

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE DISEÑO

Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



**MODELO 1D DE UN INYECTOR DE COMBUSTIBLE DE
ÚLTIMA GENERACIÓN EN ESTRATEGIAS DE INYECCIÓN
MÚLTIPLE**

TRABAJO FINAL DE MÁSTER

AUTOR:

Navarro Andreu, Jorge

DIRECTOR:

Morena Borja, Joaquín de la

VALENCIA, JULIO 2016

Índice

DOCUMENTO I MEMORIA	11
Capítulo 1: Planteamiento del proyecto	13
1.1. Introducción	13
1.2. Antecedentes	14
1.3. Objetivos	15
1.4. Viabilidad	16
1.5. Estructura del documento	16
Capítulo 2: Marco teórico	19
2.1. Introducción	19
2.2. Motor de combustión interna alternativo	19
2.3. Motores de encendido por compresión (MEC)	20
2.3.1. Principio de funcionamiento de los MEC	20
2.3.2. Características de los MEC	21
2.3.3. Combustión en los MEC	22
2.3.4. Combustible de los MEC	24
2.3.5. Emisiones	25
2.4. Sistemas de inyección	27
2.4.1. Tipos de sistemas de inyección	28
2.4.2. Tendencia actual de los sistemas de inyección	30
2.4.3. Sistema <i>common-rail</i>	31
2.4.4. Inyector	35
2.5. Características del proceso de inyección	40
2.5.1. Cavitación	40
2.5.2. Parámetros característicos del chorro diésel	42
2.5.3. Proceso de atomización	43
2.6. Inyecciones múltiples	45
2.6.1. Efectos de la inyección múltiple en la formación de la mezcla	47
2.6.2. Efectos de la inyección múltiple en la combustión	47
2.6.3. Efectos de las estrategias de inyección múltiple	48
Capítulo 3: Herramientas y metodología	51
3.1. Introducción	51
3.2. Caracterización geométrica	51
3.2.1. Metodología de la silicona	52
3.2.2. Microscopio óptico	53
3.2.3. Microscopio electrónico de barrido JEOL JSM6300	55
3.3. Caracterización hidráulica	56
3.3.1. Fluido de trabajo	57
3.3.2. Tasa de inyección de combustible	57
3.3.3. Flujo a través de los orificios	65
3.4. Herramientas computacionales	73
3.4.1. <i>SolidWorks 2012</i>	74
3.4.2. <i>GT-Power 7.5</i>	75

Capítulo 4: Modelado	85
4.1. Introducción	85
4.2. Fundamentos del modelado	85
4.2.1. Aproximación por elementos básicos	87
4.3. Modelo del inyector	88
4.3.1. Válvula electromagnética	89
4.3.2. Línea de alta presión	96
4.3.3. Volumen de control	99
4.3.4. Líneas internas del inyector	109
4.3.5. Varilla de control	111
4.3.6. Aguja	114
4.3.7. Tobera	119
Capítulo 5: Resultados	125
5.1. Introducción	125
5.2. Inyección simple	125
5.3. Inyección doble	129
5.3.1. Modelo inicial	129
5.3.2. Efecto de las ondas de presión	132
5.3.3. Ajuste de los parámetros del modelo	134
5.1.1. Modelo final	139
Capítulo 6: Conclusiones y trabajos futuros	143
6.1. Conclusiones	143
6.2. Trabajos futuros	144
Bibliografía	147
DOCUMENTO II PLIEGO DE CONDICIONES	151
Capítulo 7: Objeto del pliego de condiciones	153
7.1. Introducción	153
7.2. Requisitos del pliego de condiciones	153
Capítulo 8: Condiciones generales del laboratorio	155
8.1. Introducción	155
8.2. Condiciones facultativas	155
8.2.1. Promotor	156
8.2.2. Facultades del director del proyecto	156
8.2.3. Funciones del ingeniero en el proyecto	156
8.2.4. Obligaciones y derechos del ingeniero en el proyecto	156
8.2.5. Funciones del personal encargado del laboratorio	157
8.3. Condiciones de la sala de ensayos	157
8.4. Condiciones de la instalación	158
8.4.1. Recomendaciones en el uso de Nitrógeno	159
8.5. Normas de operación	159
8.6. Normativa vigente sobre ruidos	160
Capítulo 9: Metodología de uso de las instalaciones	163
9.1. Introducción	163
9.2. Instalación de la medida de tasa inyectada	163
9.2.1. Puesta en marcha de la instalación	163
9.2.2. Secuencia de paro de la instalación	164

9.2.3.	Mantenimiento de la instalación	165
9.3.	Instalación de la medida de permeabilidad	166
9.3.1.	Puesta en marcha de la instalación	166
9.3.2.	Secuencia de paro de la instalación	166
9.3.3.	Mantenimiento de la instalación	166
9.4.	Software	167
9.5.	Equipo informático	167
 DOCUMENTO III PRESUPUESTO		169
 Capítulo 10: Presupuestos		171
10.1.	Introducción	171
10.2.	Descripción del método presupuestario	171
10.2.1.	Gastos asignados al estudio experimental	172
10.2.2.	Gastos asignados al estudio computacional	172
10.3.	Coste de la mano de obra	172
10.4.	Coste experimental	173
10.4.1.	Coste de la caracterización hidráulica	173
10.4.2.	Caracterización geométrica	175
10.5.	Coste computacional	176
10.6.	Resumen del presupuesto	177
 ANEXO		179
 Anexo A: Planos del banco de pruebas		181
 Anexo B: Resultados de inyección simple		183
 Anexo C: Resultados del estudio de los parámetros		189
 Anexo D: Resultados de inyección doble		235

Índice de ilustraciones

<i>Ilustración 1: Edificio del CMT en la Universidad Politécnica de Valencia</i>	15
<i>Ilustración 2: Ciclo de trabajo MEC 4T</i>	20
<i>Ilustración 3: Diagrama presión en la cámara de combustión - ángulo del cigüeñal</i>	22
<i>Ilustración 4: Problemática del control de las emisiones de partículas y NO_x en los motores diésel</i>	26
<i>Ilustración 5: Mapa de emisiones de NO_x y partículas (hollín) en función de la temperatura y el dosado</i>	27
<i>Ilustración 6: Sistema de inyección indirecta</i>	28
<i>Ilustración 7: Sistema de inyección directa</i>	29
<i>Ilustración 8: Ejemplo de sistema de inyección common-rail</i>	31
<i>Ilustración 9: Esquema del circuito de combustible del sistema common-rail</i>	32
<i>Ilustración 10: Esquema de una bomba de 3 émbolos de alta presión del sistema common-rail</i>	33
<i>Ilustración 11: Raíl (acumulador de alta presión) del sistema common-rail</i>	34
<i>Ilustración 12: Sensor de alta presión del sistema common-rail</i>	34
<i>Ilustración 13: Válvula reguladora de presión del sistema common-rail</i>	35
<i>Ilustración 14: Esquema de un inyector solenoide</i>	36
<i>Ilustración 15: Funcionamiento de un inyector solenoide</i>	37
<i>Ilustración 16: Esquema de un inyector piezoeléctrico</i>	38
<i>Ilustración 17: Representación del fenómeno de cavitación</i>	40
<i>Ilustración 18: Regímenes de atomización</i>	44
<i>Ilustración 19: Tipologías básicas de la inyección múltiple</i>	46
<i>Ilustración 20: Esquema de los parámetros de una inyección múltiple</i>	46
<i>Ilustración 21: Modelo de silicona del volumen de control</i>	52
<i>Ilustración 22: Ejemplo de rotura y deformación de un molde de silicona</i>	53
<i>Ilustración 23: Microscopio óptico USB PCE-MM200</i>	54
<i>Ilustración 24: Ejemplo de imagen obtenida mediante el microscopio PCE-MM200</i>	54
<i>Ilustración 25: Microscopio óptico MZ APO</i>	55
<i>Ilustración 26: Microscopio electrónico de barrido JEOL JSM6300</i>	56
<i>Ilustración 27: Orificios de la tobera con recubrimiento de oro y visualizados en el SEM</i>	56
<i>Ilustración 28: Instalación de medida de la tasa de inyección de combustible</i>	58
<i>Ilustración 29: Esquema del interior del tasímetro</i>	58
<i>Ilustración 30: Modelo de la instalación de medición de la tasa de inyección de combustible</i>	59
<i>Ilustración 31: Esquema de la instalación de medida de la tasa inyectada</i>	60
<i>Ilustración 32: Perfil de corriente de la señal de apertura del inyector</i>	61
<i>Ilustración 33: Gráfico de la medida de 50 muestras de la tasa inyectada</i>	61
<i>Ilustración 34: Gráfico de la corrección del fenómeno de acumulación</i>	63
<i>Ilustración 35: Instalación de medida de permeabilidad</i>	65
<i>Ilustración 36: Banco de pruebas del volumen de control</i>	67
<i>Ilustración 37: Configuración del banco de pruebas del volumen de control para ensayar el orificio de entrada (izqda.) y de salida (dcha.)</i>	67
<i>Ilustración 38: Disposición del volumen de control en el interior del banco de pruebas</i>	68
<i>Ilustración 39: Montaje para el ensayo del orificio de entrada del volumen de control</i>	68
<i>Ilustración 40: Esquema simplificado de la instalación de medida de permeabilidad de los orificios de la tobera</i>	69
<i>Ilustración 41: Cd y Re en el orificio de entrada del volumen de control</i>	71
<i>Ilustración 42: Cd y K en el orificio de salida del volumen de control</i>	72
<i>Ilustración 43: Postprocesado de una imagen del microscopio óptico en SolidWorks 2012</i>	74
<i>Ilustración 44: Modelo tridimensional del inyector en SolidWorks 2012</i>	75
<i>Ilustración 45: Configuración de los parámetros de control del tiempo de simulación.</i>	81

<i>Ilustración 46: Configuración de los parámetros de inicialización de la simulación.</i>	81
<i>Ilustración 47: Configuración de los parámetros de control del flujo de la simulación.</i>	82
<i>Ilustración 48: Configuración de los parámetros de control de las ODE de la simulación.</i>	83
<i>Ilustración 49: Configuración de los parámetros de control térmico de la simulación.</i>	83
<i>Ilustración 50: Configuración de los parámetros de convergencia de la simulación.</i>	84
<i>Ilustración 51: Esquema de la obtención de un modelo unidimensional</i>	86
<i>Ilustración 52: Librerías de elementos de GT-Power</i>	87
<i>Ilustración 53: Modelo completo del inyector en GT-Power</i>	88
<i>Ilustración 54: Modelado de la válvula electromagnética</i>	89
<i>Ilustración 55: Configuración del elemento generador de corriente</i>	89
<i>Ilustración 56: Perfil de corriente introducido en GT-Power</i>	90
<i>Ilustración 57: Modelado del circuito magnético.</i>	91
<i>Ilustración 58: Dimensiones de los elementos magnéticos del modelo</i>	91
<i>Ilustración 59: Modelo de la varilla y el muelle de la varilla de la válvula</i>	93
<i>Ilustración 60: Cálculo de la posición inicial de la varilla de la válvula</i>	93
<i>Ilustración 61: Cotas de la varilla de la válvula</i>	94
<i>Ilustración 62: Modelo de fricción de la varilla de la válvula</i>	94
<i>Ilustración 63: Modelo del coeficiente de fricción viscosa</i>	95
<i>Ilustración 64: Modelo de fricción seca</i>	95
<i>Ilustración 65: Cotas del muelle de cierre de la válvula</i>	96
<i>Ilustración 66: Modelado de la línea de alta presión</i>	96
<i>Ilustración 67: Perfil de presiones del rail de los ensayos experimentales</i>	97
<i>Ilustración 68: Modelo de la entalpía (superior) y la evaporación (inferior) del combustible</i>	97
<i>Ilustración 69: Detalle de las líneas de entrada de combustible al inyector</i>	98
<i>Ilustración 70: Orificios de salida de las líneas de entrada de combustible</i>	98
<i>Ilustración 71: Condiciones de contorno del volumen final de la línea de alta presión</i>	99
<i>Ilustración 72: Modelado del volumen de control</i>	100
<i>Ilustración 73: Modelado de la línea y volumen de entrada al volumen de control</i>	100
<i>Ilustración 74: Correlación del Cd y el Re en el orificio de entrada del volumen de control</i>	101
<i>Ilustración 75: Lógica de control del Cd del orificio de entrada del volumen de control</i>	101
<i>Ilustración 76: Modelado del volumen interno del volumen de control</i>	102
<i>Ilustración 77: Parámetros del elemento de la cara superior de la varilla de control</i>	103
<i>Ilustración 78: Parámetros del elemento de cierre entre el pistón de control y el conducto superior</i>	103
<i>Ilustración 79: Variación del Cd con el Re en el orificio de salida.</i>	106
<i>Ilustración 80: Correlación del Cd con el Re en el orificio de salida del volumen de control</i>	107
<i>Ilustración 81: Correlación del Cd con la raíz de K en el orificio de salida del volumen de control</i>	107
<i>Ilustración 82: Lógica de control del Cd del orificio de salida del volumen de control</i>	107
<i>Ilustración 83: Parámetros del elemento de cierre del volumen de control.</i>	108
<i>Ilustración 84: Modelado de la salida de combustible del volumen de control.</i>	108
<i>Ilustración 85: Modelado de las líneas de alimentación de combustible del inyector.</i>	109
<i>Ilustración 86: Modelado de las líneas de retorno de combustible del cuerpo del inyector.</i>	110
<i>Ilustración 87: Modelado de la varilla de control.</i>	111
<i>Ilustración 88: Parámetros del elemento del flujo entre la varilla de control y el volumen de control.</i>	112
<i>Ilustración 89: Parámetros del primer elemento masa de la varilla de control.</i>	113
<i>Ilustración 90: Cálculo de la posición inicial de la primera masa de la varilla de control.</i>	113
<i>Ilustración 91: Modelado de la aguja.</i>	114
<i>Ilustración 92: Parámetros del elemento del flujo entre la aguja y el cuerpo de la tobera.</i>	115
<i>Ilustración 93: Parámetros del elemento del primer pistón de la aguja.</i>	115
<i>Ilustración 94: Parámetros del elemento de la línea entre la aguja y el cuerpo de la tobera.</i>	116
<i>Ilustración 95: Elementos hidráulicos de la aguja.</i>	116
<i>Ilustración 96: Parámetros del elemento del segundo pistón de la aguja.</i>	117
<i>Ilustración 97: Elementos mecánicos de la aguja.</i>	117

