_e}}{\frac{1}{h_g A_g} + \frac{1}{h_c A_c} + \frac{t_w}{k_w A_e}} \quad (3.8)$$

En el caso de una sección dada de la placa en la Imagen 3-1, $A_g = A_c = A_e$. Sin embargo, para efectos de aplicación al problema de flujo de calor del motor, es conveniente llevar estas áreas separadas en las ecuaciones anteriores.

Relación entre el motor y el modelo: Si se considera el modelo de la Imagen 3-1 como una representación de una porción de la pared de un cilindro de motor, entonces las velocidades de flujo y las temperaturas variarían con el tiempo y la posición, y entonces el flujo de calor a través de la estructura no sería unidimensional. Sin embargo, a pesar de estas dificultades, se esperaba que las relaciones anteriores pudieran ser útiles, siempre y cuando se usaran valores medios apropiados.

Al aplicar las ecuaciones anteriores a los motores, se utilizan las siguientes definiciones a menos que se indique lo contrario:

- a) $\dot{Q}$ es la tasa de flujo de calor del lado del gas al refrigerante para una parte dada de la estructura del cilindro.
- b) La longitud típica es el diámetro interior, b .
- c) Cuando se desconoce el área superficial, el coeficiente de transferencia de calor se basa en el área del pistón, A_p .
- d) T_g es la temperatura efectiva media del gas, determinada por los métodos que se describirán.
- e) T_c es la temperatura media del refrigerante, dado que en la práctica las temperaturas de entrada y salida del refrigerante no suelen estar separadas más de 12 [°C], se tomó la media aritmética de estas dos temperaturas.
- f) Idealmente, T_{sg} y T_{sc} se tomarían como las temperaturas medias de la superficie interior y exterior de toda el área a través de la cual se medirá el flujo de calor. Ya que la instalación de las termocuplas superficiales en un motor es difícil, se decidió medir las temperaturas superficiales en un solo punto de lado del refrigerante y en otro punto, opuesto en el lado del gas de la cabeza del cilindro. Si los puntos elegidos dieran temperaturas representativas de las temperaturas superficiales medias reales de toda la superficie de transferencia de calor, las ecuaciones desarrolladas para el modelo también servirán para el motor. Por lo tanto, T_{sg} y T_{sc} se toman como las lecturas de dos termocuplas, instaladas como se describe posteriormente.

- g) G_g es la tasa de flujo de masa de gas al motor dividido por el área del pistón, y G_c la tasa de flujo de masa del refrigerante dividida por el área del pistón.
- h) μ y k son la viscosidad y conductividad del fluido tomadas en T_g para el gas y en T_c para el refrigerante.
- i) Dado que pueden estar en cuestión motores similares de diferentes tamaños, es útil reescribir la Ecuación 3.1 para usarla con diferentes motores.

$$\frac{\dot{Q}}{b} = \frac{\pi k_g h_g b}{4 k_g} (T_g - T_{sg}) \quad (3.9)$$

introduciendo el Numero de Nusselt del lado del gas $\frac{h_g b}{k_g}$, y el área de referencia $\frac{\pi b^2}{4}$.

El número de Reynolds del lado del gas se escribe como:

$$R_g = \frac{\dot{M}_g b}{A_p \mu_g} = \frac{G_g b}{u_g} \quad (3.10)$$

donde $\dot{M}_g$ es la tasa de flujo másico de la mezcla gaseosa, es decir, aire más combustible.

- j) De manera similar las ecuaciones pueden ser escritas para el flujo de calor del lado del refrigerante, de esta forma:

$$\frac{\dot{Q}}{b} = \frac{\pi k_c h_c b}{4 k_c} (T_{sc} - T_c) \quad (3.11)$$

y el Número de Reynolds para el lado del refrigerante:

$$R_c = \frac{\dot{M}_c b}{A_p \mu_c} = \frac{G_c b}{u_c} \quad (3.12)$$

Aparato experimental: En esta investigación se utilizaron tres motores de encendido por chispa, monocilíndricos y geoméricamente similares (G.S.). Estos motores fueron diseñados y contruidos en los Laboratorios Sloan del Instituto de Tecnología de

Massachusetts. Una descripción de estos motores junto con dibujos seccionales se puede encontrar en los artículos de Taylor, ([19](#), [20](#)).

El motor Diésel monocilíndrico es un producto de Waukesha Motor Company. Tiene una cámara de combustión de tipo remolino de aire, comúnmente llamado cabeza de cometa (“Comet Head”).

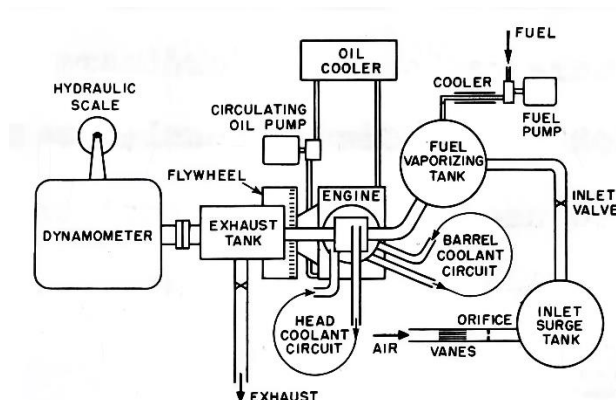


Imagen 3-2: Diagrama esquemático de la instalación del motor testado

Las especificaciones importantes de estos motores se presentan a continuación en la siguiente Tabla:

Tabla 3-1: Especificaciones de motores testados. Taylor y Toong ASME paper 57-HT-17.

Característica	Motores geoméricamente similares			Comet Diesel
Bore [in]	2,5	4	6	3,25
Stroke [in]	3	4,8	6	4,5
Compression ratio	5,7	5,74	4,74	13
Ignition	Spark	Spark	Spark	Compression
Pistón área [sq in.]	4,91	12,57	28,3	8,31
Average thickness of cylinder head [in]	0,417	0,667	1	0,375
Cylinder-head conductivity (cast iron) [Btu/min – in - °F]	0,0389	0,0389	0,0389	0,0389

Un diseño esquemático de la configuración de prueba para los motores geoméricamente similares se muestra en la Imagen 3-2. Se utiliza una configuración similar para el Comet Diesel.

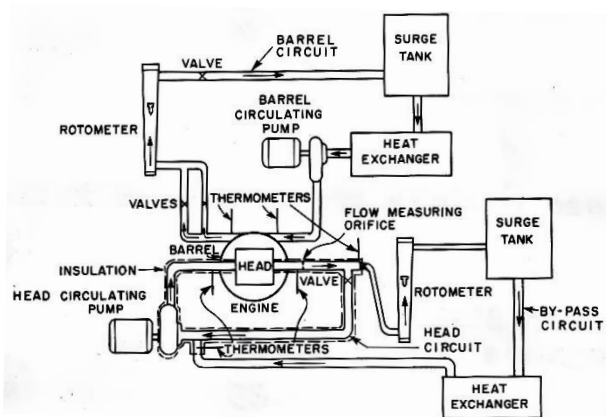


Imagen 3-4: Diagrama de circuitos del refrigerante de la culata y la camisa

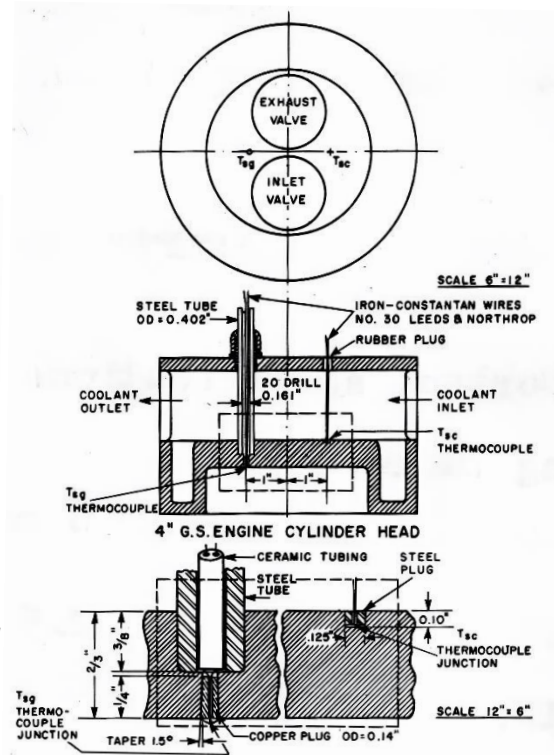


Imagen 3-3: Instalación de termocupas superficiales en la culata del cilindro

Circuitos del refrigerante: La culata (“head”) y la camisa (“barrel”) del cilindro se enfriaron por separado en dos circuitos de refrigeración diferentes, como se muestra en la Imagen 3-3. Se utilizó un circuito de derivación para enfriar la culata (“head”), con el fin de mejorar la precisión en la medición de la tasa de transferencia de calor al aumentar el cambio de temperatura en este circuito de derivación. La refrigeración de la camisa (“barrel”) se realiza mediante un circuito pasante simple

Termocuplas: La Imagen 3-4 muestra la ubicación y construcción de los termopares para el motor G.S de 4".Debido a la presencia de un tubo protector alrededor del termopar del lado del gas, es imposible colocar el termopar del lado del refrigerante directamente al frente. Se tomo una posición simétrica.

Las termocuplas se instalaron de manera similar tanto en el lado del gas como del lado del refrigerante en la cabeza del cilindro ("cylinder head") para el motor de 2,5", 6" y el Diesel (21).

Resultados de las pruebas: Dado que el efecto de la fricción del pistón sobre el flujo de calor hacia la camisa del cilindro ("cylinder barrel") es incierto, la mayoría de los resultados aquí expuestos provienen únicamente de mediciones del flujo de calor de la culata ("cylinder head").

Dado que el flujo de calor desde el cuerpo de la camisa("barrel") y la culata ("head") era pequeña, y dado que nunca hubo una gran diferencia de temperatura entre la culata y el cuerpo del cilindro en el área de contacto, parece seguro asumir que el flujo de calor medido desde la culata fue igual al calor recibido por la culata desde los gases, $\dot{Q}_h$.

Para todas las pruebas reportadas aquí, la temperatura del aire de entrada y del aceite se mantiene constante. La relación entre la presión de entrada y la de escape se mantuvo constante e igual a 1,0 en todo momento.

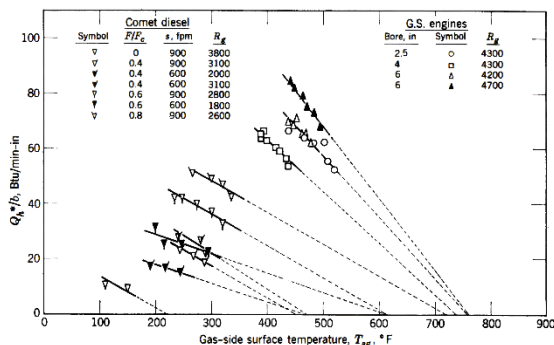


Imagen 3-5: Determinación de la temperatura media efectiva del gas adiabática.

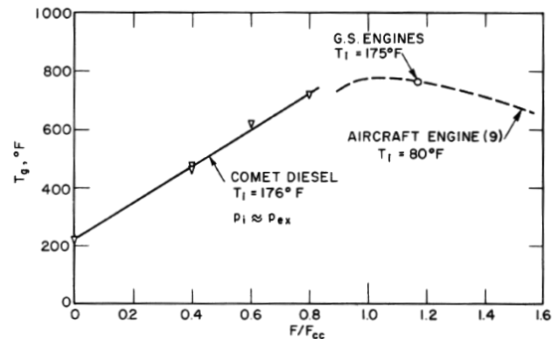


Imagen 3-6: Temperatura media efectiva del gas v/s Relación aire combustible

Determinación de h_g y T_g : La Ecuación 3.9 sugiere un método para determinar h_g y T_g midiendo $\dot{Q}$ y T_{sg} en al menos dos pruebas, donde los valores de h_g y T_g permanecen constantes. Por ejemplo, en pruebas donde las condiciones en el lado del refrigerante varían sin cambiar ninguna condición en el lado del gas, se puede suponer que los valores de h_g y T_g permanecen constantes, independientes de la tasa de transferencia de calor. Para obtener mayor precisión, se recomienda realizar muchas ejecuciones en condiciones extremas del lado del refrigerante.

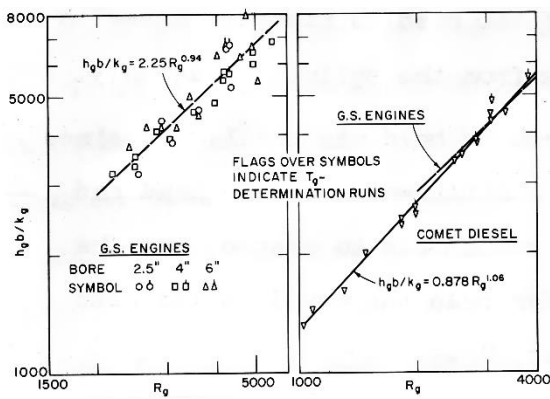


Imagen 3-8: Número de Nusselt lado del gas v/s Número de Reynolds lado del gas

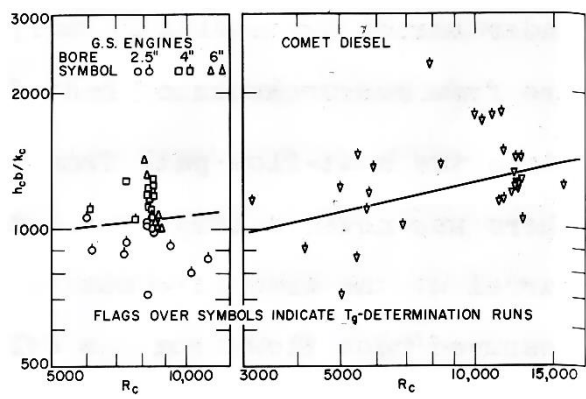


Imagen 3-7: Número de Nusselt lado refrigerante v/s Número de Reynolds lado refrigerante

En la Imagen 3-5 se presentan gráficamente los resultados de dichas pruebas para las cabezas de los cilindros de los cuatro motores. Con un valor dado de relación aire-combustible, velocidad del pistón y Reynolds del gas, se hace variar T_{sg} cambiando la temperatura del refrigerante y/o la velocidad del flujo del refrigerante.

Referenciando la Ecuación 3.9, la pendiente de la línea recta que representa los puntos experimentales es igual a $-\left(\frac{\pi k_g}{4}\right)\left(\frac{h_g b}{k_g}\right)$, mientras que el intercepto en la abscisa es el valor de T_g .

Los valores de T_g obtenidos de la Imagen 3-5 se representan en función de la relación aire-combustible de la Imagen 3-6. La línea discontinua representa mediciones de T_g por un método similar para un cilindro de motor de avión (22).

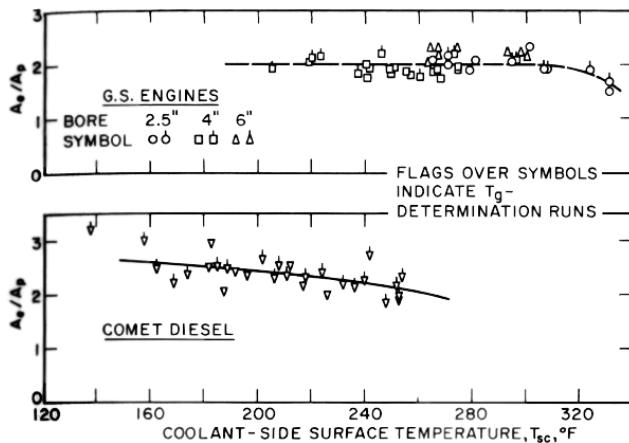


Imagen 3-10: Variación del área media efectiva de transferencia de calor A_e/A_p .

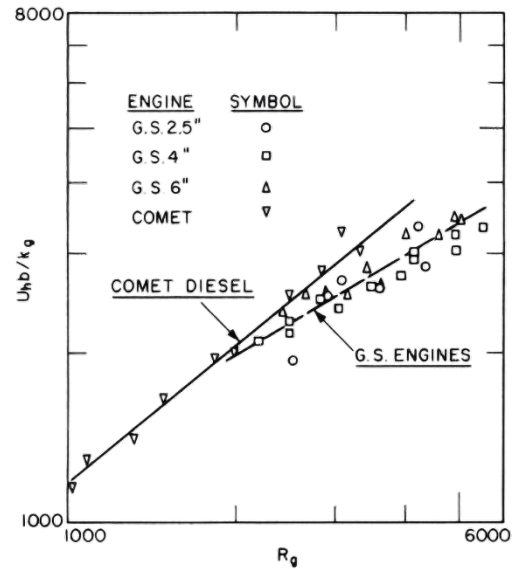


Imagen 3-9: Número de Nusselt global de la cabeza del cilindro v/s Número de Reynolds del lado gas

Número de Nusselt del lado del gas: Habiendo determinado T_g , la Ecuación 3.9 se puede resolver para el Número de Nusselt del lado del gas en términos del Número de Reynolds del lado del gas.

Las gráficas para los cuatro motores probados se dan en la Imagen 3-7. Los puntos experimentales caen alrededor de líneas de pendiente constante (en coordenadas logarítmicas) casi tan bien como en el caso de experimentos de flujo constante en tubos (23).

Numero de Nusselt del lado del refrigerante: La Imagen 3-8 muestra el Numero de Nusselt del refrigerante frente al Número de Reynolds para los cuatro motores. Esta

correlación es decepcionante, probablemente debido principalmente a un error experimental.

Referenciando a la Ecuación 3.11, es probable que la principal fuente de error esté en la medición de la diferencia de temperatura ($T_{sc} - T_c$).

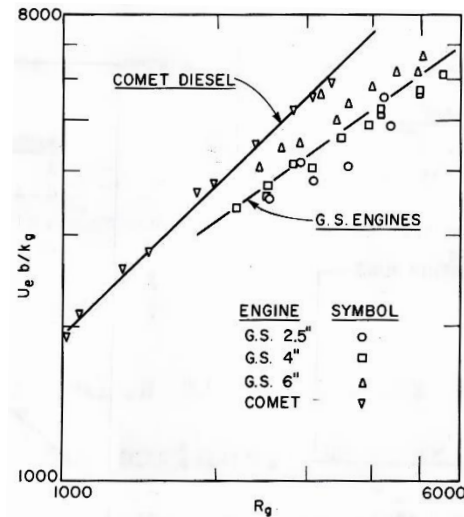


Imagen 3-11: Número de Nusselt global del motor v/s Número de Reynolds lado gas

Esta diferencia tiene un promedio de poco más de 100°F (38°C), mientras que la diferencia entre T_g y T_{sg} es cuatro veces mayor.

Otra fuente de error está en el gran retraso térmico en un sistema que tiene una masa considerable de agua y metal.

Incluso cuando el sistema en su conjunto parece estar en equilibrio térmico, pueden existir variaciones temporales que afecten las mediciones de temperatura.

Área de transferencia de calor: A partir de la Ecuación 3.3 se puede escribir para la cabeza del cilindro del motor:

$$\dot{Q}_h = \frac{k_w}{t_w} A_e (T_{sg} - T_{sc}) \quad (3.13)$$

donde A_e es el área transversal efectiva a través de la cual fluye calor desde la superficie del lado del gas hasta la superficie del refrigerante. Dado que un gran número de mediciones de $\dot{Q}_h$, T_{sg} y T_{sc} se realizaron durante el curso de estos experimentos, asumiendo k_w el mismo y t_w proporcional al diámetro interior, la validez de la Ecuación 3.13 podría probarse resolviendo para A_e y de allí la relación de área $\frac{A_e}{A_p}$. Esta relación debe ser la misma para todos los motores de series similares, y para el único motor Diesel.

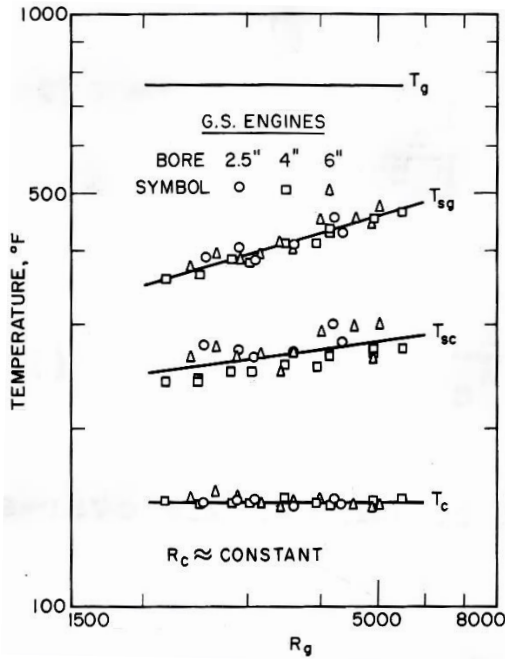


Imagen 3-12: Perfiles de temperatura a través de la cabeza del cilindro de tres motores similares M.I.T.

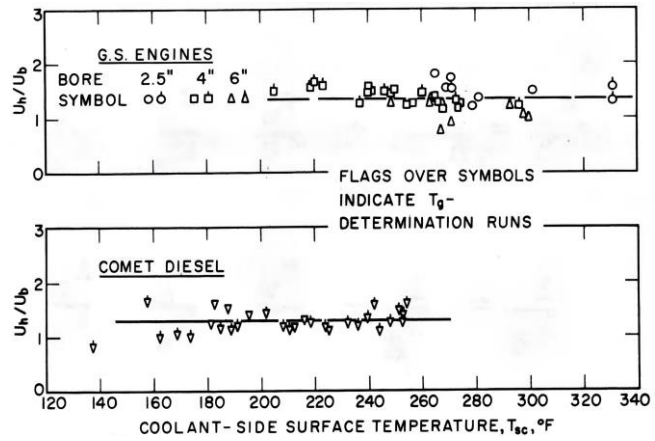


Imagen 3-13: Relación entre los coeficientes de transferencia de calor entre la cabeza U_h v/s la camisa del cilindro U_b .

La Imagen 3-9 muestra los valores de $\frac{A_e}{A_p}$ v/s T_{sc} de un gran número de pruebas.

Coeficiente Global de Transferencia de Calor: Usando la Ecuación 3.4 como modelo, los coeficientes generales de transferencia de calor para un motor se pueden escribir de la siguiente manera:

$$U_h = \frac{\dot{Q}_h}{A_p(T_g - T_c)} \quad (3.14)$$

$$U_e = \frac{\dot{Q}_e}{A_p(T_g - T_c)} \quad (3.15)$$

donde U_h es el coeficiente global de transferencia de calor para la cabeza del cilindro solamente, y U_e es el coeficiente global de transferencia de calor para el motor basado en $\dot{Q}_e$, el calor cedido al refrigerante por la cabeza del cilindro y el cuerpo del cilindro (ambos).

Considerando la Ecuación 3.5, se puede escribir en términos del motor:

$$\begin{aligned} \frac{k_g}{U_b} &= \frac{k_g}{h_g b} + \frac{t_w}{b} \frac{k_g}{k_w} \frac{A_p}{A_e} + \frac{k_g}{k_c} \frac{k_c}{h_c b} \\ \frac{1}{N_U} &= \frac{1}{N_g} + \frac{t_w}{b} \frac{k_g}{k_w} \frac{A_p}{A_e} + \frac{k_g}{k_c} \frac{1}{N_c} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Donde U puede ser cualquiera; U_h (head only) o U_e (head + barrel) y N_U puede ser llamado el Numero de Nusselt Global o general o total.

Para motores similares, k_w , t_w/b y A_p/A_e serán los mismos. Para valores dados de T_g y T_c , las relaciones k_g/k_w y k_g/k_c también serán las mismas. Entonces, si el número de Nusselt del refrigerante es constante, o bien proporcional al número de Nusselt del lado del gas, el número de Nusselt Global es una función del número de Nusselt del lado del gas solamente, para tales condiciones se puede escribir para cualquiera de los dos U_h o U_e , por analogía con la Ecuación 3.6:

$$N_U = \theta(R_g) \quad (3.17)$$

Las Imágenes 3-10 y 3-11 muestran los números de Nusselt Globales de la culata (“head”) y del motor (“head + barrel”) frente al número de Reynolds del lado del gas, cuando el

número de Nusselt del refrigerante, T_g y T_c se mantuvieron constantes. Los resultados son predichos por la Ecuación 3.17 dentro de la dispersión habitual de las mediciones de transferencias de calor del motor.

Para llegar al flujo de calor total, el valor de $\dot{Q}$ para todo el cilindro se tomo como $\dot{Q}_b + \dot{Q}_h$. Es decir, el calor de la camisa (“barrel”) más el calor de la cabeza del cilindro (“head”).

Perfiles de temperatura: Aplicando las Ecuaciones 3.7 y 3.8 a los motores, y multiplicando numerador y denominador del lado derecho por $(A_p k_g / b)$, se obtiene:

$$\frac{T_{sc} - T_c}{T_g - T_c} = \frac{\frac{k_g}{k_c} \frac{1}{N_c}}{\frac{1}{N_g} + \frac{k_g}{k_c} \frac{1}{N_c} + \frac{k_g A_p}{k_w A_e} \frac{t_w}{b}} \quad (3.18)$$

y

$$\frac{T_{sg} - T_c}{T_g - T_c} = \frac{\frac{k_g}{k_c} \frac{1}{N_c} + \frac{k_g A_p}{k_w A_e} \frac{t_w}{b}}{\frac{1}{N_g} + \frac{k_g}{k_c} \frac{1}{N_c} + \frac{k_g A_p}{k_w A_e} \frac{t_w}{b}} \quad (3.19)$$

Cuando los motores son similares y la relación aire-combustible y la temperatura del refrigerante son las mismas, todas las relaciones de área, conductividad y también t_w/b serán iguales. Luego, si N_c se mantiene constante, el perfil de temperatura dependerá solamente de N_g (y por lo tanto de R_g).

La Imagen 3-12 muestra que la relación predicha anteriormente se cumple muy bien en los tres motores similares del MIT.

Relación entre el flujo de calor de la cabeza (“head”) y la camisa (“barrel”) del cilindro

La Imagen 3-13 muestra la relación entre el coeficiente de cabeza (“head”) total y el coeficiente de la camisa (“barrel”) total. La relación media parece ser 1,3 tanto para los motores similares como para el motor Comet Diesel. La dispersión de los puntos refleja la dispersión de los datos del lado del refrigerante observada en la Imagen 3-8.