<i>Ilustración 98: Parámetros de los elementos de resorte (superior) y amortiguador (inferior) del muelle de la aguja.</i>	118
<i>Ilustración 99: Cálculo de la posición inicial de las masas superior e inferior de la aguja.</i>	118
<i>Ilustración 100: Modelado de la tobera</i>	119
<i>Ilustración 101: Parámetros del elemento de cierre de la punta de la aguja</i>	119
<i>Ilustración 102: Esquema de los parámetros utilizados en las ecuaciones del elemento de la válvula cónica</i>	121
<i>Ilustración 103: Modelado del asiento de la aguja y el saco de la tobera</i>	122
<i>Ilustración 104: Correlación del Cd con el Re en los orificios de la tobera</i>	123
<i>Ilustración 105: Parámetros del elemento de los orificios de la tobera para la detección de los pulsos de inyección.</i>	123
<i>Ilustración 106: Parámetros del elemento de los orificios de la tobera para exportar los resultados</i>	124
<i>Ilustración 107: Inyección simple - Tasa de inyección P=300 bar y Pb=50 bar.</i>	126
<i>Ilustración 108: Inyección simple - Tasa de inyección P=500 bar y Pb=50 bar.</i>	126
<i>Ilustración 109: Inyección simple - Tasa de inyección P=1000 bar y Pb=50 bar.</i>	127
<i>Ilustración 110: Inyección simple - Tasa de inyección P=1000 bar y Pb=50 bar.</i>	127
<i>Ilustración 111: Inyección simple - masa total inyectada.</i>	128
<i>Ilustración 112: Inyección simple Ajuste de la masa inyectada.</i>	129
<i>Ilustración 113: Inyección doble - Modelo Inicial - Tasa de inyección P=300 bar, preinyección.</i>	130
<i>Ilustración 114: Inyección doble - Modelo inicial - Tasa de inyección P=1000 bar, inyección partida.</i>	130
<i>Ilustración 115: Inyección doble - Modelo inicial - Tasa de inyección P=1800 bar, post inyección.</i>	131
<i>Ilustración 116: Variación de la presión en inyección simple (izqda.) y en inyección doble (dcha.).</i>	132
<i>Ilustración 117: Velocidad del sonido en el combustible</i>	133
<i>Ilustración 118: Inyección doble - Estudio de la precarga del muelle de la válvula de control.</i>	136
<i>Ilustración 119: Inyección doble - Estudio de la precarga del muelle de la aguja.</i>	136
<i>Ilustración 120: Inyección doble - Estudio del volumen del asiento de la aguja.</i>	137
<i>Ilustración 121: Inyección doble - Estudio del volumen del saco de la tobera.</i>	138
<i>Ilustración 122: Inyección doble - Modelo Final - Tasa de inyección P=300 bar, postinyección.</i>	139
<i>Ilustración 123: Inyección doble - Modelo Final - Tasa de inyección P=1000 bar, preinyección.</i>	140
<i>Ilustración 124: Inyección doble - Modelo Final - Tasa de inyección P=1800 bar, inyección partida</i>	140
<i>Ilustración 125: Inyección doble - Masa inyectada.</i>	141
<i>Ilustración 126: Inyección doble - Ajuste de la masa inyectada.</i>	142

Índice de tablas

<i>Tabla 1: Plan de ensayos de medida de la tasa inyectada - Inyección simple</i>	64
<i>Tabla 2: Plan de ensayos de medida de la tasa inyectada - Inyección doble</i>	65
<i>Tabla 3: Plan de ensayos de medida de permeabilidad</i>	73
<i>Tabla 4: Dimensiones de las líneas de alimentación de combustible</i>	110
<i>Tabla 5: Parámetros del modelo estudiados</i>	134
<i>Tabla 6: Inyección doble - resultados del estudio del efecto de los parámetros.</i>	135
<i>Tabla 7: Tasa horaria de los equipos de los ensayos experimentales.</i>	174
<i>Tabla 8: Presupuesto de la caracterización hidráulica.</i>	175
<i>Tabla 9: Presupuesto de la caracterización geométrica.</i>	176
<i>Tabla 10: Tasa horario de las licencias de programas y equipo computacional.</i>	176
<i>Tabla 11: Presupuesto computacional.</i>	177
<i>Tabla 12: Presupuesto total.</i>	177

Documento I

Memoria

Capítulo 1:

Planteamiento del

proyecto

1.1. Introducción

En 1892, el ingeniero Rudolf Diesel patentó el concepto de motor que en la actualidad lleva su nombre, bajo el título "*Procedimiento para producir trabajo motor por la combustión de combustibles*". Este nuevo motor se basaba en el ciclo termodinámico de Carnot, en contraposición al ya conocido motor de explosión Otto. En comparación, el motor de Diesel tenía la ventaja de tener un consumo menor y de funcionar con un combustible más barato.

El nuevo motor inventado por Diesel se impuso rápidamente, y pronto desbancó al resto de motores en el campo de los motores navales y estacionarios. Sin embargo, la imposibilidad de alcanzar altos regímenes de revoluciones le impidió alcanzar otros sectores.

En 1922, Robert Bosch desarrolló un nuevo sistema de inyección para motores Diesel, ya que su mayor limitación para obtener altas velocidades era la alimentación y dosificación del combustible. En 1927, 5 años más tarde, se empezaron a fabricar las primeras bombas de inyección en línea. Estos 2 hechos provocaron, junto con la aparición de la precámara de combustión, el verdadero avance de los motores diésel.

A partir de entonces, y hasta la actualidad, la investigación y el desarrollo de los sistemas de inyección ha sido constante, comenzando con las bombas en línea, al aumentar la presión de inyección, y desarrollando sistemas de dosificación de combustible más complejos y eficientes.

A mediados de los 60 aparece la bomba de inyección rotativa, más compacta que la bomba en línea, por lo que su desarrollo se centró en su aplicación en automóviles. Más tarde, a principios de los años 80 se empezó a introducir el control electrónico en las bombas de inyección. Sin embargo, entre estas fechas aparecerían también los sistemas de inyección common-rail, que acabarían desplazando al resto de sistemas de inyección en el sector del automóvil.

Así pues, la tecnología de los motores diésel ha experimentado una evolución constante desde su aparición en 1892. En los últimos años, la reducción de las emisiones contaminantes, el ruido y el consumo de combustible han sido las principales líneas de investigación [1]. Con el fin de alcanzar estos objetivos, la mayor evolución se ha llevado a cabo con la incorporación del control electrónico en el sistema de inyección, lo que ha permitido un mayor control de los principales parámetros de la inyección. Conjuntamente con la incorporación de la electrónica, la incorporación de nuevas tecnologías y materiales en la fabricación de la tobera del inyector ha permitido aumentar el número de orificios y reducir el diámetro de los mismos, así como controlar mejor su geometría, favoreciendo así los procesos de atomización, mezcla y posterior combustión [2][3][4][5][6].

En la actualidad, los motores diésel cuentan con novedosos sistemas de inyección. La inyección de combustible en la cámara de combustión cuenta con múltiples sub-inyecciones, de tal forma que se pueden llevar a cabo hasta 2 preinyecciones, 1 inyección principal y 2 post-inyecciones, o cualquier combinación de éstas [7][8]. Las estrategias de inyecciones múltiples por ciclo son posibles gracias al desarrollo de los inyectores comandados electrónicamente por elementos solenoides o piezoeléctricos.

Para estudiar con detalle este tipo de estrategias, es necesario conocer de forma precisa el comportamiento dinámico del inyector. Este comportamiento depende de la interacción entre los elementos electromagnéticos, mecánicos e hidráulicos que lo conforman. Debido al alto número de estos elementos y a la complejidad de los mismos, es habitual recurrir a herramientas de cálculo unidimensional, que permiten resolver la mayor parte de los fenómenos físicos asociados con un coste computacional relativamente bajo [9][10][11][12].

En el caso particular del presente proyecto, se afrontará el modelado de un inyector solenoide de última generación mediante el programa de cálculo GT-Power, que es una herramienta de trabajo utilizada por investigadores e ingenieros para el desarrollo en éste y otros sectores. Se trata de un software de simulación comercial de sistemas multifísicos que, mediante librerías de elementos mecánicos, hidráulicos, electrónicos, térmicos, etc., que incorporan características analíticas predefinidas, permite conformar un modelo más o menos aproximado del sistema estudiado.

1.2. Antecedentes

El grupo CMT se inició en 1979, año en el que se fundó en la Universidad Politécnica de Valencia de la Cátedra de Motores Térmicos (CMT). Desde entonces se ha consolidado y ha incrementado su actividad hasta evolucionar en la institución actual.



Ilustración 1: Edificio del CMT en la Universidad Politécnica de Valencia

En la actualidad, el grupo CMT, que engloba el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos (DMMT) y el instituto Universitario CMT – Motores Térmicos, posee unas instalaciones y una tradición investigadora que le han valido el prestigio a nivel internacional. Este renombre se ha conseguido gracias a las numerosas investigaciones y proyectos realizados en el campo de la termo-fluido-dinámica de los motores de combustión interna alternativos, mucho de los cuales se han realizado en colaboración con importantes empresas como son Renault, Nissan, Volvo, Ford, BMW, Bosch, Repsol, General Motors o MAN.

La estructura de investigación del CMT ha evolucionado a lo largo del tiempo siguiendo 2 objetivos: elevar el nivel de conocimiento y la eficiencia científica e incrementar la capacidad productiva del grupo de investigación. Para ello, el equipo del CMT se organiza actualmente en varias líneas de trabajo:

- Renovación de la carga.
- Inyección-combustión. Ruido.
- Mantenimiento.
- Transferencia de calor.
- CFD.

Este proyecto se ha realizado en la línea de investigación de inyección-combustión, y en particular dentro del grupo de inyección. Su trabajo se centra en el análisis de los distintos fenómenos físicos involucrados en los procesos de inyección y sintetizar los resultados en desarrollar modelos que permitan evaluar el potencial de nuevas estrategias para mejorar las prestaciones de los motores.

1.3. Objetivos

El objetivo del presente proyecto es la realización del modelado del componente más importante del sistema de inyección de un motor diésel: el inyector. Para ello se realizará una caracterización geométrica completa de los diferentes componentes del mismo, y una

caracterización hidráulica para obtener el comportamiento del flujo interno del inyector mediante una serie de ensayos experimentales. Esta información se utilizará posteriormente para generar un modelo 1D del inyector, mediante el código multifísico *GT-Power*.

El modelo se validará en primer lugar mediante la tasa de inyección de combustible para casos de inyección simple, y a continuación se realizará el análisis y ajuste del comportamiento del mismo para el uso de estrategias de inyección múltiple. Concretamente, se utilizará la configuración más sencilla, la inyección doble, para representar las 3 estrategias fundamentales de la inyección múltiple: pre-inyección, inyección partida y post-inyección.

De esta forma, se pretende realizar una descripción exhaustiva del conjunto de fenómenos físicos presentes en el inyector en el uso de estrategias de inyección múltiple, y contribuir al entendimiento del modelado de este tipo de estrategias de inyección.

1.4. Viabilidad

La viabilidad de un proyecto hace referencia a la posibilidad de llevarlo a cabo de forma satisfactoria, siendo necesaria no solo una disponibilidad económica, sino también disponer de una base tecnológica y de medios humanos cualificadas para ello.

La viabilidad tecnológica está garantizada gracias a las instalaciones y equipos de ensayos en posesión del CMT, que permiten realizar los estudios experimentales necesarios para el proyecto. Igualmente, los equipos y demás medios informáticos se encuentran disponibles para realizar este proyecto gracias a los equipos del CMT.

Por su parte, la disposición de los medios humanos necesarios para el proyecto está garantizada por la amplia experiencia investigadora de los integrantes del CMT, donde destaca la contribución de los miembros de la línea de inyección.

Finalmente, económicamente no se encontró restricción alguna, ya que el proyecto completo se ha realizado utilizando los medios y equipos ya disponibles en el CMT, y el inyector utilizado también fue suministrado por el propio CMT.

1.5. Estructura del documento

El presente trabajo consta de 3 documentos:

- Memoria
- Pliego de condiciones
- Presupuesto

El documento de la memoria, el más extenso, se divide a su vez en los siguientes capítulos:

- **Capítulo 1. Planteamiento del proyecto:** descripción general del proyecto, sus objetivos y viabilidad, así como una descripción de su desarrollo.
- **Capítulo 2. Marco teórico:** introducción teórica sobre los motores de combustión interna, el sistema de inyección diésel y los tipos de inyectores. También se introducen las características más importantes del proceso de inyección, y las estrategias de inyección múltiple.
- **Capítulo 3. Herramientas y metodología:** explicación de las instalaciones, herramientas y métodos utilizados para realizar la caracterización geométrica e hidráulica del inyector, y del software utilizado para la realización del modelo.
- **Capítulo 4. Modelo:** descripción detallada del modelo unidimensional realizado, justificando las decisiones tomadas para su realización, los parámetros y los métodos de cálculo utilizados.
- **Capítulo 5. Validación y resultados:** validación de los resultados del modelo con los resultados experimentales para inyección simple. Ajuste y validación de los resultados para estrategias de inyección múltiple.
- **Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros:** compendio de los objetivos alcanzados en la realización del proyecto y de los posibles estudios alternativos o de ampliación del proyecto realizado.

El pliego de condiciones, por su parte, establece las condiciones técnicas y facultativas que deben regir durante la realización del proyecto. Incluye referencias al uso adecuado de las instalaciones de ensayos experimentales, normas de seguridad y mantenimiento de las mismas, así como los requisitos de software y hardware.

Finalmente, el documento del presupuesto detalla los costes de inversión, la valoración del esfuerzo realizado y los recursos consumidos para la realización del presente proyecto.

Capítulo 2:

Marco teórico

2.1. Introducción

En este capítulo se expondrán los fundamentos teóricos que sirven como base para este proyecto. Para ello se introducirán las bases de los motores, concretamente de los motores de encendido por compresión, para a continuación centrarse en el sistema de inyección, sus elementos y sus características.

2.2. Motor de combustión interna alternativo

Por definición un motor de combustión es el conjunto de elementos mecánicos que permiten obtener, de manera cíclica, energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en la materia del fluido compresible que atraviesa la máquina, obtenida mediante un proceso de combustión.

Dentro de la amplia clasificación existente de este tipo de motores, un motor de combustión interna alternativo (MCIA en adelante) es aquel en el que el proceso de combustión tiene lugar en el propio fluido de trabajo (generalmente una mezcla de aire y combustible) y se produce de forma intermitente sobre una superficie que desarrolla un movimiento rectilíneo.

A su vez los MCIA se pueden clasificar de diversas formas atendiendo a distintos criterios: ciclo de trabajo, combustible utilizado, sistema de control, número y disposición de cilindros, etc. Ninguno de los criterios excluye a los demás, por lo que existen tantas categorías de MCIA como combinaciones de los criterios de clasificación.

Atendiendo al proceso de combustión se pueden clasificar en:

- **Motores de encendido provocado (MEP):** el inicio de la combustión se produce mediante un aporte de energía externo al ciclo termodinámico (generalmente una chispa entre los electrodos de una bujía en los motores modernos). También se los denomina motores de explosión, de encendido por chispa, de gasolina o de ciclo Otto.

- **Motores de encendido por compresión (MEC):** en estos motores la combustión se inicia mediante el autoencendido de la mezcla de aire y combustible al conseguirse temperaturas y presiones suficientemente altas en la cámara de combustión debido al proceso de compresión. También se los denomina motores Diésel.

Los MCI también pueden clasificarse en función del número de recorridos que realiza el émbolo para completar un ciclo de trabajo completo:

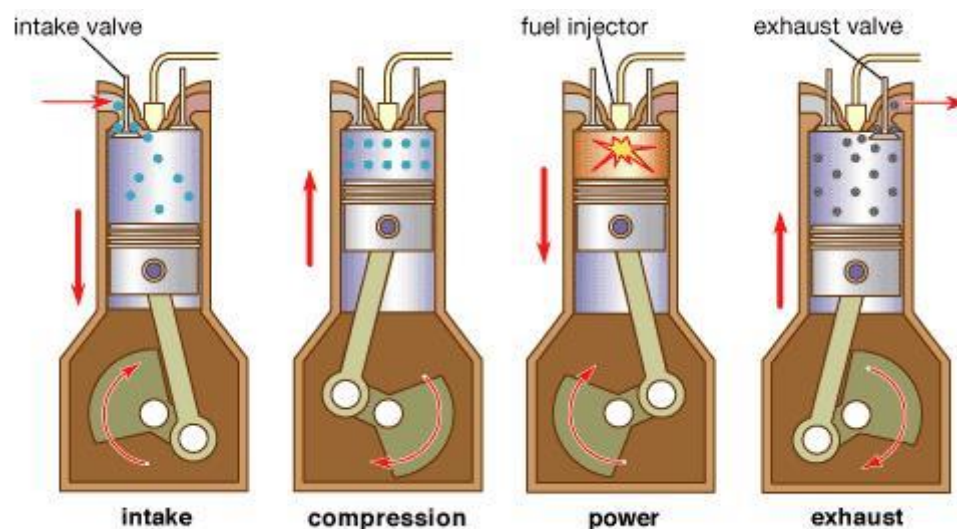
- **Motores de 2 tiempos (2T):** en este caso el pistón realiza un movimiento de ascenso y otro de descenso para completar un ciclo de trabajo, es decir, 2 tiempos completos, lo que se traduce en una única vuelta del cigüeñal.
- **Motores de 4 tiempos (4T):** el émbolo realiza 2 recorridos de ascenso y 2 recorridos de descenso, 4 en total, para realizar el ciclo de trabajo del motor, lo que supone 2 vueltas completas del cigüeñal.

A continuación se pasará a centrarse en los motores Diésel de 4 tiempos y su funcionamiento [13].

2.3. Motores de encendido por compresión (MEC)

2.3.1. Principio de funcionamiento de los MEC

Los procesos que se llevan a cabo en un MEC 4T para completar un ciclo de trabajo completo se pueden simplificar de forma ideal en 4 fases:



© 2007 Encyclopædia Britannica, Inc.

Ilustración 2: Ciclo de trabajo MEC 4T

- **Admisión (1ª carrera):** con las válvulas de admisión abiertas y las de escape cerradas, el pistón se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hasta el punto muerto inferior (PMI), de forma que se crea una depresión suficiente como para introducir el aire de entrada a través de las válvulas de admisión. Al llegar al PMI se cierra la misma.
- **Compresión (2ª carrera):** el pistón asciende desde el PMI al PMS, comprimiendo el aire en su interior. Al llegar al PMS se produce la inyección de combustible, el cual se autoinflama al mezclarse con el aire debido a las altas presiones y temperaturas alcanzadas por éste al comprimirse, produciéndose la combustión.
- **Expansión (3ª carrera):** la combustión de la mezcla de aire y combustible produce gran aumento de la presión y temperatura dentro del cilindro, por lo que empuja al émbolo hacia abajo desde el PMS al PMI. Es en este desplazamiento donde se obtiene trabajo.
- **Escape (4ª carrera):** en el PMI se abren las válvulas de escape y el émbolo se desplaza hacia el PMS, expulsando los gases quemados en la combustión hacia el exterior del cilindro. Al llegar al PMS se cierra el escape, completándose un ciclo de trabajo e iniciando uno nuevo.

En la práctica estas fases son más complejas debido a las características fluidodinámicas de los gases, lo cual provoca que se lleven a cabo adelantos y atrasos en la apertura y el cierre de las válvulas respectivamente, tanto en la admisión como en el escape, con el fin de mejorar el rendimiento global del motor. Además, el hecho de que los procesos de mezcla aire-combustible y la propia combustión no sean instantáneos hace que la inyección se produzca generalmente durante la carrera de compresión del ciclo de trabajo [14].

2.3.2. Características de los MEC

- **Formación de la mezcla:** el proceso de autoencendido de la mezcla aire-combustible en este tipo de motores obliga a alcanzar temperaturas elevadas en la cámara de combustión y, a su vez, a evitar que el combustible permanezca en contacto con el aire durante un tiempo demasiado prolongado para prevenir el encendido espontáneo no controlado de la mezcla. Debido a ello, la inyección se realiza en general durante la etapa de compresión, inyectando el combustible directamente en la cámara de combustión. Por lo tanto, el sistema de inyección juega un papel fundamental, pues debe de ser capaz de inyectar el combustible en un período muy corto de tiempo, y contribuir a la vez al proceso de mezcla. En el caso de utilizar combustibles líquidos (lo más habitual) esto supone además la necesidad de atomizar el chorro y evaporar las gotas, entre otras cosas.
- **Proceso de encendido:** debido al autoencendido de los motores MEC, este proceso está íntimamente ligado a la formación de la mezcla y el sistema de inyección. El autoencendido ocurre generalmente antes de terminar el proceso de inyección, por lo que la combustión progresa a medida que se va aportando combustible.

- **Regulación de la carga:** en estos motores la combustión se puede producir en un rango amplio de dosado, por lo que basta con que el sistema de inyección introduzca la cantidad de combustible que sea necesaria para la potencia requerida en cada momento, manteniendo el caudal de aire. Este método de control se denomina regulación cualitativa.
- **Dosado:** es la relación másica entre aire y combustible.

$$F = \frac{m_f}{m_a} = \frac{\text{masa de combustible}}{\text{masa de aire}}$$

Se denomina dosado estequiométrico aquel en que se tiene la proporción exacta de aire y combustible como para producir una combustión sin que queden reactivos.

El dosado relativo se obtiene de dividir el dosado entre el dosado estequiométrico. Un dosado relativo mayor que 1 es un dosado rico (exceso de combustible), mientras que un dosado relativo menor que 1 es un dosado pobre (exceso de aire). En los motores MEC se trabaja dentro del rango del dosado pobre [13].

2.3.3. Combustión en los MEC

Como ya se ha comentado, la combustión en los motores MEC está estrechamente relacionado con el proceso de mezcla, que a su vez depende de la correcta inyección del combustible. Del sistema de inyección dependerá pues que se produzca una mezcla de aire y combustible lo más rápida posible y de forma óptima, de ahí su importancia en este tipo de motores.

El proceso de combustión en sí se puede dividir en 3 fases diferenciadas y bien definidas: retraso al autoencendido, combustión premezclada y combustión por difusión.

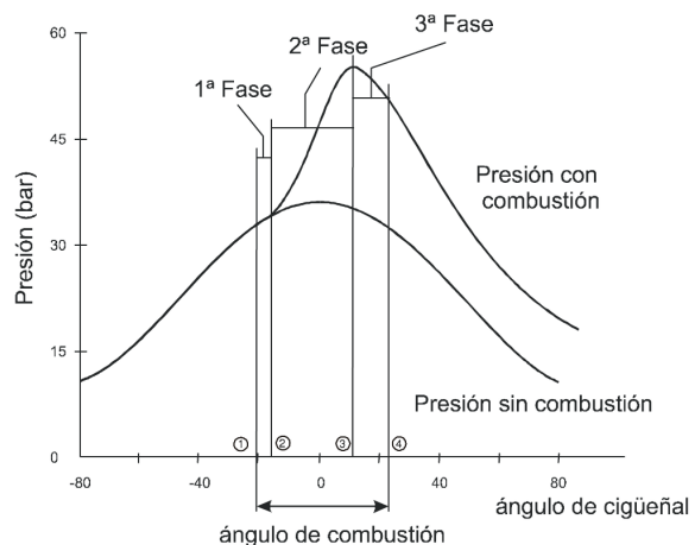


Ilustración 3: Diagrama presión en la cámara de combustión - ángulo del cigüeñal

2.3.3.1. Fase de retraso al autoencendido

Esta fase se inicia con el proceso de inyección del combustible en la cámara de combustión, y finaliza con el autoencendido espontáneo de la mezcla. Esta fase se debe a 2 retrasos simultáneos, el retraso físico y el retraso químico.

El retraso físico engloba el tiempo necesario para la atomización, vaporización y mezcla del combustible con el aire, y supone aproximadamente el 10% del tiempo total de retraso al autoencendido. Depende de:

- Características del chorro (presión de inyección, tobera).
- Propiedades del combustible (viscosidad).
- Densidad del aire en la cámara de combustión.
- Movimiento del aire en la cámara de combustión.

El retraso químico corresponde al tiempo necesario para que se lleven a cabo las prereacciones necesarias para que se inicie la combustión, y supone el restante 90% del tiempo de retraso. Depende de:

- Propiedades de combustible (índice de cetano).
- Temperatura y presión del aire en la cámara de combustión.
- Choque del chorro de combustible inyectado con las paredes [13].

2.3.3.2. Fase de combustión premezclada

Esta fase tiene un carácter transitorio, pues es el enlace entre el chorro no reactivo y la llama por difusión. Se caracteriza por 3 fenómenos básicos:

- La cinemática química del autoencendido entra en una fase de alta temperatura, de forma que la tasa de consumo de combustible crece de forma muy elevada, lo que a su vez provoca una alta tasa de liberación de calor.
- A partir del consumo de combustible se forman tanto especies finales de la combustión como especies intermedias precursoras del hollín. Esto provocará la aparición de hollín incandescente en la zona frontal del chorro, que da a la llama su típico color amarillo-anaranjado y es el fenómeno característico de esta fase, si bien la mayor parte del hollín producido por la combustión se forma sobretodo en la fase de combustión por difusión que vendrá a continuación. La radiación térmica del hollín será dominante durante el resto del proceso de combustión incluso tras el final de la inyección.
- Durante el final de esta fase se establece el frente de llama por difusión que caracteriza el resto del proceso de combustión [13].