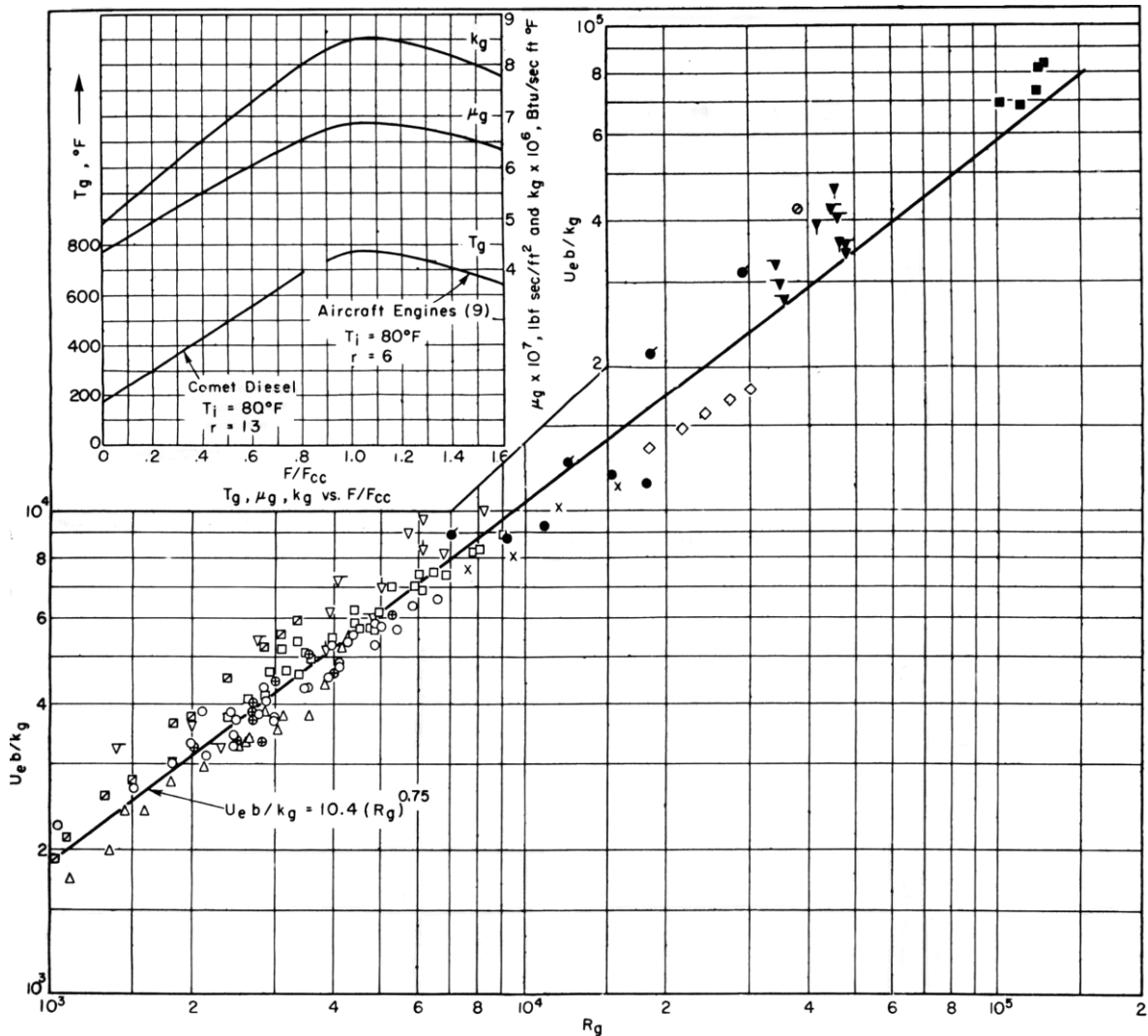


Imagen 3-14: Número de Nusselt total del motor v/s Número de Reynolds del lado del gas para motores comerciales

SYMBOL	TYPE	MODEL	CYCLE	SI OR DIESEL	BORE IN.	STROKE IN.	SOURCE OF DATA
Δ	GS	2-1/2"	4	SI	2.5	3	Smith et al., MIT Thesis, 1952
○	GS	4"	4	SI	4.0	4.8	
□	GS	6"	4	SI	6.0	7.2	
●	CFR	4-Stroke	4	SI	3.25	4.5	Meyers and Goelzer, MIT Thesis, 1948
●	CFR	Loop Scav.	2	SI	3.25	4.5	
◇	Aircraft	Rolls Royce V-12	4	SI	5.4	6.0	Povolny et al., NACA TN 2069, April, 1950
▼	COM	Loop Scav.	2	D	6.25	9.0	Manufacturer's Curves
▼	COM	Loop Scav.	2	D	8.5	11.5	" "
▼	COM	OP	2	D	8.13	10.75	" "
▼	COM	OP	2	D	8.13	10.75	" "
♂	TRUCK	Pop. Valve	2	D	4.25	5.0	" "
⊠	CFR	Comet Head	4	D	3.25	4.5	Lundholm and Steingrimsson, MIT Thesis, 1954
■	MAR	Loop Scav.	2	D	28.3	47.3	Sulzer Tech. Review, No. 2, 1935
▽	AUTO	V-8	4	SI	3.56	3.6	Manufacturer's Curves
▽	AUTO	6-Cyl.	4	SI	3.56	3.6	
▽	AUTO	V-8	4	SI	3.8	3.5	" "
▽	TRUCK	V-8	4	SI	3.5	3.1	" "
⊙	LOCO	12-Cyl.	4	D	8.13	10	Manufacturer's Letter
x	Aircraft	Air Cooled	4	D	6.13	6.88	NACA TR-683

Imagen 3-15: Clave para símbolos usados en Imagen 3-14.

Flujo de calor en Motores Comerciales: La mayoría de los motores comerciales están equipados con bombas de refrigerante accionadas por el motor de tal naturaleza que la velocidad de circulación del refrigerante tiende a ser proporcional a la velocidad del flujo del gas. Cuando esto es cierto, el número de Reynolds del lado del refrigerante tiende a ser proporcional al número de Reynolds del lado del gas.

En vista de la relación anterior, y debido a que los diseños de los cilindros de los motores tienden a tener una similitud aproximada, se espera que los coeficientes de transferencia de calor generales para los motores comerciales puedan correlacionarse mediante los mismos métodos utilizado en la Imagen 3-11.

La Imagen 3-14 muestra el número de Nusselt del motor (global) frente al número de Reynolds del lado del gas para una gran cantidad de motores comerciales. Los datos de la figura 3-11 se incluyen.

Los hechos pertinentes sobre la Imagen 3-14 son los siguientes:

- 1) Los valores numéricos de k_g , μ_g y T_g se tomaron como funciones de la relación aire-combustible global, F/F_{cc} . El gráfico en la parte superior izquierda de la imagen 3.15 muestra los valores actualmente usados.

2) $\dot{Q}$, el calor transferido a las paredes del cilindro por los gases se tomó de la siguiente manera:

- a) Cuando no se disponía de un valor para el calor perdido por el aceite, se tomó $\dot{Q}$ como igual al calor cedido transferido al refrigerante. Este procedimiento es equivalente a suponer que el calor perdido por el aceite es igual al calor por fricción transferido al refrigerante.
- b) Cuando se disponía de datos sobre el calor transferido al aceite, se utilizó la siguiente relación:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_o + \dot{Q}_F \quad (3.20)$$

Donde:

$\dot{Q}_c$, es el calor rechazado al refrigerante,

$\dot{Q}_o$, es el calor rechazado al aceite,

$\dot{Q}_F$, es el calor equivalente estimado de la fricción del motor.

Discusión de resultados: En el estudio de la consistencia de las correlaciones, se deben tener en cuenta las dificultades inherentes para obtener un alto grado de precisión en las mediciones de transferencia de calor. Estas dificultades existen incluso en sistemas simples de flujo constantes. Teniendo en cuenta los errores transitorios, de muestro y lectura, se puede suponer una precisión general de los resultados informados aquí de aproximadamente $\pm 20\%$. Dentro de esta precisión experimental, los resultados parecen significar que los supuestos básicos son bastante buenos.

Estos supuestos se pueden resumir de la siguiente manera:

- 1) Las ecuaciones que se aplican a un modelo unidimensional de flujo estacionario se pueden aplicar a un motor siempre y cuando se utilicen los valores medios adecuados.
- 2) Las temperaturas superficiales medidas en un solo punto cerca del interior y exterior de la cabeza del cilindro son representativas de las temperaturas superficiales medias correspondiente a toda el área de transferencia de calor.

La Imagen 3-12 indica que, para todos los motores similares, las temperaturas superficiales en el lado del gas de la cabeza del cilindro son bastante representativas. En otras palabras, la suposición de una transferencia de calor unidimensional a través de resistencia térmica del lado del gas es bastante buena. La dispersión de las grandes desviaciones de los coeficientes de transferencia de calor del lado del refrigerante representados en la Imagen 3-8.

- 3) La temperatura media efectiva del gas no cambia siempre que el único cambio en el sistema de flujo del lado del gas sea un cambio en la temperatura de la pared, T_{sg} .

La casi linealidad de los diferentes grupos de los puntos testeados en la Imagen 3-5 parece justificar esta suposición.

La Imagen 3-10, muestra la relación del área de transferencia de calor efectiva calculada a partir de la Ecuación 3.13, también proporciona un medio para evaluar las suposiciones. La relación de área se mantiene constante dentro de $\pm 15\%$ para todos los motores G.S, excepto en aquellas pruebas en los que la temperatura de la superficie del lado del refrigerante supera los 320°F (160°C).

Cuando la temperatura de la superficie del refrigerante es lo suficientemente alta como para provocar una ebullición local, el área efectiva de transferencia de calor se reduce debido a la presencia de vapor y la suposición de la transferencia de calor unidimensional se vuelve menos válida.

Para el Comet Diesel, los resultados son más dispersos que para los motores G.S. El área aparente disminuye a medida que el lado del refrigerante se calienta. Esta discrepancia puede deberse a un aumento de la ebullición localizada.

En vistas de las diferencias en el diseño de los motores comerciales, el grado de correlación que se muestra en la Imagen 3-14 se considera notable.

Esta figura debe proporcionar un medio para estimar el flujo de calor de la chaqueta ("jackets") de nuevos diseños, o de diseños existentes bajo nuevas circunstancias, mucho mejor que lo que ha estado disponible en el pasado.

3.2 G. Woschni: “A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine”

Resumen: Este artículo introduce un nuevo método para determinar el coeficiente de transferencia de calor para motores de combustión interna. A partir de las leyes de similitud que rigen la transferencia de calor convectivo, el autor ha derivado una ecuación que contiene dos términos convectivos: uno que tiene en cuenta el movimiento del pistón y el otro que tiene en cuenta la convección debida a la combustión. Estos términos, expresados como constantes, relacionan las condiciones de flujo del fluido durante los períodos de barrido y tienen en cuenta el tipo de sistema de combustión. El resultado es una ecuación de aplicación universal diseñada para evaluar los coeficientes de transferencia de calor.

Introducción: Por medio de computadores, ahora es posible calcular las tendencias de presión y temperatura en el cilindro del motor Diesel, y mostrar una concordancia cercana con las condiciones reales. Dichos programas permiten una provisión rápida y conveniente de una gran cantidad de datos interesantes, como la carga térmica, carga mecánica y la eficiencia del motor. Ya no es necesario utilizar procesos teóricos simplificados cuyos resultados suelen ser insatisfactorios. Las ecuaciones diferenciales que describen el cambio de estado del fluido de trabajo en el cilindro a lo largo del ángulo del cigüeñal ahora se pueden resolver paso a paso.

Recientemente, han aparecido varias publicaciones que tratan sobre este tema ([24-27](#)). Al estudiar este material, se hace evidente cuán imperfecto es nuestro conocimiento de una de las condiciones de contorno que son esenciales para este cálculo, que es la transferencia de calor a las paredes del cilindro. Esto se debe a que el proceso en el cilindro no solo cambia localmente, sino que también sufre cambios rápidos en términos de tiempo, por lo que es muy difícil tomar medidas.

Los experimentos a menudo proporcionan datos en forma agrupada, es decir, dependen simultáneamente de muchos parámetros. Solo mediante cálculo electrónico podemos obtener un análisis más preciso de los datos medidos. Esto explica porque este problema se ha vuelto cada vez más importante y porque recientemente han aparecido varios trabajos

(28-31) llamando la atención sobre las deficiencias de las ecuaciones existentes y proponiendo nuevas fórmulas para calcular los coeficientes de transferencia de calor en el motor.

Trabajo previo: Debido a que cualquier cálculo de los eventos del motor requiere la suposición de valores promedio locales, es esencial encontrar una ecuación para el coeficiente de transferencia de calor medio local e instantáneo en el motor. Tal ecuación, junto con la temperatura media del gas T , las superficies A_i (pistón, tapa del cilindro y camisa que participan instantáneamente en la transferencia de calor), y sus correspondientes temperaturas superficiales medias T_{wi} , cuando se integran sobre el ángulo del cigüeñal deben dar el calor total transferido durante todo el ciclo, de acuerdo con:

$$Q_w = \int_{cycle} \sum_i h A_i (T - T_{wi}) d\phi \quad (3.21)$$

Varios autores ya han abordado este problema (32-36), y estas investigaciones teóricas y experimentales han producido varias fórmulas para el coeficiente de transferencia de calor en el motor. Sin embargo, estas fórmulas, al ser aplicadas a un motor dado, de acuerdo con la Ecuación 3.21 resulta (como puede verse fácilmente en la Tabla 3-2) que difieren hasta en un 200%. Todas las ecuaciones que se muestran en la Tabla 3-2, excepto la de Annand, se basan en la fórmula de Nusselt, encontrada por ensayos en una bomba esférica:

$$h = 0,99 \sqrt[3]{p^2 T} \quad (3.22)$$

En el programa de investigación descrito en este artículo se han repetido los experimentos de Nusselt, y parece apropiado comenzar con una discusión de estos resultados porque arrojan luz sobre algunas cuestiones fundamentales.

Tabla 3-2: Pérdida de calor a las paredes, integrada desde el cierre de la entrada hasta la apertura de escape, aplicando diferentes fórmulas para los coeficientes de transferencia de calor. G. *Woschni Heat Transfer Coefficient.*

	Fórmula	% de Calor del Combustible Q_w
Nusselt -1923	$h = 0,99(1 + 1,24c_m) \sqrt[3]{p^2 T}$	15
Briling -1931	$h = 0,99 (3,5 + 0,185c_m) \sqrt[3]{p^2 T}$	8
Eichelberg -1939	$h = 2,1 \sqrt[3]{c_m} \sqrt{pT}$	13
Pflaum -1962	$h = f_1(p_L) f_2(c_m) \sqrt{pT}$	23
Annand -1963	$h = 0,49 \left(\frac{k}{d} \right) Re^{0,7} + 0,91 \left[\frac{\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4}{T - T_w} \right]$	22

En una bomba esférica, una mezcla combustible de gas y aire se enciende centralmente por medio de una chispa. La presión y la temperatura en la bomba aumentan rápidamente al principio y, al completarse la combustión, disminuyen debido a la transferencia de calor a las paredes. La presión se puede medir con un indicador, y luego se calcula la curva de tiempo de la temperatura media local del gas a partir de esta presión aplicando la ecuación para el estado del gas. La primera ley de la termodinámica, en forma diferencial y relacionada con el tiempo empleado en el gas, es:

$$\frac{dQ_c}{dt} = \frac{dU}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} \quad (3.23)$$

y muestra que el calor generado durante la reacción Q_c provoca un cambio en la energía interna U y en el calor transferido a la pared de la bomba.

Una vez completada la combustión, el término de la izquierda de la Ecuación 3.23 se convierte en cero, por lo que a partir de entonces es posible determinar la curva de calor-tiempo y el coeficiente de transferencia de calor directamente a partir del cambio de energía interna del gas.

Este es el mismo método que empleó Nusselt; falla, por supuesto, durante la fase de combustión porque dQ_c/dt es desconocido y cambiante en función del tiempo. Integrando la Ecuación 3.23, es posible al menos, determinar a partir del balance de calor el calor total transferido a la pared durante el período de combustión.

Para su fórmula, Nusselt agregó el factor $(1 + 1,24c_m)$, para tener en cuenta la influencia del movimiento del pistón en el motor. Así nació la conocida fórmula de Nusselt para el coeficiente de transferencia de calor en el motor, que todavía se aplica con frecuencia en la actualidad. Más tarde, Eichelberg también asumió que el término $\sqrt[3]{p^2T}$ era adecuado para representar la transferencia de calor convectivo en el motor, y lo cambió a $\sqrt{pT}$. Para considerar de esta manera la influencia de la radiación en forma global, aumentó la potencia de T y disminuyó la potencia de " p " por medios empíricos.

La extensión de los resultados investigados en la bomba, como lo hizo Nusselt e indirectamente todos los demás autores que han aplicado en sus ecuaciones el término $\sqrt[3]{p^2T}$ o $\sqrt{pT}$, es inadmisibles porque los procesos físicos en ambos casos difieren completamente. En el motor de combustión interna, la transferencia de calor está controlada en gran medida por la convección forzada, un requisito necesario por el movimiento del pistón por un lado y la combustión por el otro. La convección libre es insignificante en el motor. Por lo tanto, todas las ecuaciones que contienen los términos $\sqrt[3]{p^2T}$ o $\sqrt{pT}$, no están fundamentadas teóricamente. Solo tienen un carácter empírico y un pequeño campo de aplicación, que en la mayoría de los casos se ignora y a menudo ni siquiera se conoce. Esa es la razón principal de las deficiencias de las ecuaciones mencionadas en la Tabla 3-2.

La transferencia de calor en el motor está controlada por tres influencias físicas importantes: convección, radiación e influencia del rápido cambio de temperatura del gas en función del tiempo. Como la velocidad del gas en el cilindro es alta, aquí se trata de un flujo de fluido turbulento forzado. En este caso, la transferencia de calor convectivo obedece la ley:

$$Nu = CRe^m \quad (3.24)$$

Si la densidad, la viscosidad y la conductividad térmica del gas se expresan como funciones de la presión y la temperatura, como lo muestra el autor (37), se deduce que:

$$h = Cd^{m-1}p^mw^mT^{0,75-1,62m} \quad (3.25a)$$

donde:

d = Longitud característica

p y T = Presión y temperatura del fluido de trabajo

w = Velocidad media local del gas en el cilindro

La velocidad del gas no se conoce ni en cantidad ni en su tendencia a lo largo del ángulo de cigüeñal. Por lo tanto, todos los autores le aplican la velocidad media del pistón c_m . Si primero se considera el motor sin encender, entonces la velocidad del gas en realidad solo está afectada por el movimiento del pistón. Por lo tanto, es correcto (si, como primera aproximación, se toma un valor promedio constante durante todo el ciclo) escribir:

$$w = C_1c_m \quad (3.26a)$$

Introduciendo la Ecuación 3.26 en la Ecuación 3.25a y utilizando arbitrariamente primero el exponente 0,8, que se aplica al flujo de fluido turbulento en tuberías (37), se encuentra:

$$h = 110[d^{-0,2}p^{0,8}(C_1c_m)^{0,8}T^{-0,53}] \quad (3.25b)$$

A partir de esta ecuación, se calculó el coeficiente de transferencia de calor y, de acuerdo con la Ecuación 3.21, el calor total transferido a las paredes del cilindro durante el período de barrido.

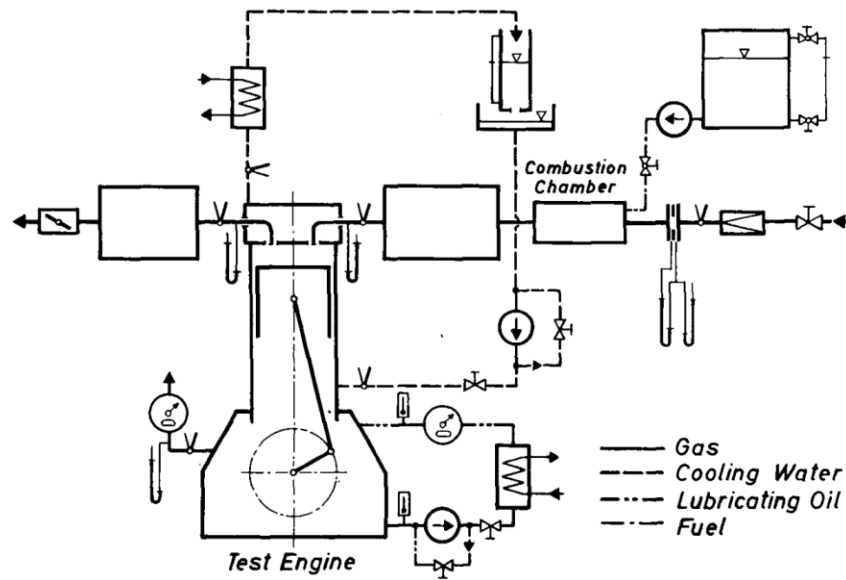


Imagen 3-16: Esquema de equipo de prueba

El resultado se comparó con los datos medidos, y así, cambiando sucesivamente un parámetro (es decir, la presión, la temperatura y la velocidad media del pistón), fue posible comprobar la relación asumida originalmente. La Imagen 3-17 muestra los resultados de esta investigación y muestra que la relación asumida de acuerdo con la Ecuación 3.25b se corrobora plenamente. En el caso especial (es decir, dos válvulas de admisión sin remolino alguno), la constante C_1 se determinó como 6,18.

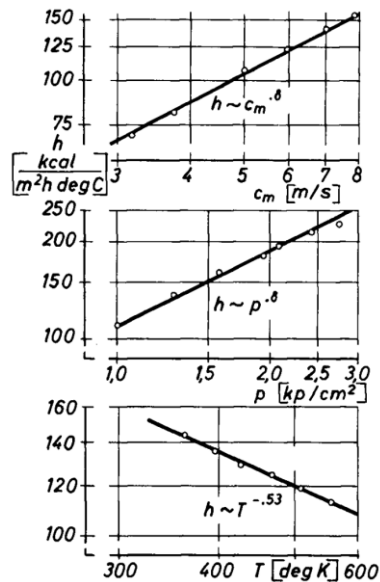


Imagen 3-17: Coeficiente de transferencia de calor durante el periodo de barrido

El coeficiente de transferencia de calor instantáneo durante el período de barrido puede calcularse mediante la Ecuación 3.25b. Dado que la constante C_1 , el factor proporcional entre la velocidad media del pistón y la velocidad media real desconocido del gas, depende de las condiciones de flujo del fluido durante la fase de admisión, la Ecuación 3.25b es universalmente aplicable solo en el caso de los motores cuyas configuraciones de tapa de cilindros son geométricamente similares. Los diferentes diseños de tapas de cilindros requieren la investigación de otras constantes en una unidad experimental que sea representativa de un grupo de motores determinado. Estos ensayos relacionados con el período de barrido han sido llevados a cabo por Zapf (38).

Una vez conocidas las condiciones de transferencia de calor durante el período de barrido, el siguiente paso fue determinar de la misma manera el calor total transferido durante todo el ciclo, incluidos los tiempos de compresión y expansión, pero aún sin combustión. Se utilizó el mismo motor, esta vez equipado con un árbol de levas normal, y se hizo funcionar con gas caliente.

Restando del calor total medido la cantidad de calor transferida a la garganta y a las paredes del cilindro durante el período de barrido (esto puede calcularse por medio de los coeficientes de transferencia de calor ya conocidos), solo puede calcularse ahora la cantidad de calor transferida a las paredes del cilindro durante los tiempos de compresión y expansión. Si esta cantidad de calor se calcula de nuevo mediante las Ecuaciones 3.21 y 3.25b, y se compara con los datos medidos, se encuentra otra constante C_1 para la fase de compresión y expansión.

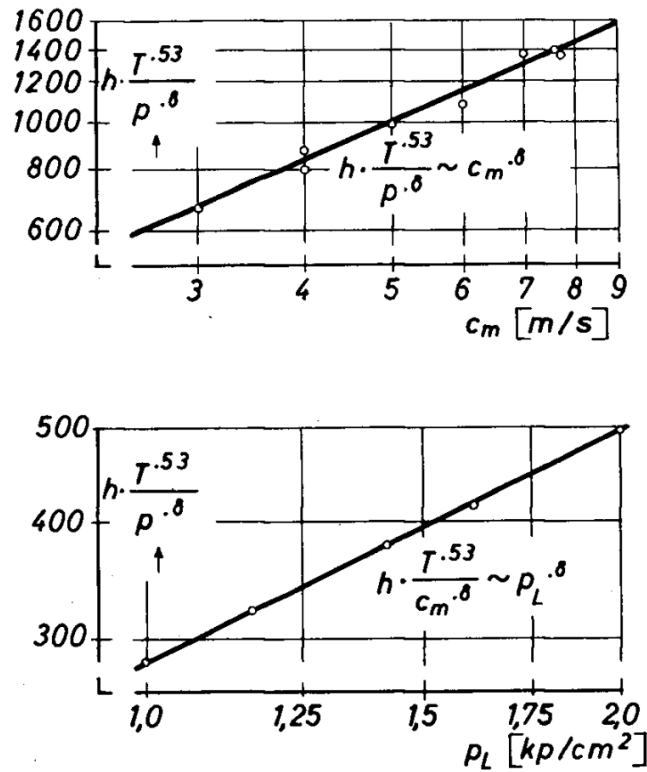


Imagen 3-18: Coeficiente de transferencia de calor relacionado durante los tiempos de compresión y expansión

El movimiento del gas generado durante la fase de admisión se desvanece con el tiempo debido a la fricción interna. Sin embargo, en la carrera de compresión, dependiendo de la forma del pistón o de la tapa del cilindro, se puede inducir un movimiento adicional del gas (remolino de aplastamiento) cuya intensidad también es proporcional a la velocidad media del pistón. En este caso concreto, el motor en cuestión tenía inyección directa y paredes de la cámara de combustión sencillas, por lo que prevaleció el decaimiento debido a la fricción interna. La velocidad media del gas durante el tiempo que las válvulas están cerradas es considerablemente menor que durante el período de barrido; por lo tanto, la constante C_1 aplicable a la fase de compresión y expansión resultó ser solo de 2,28. Esto, por supuesto, depende de nuevo del diseño del motor.