2.3.3.3. Fase de combustión por difusión

Tras el encendido del chorro la combustión entra en fase de difusión y se consolida el frente de llama. La ley de liberación de calor viene controlada por la mezcla de combustible evaporado y aire en el interior de la cámara de combustión, de forma que cuando más rápida sea la mezcla mayor será la liberación de calor. Durante la inyección el proceso de mezcla está controlado por la cantidad de movimiento que introduce el chorro de combustible en la cámara. De esta forma la estructura de llama alcanza un periodo de estabilidad que se mantiene hasta el final de la inyección. Una vez finaliza ésta y se termina el aporte de cantidad de movimiento del chorro, la velocidad del combustible disminuye y el fenómeno de oxidación pasa a estar controlado por la turbulencia restante en la cámara de combustión (fruto del movimiento tanto del aire como del combustible), hasta que finalmente se consume todo el combustible de la cámara [13].

2.3.4. Combustible de los MEC

El principal combustible utilizado por los motores MEC es el gasoil, también conocido como diésel, un producto derivado del petróleo. Se trata de una mezcla de hidrocarburos compuesto por compuestos con entre 15 y 23 átomos de Carbono.

Este combustible consta de múltiples aplicaciones, desde grandes grupos electrógenos hasta automóviles de pequeño tamaño, pasando por camiones, autobuses, embarcaciones y maquinaria diversa.

El índice principal que lo caracteriza es el cetano (en contraposición al índice de octano de las gasolinas), que mide la calidad de ignición, la capacidad antidetonante del combustible y el grado de eficiencia de la combustión.

Las principales características de un combustible diésel son:

- Punto de ebullición entre 200 y 400 °C.
- Menos del 1% de Azufre.
- Poder calorífico de aproximadamente 42000 KJ/kg.
- Curva de destilación situada entre 200 y 370 °C (asegura su elevada volatilidad).
- Número de cetano entre 40 y 70.
- Punto de congelación tal que pueda usarse a baja temperatura ambiente.
- Cierta poder lubricante.

El combustible diésel es más barato que la gasolina y destaca por su versatilidad y capacidad de generar un buen rendimiento en los motores MEC. Esto es debido a que en estos motores interesa usar combustibles con una temperatura de autoignición baja, lo que supone combustibles más pesados. Esto a su vez facilita el funcionamiento de los sistemas de inyección gracias a un mejor carácter lubricante de este tipo de combustibles.

Otra opción para este tipo de motores es el uso de biodiesel, un biocombustible sintético líquido obtenido a partir de líquidos naturales tales como aceites vegetales o grasas animales mediante procesos de estratificación. Este tipo de combustible supone una alternativa futura parcial o total al uso de combustibles derivados del petróleo [13].

2.3.5. Emisiones

En un proceso de combustión perfectamente ideal solo se obtendrían CO_2 y H_2O como productos de la propia combustión. Sin embargo, debido a diversos factores (calidad de la mezcla aire-combustible, turbulencia en la cámara de combustión, reacciones de disociación a altas temperaturas, etc.), en la realidad el proceso de combustión se encuentra alejado del caso ideal, por lo que en la combustión se generan también una serie de productos nocivos y no deseados. Los principales productos contaminantes de la combustión en el caso de un MEC son: monóxido de carbono (CO), óxidos nitrosos (NO_x), hidrocarburos sin quemar (HC) y emisiones de partículas.

En total, se estima que aproximadamente el 1% de los gases de escape de los motores diésel están compuestos de productos contaminantes de la combustión. Dentro de este 1% la mayor parte corresponde a los NO_x , con un 50% del total. Le siguen en importancia las emisiones de partículas, mientras que las concentraciones de CO y HC se consideran mínimas.

Además de los 4 principales contaminantes también se pueden producir emisiones de dióxido de azufre (SO_2). Estas emisiones dependen fundamentalmente de la calidad del combustible, y no existe ningún catalizador que permite realizar un pos tratamiento del SO_2 . De todas formas resulta poco importante debido a que tanto los productores como los consumidores de diésel prefieren utilizar diésel de ultra bajo contenido en azufre (ULSD, por sus siglas en inglés, *Ultra Low Sulfur Diesel*) para prevenir sus efectos nocivos [15].

2.3.5.1. Monóxido de carbono (CO)

El CO se genera cuando no se produce una oxidación completa. Su concentración depende fundamentalmente del proceso de mezcla aire-combustible y es mayor en las regiones donde el dosado relativo es mayor que 1. Se puede llegar a producir especialmente durante las fases de arranque y aceleración del motor, cuando se requieren dosados más ricos. Aunque se produzca en situaciones de dosado rico, siempre se produce una pequeña cantidad incluso con dosados pobres debido a reacciones secundarias de disociación que aparecen como parte del proceso de combustión.

Dado que los MEC trabajan principalmente con dosados pobres, la cantidad de CO generado es mínima. Sin embargo su cantidad puede aumentar si los procesos de atomización del combustible y de generación de turbulencia en la cámara de combustión son insuficientes para asegurar una mezcla correcta [15].

2.3.5.2. Hidrocarburos sin quemar (HC)

Estas emisiones están compuestas de hidrocarburos que no se han quemado durante la combustión debido a una temperatura insuficiente, circunstancia que se da fundamentalmente en las paredes de la cámara de combustión.

En los MEC normalmente se producen bajas emisiones de HC. Las emisiones de HC se producen normalmente cuando la mezcla aire-combustible es pobre. En estos casos la velocidad de llama durante la combustión es baja, lo que puede provocar que parte del combustible quede sin quemar. A pesar de ello, si los gases de escape se encuentran a más de 600 °C y los HC se encuentran en presencia de oxígeno se suelen producir reacciones de oxidación durante el escape que reduzcan todavía más el total de emisiones de HC a la salida del sistema de escape.

Otros factores que aumentan a las emisiones de HC son el tipo de combustible, los ajustes del motor, las posibles fugas de combustible, inyecciones mal realizadas, aperturas incorrectas del inyector (rebote de la aguja durante el cierre) o cambios instantáneos en la velocidad del motor [15].

2.3.5.3. Partículas

Las emisiones de partículas pueden ser originadas por aglomeración de partículas más pequeñas de combustible y aceite de lubricación parcialmente quemados, hollín contenido en el aceite, agua y sulfatos presentes en el combustible. La mayor parte se deben a la combustión incompleta de los hidrocarburos del combustible y hollín del aceite. Se suele componer de: 41-31% de carbono, 7% de combustible sin quemar, 25-40% de lubricante sin quemar, 14% de sulfatos y un 13% de agua, partículas metálicas y otros elementos (la composición exacta depende del estudio realizado).

Las emisiones de partículas suelen consistir en esferas de entre 15-40 nm de diámetro, siendo el 90% menor que 1 µm de diámetro. El proceso de formación depende de la calidad del combustible, la calidad del lubricante, el proceso de combustión, el proceso de expansión, el consumo, la temperatura de combustión y de la refrigeración de los gases de escape [15].

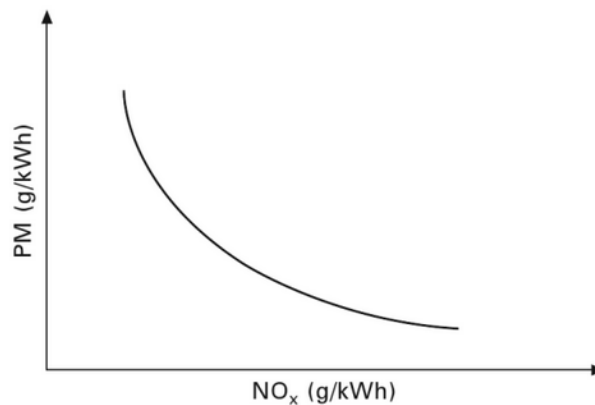


Ilustración 4: Problemática del control de las emisiones de partículas y NO_x en los motores diésel

2.3.5.4. Óxidos de nitrógeno (NO_x)

Normalmente en los procesos de combustión el nitrógeno presente en el aire permanece inerte. Pero cuando se dan temperaturas de combustión altas (por encima de los 1600 °C), el nitrógeno reacciona con el oxígeno y se generan emisiones de NO_x. Por lo tanto se puede decir que el

factor más importante en la formación de NO_x son la temperatura y la concentración de oxígeno durante la combustión.

Concretamente el total de NO_x producido es función de la temperatura máxima alcanzada en el cilindro, la concentración de oxígeno y el tiempo de residencia. La mayor parte del NO_x se produce durante las primeras fases de la combustión, cuando el pistón se encuentra todavía cerca del PMS. En ese momento es cuando se produce la máxima temperatura de llama.

Dentro de la composición del NO_x , el 85-95% se compone de NO , que se convierte gradualmente en NO_2 en la atmósfera al reaccionar con el oxígeno una vez ha salido del motor [15].

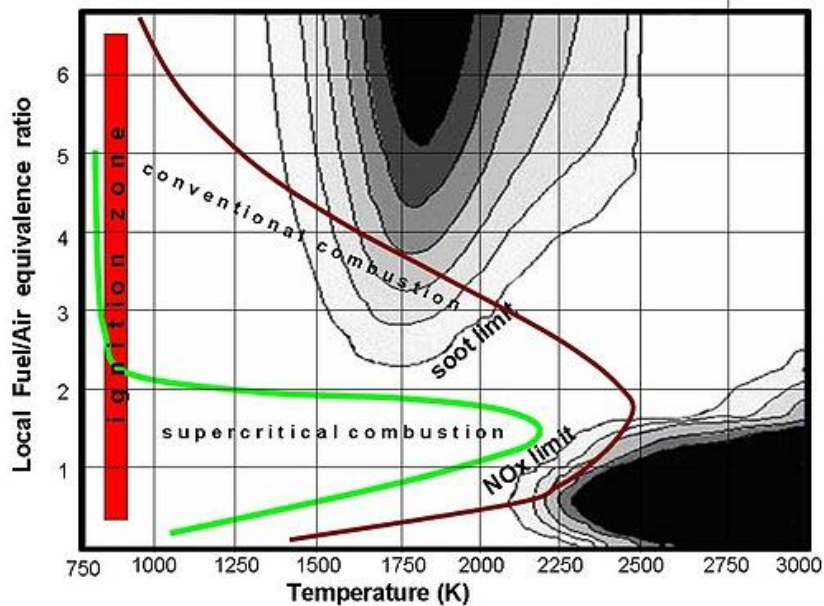


Ilustración 5: Mapa de emisiones de NO_x y partículas (hollín) en función de la temperatura y el dosado

2.4. Sistemas de inyección

El sistema de inyección es el conjunto de elementos encargados de suministrar el combustible al motor de forma apropiada en cada instante de tiempo. Para ello se deben realizar las siguientes funciones básicas:

- Dosificar el combustible en el interior de la cámara de combustión en el instante de tiempo adecuado siguiendo la ley de entrega (o tasa de inyección), que define el comportamiento de las distintas fases de la combustión en sincronía con el movimiento del pistón.
- Atomizar el combustible para aumentar la superficie de contacto con el aire y acelerar el proceso de evaporación.
- Mezclar el combustible con el aire en la cámara de combustión [13].

2.4.1. Tipos de sistemas de inyección

Los sistemas de inyecciones de los motores MEC se pueden clasificar en 2 grandes: inyección directa (DI) o inyección indirecta (IDI).

2.4.1.1. Sistemas de inyección indirecta

En los sistemas de inyección indirecta es el aire el que asume el papel más importante a la hora de generar los campos difusivos y convectivos necesarios para garantizar el proceso de mezcla, siendo de esta forma el papel del sistema de inyección secundario.

Para ello se añade a la cámara de combustión una precámara adicional, unida a ésta mediante un conducto estrecho. Es en la precámara donde se produce la inyección de combustible, y por tanto donde se inicia el proceso de combustión. El combustible es inyectado mediante un inyector de orificio único a una presión relativamente baja (200-400 bar). La baja calidad del proceso de inyección es compensada, en parte, por el movimiento del aire durante la carrera de compresión, ya que dicho movimiento introduce el aire en la precámara generando un vórtice de gran velocidad y turbulencia. Además el proceso de inyección se suele producir en ángulos del cigüeñal avanzados con el fin de disponer de mayor tiempo para el proceso de mezcla.

En la práctica el proceso de combustión en la precámara es incompleto, pero las altas presiones que se dan en esta proyectan el combustible sin quemar a la cámara de combustión, donde se completa el proceso.

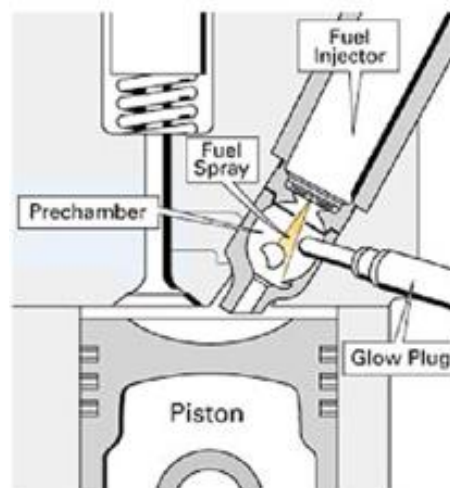


Ilustración 6: Sistema de inyección indirecta

Este sistema de inyección ofrece principalmente las siguientes ventajas:

- Buena dispersión del combustible, lo que provoca una mezcla aire-combustible de alta calidad.
- Simplicidad del sistema de inyección, con inyectores de geometría simple y presiones de inyección bajas.

- No se producen picos de presión bruscos en el motor, con lo que su funcionamiento es más suave y menos ruidoso.
- Niveles bajos de NOx debido a la menor temperatura máxima alcanzada en la combustión.