La principal dificultad consiste en encontrar una expresión sencilla que entregue esta influencia adicional no solo en función del caudal de combustible inyectado, sino también

en términos de tiempo. Si se considera primero el movimiento adicional del gas producido por la combustión, para el que podemos introducir una velocidad adicional del gas w_c , y que en la fase de combustión y expansión se superpone a la velocidad causada por el movimiento del pistón, se puede escribir como:

$$w = C_1 c_m + w_c \quad (3.26b)$$

A partir de la curva temporal de w_c solo sabemos que aumenta rápidamente desde cero al principio de la combustión, alcanza un máximo y luego decae como resultado de la fricción interna en la fase de expansión. Cuanto mayor sea el caudal de combustible inyectado, mayor será la altura absoluta de la curva. El patrón de liberación de calor tiene aproximadamente esta curva temporal. Desgraciadamente, no se conoce directamente, sino que debe determinarse mediante cálculos complejos a partir de la tendencia de presión medida (39).

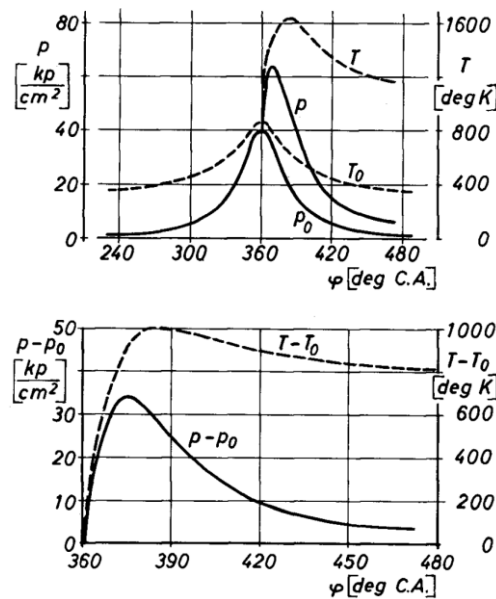


Imagen 3-19: Cambio de temperatura $T - T_0$ y presión $P - P_0$ en el cilindro causado por la combustión

Sería conveniente tomar la tendencia de presión o temperatura para expresar la curva temporal de w_c ; sin embargo, estos términos no dependen solo de la combustión, sino que también están influenciados simultáneamente por otros parámetros como el estado del aire

aspirado y la relación de compresión. Estas últimas influencias pueden eliminarse restando de la curva de temperatura del motor encendido la curva que se produce en el motor apagado en las mismas condiciones. La diferencia, $T - T_0$, que se ve en la Imagen 3-19, es en cada punto una medida del cambio de energía interna del gas de trabajo debido solo a la combustión. Esta diferencia de temperatura exigida por el término de combustión aumenta con el caudal de combustible inyectado. Al principio de la combustión aumenta rápidamente; sin embargo, en la fase de expansión decae demasiado lento.

A pesar de su dispersión y de las incertidumbres mencionadas anteriormente, todas las curvas temporales del coeficiente de transferencia de calor que se han estimado a partir de la temperatura superficial medida, y que se han publicado hasta ahora, apuntan a que el coeficiente de transferencia de calor disminuye rápidamente una vez finalizada la combustión. Por lo tanto, parece mejor aplicar la diferencia de presión, $P - P_0$, cuyo decaimiento con el tiempo es más rápido, como se puede ver en la Imagen 3-19.

Si esta diferencia $P - P_0$ se multiplica por el volumen del cilindro V_s y se relaciona con el peso de la carga, se tiene en cuenta la dependencia del caudal de combustible inyectado de la misma manera que la diferencia de temperatura $T - T_0$. Esto se deduce de la ley de estado del gas.

Si p_1 y T_1 representan el estado conocido del gas de trabajo relacionado con el volumen instantáneo del cilindro V_1 , como podría ser en el "cierre de admisión" o en el "comienzo de la combustión", podemos escribir la velocidad como:

$$w_c = C_2 \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \quad (3.27)$$

Si esta expresión empírica se introduce de acuerdo con la ecuación 3.26b en la ecuación 3.25b para calcular el calor total transferido durante el ciclo, la única constante desconocida, C_2 . Se han realizado varias series de pruebas en las que se han cambiado los parámetros principales (presión de la carga, p_{ch} ; temperatura de la carga, T_{ch} ; velocidad media del pistón, c_m ; y relación aire-combustible λ) en un amplio rango. Se muestran que en todos los casos los datos medidos están adecuadamente representados por:

$$h = 110d^{-0,2}p^{0,8}T^{-0,55} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right]^{0,8} \quad (3.28a)$$

Al pasar las unidades al SI, la ecuación 3.28a queda:

$$h [W/m^2 K] = 3,26 B[m]^{-0,2} p[kpa]^{0,8} T[K]^{-0,55} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} (p - p_{mot}) \right]^{0,8} \quad (3.28b)$$

En esta ecuación, $C_1 = 6,18$ debe aplicarse al período de barrido; $C_1 = 2,28$ a las carreras de compresión y expansión; y $C_2 = 3,24 \times 10^{-3} m/sec \deg C$.

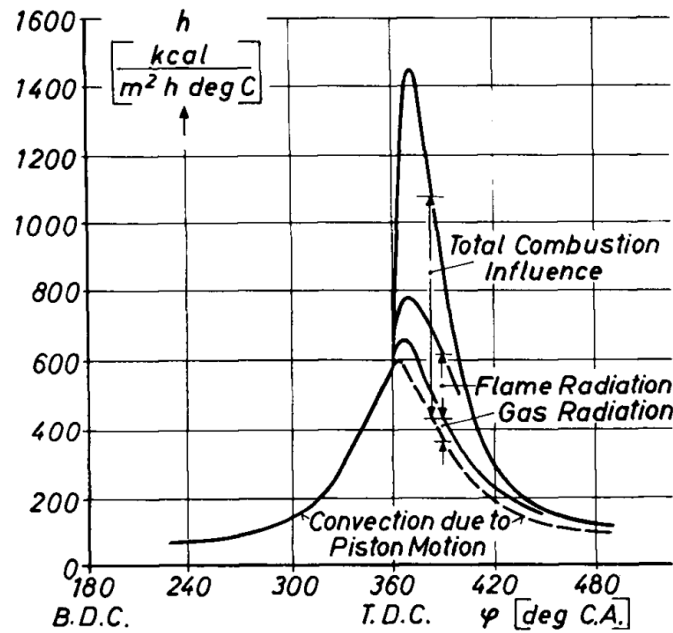


Imagen 3-20: Coeficiente de transferencia de calor calculado con ecuación 8 v/s ángulo de cigüeñal

En opinión de este autor, la importancia de la radiación en el motor está sobrevalorada. En las llamas estacionarias suele haber cámaras de combustión grandes con grandes volúmenes de flama, y debido a las pequeñas velocidades solo hay pequeñas tasas de transferencia de calor convectivo, por lo que en estos casos la radiación es responsable de una cantidad apreciable del total.

Debido a la alta velocidad y densidad del gas, los coeficientes de transferencia de calor por convección en los motores de combustión interna son aproximadamente diez veces mayor, por lo que, a pesar de las temperaturas más altas, la radiación juega un papel apreciablemente menor.

No cabe duda de que tal influencia se produce en el motor, y se tiene en cuenta en forma global en el término de combustión tal como se define posteriormente, pero al autor le parece imposible separarla del término convectivo. La única cuestión que queda por considerar es el error que se comete con respecto a la tendencia, si se supone que la relación de la Ecuación 3.28b es válida también para el término de radiación. La radiación depende de la cuarta potencia de la temperatura. Sin embargo, la temperatura de la llama aplicada aquí no es idéntica a la temperatura media del gas; la temperatura de las partículas de hollín incandescentes es cercana a la temperatura del gas en la zona de reacción, que es bastante independiente del caudal de combustible inyectado, ya que en esa zona la relación aire-combustible local es siempre aproximadamente igual a la unidad. Por lo tanto, la temperatura de la llama no cambia con la relación aire-combustible total, sino que permanece constante en un amplio rango del caudal de combustible inyectado.

La expresión de la temperatura, contenida en la ecuación de transferencia de calor por radiación, es aproximadamente constante, y un cambio en la radiación de la llama se debe, en consecuencia, a un cambio en la emisividad de la llama. La concentración de hollín y el volumen de la llama, que determinan la emisividad, aumentarán con un caudal de combustible inyectado más alto, y la curva temporal corresponde más o menos con el diagrama de liberación de calor. Por lo tanto, parece más práctico suponer que el término de radiación es proporcional al término de combustión definido aquí, que suponer que depende de la cuarta potencia de la temperatura media del gas.

La Ecuación 3.28b da como resultado el coeficiente de transferencia de calor medio local de forma satisfactoria. Es idéntica a la ecuación adimensional:

$$Nu = 0,035Re^{0,8} \quad (3.29)$$

donde el diámetro del cilindro "d" se considera como la unidad de longitud característica y donde la velocidad del gas desconocida en el cilindro es:

$$w_{sc} = 6,18c_m \quad (3.30a)$$

se aplica en el período de barrido,

$$w_{comp} = 2,28c_m \quad (3.30b)$$

se aplica a la fase de compresión y,

$$w_{c+ex} = 2,28c_m + 3,24 * 10^{-3} \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \quad (3.30c)$$

expresa la fase de combustión y expansión.

De acuerdo con sus causas, se distingue entre un término convectivo producido por el movimiento del pistón (que se supone proporcional a la velocidad media del pistón) y un término adicional producido por la combustión misma (que se supone proporcional a la expresión estimada empíricamente $V_s T_1 (p - p_0) / p_1 V_1$, que es una medida de la intensidad de la combustión).

La Imagen 3-21, muestra la curva temporal del coeficiente de transferencia de calor instantáneo calculado por la ecuación 10 y comparado con los resultados de otras fórmulas. A diferencia de las ecuaciones 8 y 10, respectivamente, las fórmulas de Nusselt, Eichelberg y Pflaum no se ajustan a las leyes de similitud de la transferencia de calor convectiva; por lo tanto, tienen un carácter solo empírico. La fórmula de Annand es similar a la ecuación 10. Se basa en las mismas consideraciones, pero Annand no define un término de combustión adicional que dependa solo de la intensidad de la combustión. Lo único que tiene en cuenta es la radiación del gas.

Mediante una evaluación estadística de los datos medidos de Elser (40), Annand proporcionó un exponente del número de Reynolds similar al del autor. Esto es sorprendente porque si se toma (como también hizo Annand) la velocidad media del pistón

en lugar de la velocidad desconocida del gas, es decir, un valor medio de tiempo, el exponente solo puede investigarse si (como se muestra en este artículo) se cambian parámetros como la velocidad del motor, la presión y la temperatura del aire de admisión y se considera el calor total transferido durante todo el ciclo. Sin embargo, a lo largo del ángulo de giro del cigüeñal, debido al cambio en los valores instantáneos de la velocidad del gas, la condición de similitud no se cumple. Por lo tanto, el exponente no puede evaluarse a partir de la curva temporal medida del coeficiente de transferencia de calor.

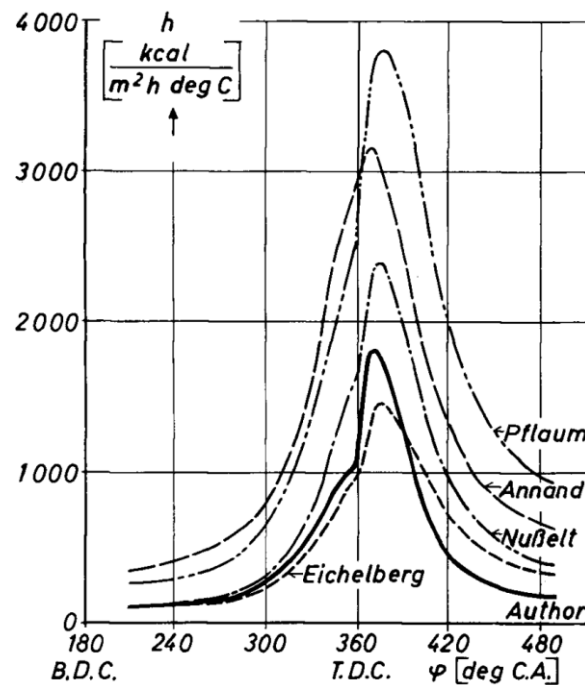


Imagen 3-21: Comparación de coeficientes de transferencia de calor calculados a partir de diferentes correlaciones.

Por otro lado, si el exponente se calcula como se muestra en este artículo, es posible estimar el error debido a la suposición de una velocidad media del gas en el tiempo, comparando la tendencia medida del coeficiente de transferencia de calor con los resultados de la fórmula. Pero a este autor le parece una tarea imposible intentar evaluar el exponente del número de Reynolds a partir de la curva temporal medida, incluso si representara el valor medio real del coeficiente de transferencia de calor en términos de ubicación.

Como se mencionó anteriormente, debido a las considerables diferencias locales del coeficiente de transferencia de calor, las evaluaciones que aplican la temperatura de la superficie, como las de Elser, no son adecuadas para determinar los coeficientes de transferencia de calor medios locales. Esta puede ser la razón de los altos valores que produce la fórmula de Annand.

Este autor opina que la convección adicional causada por la combustión es la razón principal del aumento del coeficiente de transferencia de calor en esta fase; otras influencias, como la radiación y el cambio de temperatura con el tiempo, no prevalecen, pero se tienen en cuenta de forma global en la ecuación propuesta aquí.

Las Ecuaciones 3.28b y 3.30c, respectivamente, permiten tener en cuenta las diferentes condiciones de flujo de fluidos en varios motores introduciendo varias constantes que deben investigarse experimentalmente. Para determinar un coeficiente de transferencia de calor medio local, debe aplicarse una velocidad media local del gas en el número de Reynolds. Sería inútil investigar esto experimentalmente, ya que tiene un carácter más o menos simbólico. Sin embargo, es posible suponer que esta velocidad es proporcional a parámetros conocidos, según sus causas, como el movimiento del pistón y la intensidad de la combustión, y determinar los factores proporcionales mediante experimentos, como se muestra en este artículo.

Sin embargo, queda claro que solo se puede esperar una validez universal de dicha fórmula si se introducen diferentes constantes para diferentes diseños de motores y que son válidas solo para motores geoméricamente similares. Estas constantes deben determinarse con el tiempo mediante experimentos o evaluación estadística de balances de calor medidos dados.

4. Antecedentes generales

4.1 Descripción del laboratorio de Termofluidos

El Laboratorio de Termofluidos es un amplio y especializado espacio de aplicación de ciencias fundamentales en el campo de la ingeniería, abarcando disciplinas como mecánica de fluidos y termodinámica, así como ciencias específicas como máquinas térmicas e hidráulicas. Dotado con equipos y bancos de ensayos, este laboratorio se destaca por su capacidad para llevar a cabo investigaciones y experimentos relevantes para la ingeniería mecánica.

Entre los equipos disponibles en el laboratorio, se encuentran bancos de ensayos dinamométricos destinados a motores de ciclo Diesel y Otto. Estos bancos de ensayos permiten realizar pruebas y mediciones exhaustivas para evaluar el rendimiento y eficiencia de los motores.

El laboratorio también cuenta con equipos de turbinas térmicas a vapor y gas, así como turbocompresores y turbinas hidráulicas. Estos equipos permiten realizar estudios detallados sobre la generación de energía a partir de diversas fuentes, así como el análisis de sistemas de propulsión y aplicaciones hidráulicas.

Para complementar las capacidades de medición y análisis, el laboratorio dispone de equipos calibrados que permiten medir flujos en agua y aire con gran precisión. Esto es esencial para evaluar el comportamiento de sistemas hidráulicos y de ventilación, así como para optimizar el diseño de dispositivos y componentes, en los motores, por ejemplo.

Asimismo, el laboratorio cuenta con un banco de pruebas hidrostáticas y de medición de flujo, lo que permite evaluar la resistencia y la eficiencia de diferentes estructuras y materiales sometidos a cargas hidrostáticas.

Para estudios en el campo de la aerodinámica, el laboratorio dispone de un túnel aerodinámico de viento, que permite evaluar el comportamiento de diferentes objetos y diseños frente a la acción del viento, siendo especialmente útil para el desarrollo y mejora de vehículos, edificios y equipos industriales.

En relación con el estudio de fluidos, el laboratorio dispone de un canal hidráulico, que brinda la posibilidad de investigar el flujo de fluidos en condiciones controladas, siendo de gran utilidad en aplicaciones como el transporte de fluidos y el análisis de sistemas hidráulicos.

Además, el laboratorio cuenta con equipos especializados para el análisis de gases de combustión de fuentes fijas y móviles, lo que permite evaluar y controlar las emisiones de gases contaminantes en diferentes sistemas de combustión y aplicaciones industriales.

El Laboratorio de Termofluidos de la Universidad Federico Santa María es un centro de excelencia en la Ingeniería, que brinda las herramientas y el ambiente propicio para la realización de investigaciones avanzadas y el desarrollo de soluciones innovadoras en el campo de la termo fluidodinámica. Con sus equipos y la instrumentación adecuada, este laboratorio está comprometido con el avance del conocimiento y la formación de profesionales altamente capacitados en el área de la ingeniería mecánica y afines.

4.2 Sala de ensayo motores

El Laboratorio de Ensayos es una instalación especializada que alberga el motor de forma aislada y estacionaria, permitiendo llevar a cabo ensayos controlados y la medición de parámetros según los requerimientos de estudio.

Esta sala de ensayos está equipada con un freno dinamométrico capaz de generar una carga variable al motor, lo que permite realizar pruebas bajo diferentes condiciones. También, cuenta con sensores de presión ubicados dentro de la cámara de combustión, así como sensores de temperatura en puntos clave y flujómetros para el refrigerante y la medición del combustible.

El laboratorio consta de distintas áreas y componentes esenciales en torno a la sala de ensayo:

Sala de Ensayo: Un espacio cerrado y aislado acústicamente del entorno para albergar el motor y la instrumentación necesaria para llevar a cabo los ensayos.

Sala de Control: Un área destinada al control y monitoreo de las pruebas realizadas en el motor. Actualmente, se dispone de métodos de inspección visual para los datos proporcionados por el freno dinamométrico.

Cimientos: Una superficie que absorbe las vibraciones y esfuerzos generados durante el funcionamiento del motor, asegurando una base estable para el banco de ensayos.



Imagen 4-1: Cimientos, bancada y transmisión motor Mercedes Benz OM-366 LA. Laboratorio Termofluidos UTFSM.

Bancada: Una estructura fijada a los cimientos que sostiene el motor, el freno dinamométrico, y otros componentes necesarios para realizar los ensayos.

Motor de Ensayo: Según la cabina, se encuentran los motores; Mercedes Benz OM 366 LA, Kubota DG972-ES y el motor Perkins M80T.

Freno Dinamométrico: Un elemento auxiliar de la marca Schenck que absorbe la potencia del motor y lo somete a carga. Incorpora un dispositivo que mide el par motor. Conecta mediante un cardan, posee dos escalas de medición a 0-40 y 40-150 [kgf].

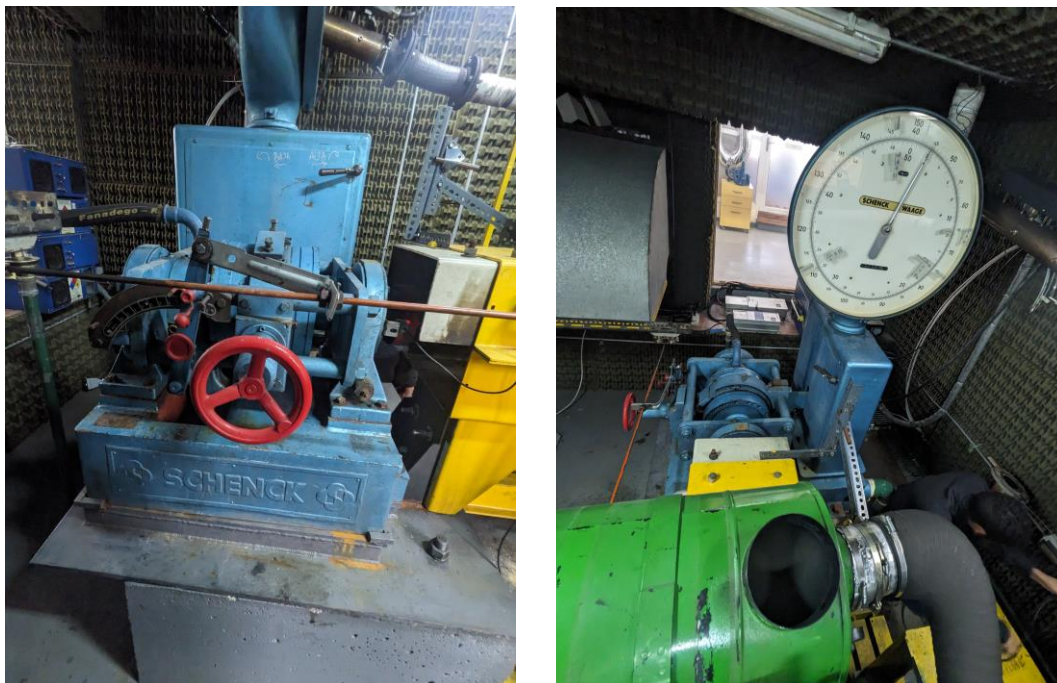


Imagen 4-2: Freno dinamométrico del motor Mercedes Benz OM LA. Laboratorio de Termofluidos UTFSM.

Transmisión: Un sistema de acople entre el motor y el freno dinamométrico.

Redes de Agua: Un sistema de refrigeración basado en agua para el motor, con desagüe en la sala.

Sistema de Aspiración de Gases de Escape: Se cuenta con una campana extractora para evacuar los gases generados por la combustión.

Sistema de Presurización de la Admisión: La bancada trabaja con el motor a presión atmosférica.

Sistema de Climatización: El motor se opera a temperatura ambiente con el sistema de climatización actual.

Unidad de Control del Motor: El sistema de control se limita al monitoreo de las revoluciones del motor.

Sistema de Comunicación con la Sala de Control: Las salas están comunicadas mediante un panel de vidrio para facilitar las inspecciones visuales al motor y los datos del freno dinamométrico.

Rack de Control: Se dispone de un sistema de adquisición de datos que procesa en tiempo real, a través de un software en una computadora, la información recopilada por los sensores ubicados en diferentes posiciones.



Imagen 4-3: Rack de control del motor Mercedes Benz OM-366LA.

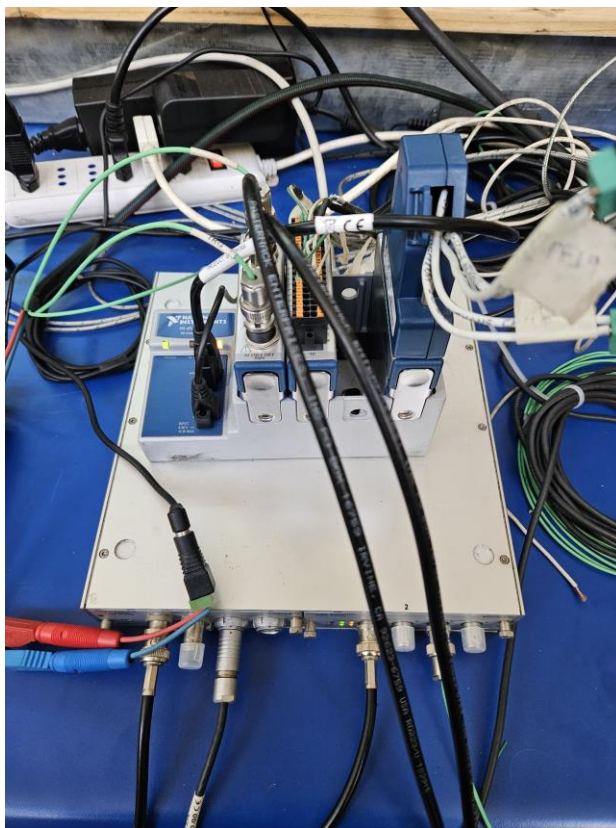


Imagen 4-4: Sistema de adquisición de datos National Instruments y Kistler.

En conjunto, el Laboratorio de ensayos ofrece una infraestructura sólida y avanzada para llevar a cabo investigaciones y estudios de alto nivel en el campo de la ingeniería, permitiendo la obtención de datos precisos y relevantes que contribuyen al avance de la ciencia y la ingeniería.

4.3 Sensores

Con el fin de medir los diferentes parámetros del motor, se utilizan sensores ubicados en múltiples lugares del motor, se exponen a continuación.

4.3.1 Sensor de presión en cámara KISTLER 6052C

Sensor de presión de alta temperatura con dimensiones muy pequeñas, ideal para su uso en motores de combustión interna con geometría estructural compleja de la culata, cuenta con

buena estabilidad de temperatura en relación con la sensibilidad, posee alta sensibilidad, bajo error de choque térmico, larga vida útil debido al sello frontal. El sensor tipo 6052C utiliza un cristal piezoeléctrico que alcanza una alta sensibilidad en combinación con una estructura de sensor extremadamente pequeña. Esta sensibilidad varía a lo más de $\pm 0,5\%$ en el rango de temperatura de 150 a 250 [°C]. La compensación pasiva de la aceleración patentada por Kistler mantiene la influencia de las vibraciones del motor al mínimo.

El sello frontal proporciona una muy buena transferencia de calor y mantiene el sensor a una temperatura de funcionamiento segura. El diafragma optimizado produce buenos resultados de medición y garantiza una larga vida útil.