Por el contrario, los inconvenientes son:

- Mayores pérdidas térmicas, es decir, menor rendimiento y mayor consumo, debido a la mayor relación superficie/volumen del motor que provoca la precámara.
- Dificultades en el arranque en frío, que hacen necesario instalar precalentadores en la precámara de combustión.
- Pérdidas de carga importantes en la garganta del conducto que une la precámara con la cámara de combustión, reduciendo aún más su rendimiento.
- Dificultades para obtener un elevado par a bajo régimen de giro ya que la turbulencia que provoca la mezcla depende en gran medida del propio régimen de giro [13].

2.4.1.2. Sistemas de inyección directa

En los sistemas de inyección directa el proceso de mezcla depende fundamentalmente de la cantidad de movimiento con que se inyecta el combustible. Para ello, el combustible debe ser inyectado a alta presión, finamente atomizado y convenientemente repartido en la cámara de combustión para garantizar una buena mezcla. Por tanto, cuando se utiliza esta configuración resulta fundamental para el funcionamiento del motor disponer de un sistema de inyección de alta calidad.

La cámara de combustión en estos sistemas esta labrada en el pistón. Por su parte el inyector se sitúa en la posición central de la culata e inyecta el combustible por múltiples orificios de pequeño diámetro (100-200 μm) a alta presión (300-2000 bar) para asegurar una dispersión adecuada del combustible.

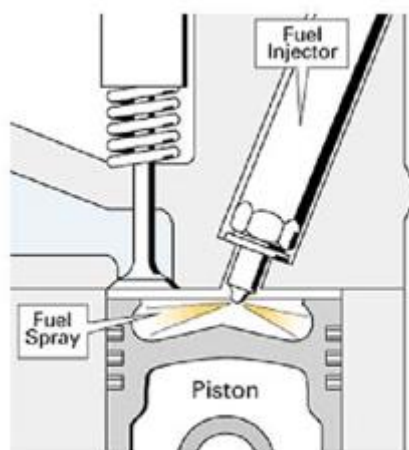


Ilustración 7: Sistema de inyección directa

Las ventajas que presenta la inyección directa frente a la inyección indirecta son:

- Menores pérdidas de carga en el flujo, lo que conlleva un mayor rendimiento del motor.
- Menor consumo de combustible.
- Menores costes de fabricación y mayor durabilidad de la culata del motor, al no existir la precámara de combustión.

Por otra parte sus mayores desventajas son:

- Peor proceso de combustión, fruto de un peor proceso de formación de la mezcla.
- Mayor ruido durante su funcionamiento, debido a la existencia de picos de presión bruscos en el motor.
- Menor régimen de giro, pues su proceso de mezcla es más lento al no contar con una gran turbulencia en el aire de la cámara de combustión.

En la actualidad los sistemas de inyección directa han desplazado gradualmente a los sistemas de inyección indirecta, los cuales se encuentran claramente en desuso. Este hecho ha sido especialmente claro en el campo de la automoción, donde los requerimientos de bajo consumo y elevadas prestaciones han hecho que su imposición sea aún más clara [13].

2.4.2. Tendencia actual de los sistemas de inyección

Debido al continuo aumento de las restricciones sobre las emisiones de contaminantes en todo el mundo en general, las empresas automovilísticas se encuentran en un continuo desarrollo de sistemas de inyección más precisos y eficaces los cuales, junto con los sistemas de control electrónicos, el uso de sistemas de sobrealimentación y recirculación de los gases de escape, les permitan cumplir con las leyes más exigentes en este aspecto.

Existen múltiples razones por las cuales los sistemas de inyección se encuentran entre las principales líneas de desarrollo de las empresas de automoción:

- La creciente restricción legal sobre las emisiones contaminantes y acústicas, difíciles de superar con los sistemas de inyección tradicionales.
- Mejoras en el comportamiento y manejo de los vehículos, especialmente a bajos regímenes de giro del motor.
- Reducción en el consumo de combustible y aceite.
- Reducción del peso y el volumen del motor y el sistema de inyección.

Debido a las exigencias de diseño, dentro de los diversos sistemas de inyección directa existentes, el sistema de inyección *common-rail* es el más ampliamente utilizado en el mercado actualmente, y ha desplazado al resto de sistemas. Esto se debe a su mayor versatilidad y flexibilidad de funcionamiento, algo especialmente valorado en la automoción [13].

2.4.3. Sistema *common-rail*

El sistema *common-rail* recibe su nombre debido a que la distribución de combustible se realiza a través de un único raíl desde el que se distribuye a todos los inyectores. Sus principales ventajas son:

- Mejor control del punto de inicio y la duración del proceso de inyección.
- Alta presión de inyección.
- Presión de inyección independiente del régimen de funcionamiento del motor.
- Presión de inyección prácticamente constante durante toda la inyección.
- Posibilidad de descomponer la inyección empleando inyecciones múltiples.

Como se puede ver, su mayor ventaja frente a otros sistemas es la posibilidad de independizar la generación de presión y la inyección en sí misma, lo que permite disponer de una presión constante en cualquier punto de funcionamiento del motor. Esta presión se mantiene constante en el propio raíl, el cual actúa como acumulador de presión. Esto permite una definición mucho más precisa de la ley de inyección, ajustando mejor el momento y caudal de inyección, lo que en definitiva permite obtener un mayor rendimiento. Además, su rápida capacidad de respuesta abre la puerta a la posibilidad de realizar inyecciones múltiples para mejorar el proceso de combustión, en lugar de una única gran inyección.



Ilustración 8: Ejemplo de sistema de inyección *common-rail*

2.4.3.1. Principio de funcionamiento del sistema *common-rail*

En la Ilustración 9 se puede observar el esquema de funcionamiento del sistema *common-rail*. En primer lugar, una bomba de baja presión toma el combustible del depósito y alimenta a la bomba de alta presión, pasando previamente por un filtro. A su vez la bomba de alta presión, accionada por el cigüeñal del motor, suministra el combustible al raíl, que actúa como acumulador de presión. Finalmente desde el raíl se distribuye el combustible a los inyectores, donde la mayor parte es inyectada en la cámara de combustión, mientras que otra pequeña parte se usa en el pilotaje hidráulico del propio inyector. Esta pequeña fracción de combustible es devuelta al depósito como caudal de retorno desde los inyectores (salvo en los inyectores piezoeléctricos de acción directa, donde no existe este caudal, como se explica más adelante).

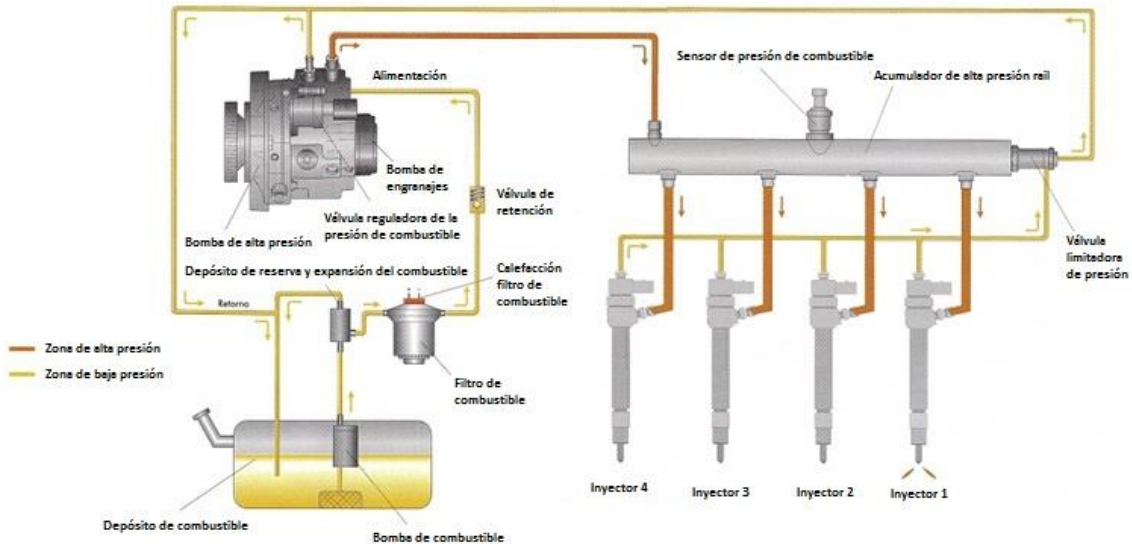


Ilustración 9: Esquema del circuito de combustible del sistema common-rail

Un sensor mide en todo momento la presión de combustible en el raíl, cuya señal es comparada con el valor de consigna de la Unidad de Control Electrónico (ECU, por sus siglas en inglés). Si el valor medido y el de consigna no coinciden se acciona la válvula limitadora de presión hasta igualar ambos valores. El caudal excedente de combustible regresa al depósito.

La apertura de los inyectores está regulada por la ECU, que envía pulsos de distinta duración a las electroválvulas que incorporan los inyectores en función del punto de operación del motor.

La duración del pulso, la presión en el raíl y la geometría de las toberas determina la cantidad y calidad de combustible inyectado, de forma que resulta independiente del régimen de giro del motor, lo que permite inyectar en todo momento de forma óptima [16].

2.4.3.2. Componentes del sistema *common-rail*

A continuación se explicarán los componentes principales de los sistemas de inyección *common-rail*, resumiendo sus funciones, requerimientos y elecciones de diseño.

Bomba de alta presión

La bomba de alta presión es la encargada de suministrar el caudal de combustible suficiente para los requerimientos del motor a la presión exigida para el proceso de inyección, de forma que genera permanentemente la presión del sistema para el raíl.

La bomba más utilizada para motores rápidos (automoción) para esta función es la bomba de 3 émbolos en posición radial equidistante.

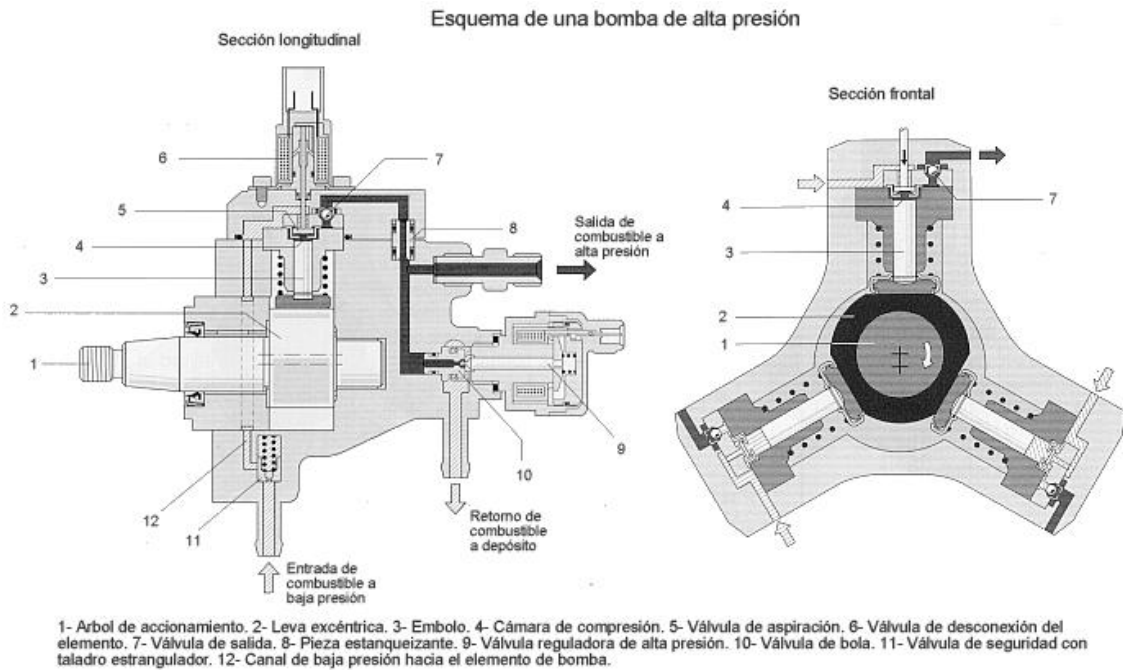


Ilustración 10: Esquema de una bomba de 3 émbolos de alta presión del sistema common-rail

Este tipo de bomba se compone de un conjunto de 3 émbolos radiales situados cada uno a 120° , accionados tangencialmente por una leva excéntrica solidaria al árbol de accionamiento de la bomba, conectado a su vez al cigüeñal del motor mediante una correa, rueda dentada o algún mecanismo similar. La recuperación del movimiento tangencial se consigue utilizando un muelle antagonista situado en cada émbolo.

El combustible es aspirado durante la recuperación del émbolo a través de la correspondiente válvula de aspiración y almacenado en la cámara de compresión. Al accionar el émbolo este comprime el combustible y lo envía al raíl a través de la válvula de salida. De esta forma se obtiene un impulso de presión por cada 120° de giro de la bomba. Estas oscilaciones de presión son absorbidas por el propio raíl.

La válvula de aspiración puede ser controlada mediante una electroválvula para adaptar la cantidad de combustible enviada por la bomba en cada momento, reduciendo así el consumo del sistema de inyección.

La bomba incorpora además una válvula de seguridad para cortar el suministro de combustible en caso de ser necesario [16].

Raíl

El raíl, como ya se ha comentado, tiene como función principal actuar como acumulador de combustible a alta presión. También se ocupa de amortiguar las variaciones de presión producidas por la bomba de alta presión y por el proceso de inyección durante la apertura y cierre de los propios inyectores.

Para una mayor amortiguación de estas oscilaciones es conveniente disponer del mayor volumen posible, mientras que para facilitar un arranque rápido es necesario que el volumen sea pequeño. Por tanto se suele recurrir a una solución intermedia para obtener ambas ventajas.