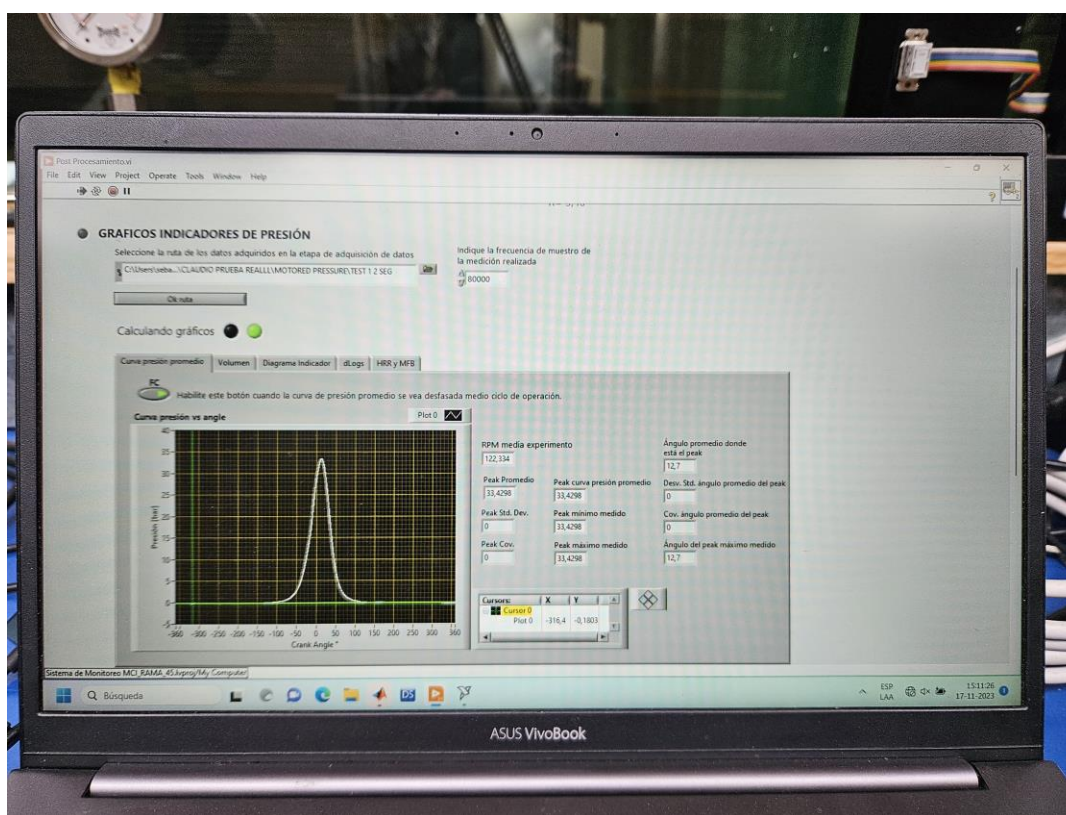


Imagen 4-5: Visualización de la presión en cámara mediante el sistema de adquisición de datos, etapa de post procesamiento de un ensayo a bajas rpm del motor Mercedes Benz OM-366LA.

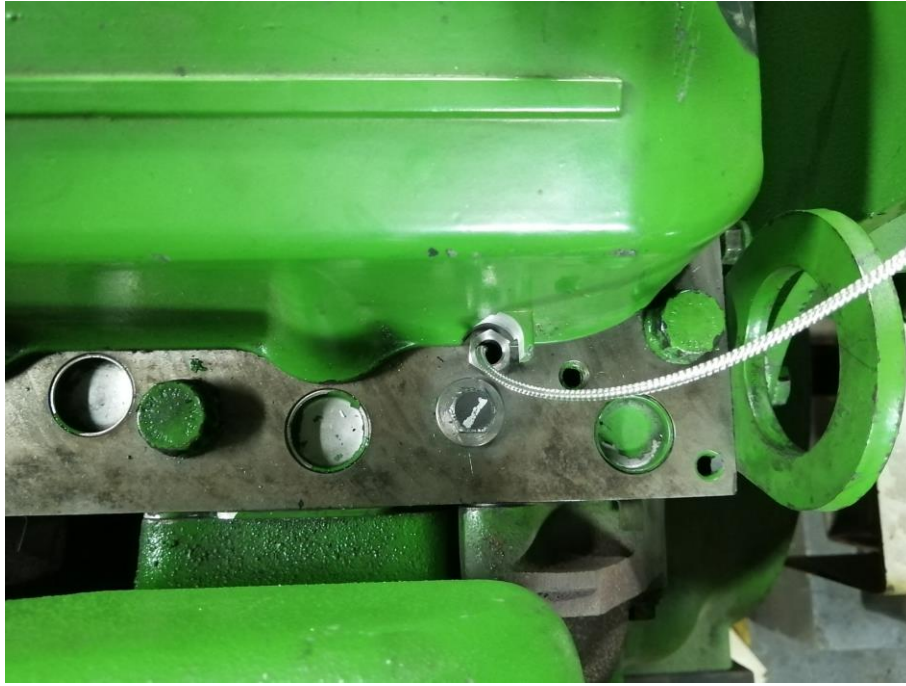


Imagen 4-6: Vista superior montaje de sensor de presión en cámara 6052C.

4.3.2 Sensor de temperatura

Se miden en tiempo real seis temperaturas, estas son:

Temperatura de gases de escape,
Temperatura de entrada del refrigerante (agua),
Temperatura de salida del refrigerante (agua),
Temperatura aire antes del intercooler,
Temperatura aire después del intercooler,
Temperatura agua del dinamómetro (externa al motor).

Para medir las temperaturas de interés, se utilizan termocuplas tipo K. Este tipo de sensores son generalmente usados en la industria ya que poseen una precisión razonable y permiten abordar un gran rango de medición (-200 a 1700 [°C]).

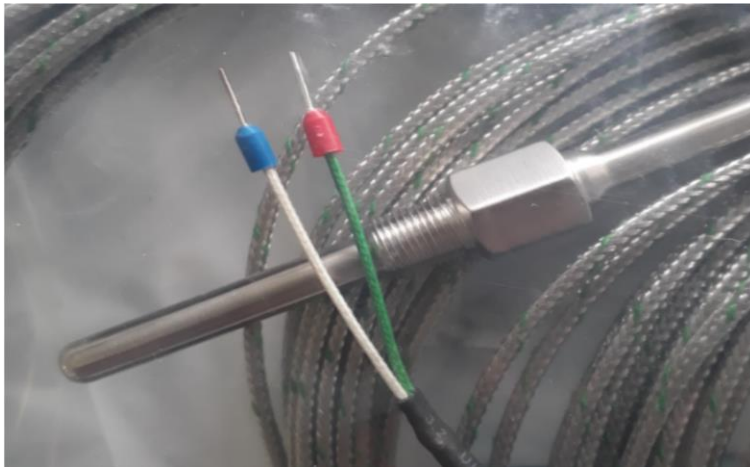


Imagen 4-7: Termocupla tipo K.

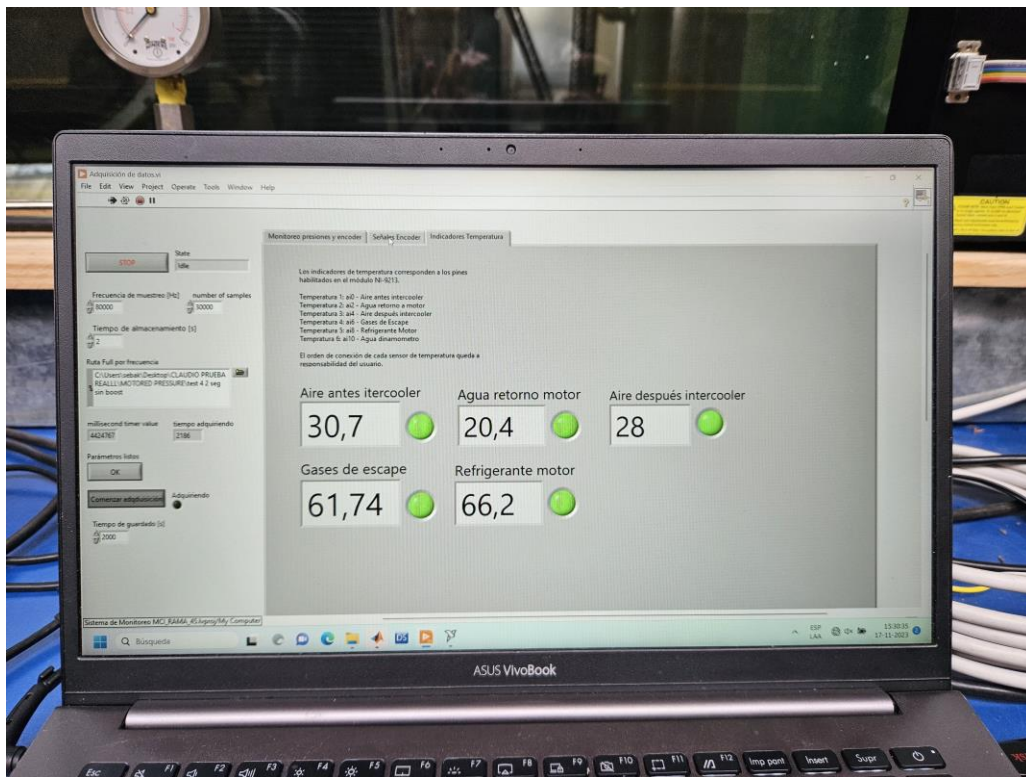


Imagen 4-8: Visualización de temperaturas en sistema de adquisición de datos del motor Mercedes Benz OM-366LA.

4.4 Crank Angle Encoder 2614C11

Es el instrumento utilizado para medir el ángulo de cigüeñal del motor, necesario para obtener las lecturas de los datos de presión, volumen, etc. en función de este ángulo.

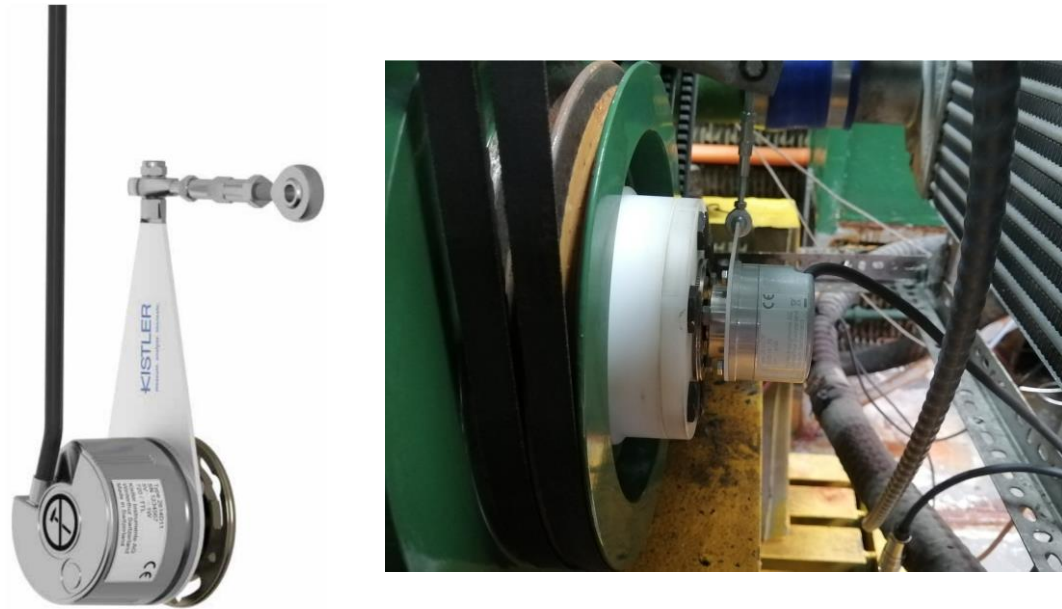


Imagen 4-9: Montaje encoder 2614C11 en motor Mercedes, Laboratorio Termofluidos UTFSM.

4.5 Pesa digital

Utilizado para medir el flujo masico de combustible, se conecta al computador mediante puerto Serial-USB tipo A, posee resolución de 1 gramo y el intervalo de muestras es de 1 segundo. Se registra automáticamente mediante fecha y hora.



Imagen 4-10: Pesa digital y bidón de combustible Diesel para el motor Mercedes Benz OM-366LA.

4.6 Mercedes Benz OM 366 LA

El motor Mercedes-Benz OM 366 LA es un motor Diésel de cuatro tiempos que se utiliza en vehículos semipesados. El motor está ubicado en el Laboratorio de Termofluidos y está fijado a una bancada de acero en la sala de ensayos. La sala de ensayos está insonorizada y tiene dos ventanales que permiten el control de la sala desde el exterior. El motor está equipado con un freno dinamométrico calibrado recientemente, marca Schenck, que permite medir la fuerza ejercida por el motor, y junto con las rpm se calcula la potencia al freno del motor. El motor está destinado para actividades docentes y de prestación de servicios a unidades externas para pruebas de combustibles y/o aditivos.

Tabla 4-2: Características motor Mercedes-Benz OM 366LA.

Característica	Valores
Ciclo	Diesel cuatro tiempos
Sobrealimentación	Turbo con intercooler
Sistema de combustible	Inyección directa
Ubicación	Delantero longitudinal
N° cilindros	6 en línea
Potencia [kW]	150 a 2600 rpm
Régimen max [RPM]	2600
Refrigeración	Agua
Cilindrada [c.c]	5958
Orden de encendido	1-5-3-6-2-4
Par motor [Nm]	640 a 1400 rpm
Relación de compresión	16,5:1
Diámetro de cilindro [mm]	97,5
Carrera [mm]	133
Biela [mm]	230
Angulo de inyección [deg.]	-16° >150kW, -12° <150kW
Apertura / Cierre válvula admisión	345 / -155 C.A. deg.
Apertura / Cierre válvula escape	112 / -348 C.A. deg.



Imagen 4-11:Motor Mercedes-Benz OM 366LA.

5. Desarrollo

5.1 Balance térmico global

Se realiza a modo de establecer condiciones generales del motor, un balance térmico, donde participan la cantidad de combustible inyectado al motor, el aire entrante, los gases de salida, la potencia al freno y el calor transferido al refrigerante, esto para diferentes condiciones de carga y RPM, como se observan en las Tablas 5-1 y 5-2. Estos dos ensayos fueron realizados en diferentes días, a las mismas condiciones ambientales.

Cabe destacar que para la metodología de Taylor and Toong, el numero de Reynolds se calcula con el flujo masico total de entrada al motor, es decir sumar el flujo masico de combustible y el de aire.

Tabla 5-1: Ensayo N°1 balance térmico global, motor Mercedes Benz OM366-LA.

Carga [%]	RPM	Torque [Nm]	$\dot{m}_f$ [$\frac{g}{s}$]	$\dot{m}_a$ [$\frac{g}{s}$]	$\dot{m}_{ref}$ [$\frac{kg}{s}$]	$\bar{T}_{ref}$ [°C]	ΔT_a [°C]	P_{fuel} [kW]	P_{brake} [kW]	P_{ref} [kW]	P_{sens} [kW]
100	2000	645,9	7,883	107,15	1,62	74,05	590,8	335,83	130,14	78,12	78,16
80		561,7	6,367	112,15	1,66	78,825	486,3	271,22	114,87	56,8	66,28
60		421,3	4,678	124,34	1,598	75,65	370,1	199,27	86,02	41,55	54,91
100	2200	561,7	8,817	100,45	1,817	74,95	677,2	375,59	129,4	79,22	85,1
80		477,4	6,150	113,76	1,902	80,55	476	261,99	110,04	59,86	65,64
60		358,1	4,617	136,44	1,841	76,375	352,1	196,67	82,5	45,18	57,12
100	2400	491,5	9,183	95,43	2,004	76	739,1	391,21	123,26	86,56	88,91
80		421,3	6,183	112,95	2,037	82,6	483	263,41	105,88	63,28	66,17
60		315,9	4,600	140,74	2,02	77,075	342,7	195,96	79,47	47,87	57,28
100	2600	266,8	4,671	143,39	2,2	79	329,1	199	72,34	48	56,04
80		210,6	3,789	138,86	2,084	75,65	292,6	161,41	57,26	42,82	48
60		161,5	3,35	126,24	1,419	72,65	261	142,71	44,02	35,1	38,8

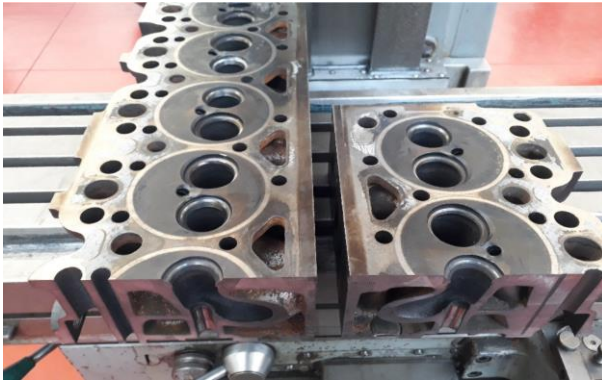
Tabla 5-2: Ensayo N°2 balance térmico global, motor Mercedes Benz OM366-LA.

Carga [%]	RPM	Torque [Nm]	$\dot{m}_f$ [$\frac{g}{s}$]	$\dot{m}_a$ [$\frac{g}{s}$]	$\dot{m}_{ref}$ [$\frac{kg}{s}$]	$\bar{T}_{ref}$ [°C]	ΔT_a [°C]	P_{fuel} [kW]	P_{brake} [kW]	P_{ref} [kW]	P_{sens} [kW]
100	2000	709,1	8,086	123,05	1,003	72,1	506,8	344,45	143,99	54,66	76,43
80		568,7	6,550	108,93	1,112	73,2	507,8	279,03	116,31	55,01	67,44
60		421,3	4,733	112,86	1,529	76,25	396,8	201,64	86,07	45,55	53,66
100	2200	596,8	8,733	104,33	1,814	76,85	628,4	372,04	137,18	73,8	81,71
80		473,9	6,475	104,23	1,871	79,6	496,2	275,83	108,99	56,53	63,17
60		354,6	4,600	124,83	1,879	79,6	365,1	195,96	81,61	44,14	54,34
100	2400	519,6	9,575	100,27	1,992	74,5	701,1	407,9	130,53	91,03	88,56
80		414,2	6,200	109,72	2,016	75,9	482,4	264,12	104,11	67,652	64,31
60		308,9	4,667	128,01	2,009	75,1	345,9	198,80	77,610	55,599	52,777
100	2600	266,8	4,440	101,71	2,096	72,65	400,1	189,144	72,587	62,397	48,842
80		210,6	3,850	105,51	1,988	71,85	329,3	164,010	57,393	52,488	41,415
60		165,0	3,217	98,8	2,12	71,85	329,3	137,030	44,958	55,978	38,634

5.2 Determinación de la correlación para el flujo de calor promediado en el tiempo mediante Taylor y Toong

El calor generado en el motor que es cedido al refrigerante (agua), que enfría toda la culata (ver [Imagen 5-1](#)) y el block que refrigera la camisa del cilindro-pistón (ver [Imagen 5-2](#)). Cabe destacar que en el experimento de Taylor y Toong, separan los flujos del refrigerante para enfriar por separado la culata y el block y obtener una correlación entre los coeficientes, sin embargo, en su correlación final (ver eje ordenada en [Imagen 3-14](#)) el valor del coeficiente global de transferencia de calor (Ecuación 3.15) considera el calor cedido al refrigerante por la culata y la camisa del cilindro. Por lo que en el caso de la mayoría de los motores de combustión interna basta con medir el flujo de calor del refrigerante a la entrada y salida del motor. Se dice “en la mayoría” ya que para que la correlación tenga sentido, las características constructivas de los motores deben ser

similares con relación a su tamaño y materiales y forma constructiva, eso se puede asumir correcto ya que en la mayoría de los motores esta forma constructiva es bastante similar para la gran variedad de motores del mercado.



a) Vista general culata



b) Detalle corte culata

Imagen 5-1: Corte transversal de la culata en zona media de válvula de escape cilindro 5, Motor Mercedes Benz OM 366 LA



Imagen 5-2: Vista superior del block, Motor Mercedes Benz OM 366 LA. Se explica el recorrido del refrigerante en el video [\[41\]](#).

Para estimar la temperatura adiabática de los gases al interior de la cámara de combustión, se necesitan dos termocuplas en el interior de la culata, una posicionada en la pared de la cabeza del cilindro y otra opuesta en la pared del refrigerante, luego relacionar el flujo de calor del refrigerante con la temperatura de la pared del gas, en al menos dos puntos, se logra variando el flujo del refrigerante o cambiando su temperatura, de esta forma se traza una línea que pasa por estos dos o más puntos hasta llegar a al eje de la ordenada, y así determinar esta temperatura de gases adiabática, denominada así ya que sería un punto en donde el flujo de calor cedido al refrigerante es cero (adiabática), entonces la temperatura de la pared sería la misma que la temperatura promedio del gas dentro del cilindro. Esta prueba no se realizó, ya que se cuenta con cantidad de ensayos realizados en diferentes tipos de motores (Diesel refrigerados por agua o aire, de encendido por chispa refrigerados por agua, motores de aviones, etc., como lo cita el documento de Taylor y Toong) y se trazan en función de la relación combustible-aire. También, se asume que los valores de la conductividad térmica del gas y la viscosidad dinámica del gas son las del aire a las temperaturas de gas adiabática encontradas, es una buena aproximación ya que la cantidad de combustible comparada con la del aire dentro del cilindro es del 5% al 8%, obteniendo la [Imagen 5-3](#).

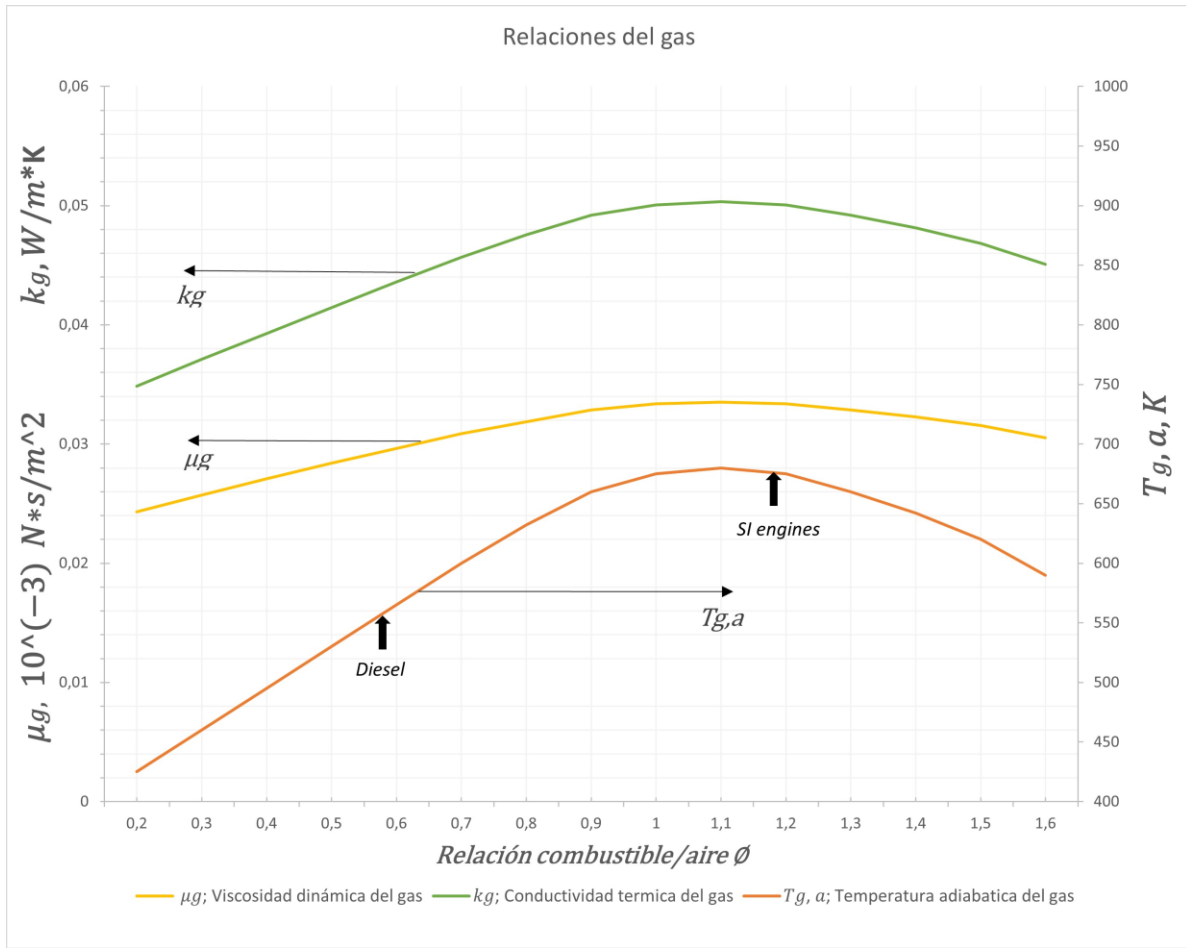


Imagen 5-3: Reinterpretado, relaciones del gas de Taylor y Toong

Las relaciones en función de la relación combustible/aire (ϕ) de la [Imagen 5-3](#) son las siguientes:

$$T_{g,a}(\phi) = -562,58\phi^6 + 3277,3\phi^5 - 7275,4\phi^4 + 7547,9\phi^3 - 3861,9\phi^2 + 1275\phi + 274,21 \quad (5.1a)$$

$$\mu_g(\phi) = -0,016534\phi^6 + 0,096428\phi^5 - 0,2145\phi^4 + 0,22371\phi^3 - 0,11791\phi^2 + 0,043256\phi + 0,018882 \quad (5.1b)$$

$$k_g(\phi) = -0,032\phi^6 + 0,1861\phi^5 - 0,4126\phi^4 + 0,4282\phi^3 - 0,2212\phi^2 + 0,0759\phi + 0,0257 \quad (5.1c)$$

Luego se utilizan las Ecuaciones 3.9 y 3.10, para obtener el Nusselt del gas y el Reynolds del gas respectivamente, de la siguiente manera:

$$Nu = \frac{4\dot{Q}_{ref}[W]}{\pi B[m] k_g[W/mK] (T_{g,a} - \bar{T}_{ref}[K])} [-] \quad (5.2)$$

$$Re = \frac{4\dot{m} [kg/s]}{\pi \mu_g [Ns/m^2] B[m]} [-] \quad (5.3)$$

La viscosidad dinámica del gas μ_g , que se mide en $[Pa \cdot s]$ es equivalente a $[N \cdot \frac{s}{m^2}]$ y es equivalente a $[\frac{kg}{m} \cdot s]$, obtenidos de la ecuación 5.1b. El $\dot{Q}_{ref}[W]$ determinado a partir de la ecuación de transferencia de calor $\dot{Q} = \dot{m}c_p dT$ (con c_p del agua, y el dT de la diferencia entre las temperaturas de entrada y salida del motor, y el $\dot{m}$ medido del flujómetro a la salida del motor). El $\bar{T}_{ref}[K]$, es la temperatura promedio del refrigerante, obtenida al promediar las temperaturas de entrada y salida del agua del motor. El $B[m]$ como dato del motor (bore = diámetro del cilindro) y finalmente $T_{g,a}[K]$ y $k_g[W/mK]$ de las ecuaciones 5.1a y 5.1c.

Tabla 5-3a: Ensayos en alta carga, mediante método de Taylor y Toong.

Carga [%]	RPM	Torque [Nm]	$\dot{m}_f$ $\left[\frac{g}{s}\right]$	$\dot{m}_a$ $\left[\frac{g}{s}\right]$	$\dot{m}_{ref}$ $\left[\frac{kg}{s}\right]$	$\bar{T}_{ref}$ [°C]	ΔT_a [°C]	P_{fuel} [kW]	P_{brake} [kW]	P_{ref} [kW]	P_{sens} [kW]
100	1950	667,3	8,1	131,3	0,2462	45,5	566,2	345,8	136,2	61,6	89,3
100	1939	667	8,09	123,1	1,0032	72,1	506,8	344,5	135,4	54,7	76,4
100	1949	667	8,08	175,4	0,2219	46,2	473,2	344,4	136,1	55,1	99,9
80	1953	568,7	6,55	108,9	1,1122	73,2	507,8	279	116,3	55	67,4
80	1953	561,7	6,37	112,2	1,6607	78,8	486,3	271,2	114,9	56,8	66,3
100	2198	621,4	8,97	118,1	0,3293	47,1	589,9	381,9	143	79,4	86,2
80	2196	473,9	6,48	104,2	1,8712	79,6	496,2	275,9	108,9	56,5	63,2
80	2400	428,3	6,47	122,5	1,8323	83,6	456	275,5	107,5	50,8	67,6
80	2600	224,7	4,11	112,5	0,8278	72,4	372,1	175,1	61,1	26	49,9

Tabla 5-3b: Ensayos en alta carga, mediante método de Taylor y Toong

Carga [%]	RPM	$\dot{m}_f + \dot{m}_a$ $\left[\frac{g}{s}\right]$	Phi [°]	k_g [W/mK]	μ_g [Ns/m ²]	$T_{g,a}$ [K]	$\bar{T}_{ref}$ [K]	$\dot{Q}_{ref}$ [kW]	Re [-]	Nu [-]
100	1950	139,4	0,89	4,91E-2	3,28E-5	657,7	318,7	61,6	6,41E+4	4,83E+4
100	1939	131,19	0,95	4,97E-2	3,31E-5	668,4	345,3	54,7	5,97E+4	4,44E+4
100	1949	183,48	0,67	4,51E-2	3,05E-5	589,9	319,4	55,1	9,07E+4	5,90E+4
80	1953	115,45	0,87	4,88E-2	3,26E-5	652,6	346,4	55	5,34E+4	4,81E+4
80	1953	118,57	0,82	4,81E-2	3,22E-5	640,1	352,0	56,8	5,55E+4	5,35E+4
100	2198	127,07	1,10	5,04E-2	3,35E-5	679,6	320,3	79,4	5,72E+4	5,72E+4
80	2196	110,68	0,90	4,92E-2	3,28E-5	659,1	352,8	56,5	5,09E+4	4,90E+4
80	2400	128,97	0,77	4,71E-2	3,16E-5	622,9	356,8	50,8	6,15E+4	5,30E+4
80	2600	116,61	0,53	4,21E-2	2,87E-5	539,4	345,6	26	6,12E+4	4,17E+4

Visualizar grafico de la [Imagen 6-3](#).

5.3 Determinación del coeficiente convectivo de transferencia de calor mediante G. Woschni

El sensor utiliza un valor de frecuencia de actualización que varía según las RPM a las que se realice la prueba. La fórmula involucrada en esta relación es:

$Frec. Muestreo = 1440 * \frac{RPM}{60} + 10000$, y como límite superior la frecuencia de muestreo no puede superar los 100.000. Los valores utilizados para la toma de datos del motor a 1950-2000 RPM son dos: Frec. Muestreo 1: 57.000 y Frec. Muestreo 2: 80.000.

Hay que considerar que la Frecuencia de muestreo de 80.000 dan valores muy aceptables para cualquier RPM del motor que se realicen pruebas, favor considerar realizar siempre una a esta frecuencia, el grafico debe visualizarse correctamente.

Además, si existe algún sensor que no está conectado, ya sea del encoder, o que este mal calibrado los valores en el programa de adquisición de datos, o se invirtieron los cables o cualquier cambio en el sistema, no se podrán obtener datos correctos, ya que no dejará. Para verificar eso en el programa de adquisición de datos, la segunda pestaña indica los voltajes variables de los sensores, todos estos deben estar variando en el tiempo mientras el motor esté funcionando, si alguno se mantiene constante es porque no está conectado o posee algún problema.

Con el sensor preparado en la cámara de combustión, se pone en marcha el motor y se estabiliza a temperatura optima del aceite y del refrigerante (aceite en 95 [°C] y refrigerante del retorno a 74 [°C]. A continuación, se lleva el motor al punto de operación del ensayo, se espera que se estabilice durante 2 minutos y se toma 15 segundos de datos de presión en cámara v/s ángulo del cigüeñal, la presión que registra el sensor es presión manométrica, por lo que se le debe añadir la presión de la cabina, que durante todas las pruebas está a 990 [hPa], y se obtiene:

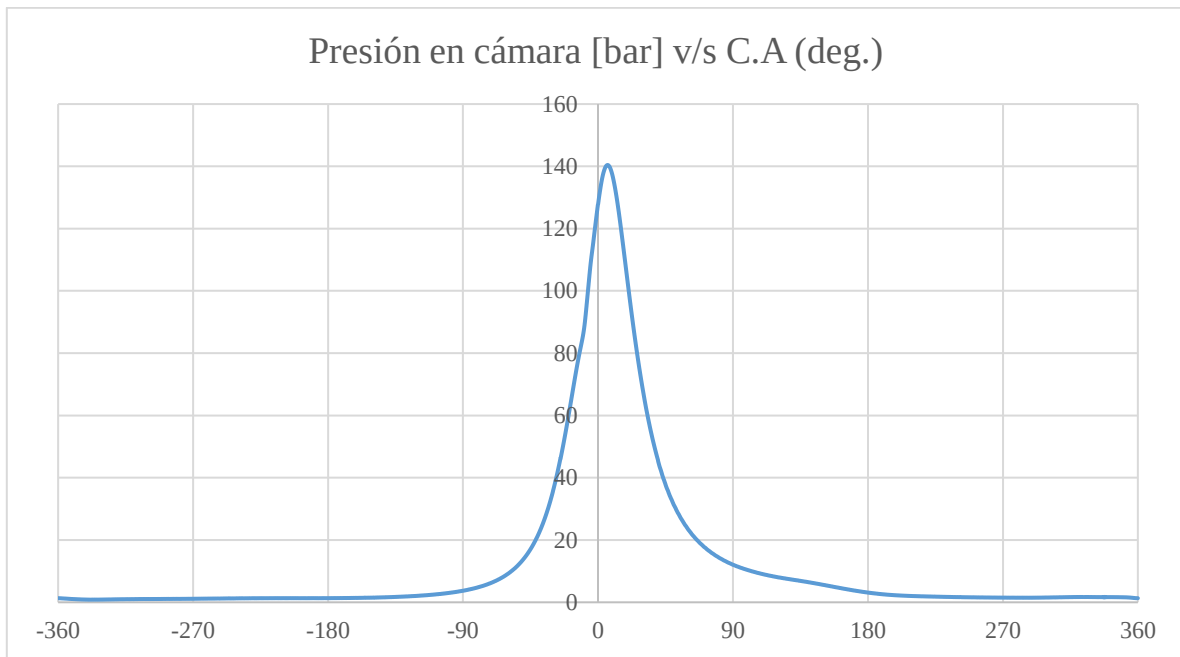


Imagen 5-4: Presión en cámara en función del ángulo del cigüeñal, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

A continuación, se grafica el diagrama indicador ($\log_{10} P$ v/s $\log_{10} V/V_{max}$):

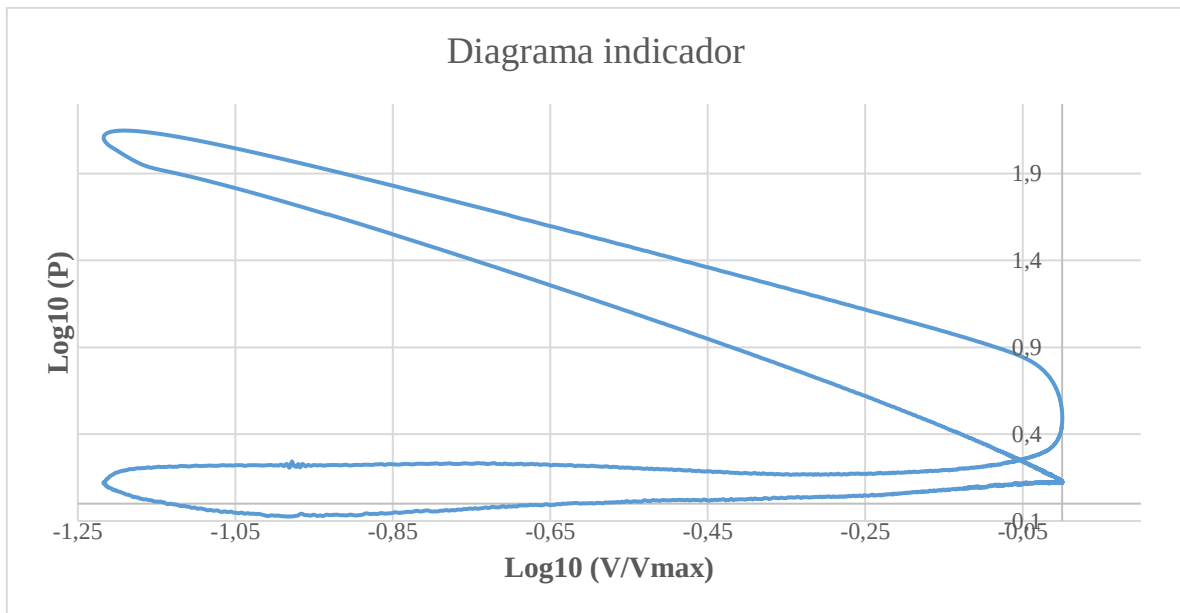


Imagen 5-5: Diagrama indicador, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Al generar la derivada del diagrama indicador respecto al ángulo del cigüeñal, obtenemos el siguiente grafico que es muy útil para determinar de manera precisa los inicios y términos de la combustión.

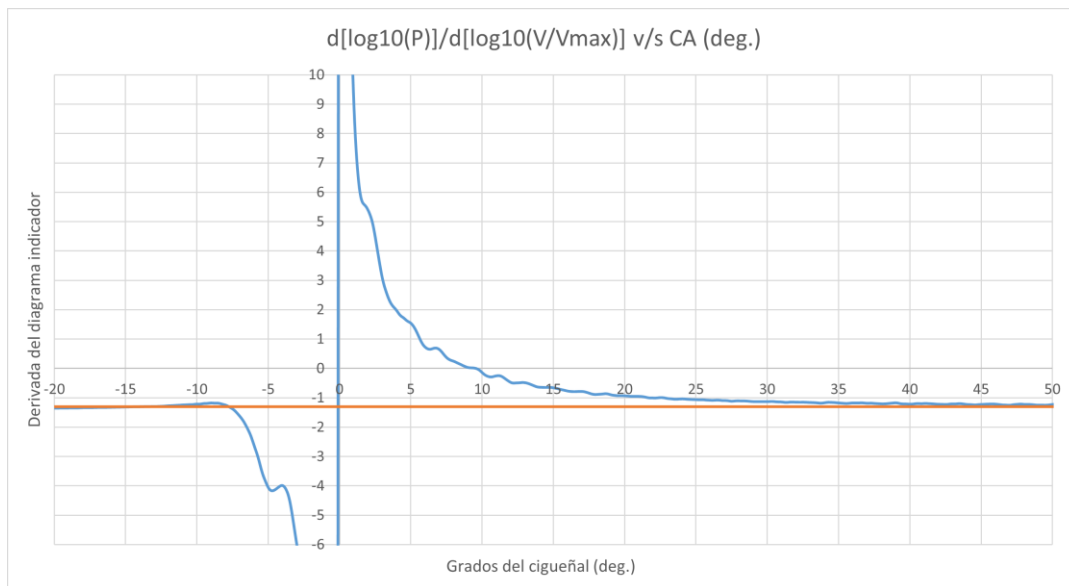


Imagen 5-6: Derivada del diagrama indicador, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT. Línea naranja es -1,3. IT = -12° C.A. SOC = -8° C.A. EOC = 53° C.A.

Según catalogo del motor (Anexo 8.3) la bomba de inyección de combustible del motor inyecta el combustible a los -16 C.A. cuando la potencia generada del motor es superior a los 150 [kW] y de -12 C.A cuando es inferior a 150 [kW] (como es en este caso ya que en máxima exigencia el motor llegó a los 143,9 [kW]). Esto coincide con la gráfica ya que evidentemente luego de inyectar el combustible ocurre un retraso de ignición, lo que se conoce como Ignition Delay (ID). Al observar la Imagen 5-6, el comienzo de la combustión (SOC) ocurre en -8 C.A. y el término de la combustión (EOC), que es cuando la curva adquiere la misma pendiente (es decir 0) que la de antes de la combustión, ocurre a los 45 C.A.

Ahora, nos encontramos con un problema, ya que en la correlación expresada por G. Woschni para determinar el coeficiente convectivo de un motor, es necesario determinar de manera experimental o bien de manera teórica, la presión motorizada (P_{mot}), o presión de arrastre del motor en función del ángulo del cigüeñal. Esta presión motorizada corresponde a la presión dentro de la cámara de combustión, sin la presencia de combustible a las mismas condiciones de operación en RPM, carga del motor y temperaturas, según el ensayo que se esté realizando. Para ello entonces, se desconecta la entrada de inyección de combustible del cilindro 6 del motor en estudio y se lleva a las mismas condiciones de carga, en este caso a máxima carga (WOT) a 1950 RPM, sin embargo, es evidente que la potencia generada por el motor al tener 5 de los 6 cilindros es menor, entonces no es posible obtener de manera experimental la P_{mot} en máxima carga, logrando obtener para los 5 cilindros a 1950 RPM, 512,5 [Nm], WOT. Se registran los valores de presión motorizada, luego se conecta el suministro de combustible al cilindro 6 del motor y se obtiene la presión en cámara en las mismas condiciones de operación que en arrastre, es decir a 1950 RPM y 512,5 [Nm] y se grafica a continuación:

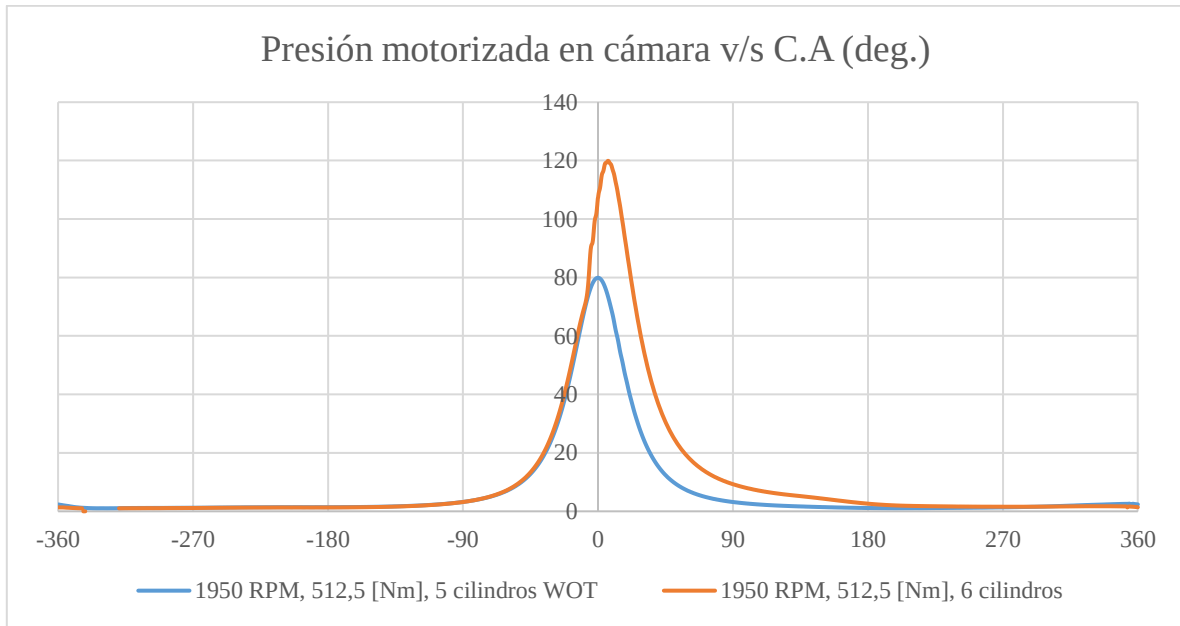


Imagen 5-7: Presión en cámara con combustión y sin combustión. Motor Mercedes Benz OM-366LA. 1950 rpm, 512,5 [Nm].

Para obtener datos de presión motorizada fiables, se deben comparar estos estudios experimentales con datos teóricos, para ello se utiliza la Ecuación 5.4, comparando los valores de referencia para el cierre de la válvula de admisión (IVC) que ocurre a los -155 C.A. con el comienzo de la combustión que es a los -7 C.A (para esta situación), es más, si realizamos un zoom a la zona crítica del comienzo de combustión se observa claramente el momento en donde comienza la combustión, como se observa en la Imagen 5-8.

La ecuación que modela la presión motorizada P_{mot} es simple e implica poco error asumir compresión y expansión isentrópica, asumiendo el índice politrópico correcto.

$$P_{mot} = P_{ref} \cdot \left(\frac{V_{ref}}{V} \right)^n \quad (5.4)$$

P_{ref} y V_{ref} son valores de referencia, pueden ser tomados en IVC o en SOC, el coeficiente politrópico de la combustión n , se determina a partir de la pendiente en la compresión del diagrama indicador, para este caso de motor diésel, se toma como valor constante de 1,3 (ver Imagen 5-6) y V es el volumen en función del ángulo del cigüeñal.

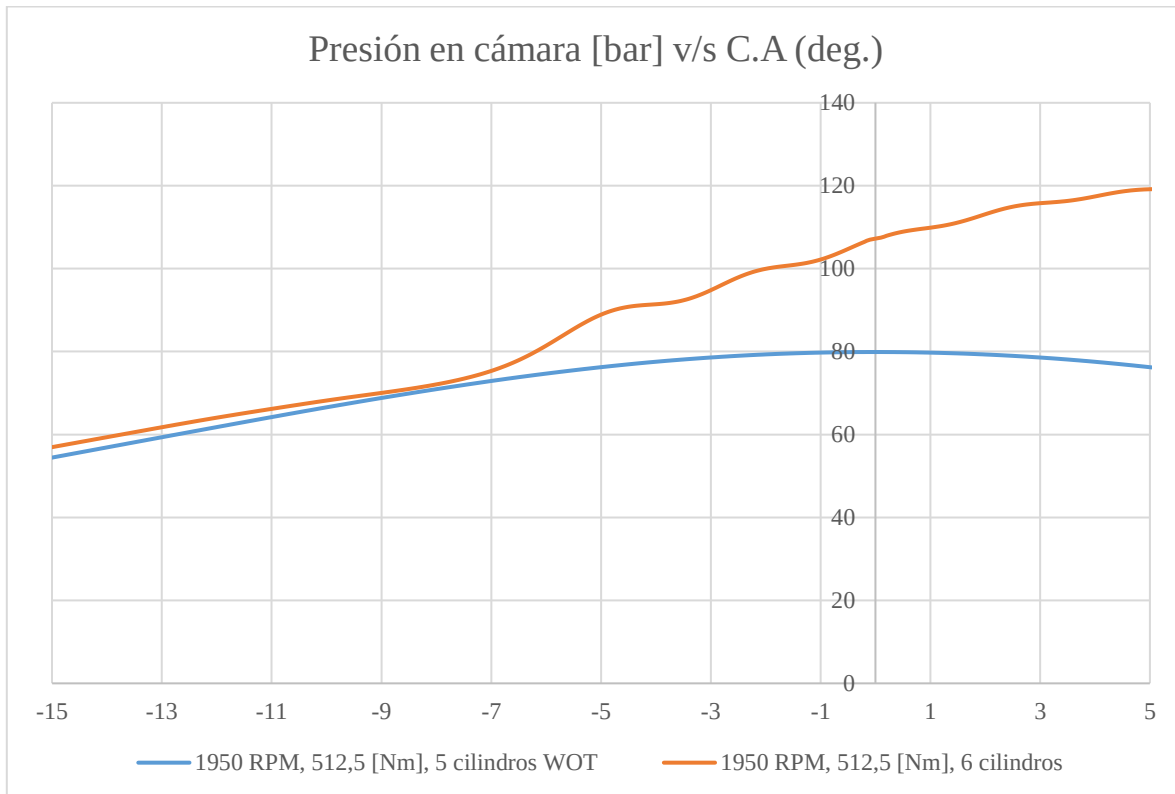


Imagen 5-8: Presión en cámara de combustión, comienzo de la combustión mediante graficas experimentales. Motor Mercedes Benz OM 366-LA, media carga.

Se comparan los valores de referencia en IVC y en SOC, que son los dos valores teóricos, con los experimentales, como se muestran en la Imagen 5-9.

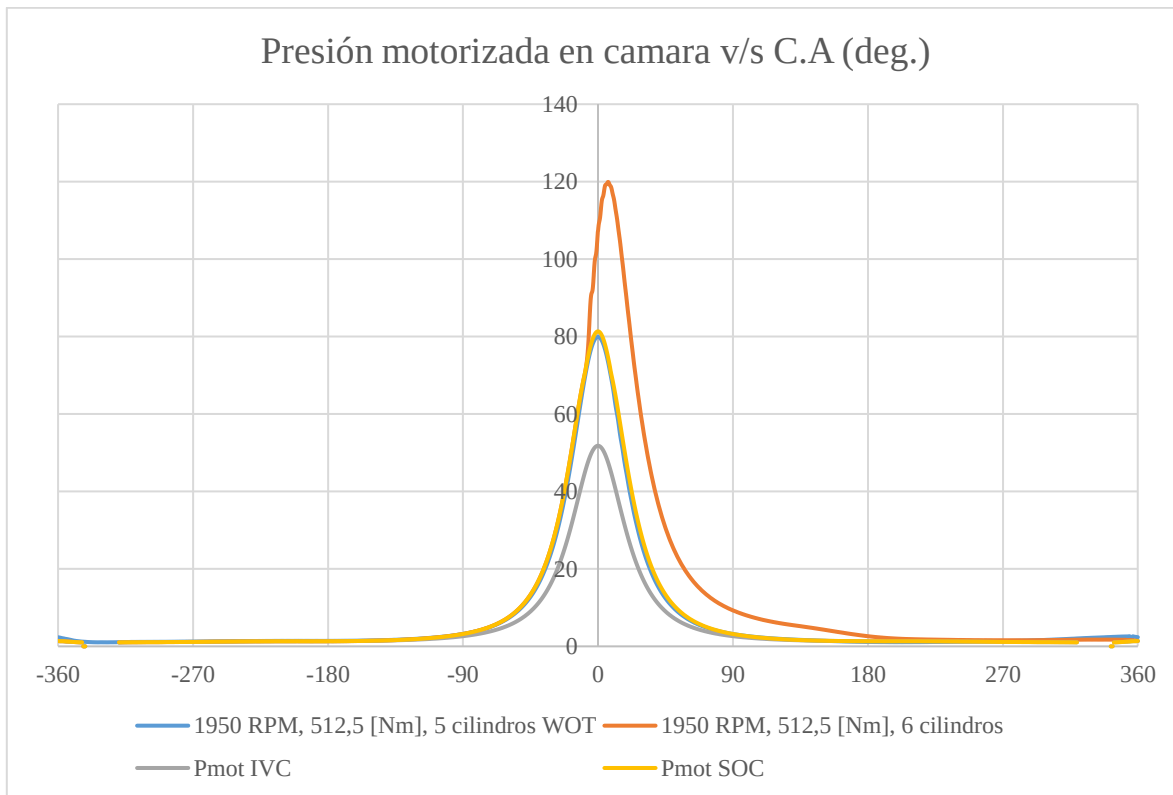


Imagen 5-9: Presión en cámara, comparación de valores de referencia ecuación 5.4. Motor Mercedes Benz OM-366LA.

Al graficar los valores de presión motorizada teórica, mediante la Ecuación 5.4, claramente los valores de referencia que más precisión poseen son los tomados del inicio de la combustión (SOC). Al ser un motor turbodiésel con intercooler, el aire a presión del turbo que ingresa a los pistones cambia los valores de referencia, y ese aire atrapado en la cámara luego que se cierra la válvula de admisión al ser mayor que otro motor de aspiración natural, al comprimirse la presión dentro de la cámara aumenta ya que se tiene mayor cantidad de aire para un mismo volumen, por eso aumenta la presión motorizada, y para el caso de motores con turbo, los valores de referencia deben ser solamente los valores al inicio de la combustión (SOC), es lo que se hará para obtener la P_{mot} en la carga en estudio.

Luego se debe encontrar los valores de temperatura del gas en función del ángulo del cigüeñal, para ello se utiliza la ecuación de gases ideales, con los valores de presión,

volumen, masa de la mezcla, se obtiene la temperatura en función del ángulo del cigüeñal, observada en la Imagen 6-5, en análisis de resultados.