El combustible llega desde la bomba de alta presión hasta el interior del raíl a través de una línea de alta presión, y se distribuye a través de una serie de conexiones individuales a cada inyector. Además, el raíl cuenta con una conexión para el sensor de presión de la ECU y otra conexión más para la válvula limitadora de presión [16].



Ilustración 11: Raíl (acumulador de alta presión) del sistema common-rail

Sensor de presión



Ilustración 12: Sensor de alta presión del sistema common-rail

El sensor se encuentra montado en el propio raíl, midiendo la presión de combustible en su interior y enviando la señal correspondiente a la ECU. El combustible fluye a través del sensor hasta la membrana que lo cierra herméticamente. Sobre dicha membrana se encuentra el sensor, el cual al cambiar su geometría cambia su resistencia eléctrica. De esta forma se transforma la presión en una señal eléctrica.

La medición exacta de la presión en el raíl resulta fundamental para el buen funcionamiento del sistema de inyección (y por tanto de todo el motor), por lo que la señal se debe de suministrar con suficiente exactitud y en un tiempo corto. En caso de fallar el sensor se activa automáticamente la función de emergencia de la válvula reguladora de presión [16].

Válvula reguladora de presión

Esta válvula actúa como una válvula de sobrepresión. Su objetivo es ajustar la presión en el raíl a los requerimientos de funcionamiento del motor en cada instante de tiempo. Para ello produce una fuga de combustible desde el raíl hacia el retorno en caso de un exceso de presión, y se cierra cuando la presión del raíl es igual o menor que la requerida. Por tanto es accionada por la ECU en función de la señal suministrada por el sensor de presión del raíl [16].



Ilustración 13: Válvula reguladora de presión del sistema common-rail

Inyector

Dada su complejidad y su importancia dentro del sistema de inyección (y del presente proyecto), la explicación requiere de una atención especial en su propia sección a continuación.

2.4.4. Inyector

El inyector es el encargado de pulverizar y atomizar el combustible dentro de la cámara de combustión y dirigir el chorro de combustible para conseguir una mezcla homogénea de aire-combustible en toda la cámara.

Su gran influencia en el rendimiento del motor y en la calidad de la combustión, especialmente en lo referente a las emisiones de contaminantes, unido a su complejidad, lo ha convertido en una prioridad para las empresas del sector automovilístico. En la actualidad uno de los objetivos más buscados es alcanzar mayores presiones de inyección para así favorecer el proceso de atomización del combustible durante la inyección.

La apertura y cierre del inyector, como ya se ha comentado, está controlada por la ECU a través de la electroválvula que incorpora este, si bien también intervienen las diferencias de presiones que se producen en el interior del propio inyector y el uso de muelles antagonistas que ayudan a mantener la posición cerrada del inyector.

Los inyectores se clasifican principalmente en función del sistema de accionamiento interno de la electroválvula que los comanda al recibir la señal de la ECU. Se clasifican como inyectores de tipo solenoide o de tipo piezoeléctrico. Los segundos son la última generación, y permiten una respuesta más rápida del inyector, así como mayor flexibilidad y estabilidad en el uso de inyecciones múltiples, en comparación con los primeros.

2.4.4.1. Inyector tipo solenoide

Los inyectores solenoides son los primeros inyectores diésel electrónicos que se fabricaron, por lo que también se los denomina inyectores de primera generación. A continuación se muestra un ejemplo de inyector solenoide, junto con el detalle de la válvula de control, que servirá de base para explicar su funcionamiento básico.

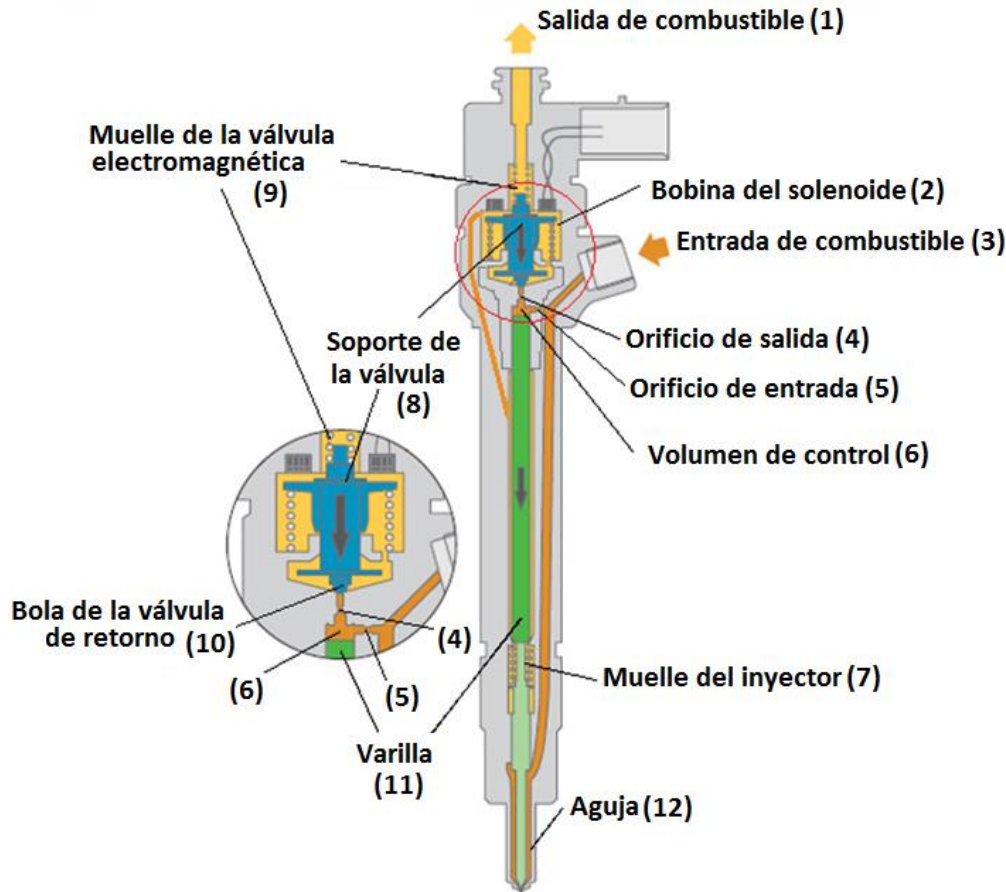


Ilustración 14: Esquema de un inyector solenoide

Cuando el inyector se encuentra en reposo, el orificio de salida (4), situado en la parte superior, se encuentra cerrado gracias a la bola de la válvula de retorno (10) y al muelle (9) situado sobre ésta, que la presiona sobre dicho orificio. De esta forma el combustible alojado en el volumen de control (6), que llega desde la entrada de combustible (3), no puede circular y ejerce presión la parte superior de la varilla (11). Ésta a su vez presiona la aguja (12) de la parte inferior del inyector junto con otro muelle (7) situado en la misma zona, provocando que la aguja (12) mantenga cerrados los orificios de la tobera. En la zona de la varilla (11) se aloja cierta cantidad de combustible que genera una fuerza, aunque pequeña, hacia arriba del inyector. También se puede observar cómo un segundo conducto recorre el inyector hasta la aguja (12), donde se almacena el combustible para su posterior inyección.

De esta forma se produce un equilibrio de fuerzas entre la presión del combustible alojado en el volumen de control (6) y el muelle del inyector (7) por una parte, y el combustible situado en la varilla (11) y en la zona de la aguja (12) por otra. Al estar el inyector en reposo las fuerzas en dirección hacia abajo son superiores y lo mantienen cerrado.

Al aplicar un pulso al inyector, el solenoide se activa y la bobina (2) genera una fuerza electromagnética de atracción sobre el vástago (8) que es superior a la fuerza de precarga del muelle (9), separando la bola de la válvula (10) y abriendo así el orificio de salida (4). Al abrirse dicho orificio, el combustible del volumen de control (6) sale por éste al encontrarse a una presión menor y deja de presionar sobre la varilla (11). De esta forma las fuerzas que mantenían cerrado el inyector pasan a ser menores y la aguja (12) es empujada por el combustible y se levanta, destapando los orificios de la tobera.

El combustible que circula por el orificio de salida (4) del volumen de control (6) regresa al depósito del combustible junto con el combustible alojado en la zona de la varilla y el posible combustible fruto de fugas internas a través de la salida de combustible (1), uniéndose para ello al caudal de la válvula de retorno del raíl.

Cuando se interrumpe la señal del solenoide la fuerza electromagnética de este desaparece y se vuelve a cerrar el orificio de salida (4), por lo que el equilibrio de fuerzas inicial se restablece, el inyector se cierra de nuevo y se pone fin a la inyección.

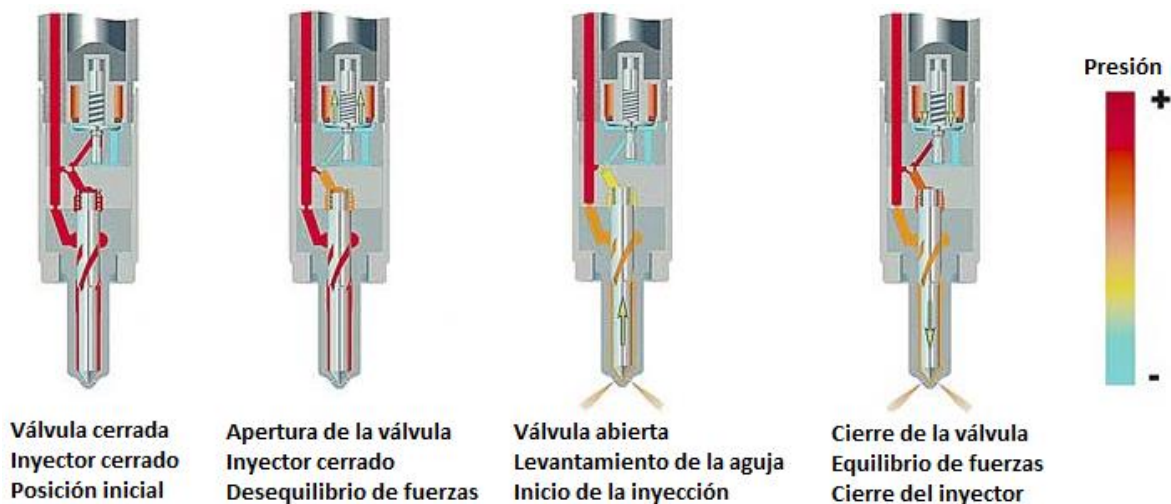


Ilustración 15: Funcionamiento de un inyector solenoide

La cantidad de combustible inyectado depende, por tanto, de la geometría de la tobera (número de orificios, diámetro, conicidad, etc.), de la presión del combustible en el raíl y del tiempo de duración de la señal de la electroválvula. Básicamente, cuanto menor sea la duración del pulso menos tiempo permanecerá el inyector abierto, llegando incluso a no levantarse la aguja hasta su tope mecánico si el pulso es muy pequeño.

A la hora de enviar la señal al inyector desde la ECU se debe tener en cuenta el retardo que se produce entre el instante de tiempo en el que la señal llega al inyector y el momento en el que el inyector se abre realmente, comúnmente llamado retardo hidráulico. Este retardo es debido al tiempo necesario para activar la bobina del solenoide, que ésta establezca un campo electromagnético suficientemente fuerte y que el flujo de combustible desde el volumen de control permita que el inyector finalmente se abra. También se produce cierto retardo en el cierre, durante el cual el campo magnético se disipa, se cierra el orificio de salida y se restablece la presión en el volumen de control.

Por todo ello los inyectores han evolucionado de forma constante desde su aparición a medida que se han incorporado distintas mejoras. Se han desarrollado geometrías nuevas del pistón de comando y la aguja de la tobera para conseguir velocidades más elevadas, y se ha reducido el tamaño del volumen de control para obtener tiempos de respuesta del inyector más cortos. También se han diseñado nuevas geometrías para los orificios de la tobera y los conductos internos del inyector para disminuir las pérdidas de carga en el flujo de combustible. Finalmente se han realizado variaciones en la válvula electromagnéticas a fin de mejorar el comportamiento de este tipo de inyectores ante las estrategias de inyección múltiple [16].

2.4.4.2. Inyector piezoeléctrico

El funcionamiento y las características de este tipo de inyectores son muy similares a los inyectores de tipo solenoide. La diferencia se encuentra en la regulación del volumen de control. La bobina del solenoide es sustituida en este caso por el accionamiento piezoeléctrico basado en el apilamiento de una serie de elementos dieléctricos, normalmente cristales de cuarzo, separados entre sí por placas metálicas. Cuando se aplica una corriente eléctrica sobre los cristales de cuarzo estos sufren una pequeña elongación, lo que sumando todos los cristales supone un aumento de la longitud del elemento, que permite sustituir el conjunto de elementos móviles presentes en el inyector solenoide.