5.4 Suavizado de curvas: media móvil centrada

Al realizar el desarrollo de las curvas de presión para la obtención de diferentes parámetros, en especial las de la tasa de liberación de calor dQ_{HRR} , se encuentra un gran ruido de estos a lo largo del ciclo, a pesar de ello siguen una tendencia tal como se observa en la Imagen 5-10:

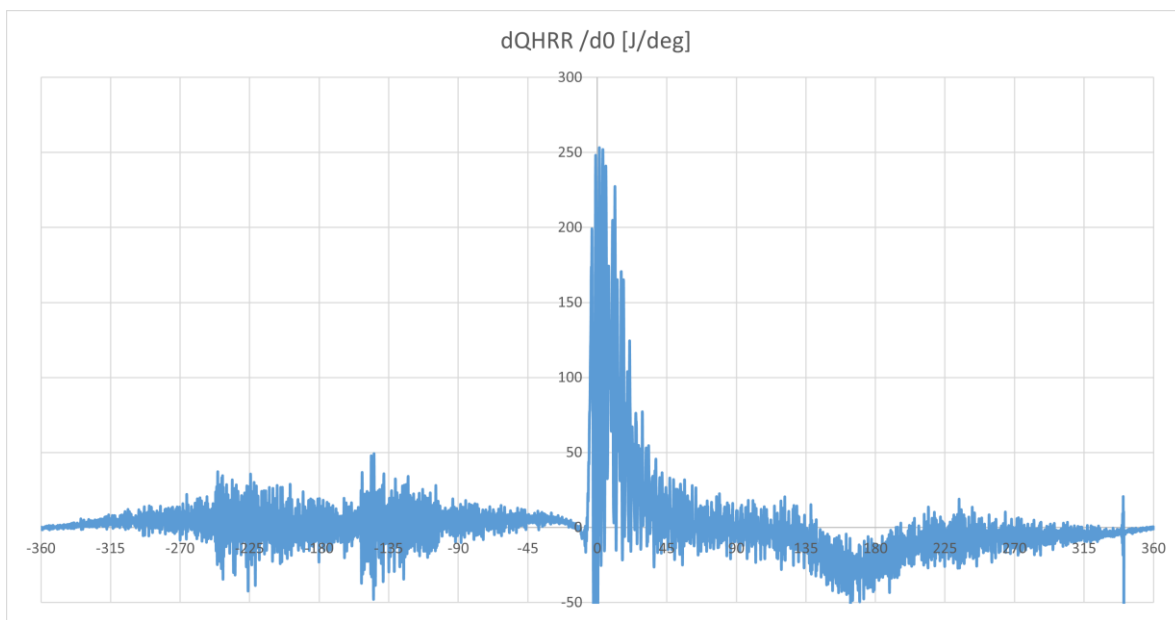


Imagen 5-10: Tasa de liberación de calor versus ángulo del cigüeñal, sin suavizado.

El ruido es máximo en la zona de la combustión ya que es la zona donde existe la mayor variación de presión. Para suavizar esta curva se utiliza la media móvil centrada (promedio de la presión en cada ángulo) a los valores de presión obtenidos del sistema de adquisición de datos, con una ventana de 41 datos (es decir de 2 C.A. (deg.) por arriba y 2 C.A. (deg.) por abajo, ya que la resolución del instrumento es de 0,1 C.A. (deg.)). Además de mejorar la visualización y cálculo de la curva, se aplica este método de suavizado a la curva de presión para así mejorar también la curva de la Derivada del diagrama indicador, como

aparece en la Imagen 5-6. Al aplicar este filtro solamente a la curva de presión v/s ángulo en la zona de combustión aproximadamente desde -25 C.A hasta 50 C.A (deg.), se obtiene:

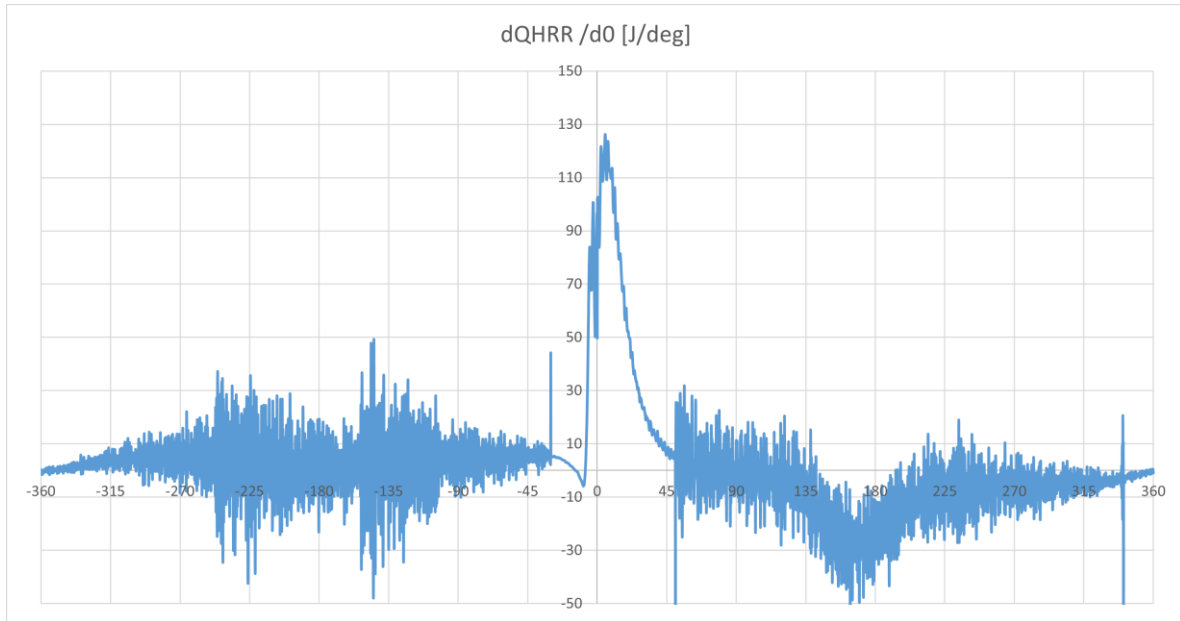


Imagen 5-11: Tasa de liberación de calor versus ángulo del cigüeñal, suavizado media móvil centrada aplicado a la curva presión v/s ángulo, desde -25 C.A. hasta 50 C.A. (deg.).

Se observa que, si bien mejoró notablemente, aún no está bien definida, entonces para suavizar la curva $dQ_{HRR}/d\theta$ a lo largo del ciclo, se aplica el mismo método de suavizado media móvil centrada pero esta vez con la tasa de liberación de calor dQ_{HRR} de -360 a 360 C.A. (deg.). con una ventana de 21 datos (contando el central), y se obtiene:

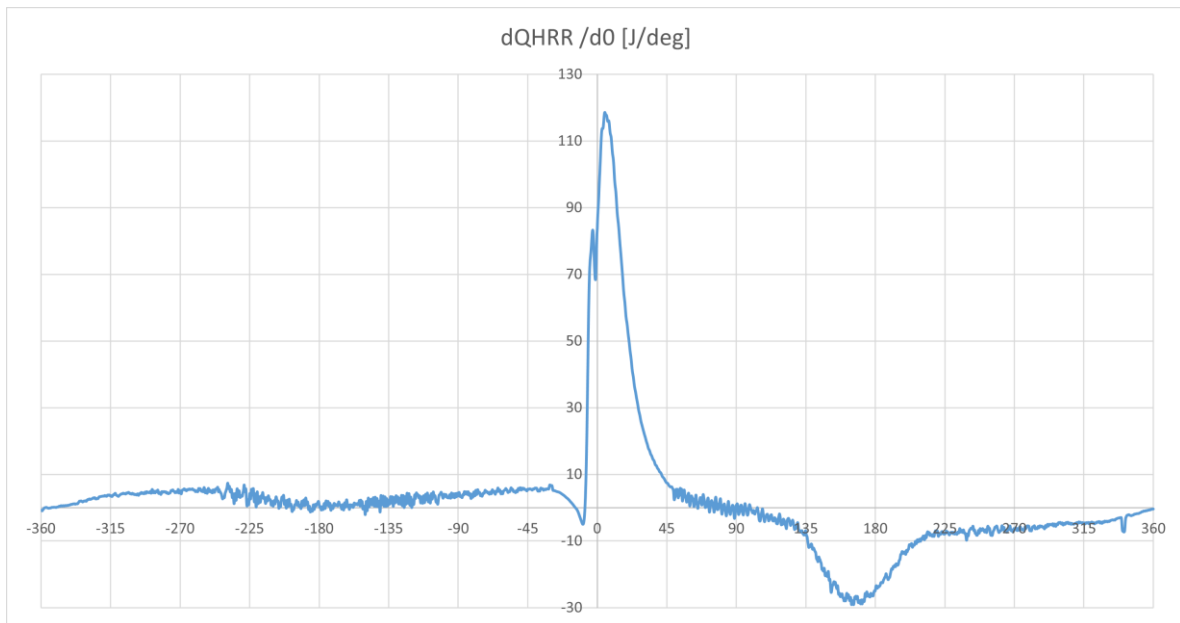


Imagen 5-12: Tasa de liberación de calor versus ángulo del cigüeñal, suavizada con media móvil central en dos pasos.

Donde el primer paso corresponde a la curva de presión suavizada de -25 hasta 50 C.A. (deg.) y el segundo paso a la curva de tasa de liberación de calor suavizada desde -360 hasta 360 C.A. (deg.).

Es importante destacar que la ventana de datos ha sido comprobados y no alteran la curva de presión original, ya que se validan experimentalmente con el BMEP, ni tampoco los valores de la tasa de liberación de calor, ya que la integral de esa curva se valida experimentalmente con la energía del combustible.

6. Análisis de resultados

6.1 Balance térmico

Los ensayos de las tablas 5-1 y 5-2, se representan en un balance térmico, donde se usa como parámetro principal, la potencia del combustible $P_{fuel}[kW]$, y en promedio el 39% es la Potencia al freno P_{brake} , el 24% es la Potencia de refrigeración P_{ref} , el 25% es la Potencia de calor sensible de los gases de escape P_{sens} y finalmente el 12% es la Potencia de radiación más el resto (perdidas) $P_{rad+resto}$. Como se evidencia en las Imágenes [6-1](#) y [6-2](#).

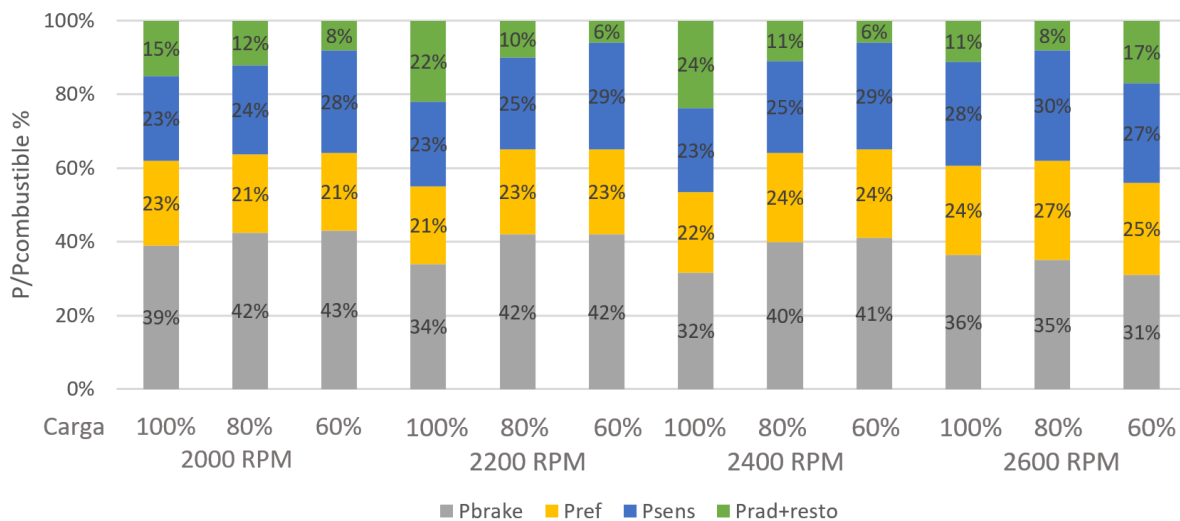


Imagen 6-1: Balance térmico motor, ensayo N°1. Referente a Tabla 5-1.

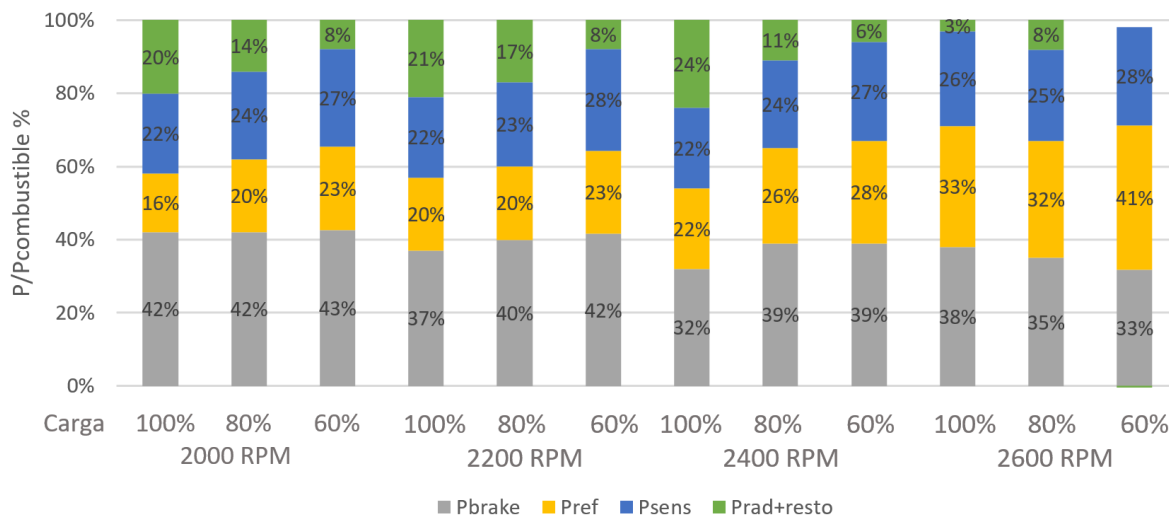


Imagen 6-2. Balance térmico motor, ensayo N°2. Referente a Tabla 5-2.

La máxima temperatura del motor ocurre cuando el motor está trabajando a 2400 RPM, esto explicado ya que es el punto donde en las pruebas se obtuvo la mayor potencia, según tablas oficiales del motor (Anexo 8.1), el rango de funcionamiento en donde el motor entrega la mayor potencia se encuentra a las 2600 RPM pero el motor no fue capaz de mantener la potencia a 2600 RPM, disminuyó notablemente. La temperatura de los gases de escape capturada por la termocupla posicionada a 20 [cm] después del turbo registra 710 [°C] durante los ensayos a 2400 RPM, temperatura máxima registrada de los gases de escape.

6.2 Correlación del flujo de calor promediado en el tiempo mediante Taylor Y Toong

La Tabla 5-3b muestra los valores de Reynolds y Nusselt obtenidos para altas cargas de operación del motor, a modo de ilustración se reinterpretan los gráficos generados por Taylor y Toong en su paper, el cual representan valores para motores de aquella época, y en color rojo los obtenidos por el motor Mercedes Benz OM-366LA, observado en la Imagen 6-3.

Del gráfico se puede relacionar la cantidad de combustible y aire que ingresa al motor, medida por el número de Reynolds, lo que se conoce como la tasa de masa de carga, luego

esta masa de energía entra al pistón entregando su energía, y se reparte en porcentajes, como vimos en el balance térmico anteriormente, la energía absorbida por el refrigerante mediante convección forzada es la que se representa por el número de Nusselt de la imagen 6-3, y este es coincidente con la data entregada por Taylor y Toong, ya que la pendiente de 0,75 se mantiene para todos los motores del estudio, de esta manera se valida la correlación propuesta por Taylor y Toong.

Al comparar los motores Diesel de la Imagen 6-3, el motor Mercedes Benz OM-366LA se encuentra en una posición elevada, solo superada por un motor Diesel Marino modelo Loop Scav. de 2 tiempos manufacturado por Sulzer, este motor posee un diámetro de cilindro de 72 [cm] y una carrera de pistón de 120 centímetros, y a continuación por debajo del motor en estudio, que uno Diesel de tipo comercial, modelo Loop Scov. Manufacturado por Curves con un diámetro de cilindro de 21,6 [cm] y una carrera de pistón de 29,2 [cm], recordando que el motor estudiado posee un diámetro de cilindro de 9,75 [cm] y carrera de pistón de 13,3 [cm], es posible evidenciar la gran mejora en términos de tamaño, uso de combustible y calor transferido, a lo largo de los años y las mejoras de las tecnologías.

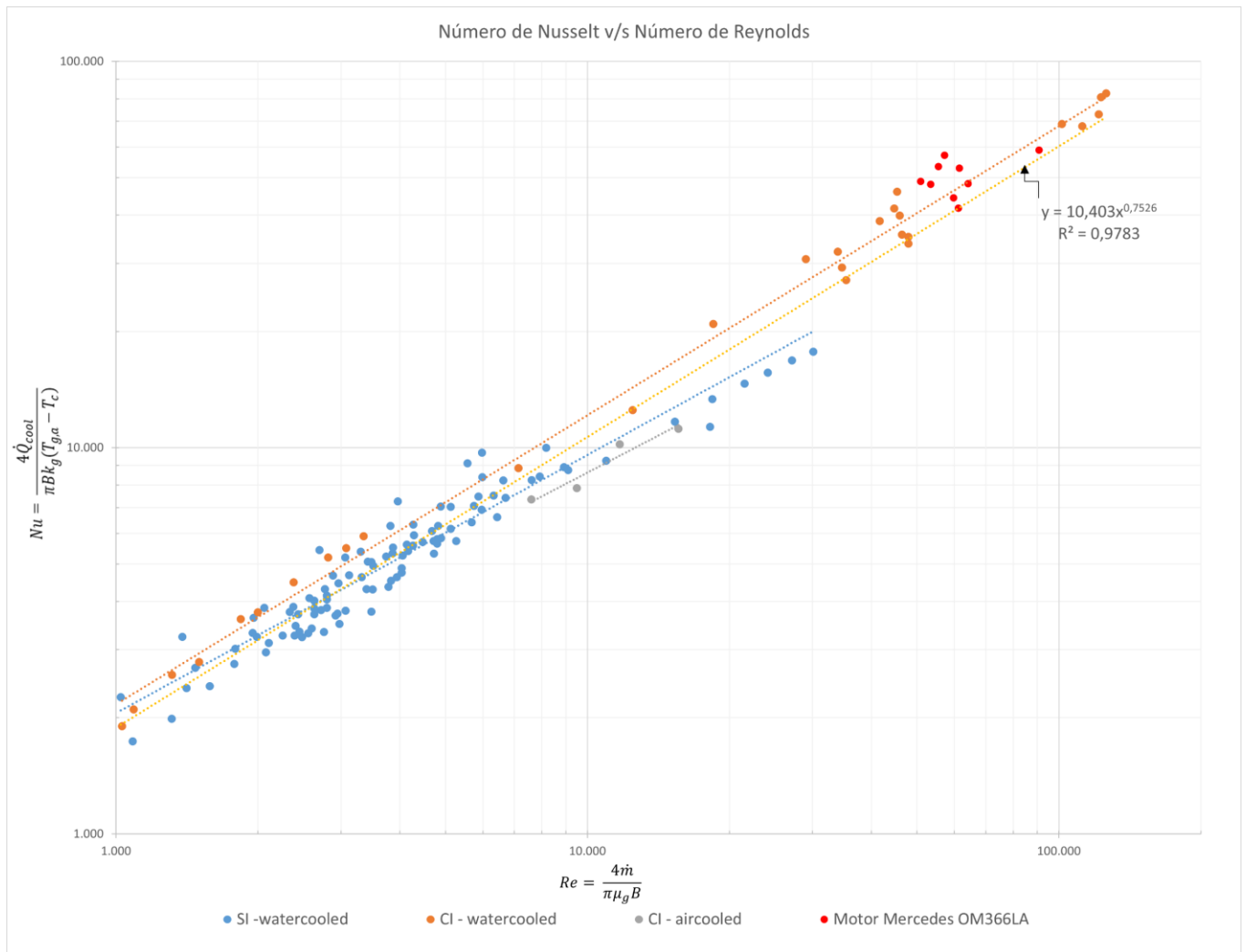


Imagen 6-3: Reinterpretado, N° Nusselt v/s N° Reynolds. En color rojo el motor Mercedes Benz OM-366LA. Ver en Anexo 9.5.

6.3 Coeficiente convectivo de transferencia de calor mediante G. Woschni

Con los datos de presión de la Imagen 5-4, se calcula de manera teórica (ya validada anteriormente) la presión motorizada P_{mot} , como se muestra a continuación.

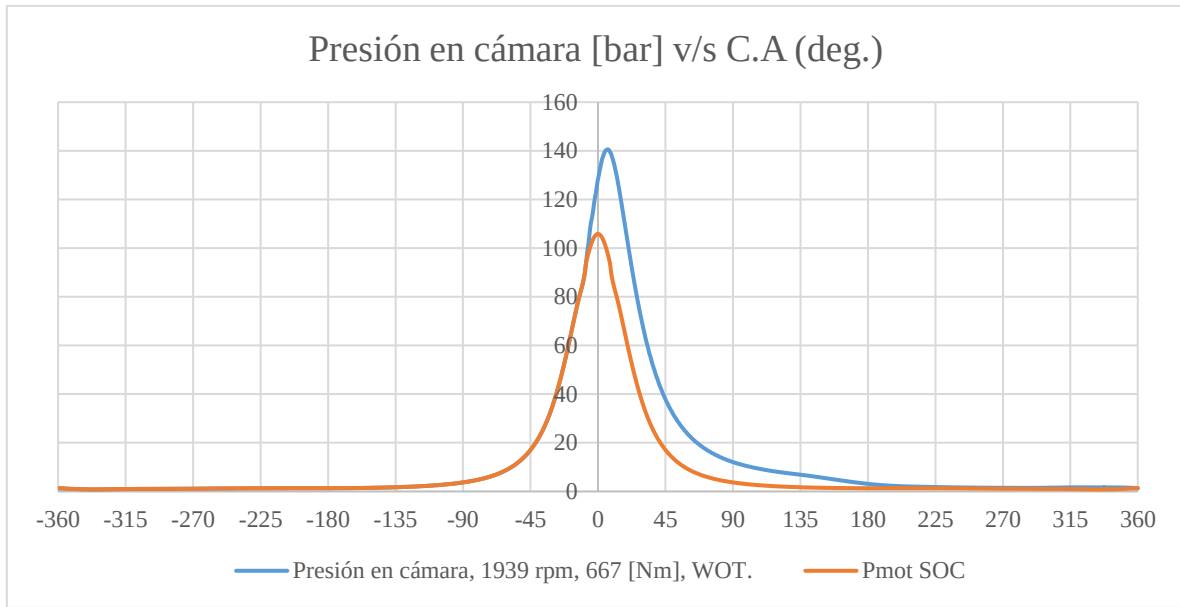


Imagen 6-4: Presión en cámara a máxima carga, con la presión motorizada, Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

La presión máxima alcanzada a máxima carga es de 140,52 [bar] a los 6,6 C.A. (deg.), mientras que la presión motorizada máxima alcanzada es de 105,8 [bar] a los 0 C.A. (deg.).

Entonces con la curva de presión en cámara, se calcula la Temperatura promedio del gas dentro de la cámara de combustión en función del ángulo del cigüeñal, para ello se usa la Ley de Gases Ideales de la siguiente manera:

$$\bar{T}_{gas(deg)} [K] = \frac{P_{gas(deg)}[bar] \cdot V_{gas(deg)}[m^3] \cdot M.molar_{aire}[g/mol]}{Masa\ carga\ [g] \cdot R[m^3 \cdot bar/K \cdot mol]} \quad (6.1)$$

Con la presión y el volumen en función del ángulo del cigüeñal, la masa de la carga se calcula con la eficiencia volumétrica del aire y la del combustible, según las Ecuaciones 2.16 y 2.13 respectivamente. La masa molar del aire seco constante de 28,97 [g/mol], y la constante universal de los gases $8,31446618 \times 10^{-5} [m^3 \cdot bar/K \cdot mol]$.

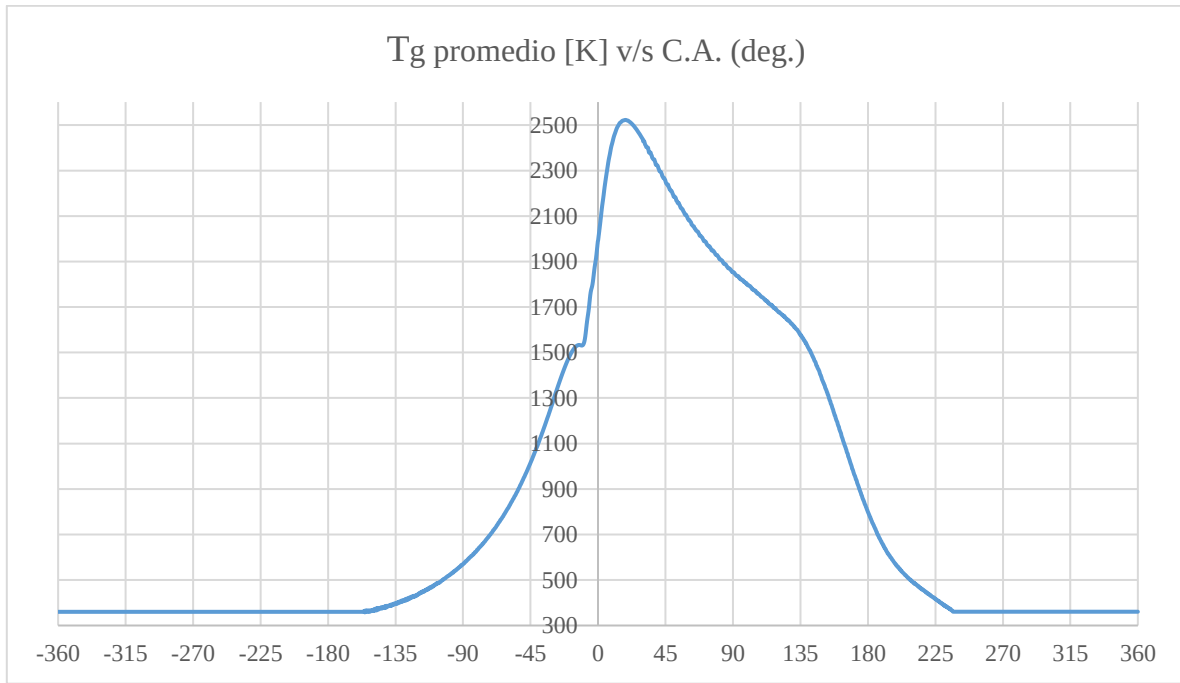


Imagen 6-5: Temperatura del gas promedio en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

La máxima temperatura que alcanza el gas de combustión a máximas condiciones de carga es de 2522 [K], a los 18,4° C.A. La temperatura de admisión al estar mezclada con los gases residuales y el pistón adquirir temperatura, se establecen constantes hasta el cierre de la válvula de admisión IVC a los -155° C.A. y es de 360 [K]. Se observa un quiebre en la temperatura al momento de comenzar la combustión la temperatura se aumenta rápidamente producto del aumento de la presión y la disminución del volumen.