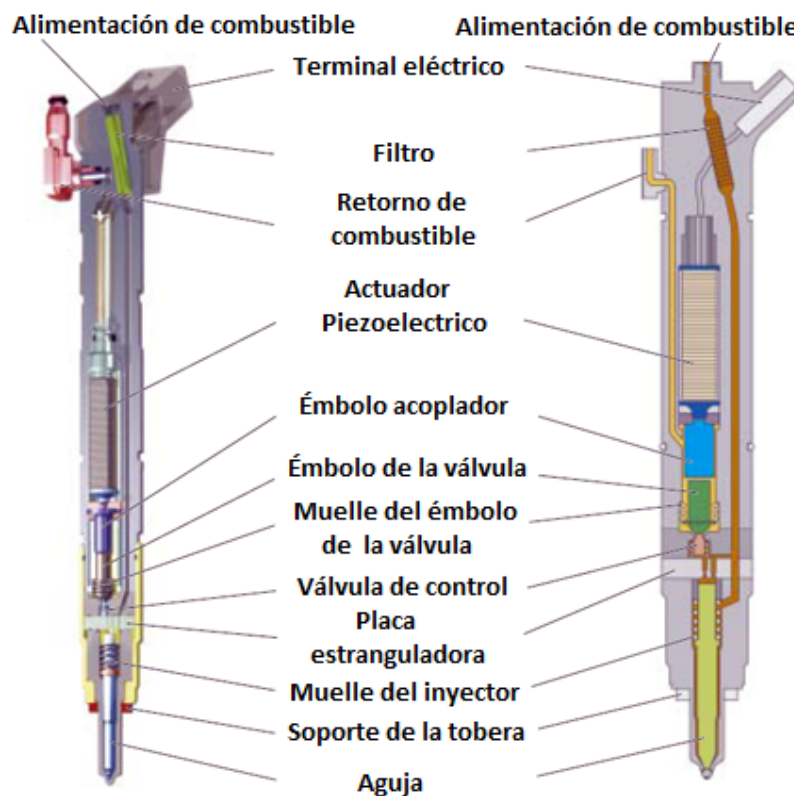


Ilustración 16: Esquema de un inyector piezoeléctrico

Así pues el funcionamiento del inyector piezoeléctrico es similar al inyector solenoide. Al enviar la ECU un pulso, la señal eléctrica excita el material dieléctrico, el cual se expande y desplaza los émbolos, que amplifican el movimiento y desplazan a su vez la válvula de control para abrir así el orificio de salida del volumen de control. Nuevamente esto provoca un desequilibrio de fuerzas en el interior del inyector que permite a la aguja desplazarse y abrir el paso del combustible hasta los orificios de la tobera e iniciar la inyección. Cuando la señal eléctrica se interrumpe, el piezoeléctrico recupera su forma original y el volumen de control se cierra de nuevo, recuperándose el equilibrio de fuerzas original y cerrándose el inyector.

El desarrollo de este tipo de inyectores se ha centrado en la eliminación de partes móviles y en el desarrollo de nuevas configuraciones de tobera para reducir la amplitud de las oscilaciones de presión en el interior del inyector. También se han modificado a su vez el tamaño del volumen de control y de los conductos de alimentación, lo que ha permitido aumentar la presión máxima de inyección.

Una variante de este tipo de inyectores desarrollada en los últimos años son los inyectores piezoeléctricos de accionamiento directo. En dichos inyectores el material piezoeléctrico se encuentra en contacto directo con la aguja y quien se encarga de abrir o cerrar la misma. De esta forma se elimina completamente el circuito hidráulico de control del inyector, consiguiéndose así alcanzar tiempos de respuesta aún menores, un mayor aprovechamiento del combustible presurizado (no existe caudal de retorno) y mayores presiones de inyección [16][17][18].

2.4.4.3. Tobera del inyector

Como ya se ha explicado previamente, el conjunto de la tobera está formado por la propia tobera y la aguja, donde los orificios de salida del combustible se sitúan en el extremo inferior de la propia tobera.

Existen 2 tipos distintos de toberas, ateniendo a la geometría de la base de las mismas. Esta región se denomina comúnmente como el saco de la tobera, y los distintos tipos son:

- **Saco:** entre el final de la tobera y la punta de la aguja se encuentra un volumen en contacto con los orificios denominado depósito, donde queda una pequeña cantidad de combustible cuando el inyector está cerrado. Dentro de las toberas con saco se pueden diferenciar 2 tipos distintos:
 - **Microsaco:** comparte la misma geometría que en las toberas con saco, pero con un volumen mucho menor.
 - **Macrosaco:** de forma análoga al caso anterior, la geometría se similar a las toberas con saco pero con un volumen mucho mayor.
- **VCO:** en este tipo de toberas no existe ningún volumen entre la aguja y el final de la tobera, es decir, se elimina completamente el saco [13].

2.5. Características del proceso de inyección

El estudio de los fenómenos que se dan en el proceso de inyección resulta altamente complicado debido a carácter transitorio, donde las condiciones instantáneas del flujo de combustible varían drásticamente en intervalos de tiempo extremadamente cortos. Los principales factores que determinan las características del chorro de inyección son:

- **Condiciones de inyección:** presión de inyección, cantidad de combustible inyectado y características del inyector.
- **Condiciones del líquido inyectado:** densidad, viscosidad y tensión superficial.
- **Condiciones del gas sobre el que se inyecta:** temperatura, presión y densidad.
- **Velocidad relativa entre las fases dispersa y continua:** la fase continua hace referencia al fluido externo en forma de gas y la interna al líquido atomizado.
- **Características del flujo a la salida de la tobera.**

2.5.1. Cavitación

El fenómeno de cavitación en el combustible es debido a la entrada de éste en los orificios, siendo especialmente importante en los orificios de descarga de la tobera del inyector, y por tanto en todo el proceso de inyección. Durante dicho proceso se produce una zona de recirculación del flujo en las cercanías de la entrada del orificio. Debido a la alta velocidad de los vórtices en esta región la presión estática disminuirá, de forma que si disminuye por debajo de la presión de vapor se producirá el fenómeno de cavitación, en el cual el líquido cambia a fase vapor.

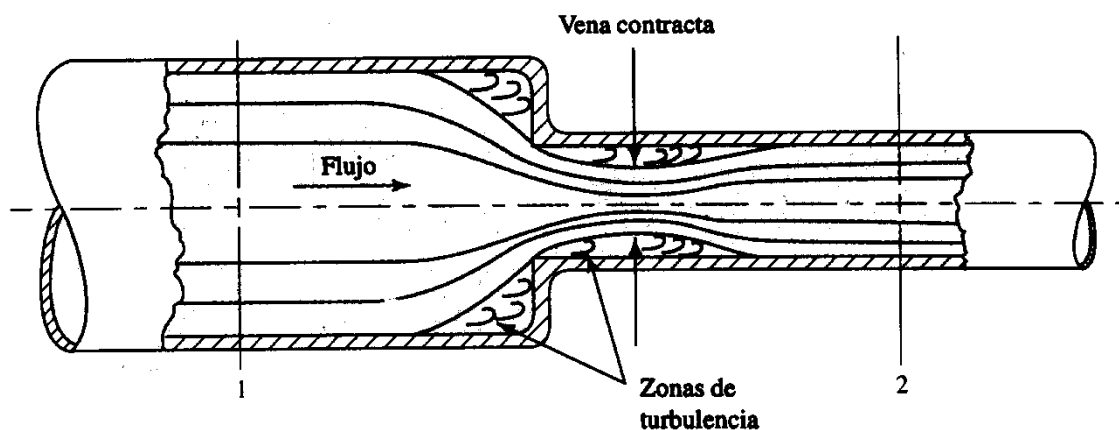


Ilustración 17: Representación del fenómeno de cavitación

La formación de cavitación depende fundamentalmente de la velocidad del flujo, que a su vez depende de la presión de inyección, y de la geometría de la tobera, especialmente de la entrada del orificio y el cambio de sección que se produce en la misma.

Según sus características 3 tipos o regímenes distintos de cavitación:

- **Cavitación en películas o láminas:** es el tipo de cavitación más común en las toberas de motores diésel. Las cavidades se producen en los bordes de entrada formando grandes vacíos de vapor que se extienden aguas abajo del flujo en forma de películas.
- **Cavitación homogénea o de burbujas:** esta cavitación está formada por una nube de pequeñas burbujas de vapor homogéneamente distribuidas.
- **Cavitación de vórtices:** este tipo de cavitación es debido a las bajas presiones en el centro de los vórtices del flujo que se forman en el interior del saco de la tobera. Normalmente aparece entre 2 orificios o entre un orificio y la aguja. Al contrario de los otros 2 tipos de cavitación, éste es fuertemente transitorio e inestable.

En el proceso de inyección la cavitación presenta efectos tanto positivos como negativos. La aparición de vapor en las paredes del orificio disminuye la fricción del flujo líquido con éstas, lo que junto a la aparición de la vena contracta aumenta en gran medida la velocidad del flujo, lo que favorece el proceso de atomización. Además, al inyectarse estas burbujas de vapor en la cámara de combustión se calientan junto con el líquido que las rodea y favorecen el cambio a fase vapor del resto del combustible.

Sin embargo, los efectos negativos de la cavitación restringen su aprovechamiento. En determinadas circunstancias puede darse un fenómeno de supercavitación, donde la cavitación se extiende desde la entrada hasta la salida del orificio, lo que aumenta el ángulo de salida del chorro de combustible y provocar que éste se aproxime excesivamente a las paredes de la cámara de combustión o de la culata si este fenómeno no se ha tenido en cuenta durante el diseño del motor. Otro aspecto a tener en cuenta es la erosión que la cavitación puede ocasionar en las paredes del orificio debido a los continuos cambios de fase líquido-vapor, los cuales pueden acortar excesivamente la vida útil de la tobera. Finalmente, aunque aparición de la vena contracta aumenta la velocidad del flujo, esto puede provocar que se alcancen condiciones de bloqueo en el orificio al alcanzarse condiciones sónicas, impidiendo así seguir aumentando la cantidad de combustible inyectada.

Debido pues a los efectos de la cavitación se han desarrollado métodos con el fin de evitar o disminuir la aparición de cavitación. Algunos de los más utilizados son:

- **Aumentar la conicidad en el orificio:** al tener un cambio de sección menos brusco, donde el flujo sigue con mayor facilidad la geometría de la tobera.
- **Aumentar el radio de acuerdo:** de igual manera, al aumentar el radio de acuerdo el flujo se adapta con mayor facilidad a los cambios de sección y se reduce la cavitación.
- **Reducir la rugosidad en la superficie:** de esta forma se reduce el desprendimiento de la capa límite en el flujo, reduciendo así la aparición de cavitación [20].

2.5.2. Parámetros característicos del chorro diésel

La caracterización del chorro diésel se realiza desde 2 puntos de vista distintos: el punto de vista macroscópico, que comprende las características geométricas del chorro, y el punto de vista microscópico, donde se definen las características internas del chorro.

2.5.2.1. Punto de vista macroscópico

La descripción del chorro diésel desde el punto de vista macroscópico hace referencia a la forma externa y estructura del mismo. Dichas características determinan la interacción del mismo con el aire en la cámara de combustión y el proceso de mezcla con este. Se definen por tanto los siguientes parámetros característicos:

- **Penetración:** es la distancia que recorre el chorro diésel en el seno del gas. Determina en gran medida el proceso de mezcla aire-combustible y el choque del propio combustible contra las paredes de la cámara de combustión. Depende de la cantidad de movimiento instantáneo y del ángulo de apertura del chorro a la salida del inyector.
- **Ángulo de apertura del chorro:** es el ángulo que forman las 2 rectas que forman la geometría del chorro y cruzan el orificio del inyector. Depende de la geometría del inyector, las condiciones de inyección, las propiedades del combustible y de las condiciones del aire en la cámara de combustión. Su determinación no es fácil ni universal, con lo que se trata de una medida relativamente imprecisa y heterogénea [20].

2.5.2.2. Punto de vista microscópico

Está asociado a las características internas del flujo. El estudio desde este punto de vista resulta más complejo, debido a que se trata de un proceso muy transitorio, con una gran cantidad de gotas de combustible que constan de un amplio rango de tamaño y forma, y una elevada velocidad variable con el tiempo. De esta forma se definen los siguientes parámetros desde el punto de vista microscópico:

- **Distribuciones de diámetros de las gotas de combustible:** el tamaño de las gotas depende de los distintos procesos físicos que se dan durante el proceso de inyección. Los tamaños de gota presentan una gran variabilidad espacial y temporal debido a las características no estacionarias de la inyección, junto con una alta dispersión. Se caracteriza utilizando algún diámetro medio característico, como son el diámetro medio aritmético y el diámetro medio de Sauter (SMD por sus siglas en inglés, *Sauter Mean Diameter*), lo más utilizados. El SMD está relacionado con la ley de frenado de las gotas y con la tasa de evaporación, de ahí que se suele utilizar como un parámetro representativo de la calidad de la atomización del combustible.

- **Distribución de velocidades y concentraciones de las gotas de combustible:** su estimación permite conocer como tiene lugar el proceso de mezcla aire-combustible a nivel microscópico [20].

2.5.3. Proceso de atomización

Para que dé comienzo el proceso de combustión debe de producirse la mezcla de combustible y aire en la cámara de combustión tal que el dosado local de la mezcla esté dentro de un cierto rango [21]. Para ello previamente el chorro líquido de combustible inyectado inicialmente debe de romperse en gotas lo más pequeñas posibles, de forma que el proceso de evaporación del combustible sea lo más eficiente posible y el combustible siempre se encuentre rodeado de aire al iniciar la combustión. Al proceso de disgregación del chorro en gotas se le conoce como atomización.

La atomización es por tanto fundamental en motores MEC de inyección directa para conseguir un proceso de mezcla rápido y eficiente que permita obtener una buena combustión.

Se distinguen 2 niveles de atomización: la atomización primaria, donde se rompe el chorro líquido en gotas, y la atomización secundaria, donde estas gotas ya existentes se rompen a su vez en gotas cada vez más pequeñas. Se considera que la atomización es completa cuando desaparece el ligamento líquido en el chorro y este consta únicamente de gotas y aire englobado. Esto sucede a cierta distancia del inyector (longitud intacta o líquida) y pasado un determinado tiempo (tiempo de rotura).