Luego en la ecuación mostrada anteriormente:

$$h [W/m^2K] = 3,26 B[m]^{-0,2} p[kPa]^{0,8} T[K]^{-0,55} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} (p - p_{mot}) \right]^{0,8} \quad (3.28b)$$

En esta ecuación, $C_1 = 6,18$ debe aplicarse al período de barrido (es decir para este motor entre -360° a -155° y 112° a 360° C.A.); $C_1 = 2,28$ a las carreras de compresión y

expansión (es decir para este motor entre -155° y 112° C.A.); y $C_2 = 3,24 \times 10^{-3} \text{ m/sec deg C}$.

La velocidad de los gases dentro de la cámara de combustión se ven influenciados en gran medida por la velocidad del pistón sumado a la intensidad de la combustión, y por las entradas y salidas de los gases en la cámara.

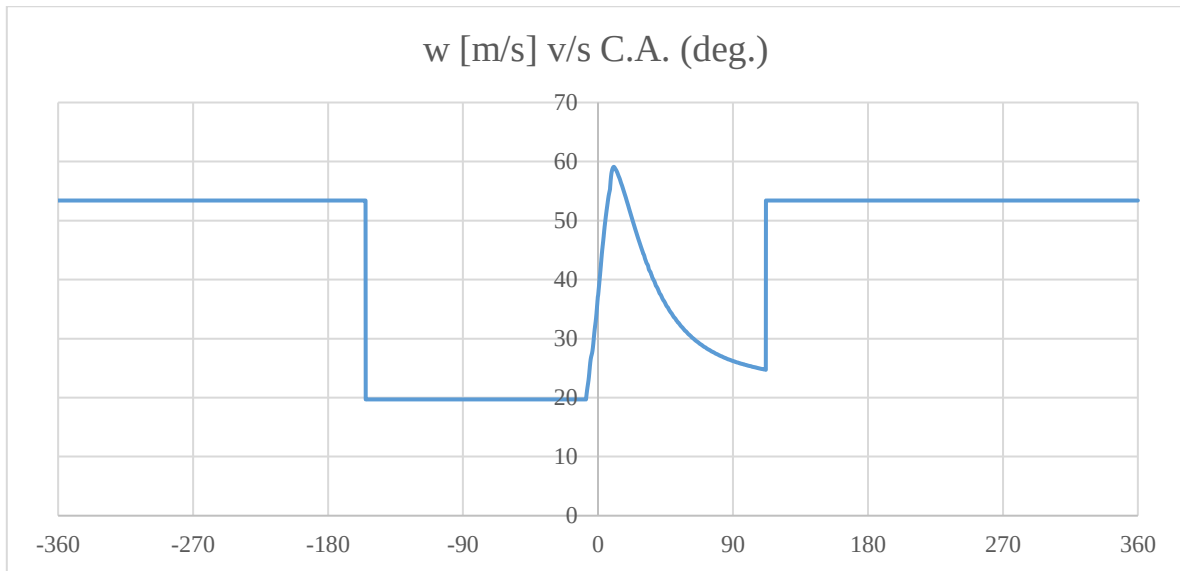


Imagen 6-6: Velocidad de los gases dentro de la cámara de combustión en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Vemos que el termino $(p - p_{mot})$ hace referencia a la diferencia entre las presiones de la Imagen 6-4, en otras palabras, es el “aporte” que realiza la combustión del diésel dentro del pistón.

$$P_{mot} = P_{ref} \cdot \left(\frac{V_{ref}}{V} \right)^n \quad (6.2)$$

Aplicando la ecuación 3.28b se obtiene la siguiente grafica del coeficiente convectivo del pistón por ciclo.

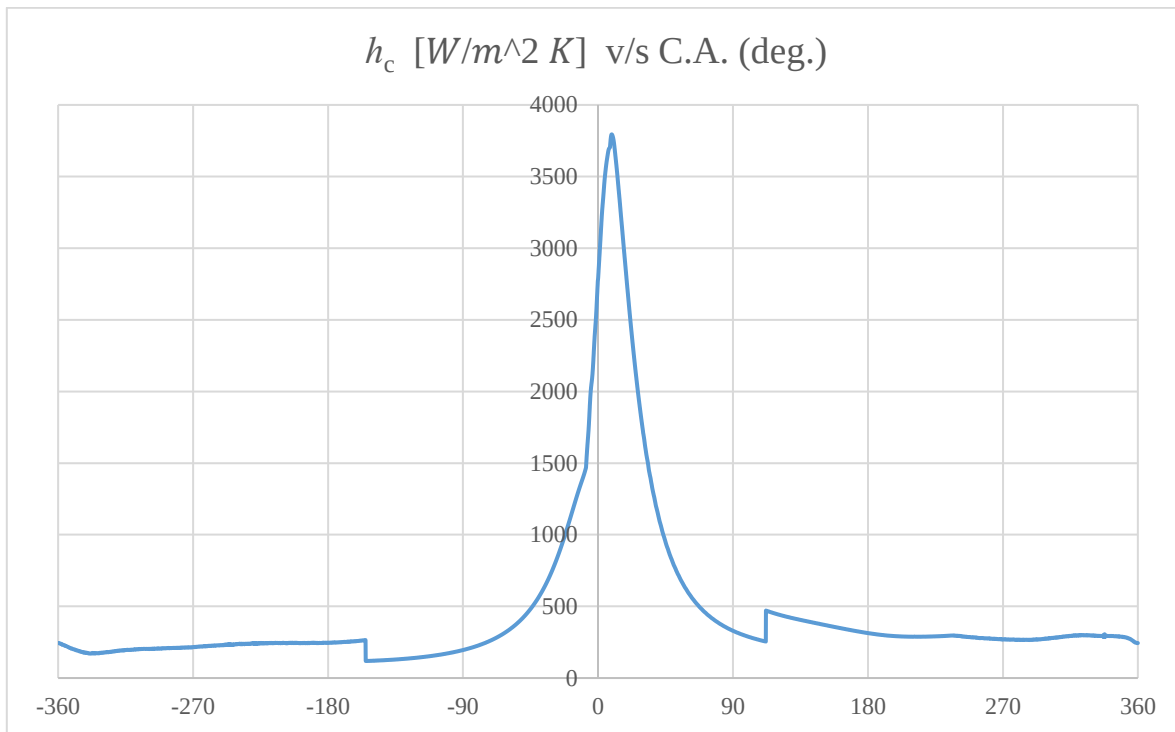


Imagen 6-7: Coeficiente convectivo de Woschni en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Los saltos en la gráfica son debido al cambio de constantes para las diferentes carreras del pistón propuestos por Woschni. Y estos valores al compararlos con documentos referenciales [\[42\]](#), son coincidentes para motores de similares características.

6.4 IMEP, BMEP y FMEP

A modo de comprobar los resultados obtenidos utilizando la Presión media efectiva indicada (IMEP), primero se realiza una estimación de la Presión media efectiva al freno (FMEP) con el método de “Willans line” el cual compara gráficamente la tasa de consumo de combustible con la presión media efectiva al freno (BMEP) manteniendo las rpm constantes variando la carga (para variar el consumo de combustible), entonces se hace tender una línea que simula el consumo cero de combustible, el valor interceptado en el eje de las ordenadas corresponde al FMEP del motor para el modo de operación estudiado.

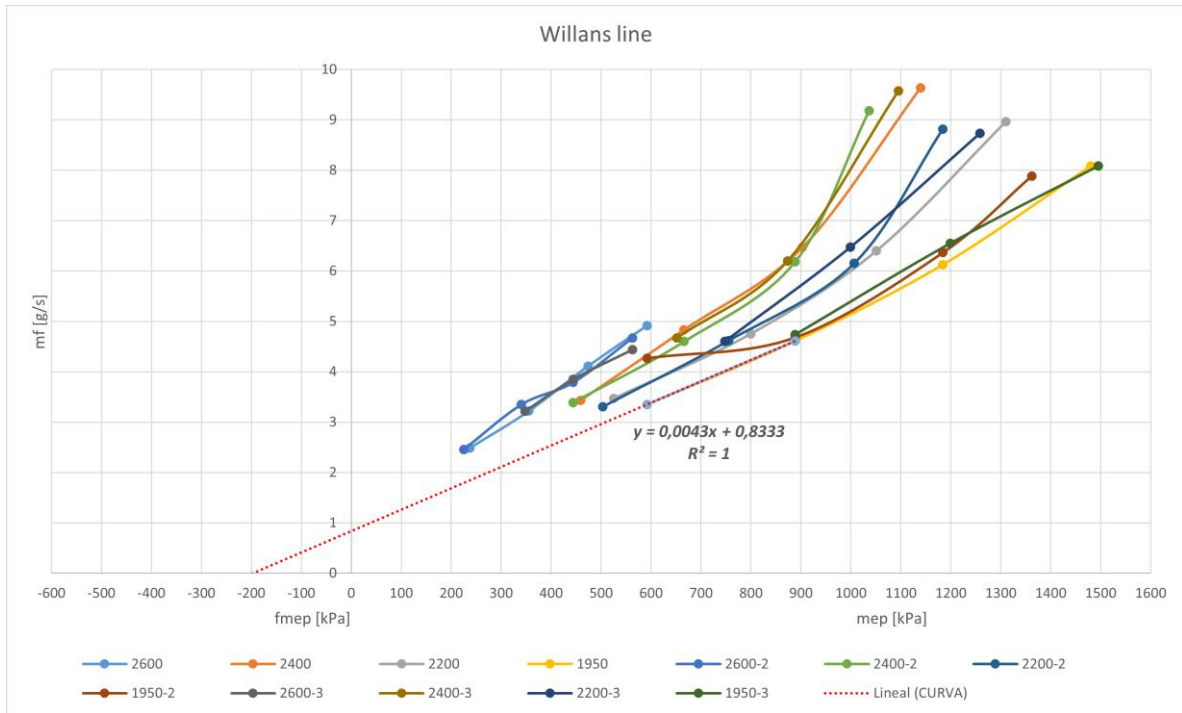


Imagen 6-8: Método de la línea de Willans para el motor en distintos regímenes de operación. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Se encuentra con el método de Willans que el valor de la fmep es de 193,79 [kPa] para una condición del motor de 1950 rpm. La línea de tendencia trazada corresponde a los valores a menor rpm según el método de Willans.

Además, para los motores existen correlaciones para obtener la presión media efectiva total de fricción motorizada (fmep), para el caso Diesel tenemos:

$$\text{Motoring mep [kPa]} = C_1 + 48 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,4 \bar{S}_p^2 \quad (6.3a)$$

$$\begin{aligned} \text{mep}_{\text{mot}} &= 75 + 48 \left(\frac{1939 \text{ [rpm]}}{1000} \right) + 0,4 \left(\frac{2 \cdot 0,133 \text{ [m]} \cdot 1939 \text{ [rpm]}}{60} \right)^2 \\ &= 197,63 \text{ [kPa]} \end{aligned} \quad (6.3b)$$

Con $N \text{ [rev/min]}$, $\bar{S}_p \text{ [m]}$ y para motores de inyección directa $C_1 = 75 \text{ [kPa]}$.

A continuación, se calcula el imep, bmep del motor en el punto de máxima operación a 1939 rpm utilizando la ecuación 2.10 y 2.11 respectivamente:

Hay que recordar que es común estimar la potencia de fricción un 10% de la potencia indicada, entonces; $P_i = P_b + P_f$; $P_i = P_b + 10\%P_i$; $P_i = P_b \frac{100}{90}$.

$$imep [kPa] = \frac{P_i [kW] \cdot n_R \cdot 1000}{V_d [L] \cdot N [rev/s]} = \frac{151,32 \cdot 2 \cdot 1000}{5,958 \cdot \frac{1939}{60}} = 1571,83 [kPa] \quad (6.4)$$

$$bmep [kPa] = \frac{6,28 n_R T [Nm]}{V_d [L]} = \frac{6,28 \cdot 2 \cdot (95 \cdot 0,716 \cdot 9,81)}{5,958} = 1406,6 [kPa] \quad (6.5)$$

$$fmep [kPa] = imep - bmep = 165,23 [kPa] \quad (6.6)$$

Sin embargo, al haber obtenido los valores del fmep y el bmep de manera experimental, se estimará la potencia de fricción experimental en función de la potencia indicada, tal como sigue:

$$imep = bmep + fmep = 1406,6 + 193,79 = 1600,39 [kPa] \quad (6.7a)$$

$$\frac{fmep}{imep} \cdot 100 = 12,1\% \quad (6.7b)$$

Por otro lado, a manera de comprobar el valor del imep (y por ende del bmep), se calcula gráficamente este valor con los datos experimentales de presión en cámara, ver Imagen 2-6b. Se calcula el área bajo la curva entre las curvas de compresión y expansión (curva en color naranja), el área es el trabajo indicado por cilindro por ciclo, al dividir entre el volumen desplazado se obtiene el imep, como se muestra a continuación:

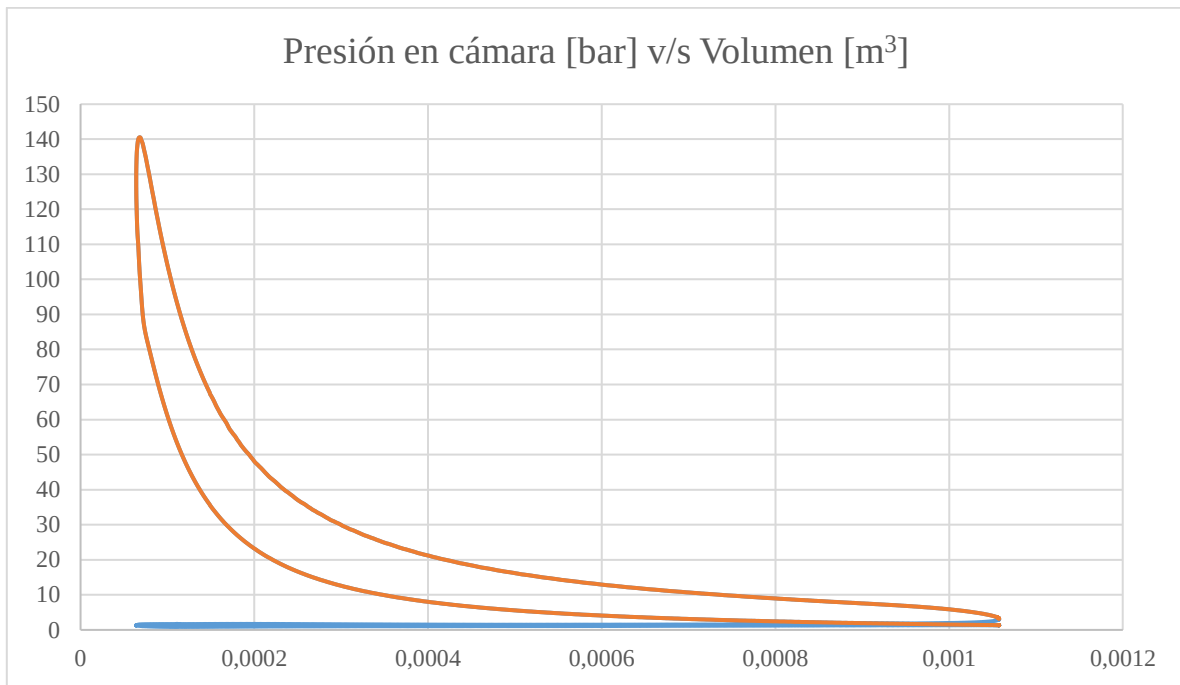


Imagen 6-9: Presión en cámara versus Volumen, en naranja las carreras de compresión y expansión. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Trabajo indicado por cilindro	=	1,571718	kJ
Vd=	0,00099300	m ³	
Imep=	1.582,80	kPa	

6.5 Transferencia de calor del motor Mercedes Benz OM-366LA

A continuación, se analizarán las curvas de transferencias de calor del motor, en base a lo obtenido anteriormente, para ello se utiliza la ecuación 2.35 para calcular la tasa de liberación de calor neta $\frac{dQ_{HRR}}{d\theta}$, como se muestra en la Imagen 6-8.

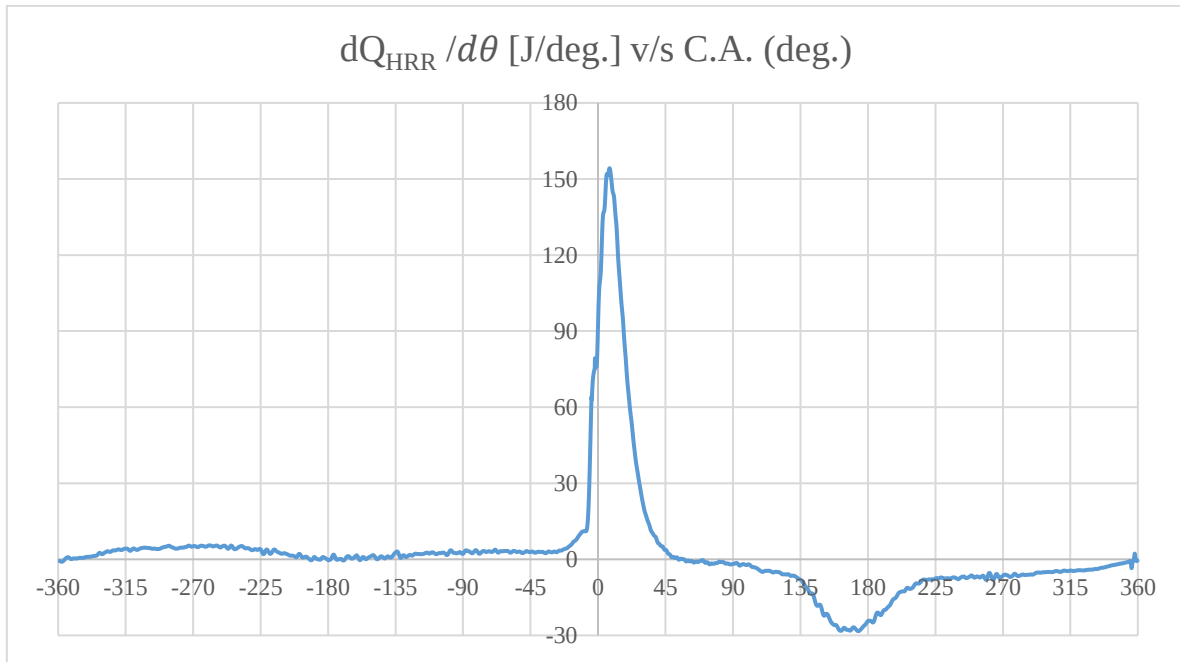


Imagen 6-10: Tasa de liberación de calor neta en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

El peak es de 154,243 [$J/deg.$] y ocurre a los 10,9 C.A. Luego al integrar respecto al ángulo del cigüeñal la curva anterior desde inicio de la combustión hasta finalizar el ciclo

$\int_{soc}^{\theta} \frac{dQ_{HRR}}{d\theta} d\theta$, se encuentra la liberación de calor neta por ciclo.

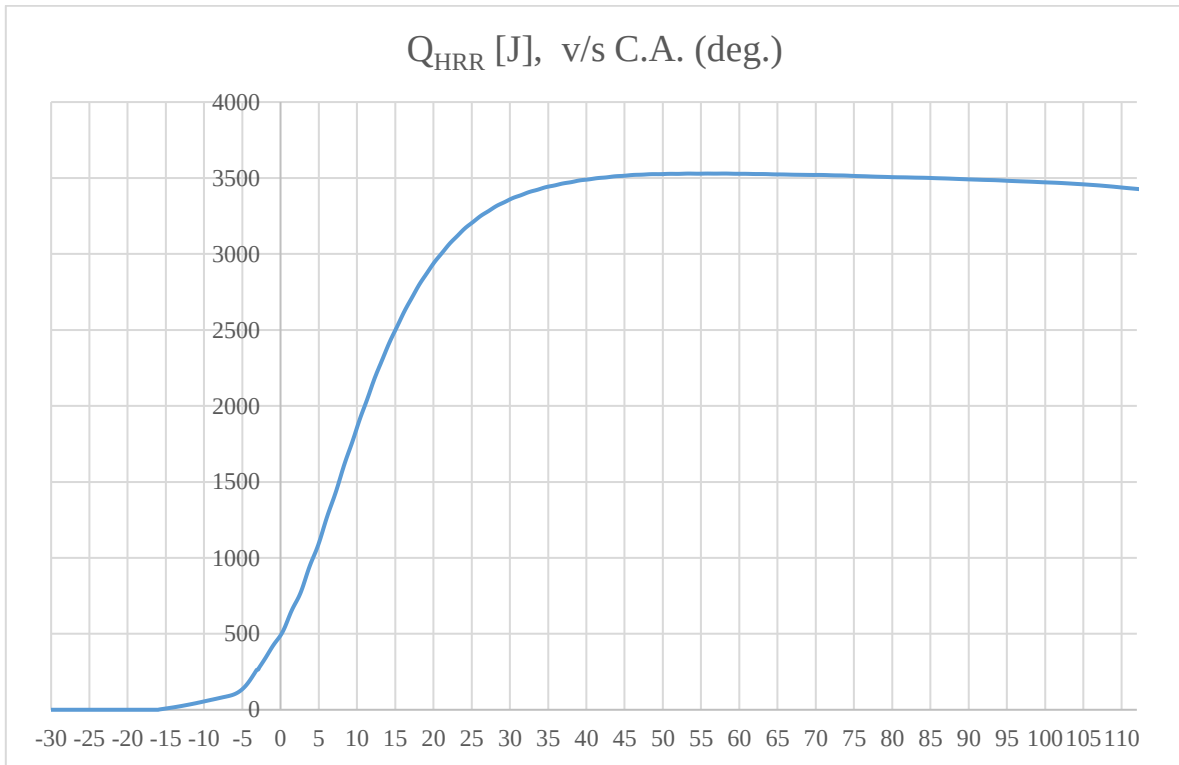


Imagen 6-11: Calor liberado neto en un ciclo. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Entonces la fracción de quemado para esta prueba se obtiene dividiendo la curva anterior entre el máximo valor de esta que es 3529,49 [J] a los 53,5 C.A. (deg.), indicando así término de la combustión cuando la curva decae, como se muestra a continuación:

$$X_b = \frac{\int_{\theta_{soc}}^{\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta}{\int_{\theta_{soc}}^{\theta_{Eoc}} \frac{dQ}{d\theta} d\theta} \quad (6.3)$$

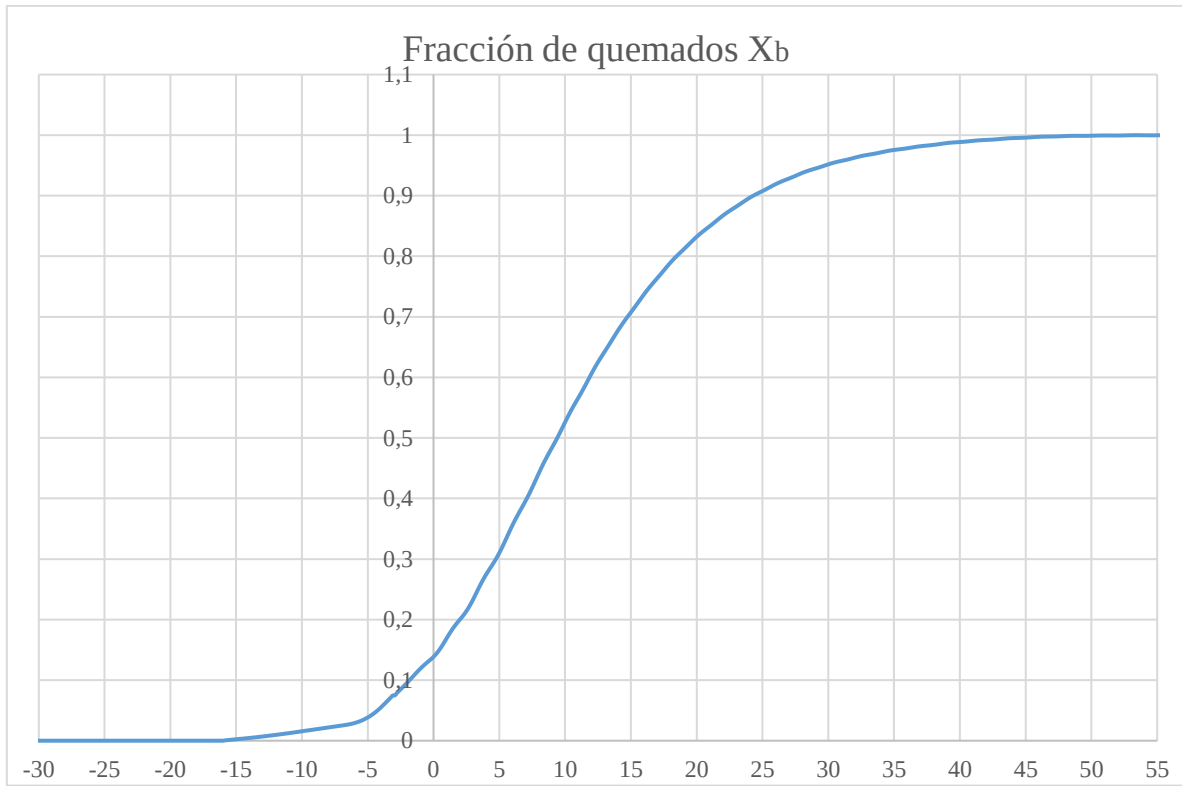


Imagen 6-12: Fracción de quemados de la combustión. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Luego, para continuar con la caracterización del motor, se calcula la tasa de transferencia de calor por convección, utilizando la ecuación 2.37, se asume una temperatura de pared $T_w = 400[K]$.

$$\frac{dQ_{HT}}{d\theta} \left[\frac{J}{deg.} \right] = h_c(\theta) \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \cdot A(\theta)[m^2] \cdot (T_g(\theta) - T_w[K]) \left[\frac{1}{N [rpm] \cdot 60} \right] \quad (2.37)$$

Se usa el $h_c(\theta) \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ de la Imagen 6-7 obtenida por Woschni, resultando:

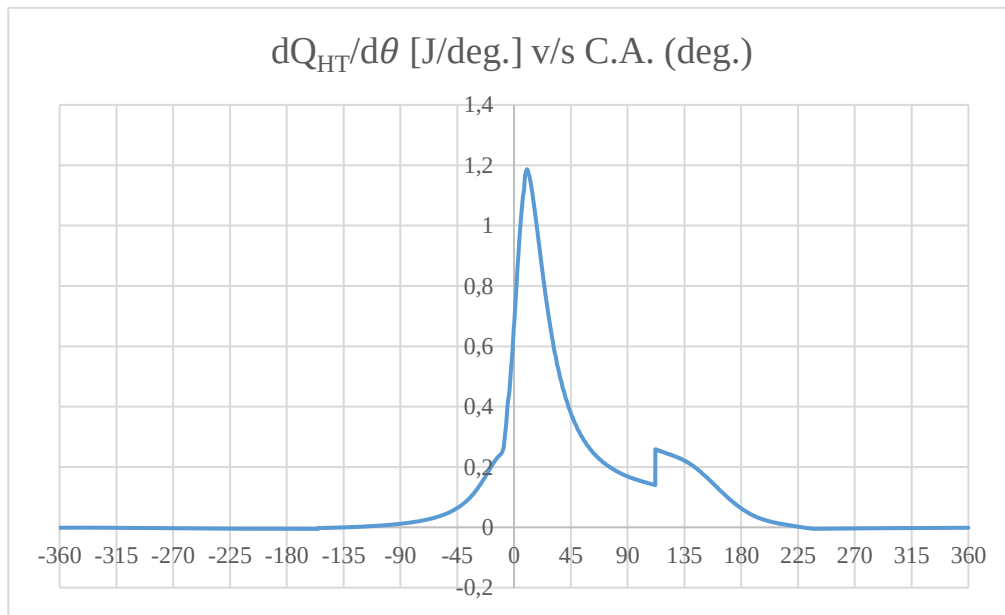


Imagen 6-13: Tasa de transferencia de calor por convección. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Al integrar la tasa de transferencia de calor por convección en todo el ciclo del motor, se obtiene:

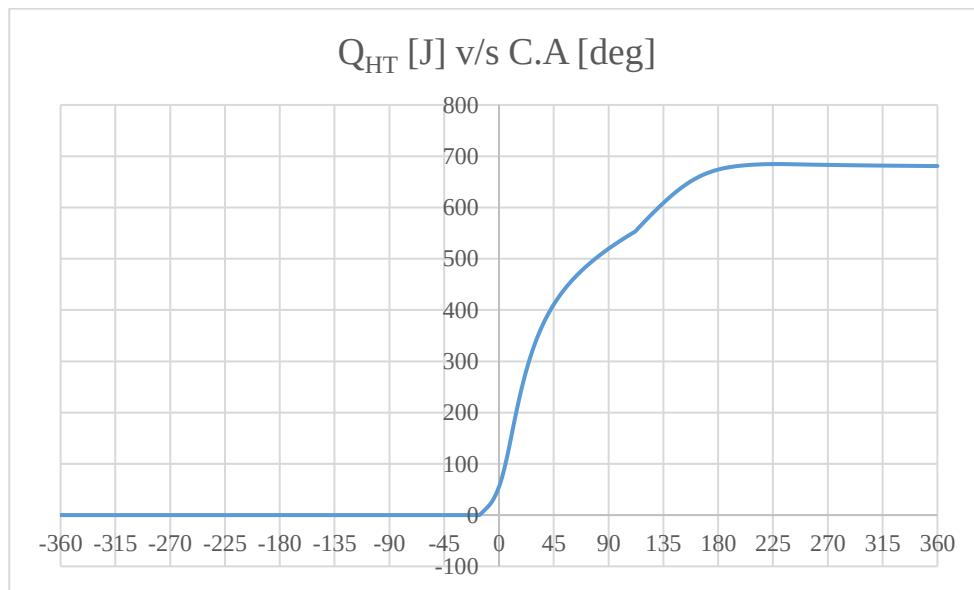


Imagen 6-14. Transferencia de calor por convección en función del ángulo del cigüeñal para un ciclo de combustión. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

De esta manera se obtiene las curvas de transferencia de calor del motor para un ciclo de combustión:

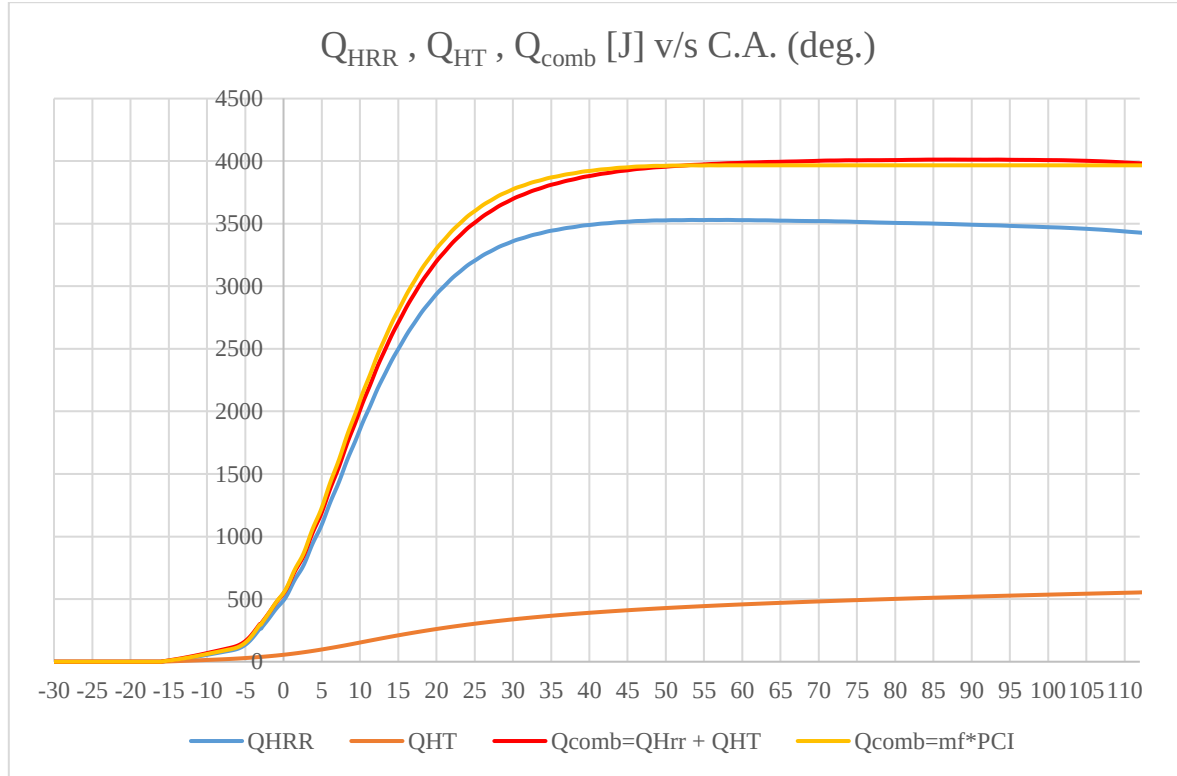


Imagen 6-15: Liberación de calor neta, transferencia de calor convectivo y calor de combustión en función del ángulo del cigüeñal. Mercedes Benz OM-366LA, 1939 RPM, 667[Nm], WOT, máxima carga 95 [kgF] en dinamómetro.

La curva amarilla corresponde a la validación numérica del calor de combustión, se determina calculando los gramos de combustible utilizado en un ciclo (mediante la eficiencia del combustible) multiplicado por el poder calorífico inferior del Diesel, esto resulta el valor total de la energía química del combustible, y finalmente este valor se multiplica por curva de fracción de quemado (curva que posee la misma forma que el Q_{HRR} , pero validada por el cálculo del Q_{HT} que le da la altura total a la función).

$$Q_{comb} [J] = m_f [kg] \cdot PCI_{diesel} \left[\frac{MJ}{kg} \right] = \frac{0,092 [g]}{1000 \left[\frac{g}{kg} \right]} \cdot 43,1 \left[\frac{MJ}{kg} \right] = 3965,2 [J] \quad (2.38)$$

7. Conclusiones

En este estudio, se logró caracterizar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor convectivo del motor Mercedes Benz OM-366LA del laboratorio de Termofluidos de la UTFSM Casa Central Valparaíso, el coeficiente obtenido en función del ángulo del cigüeñal muestra valores representativos para el motor a lo largo del ciclo, y al compararlo con motores de similares características mantienen los órdenes de magnitud y cifras cercanas [42], este coeficiente se muestra en la Imagen 6-7.

Se determinó que el máximo valor obtenido para el coeficiente de transferencia de calor en función del ángulo del cigüeñal por cilindro y por ciclo es de $3794 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ a los 9,2 C.A. (deg.) para una condición del motor de 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Se determinó las potencias del motor al realizar un balance de térmico, obteniendo que, del total de potencia de combustible inyectado al cilindro, el 39% va destinado a la potencia al freno, el 24% a la potencia de refrigeración, el 25% la potencia de calor sensible de gases de escape y finalmente el 12% a la potencia de radiación más el resto, como, por ejemplo: debido a combustión incompleta. Como se ve en la Imágenes 6-1 y 6-2.

Se determinó que la tasa de liberación de calor máxima es de $154,243 \left[\frac{J}{deg.} \right]$ y ocurre a los 7,9 C.A. (deg.) (Imagen 6-10), también se determinó la tasa de transferencia de calor, su máximo es de $1,19 \left[\frac{J}{deg.} \right]$ a los 10,4 C.A. (deg.) (Imagen 6-13) para una condición del motor de 1939 RPM, 667 [Nm], WOT.

Finalmente, la liberación de calor neta y del combustible son máximas al finalizar la combustión EOC que ocurre a los 53,5 C.A. (deg.), y son de 4011,73 y 3529,5 [J] respectivamente (ver Imagen 6-13) y la transferencia de calor por convección es máxima a los 228,2 C.A (deg.) y es de 684,68 [J], observados en la Imagen 6-15.

8. Recomendaciones

El primer método revisado es la Correlación de Taylor y Toong el cual utiliza el flujo masico de combustible y aire consumido por el todo el motor, para ello se utilizó una balanza digital y un flujómetro de aire. Además, se calcula el calor cedido de los gases al refrigerante (agua), para lo cual se mide la tasa de flujo de refrigerante y al mismo tiempo la temperatura de entrada y salida del motor, al ser agua se obtiene el calor y potencia de refrigeración. Este método exige el cálculo de la temperatura de gases adiabática, esto no se realizó ya que el laboratorio no cuenta con este elemento que además se debe instalar en una posición específica del cilindro 6, sin perjuicio de lo anterior se utiliza la correlación de temperatura adiabática encontrada por Taylor y Toong el cual correlaciona motores Diesel y de encendido por chispa refrigerados por agua y por aire.

En el segundo método para obtener el coeficiente de transferencia de calor propuesto por Woschni se presentaron varias dificultades durante el proceso, como por ejemplo el ensayo para medir la presión en cámara en arrastre (sin combustión) en las mismas condiciones de operación (rpm y temperaturas del ensayo con carga) ya que es de vital importancia, este coeficiente de transferencia de calor depende de la diferencia entre la presión con combustión con la de arrastre luego de la combustión. El problema ocurre cuando se desea medir el arrastre en máxima carga, ya que, al desconectar la entrada de combustible del cilindro, el motor ya no será capaz de llegar a la potencia por ende no se puede realizar arrastre a máxima carga, por ello se realiza una validación de la ecuación 5-9 y se concluye que la ecuación representa de excelente manera la presión motorizada con una diferencia porcentual máxima del 5%.

Referencias

- [1] Bellis, M. (2019, 6 julio). A history of the automobile. ThoughtCo. Recuperado de [<https://www.thoughtco.com/who-invented-the-car-4059932>]
- [2] United Nations. (s. f.). The role of fossil fuels in a sustainable energy system. Recuperado de [<https://www.un.org/en/chronicle/article/role-fossil-fuels-sustainable-energy-system>]
- [3] Hedges & Company. (s. f.). How many cars are there in the world in 2023? Recuperado de [<https://hedgescompany.com/blog/2021/06/how-many-cars-are-there-in-the-world/>]
- [4] United Nations. (s. f.-b). Population. Recuperado de [<https://www.un.org/en/global-issues/population>]
- [5] Cengel. (2018). Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill Companies.
- [6] Nusselt. (1914). "Der Wiirmeibergang in del' Gasmaschine" ZVDI (Berlin)
- [7] White, F. M., & Majdalani, J. (2006). Viscous fluid flow (Vol. 3, pp. 433-434). New York: McGraw-Hill.
- [8] Pinkel. (1954). A Summary of NACA Research on Heat Transfer and Friction for Air Flowing Through Tube With Large Temperature Difference. Trans ASME.
- [9] Martinelli et al. (1943). Heat Transfer to a Fluid Flowing Periodically at Low Frequencies in a Vertical Tube. Trans ASME.
- [10] Warren and Loudermilk. (1950). Heat Transfer Coefficients for Air and Water Flowing Through Straight, Round Tubes. NACA RME50E23.

- [11] Toong. (1954). A New Examination of the Concepts of Adiabatic Wall Temperature and Heat-Transfer Coefficient. Proc Nat Cong Appl Mech.
- [12] Sheikhan, H., Ajam, H. & Ghazikhani, M. A review of flame radiation research from the perspective of factors affecting the flame radiation, measurement and modeling. Eur. Phys. J. Plus 135, 343 (2020). Recuperado de [<https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-020-00350-7>]
- [13] Benajes, J., Martín, J., García, A., Villalta, D., Warey, A., Doménech, V., & Vassallo, A. (2015). Effect of Radiation on Diesel Engine Combustion and Heat Transfer. SAE International Journal of Engines, 8(5), 1-14. Recuperado de [<https://riunet.upv.es/handle/10251/78706>]
- [14] “Interpretation of the Indicator Card”, by R. N. Janeway, Transactions of S.A.E., Vol 24, 1929, pp 92-101.
- [15] “Quantitative Analysis of Heat Transfer in Engines”, by R. N. Janeway, Transactions, S.A.E., Vol 33, 1938, pp 371-380.
- [16] “The Energy Balance Sheet of the Internal Combustion Engine” by F. W. Lanchester, Journal and Proceedings, Inst. of Mech. Engrs., Vol. 141, 1939, pp 289-327
- [17] “Heat Transmission in Internal Combustion Engines”, by C.F. Taylor, Proceeding of the General Discussion on Heat Transfer, Inst. of Mech. Engrs, and A.S.M.E., Sept 1951, pp 357-401.
- [18] “A Study of the Effect of Engine Size on Heat Rejection”, by H. B. Smith, G. J. Nardone, E. A. Bohner, D. W. Wilkinson, and E. B. Mitchell, Naval Engr. Thesis, Naval Architecture and Marine Engineering Department, M.I.T., June 1952.
- [19] “Effect of Size on Design and Performance of Internal Combustion Engines”, by C. F. Taylor, Trans. A.S.M.E. Vol 72, July 1950, pp 633-645

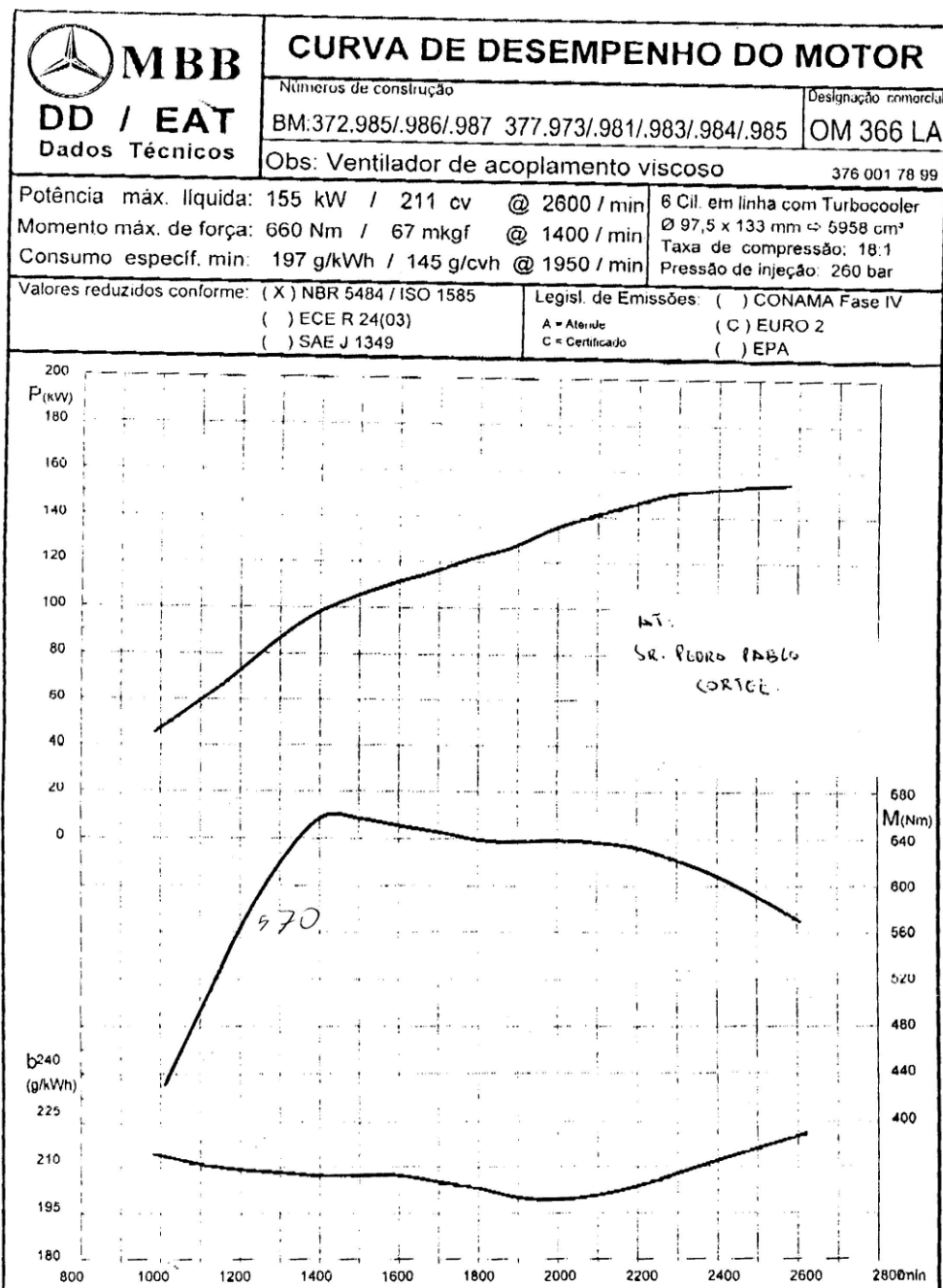
- [20] "Correlation and Presentation of Diesel-Engine Performance Data", by C. F. Taylor, Trans. S.A.E., Vol 5, No 2, April 1951, pp. 194-206.
- [21] "Heat Transfer in Internal-Combustion Engines", By T. Y. Toong, C. F. Taylor, J. F. Batter, Jr., A. Cansever, J. L. Lundholm, and J. Steingrimsson, Report of Research supported by the Shell-Oil Company Research Grant, M.I.T., 1954.
- [22] "Cylinder-Head Temperatures and Coolant Heat Rejection of a Multicylinder Liquid-Cooled Engine of 1650-cubic-inch Displacement", by J. H. Bodgan, and L. J. Chelko, NACA TN 2069, April 1950.
- [23] "Heat Transmission" by W. H. McAdams, Mc-Graw-Hill Book Company, Inc., New York, Third Edition, 1954, Chapter 9.
- [24] A. E. Austen and W.T. Lyn, "The Application of the Heat Release Analysis to Engine Combustion Study," CIMAC (1962) Report B 10.
- [25] N. D. Whitehouse, A. Stotter, G. D. Goudie, and W. Prentice, "Method of Predicting Some Aspects of Performance of a Diesel Engine Using a Digital Computer." Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 176 (1962), 195.
- [26] G. Woschni, "Einfluss des Brenngessetzes auf den Druck- verlauf und die Wärmebelastung in Dieselmotoren," M.A.N.- Forschungsheft, Nr. 11 (1963).
- [27] K. J. McAulay, S. K. Chen, Tang Wu, G. L. Borman, P. S. Myers, and O. A. Uyehara, "Development and Evalua- tion of the Simulation of Compression Ignition Engines, " SAE Trans. Vol. 74 (1966), paper 650451.
- [28] G. Sitkei, "Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges im Motor," Konstruktion 14 (1962), 67.
- [29] A. A. Chirkow, "On the State of the Art of Heat T r a n s - fer in Internal Combustion Engines," Maschinostrojenie (1963), 112.

- [30] J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 177, No. 36 (1963).
- [31] G. Woschni, "Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor," MTZ 26 (1965).
- [32] W. Nusselt, "Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine," V. D. I.-Forschungsheft, 264 (1923).
- [33] G. Eichelberg, "Some New Investigations on Old Combustion Engine Problems," Engineering (1939).
- [34] W. Pflaum, "Heat Transfer in Internal Combustion Engines," La Termotecnica (1963).
- [35] W. A. Wanscheidt, "Theorie der Dieselmotoren," Verlag Technik Berlin (1955), 544.
- [36] H. W. Van Tyen, "Methode zur Berechnung der Zylinderbüchsen-temperaturen in Dieselmotoren," Dissertation Th. Delft (1962).
- [37] G. Woschni, "Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor," MTZ 26 (1965).
- [38] H. Zapf, "Untersuchung des Wärmeüberganges in einem Viertakt-Dieselmotor während der Ansaugund Ausschubperiode," Dissertation eingereicht Th Munchen (1966).
- [39] G. Woschni, "Computer Programs to Determine the Relationship Between Pressure Flow, Heat Release, and Thermal Load in Diesel Engines," S.A.E. Trans. (1966), 550 - 599.
- [40] K. Elser, "Der instationäre Wärmeübergang in Dieselmotoren," Mitt. Inst. Thermodyn. Verbrennungsmot. ETH, Nr. 15 (1954)

- [41] JakeSublime. (2020, 30 de agosto). Engine Block - Oil And Coolant Systems (M104) [Video]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=t1UGWDl4EE8>
- [42] Zak, Zdenek & Emrich, Miloslav & Takats, Michal & Macek, Jan. (2016). In-Cylinder Heat Transfer Modelling. Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 14. 10.1515/mecdc-2016-0009.

9. ANEXOS

9.1 Curva de desempenho motor Mercedes Benz OM-366LA



9.2 Tiempos de válvulas motor Mercedes Benz OM-366LA

VALVE ADJUSTMENT

Valve clearance (temperature max, 50°C)

VALVE TIMING

Inlet	Open	BTDC
	Close	ABDC
Exhaust	Open	BBDC
	Close	ATDC

Inlet
Exhaust

360 Series N	360 Series C/T/TI
0,40	0,40
0,60	0,60
15°	15°
45°	25°
67°	68°
13°	12°

9.3 Tiempo inyección combustible motor Mercedes Benz OM-366LA

SPECIFICATIONS

FUEL SYSTEM

Injection pump and governor		BOSCH	
Injection pressure		New Used	20,0 to 20,8 MPa min. 18,0 MPa
Injection pump timing	refer engine number Data plate - otherwise use timing as listed	364N 364C/T/TI 366N 366C/T 366TI - up to 150 kW 366TI - above 150 kW	19° BTDC 15° BTDC 19° BTDC 16° BTDC 16° BTDC 12° BTDC
Fuel lift pump delivery pressure		80 kPa	
Idle speed	600 r/min		

9.4 Largo de la biela (connecting rod) motor Mercedes Benz OM-366LA

MERCEDES BENZ 1215 - 1620 - 710

MOTOR TIPO	CICLO	Nº CILINDROS	DIAMETRO	CARRERA	CILINDRADA	RELACION DE COMPRESION
OM 364 - OM 366 /A-LA	Diesel	4 / 6	97,5 mm.	133 mm.	3972 cm3 / 5958 cm3	17,25 / 16,5 (A)
BIELAS			medidas en mm.			
Diámetro del alojamiento de los cojinetes			65,019 - 65,000			
Holgura de la biela en el cigüeñal:						
Radial			0,100 - 0,041			
Axial			0,400 - 0,100			
Desvío de paralelismo de los orificios de los cojinetes y del casquillo de biela (medido en una distancia de 100 mm. de biela):						
Nominal			0,010			
Máximo admisible			0,030			
Torsión máxima de la biela			0,017			
Distancia entre los centros de la cabeza y del pie de biela			230,05 - 230,00			
Diferencia máxima de peso entre bielas de un motor			40 gr.			
Ancho de biela en el pie			35,6 - 35,5			
Ancho de biela en la cabeza:						
Nominal			37,830 - 37,730			
Mínimo admisible			37,43			

9.5 Relaciones Taylor y Toong

El paper de Taylor y Toong realiza las siguientes relaciones, define un coeficiente global de transferencia de calor del motor de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = hA_p(T_g - T_c); h = \frac{\dot{Q}}{A_p(T_g - T_c)}$$

Se define el número de Nusselt de manera elemental:

$$Nu = \frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k}; \text{ entonces } h = \frac{Nu k}{L}$$

Entre mayor sea el número de Nusselt (por ejemplo, en convección forzada), más eficaz es la convección, cuando $Nu = 1$ representa transferencia de calor por conducción pura. L ; Longitud característica, diámetro cilindro "B".

Igualamos el coeficiente convectivo h de las ecuaciones y despejamos Un :

$$\frac{\dot{Q}}{A_p(T_g - T_c)} = \frac{Nu k}{L}; Nu = \frac{\dot{Q}L}{A_p k (T_g - T_c)} = \frac{4\dot{Q}}{\pi B k_g (T_g - T_c)}$$

Por otro lado, el número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{V_{prom}B}{v_g} = \frac{\rho B V_{prom}}{\mu_g} = \frac{\rho B}{\mu_g} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi B^2 / 4} \right) = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu_g B}$$

Ya que la correlación encontrada por Taylor y Toong analizando los 19 motores relaciona el número de Nusselt con el de Reynolds de la siguiente manera:

$$Nu = 10,4(Re)^{0,75} = 10,4 \left(\frac{4\dot{m}}{\pi \mu_g B} \right)^{0,75}$$

A continuación, la gráfica de la correlación, en rojo el motor en estudio.