La atomización depende fundamentalmente de los siguientes parámetros:

- Densidad del aire.
- Densidad del combustible.
- Velocidad de inyección (o velocidad relativa aire-combustible).
- Diámetro efectivo del orificio.
- Viscosidad del combustible.
- Tensión superficial del combustible [20].

2.5.3.1. Regímenes de atomización

Se distinguen 4 regímenes de atomización distintos:

- **Régimen de Rayleigh:** para bajas velocidades de inyección (10 m/s) la atomización se debe básicamente a la tensión superficial. Se crean deformaciones axiales axisimétricas debidas a la interacción entre las perturbaciones iniciales en la superficie del chorro y la fuerza de tensión superficial, las cuales aumentan hasta romper el chorro líquido.
- **Primer régimen inducido por interacción aerodinámica:** para velocidades de inyección más elevadas el efecto de las fuerzas aerodinámicas aumenta debido a la velocidad relativa entre el aire y el combustible. Este régimen presenta a su vez 2 modos distintos:

- **Velocidades bajas:** la interacción aerodinámica amplifica las inestabilidades axisimétricas, produciendo un chorro con bulbos importantes, provocando una atomización más rápida que genera gotas con un diámetro del mismo orden de magnitud que la vena líquida.
- **Velocidades altas:** las fuerzas aerodinámicas cobran importancia respecto a la tensión superficial. El chorro conserva una sección relativamente uniforme mientras oscila alrededor de su eje de simetría inicial, por lo que adquiere una forma helicoidal, alargándose. La disminución de la vena líquida provoca la atomización del chorro líquido de manera similar al caso anterior.
- **Segundo régimen inducido por interacción aerodinámica:** las fuerzas aerodinámicas empiezan a ser dominantes. La superficie de la vena líquida se cubre de oscilaciones a pequeña escala generadas por la turbulencia a la salida del inyector y las fuerzas aerodinámicas, lo que lleva a la separación de gotas de combustible. La distancia entre el inicio de la separación y el inyector depende de la velocidad de inyección. El tamaño de las gotas es del orden de magnitud de la longitud de onda de las perturbaciones.
- **Régimen de atomización:** se produce a velocidades muy elevadas. La atomización se produce en las cercanías del orificio de salida gracias a una serie de fenómenos que aparecen a altas velocidades. El papel de estos fenómenos como mecanismos de atomización no es del todo conocido y puede ser muy variable en función de las condiciones operativas. Se obtienen gotas de un tamaño mucho menor que el diámetro del orificio de salida [13].

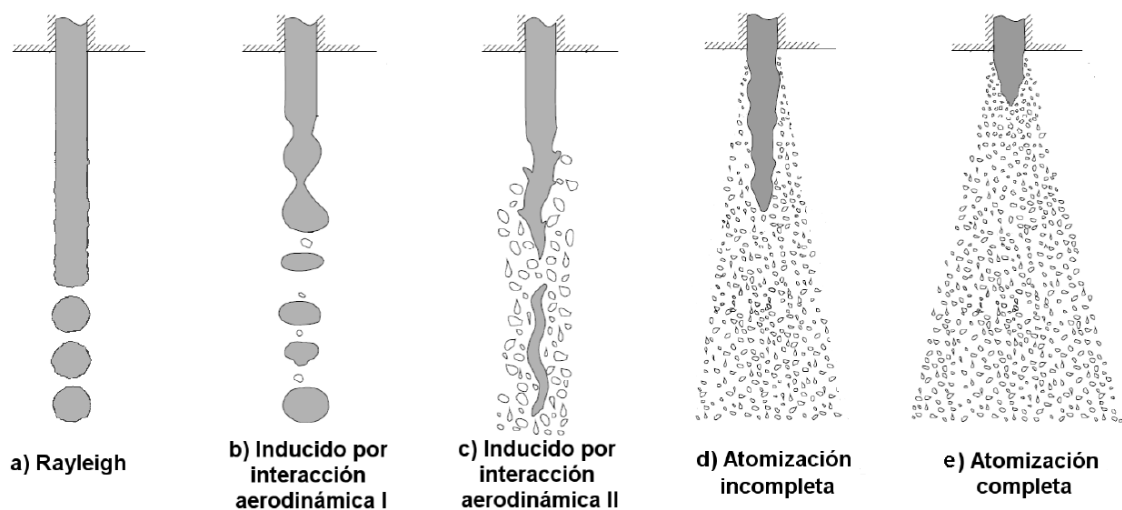


Ilustración 18: Regímenes de atomización

2.5.3.2. Mecanismos de atomización

Como se ha comentado anteriormente en el régimen de atomización intervienen otros fenómenos, aparte de la interacción aerodinámica, que cobran relevancia debido a las altas velocidades del flujo de combustible. Dichos fenómenos son:

- **Turbulencia:** es una de las causas principales de la atomización. Se genera en el orificio de la tobera. A la salida del inyector la componente radial de las fluctuaciones turbulentas de la vena líquida expulsa combustible fuera de ésta, provocando su atomización. Este mecanismo explica el proceso de atomización de chorros en el vacío.
- **Cavitación:** su influencia puede ser de 2 tipos. Por una parte provoca un incremento en la turbulencia. Por otra, la presencia de burbujas de vapor hace que nos encontremos ya desde la salida del inyector ante un flujo bifásico, donde las discontinuidades en el flujo facilitan la división del chorro en gotas. Además, si las burbujas de vapor colapsan dentro de la vena líquida, los esfuerzos producidos aumentarán la rotura de la misma.
- **Reorganización del perfil de velocidad:** los esfuerzos viscosos debidos a la presencia de la pared del orificio desaparecen a la salida del inyector, por lo que el combustible en las proximidades de la pared se acelera provocando inestabilidades en el flujo que favorecen la atomización [20].

2.6. Inyecciones múltiples

Con la llegada de los sistemas de inyección controlados electrónicamente (junto con otras mejoras) y la evolución de las normativas sobre contaminación en los últimos años han surgido en la industria de la automoción diversos métodos para tratar de mejorar la eficiencia de los motores y reducir su contaminación medioambiental. Concretamente, en lo referente al sistema de inyección desde hace años se utilizan estrategias de inyección múltiple.

Con el uso de este tipo de estrategias el proceso de inyección, que originalmente consistía en un solo evento en el que se inyectaba todo el combustible necesario, se suele dividir en 2 o más partes. Existen diferentes tipologías en las estrategias de inyección múltiple en función de los parámetros que las definen: número de inyecciones por ciclo, posición relativa de cada una, duración de cada inyección, tiempo entre inyecciones del mismo ciclo, etc. A pesar de ello, se pueden definir 3 configuraciones básicas, que se explican a continuación en una configuración sencilla de 2 inyecciones por evento:

- A. **Inyección piloto + principal:** en la primera inyección se introduce una pequeña cantidad de combustible y en el segundo evento se introduce la cantidad principal.
- B. **Post inyección + principal:** similar al caso anterior, pero en este caso la inyección pequeña se produce después de la inyección principal de combustible.
- C. **Inyección partida:** en esta estrategia se distribuye la masa de combustible de forma aproximadamente equitativa entre todos los eventos de inyección que se producen, de forma que no se pueden considerar ni post-inyecciones ni inyecciones piloto.

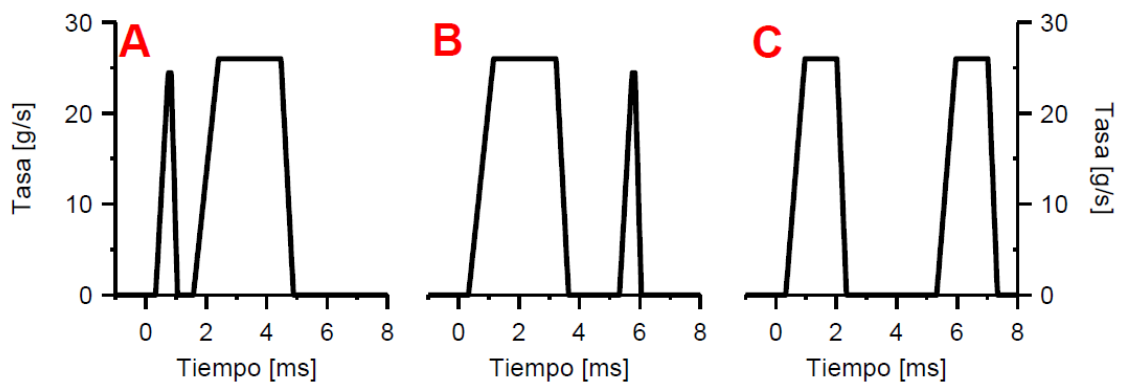


Ilustración 19: Tipologías básicas de la inyección múltiple

La combinación de estas 3 tipologías da lugar a infinidad de posibles secuencias de inyección.

Una estrategia de inyección simple se puede definir conociendo el principio de la inyección y la duración de la misma. Por el contrario, al utilizar inyecciones múltiples el número de grados de libertad necesarios para definir completamente el proceso de inyección crece con el número de pulsos utilizados. Aparte del principio y duración de inyección de cada pulso se debe de definir el tiempo entre cada 2 pulsos consecutivos [22].

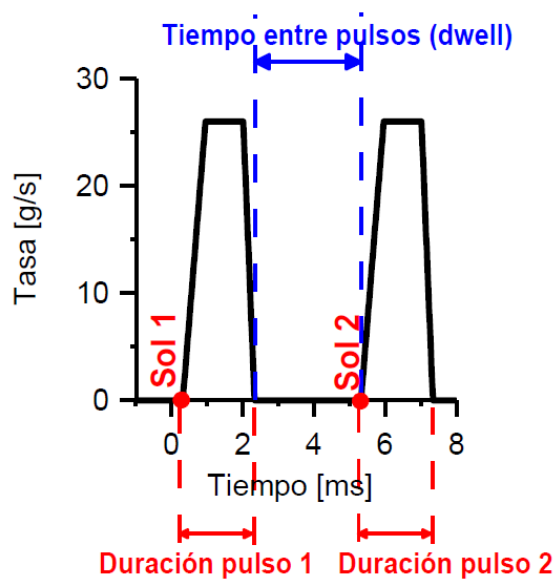


Ilustración 20: Esquema de los parámetros de una inyección múltiple

2.6.1. Efectos de la inyección múltiple en la formación de la mezcla

Al utilizar estrategias de inyección múltiple aparece un fenómeno adicional respecto a la inyección simple: la interacción entre pulsos. Este fenómeno será más importante cuanto más cerca se encuentren los pulsos entre sí, es decir, cuanto menor sea el tiempo de separación entre pulsos.

Esta interacción entre pulsos implica que las condiciones en la cámara de combustión en las que inyecta un pulso no son las mismas que para el resto de pulsos de inyección.

El principal fenómeno físico asociado al cambio en las condiciones ambientales de la cámara producido por la interacción entre pulsos se da durante la atomización del combustible, y está relacionado con la diferencia en la resistencia del aire a la penetración de las gotas de combustible.

El primer pulso inyecta sobre un ambiente sin apenas movimiento (solo el debido al movimiento del pistón en sí), de un orden de magnitud menor al movimiento inducido por la inyección, por lo que se puede considerar en reposo. Por el contrario, el segundo pulso se encuentra con una cámara de combustión con una gran cantidad de movimiento, de forma que la velocidad relativa entre el combustible y el aire será menor que en el primer pulso. Este fenómeno será menor cuanto mayor sea el tiempo entre pulsos.

Estos cambios en las condiciones en la cámara de combustión provocan variaciones en la penetración del chorro de combustible y el diámetro de las gotas, y por tanto en el englobamiento del aire. El segundo pulso tendrá una penetración mayor, con mayor velocidad y mayor tamaño de gota, por lo que su englobamiento en un principio será peor. Esto se une a una concentración menor de oxígeno en la cámara producto de la primera combustión, lo que dificulta más el proceso de mezcla.

Por otra parte la primera inyección provoca un aumento de la turbulencia, lo que facilita los procesos de mezcla y evaporación del segundo pulso, la cual se ve además favorecida por el aumento en la temperatura después de la combustión de la primera inyección.

Si la masa inyectada en el primer pulso es más pequeña que en el segundo el ratio de englobamiento de aire es parecido al de una inyección simple. Sin embargo, si la masa del primer pulso es mayor que en el segundo el ratio de englobamiento de aire es más grande que el de una inyección simple, siendo este fenómeno más acusado cuanto más pequeña es la masa del segundo pulso. Además, el englobamiento del aire en la segunda inyección también se ve influenciado por la separación entre pulsos, siendo menor cuanto más cercanos son los pulsos entre sí [22].

2.6.2. Efectos de la inyección múltiple en la combustión

Al dividir la inyección simple en inyecciones múltiples se consigue reducir el tiempo de retraso del autoencendido y se ayuda a estabilizar la combustión, por lo que la combustión se produce más cerca del inyector.

La reducción en el retraso del autoencendido se debe a 2 factores fundamentalmente. Por una parte el proceso de combustión inicial incrementa la temperatura y la presión en la cámara de combustión, lo que favorece tanto los procesos físicos (evaporación) como los procesos químicos (reacciones químicas) de autoencendido relacionados con la segunda inyección. Por otra, el proceso de inyección y combustión del primer pulso inducen en la cámara de combustión una mayor turbulencia que favorece la rotura del chorro en gotas y la mezcla de aire, tal y como ya se ha comentado en el apartado anterior.

Por otro lado la duración de la combustión es más corta para inyecciones múltiples que para inyecciones simples, es decir, partir la inyección no ocasiona necesariamente que la combustión sea más larga. Esto dependerá por tanto del número de pulsos y del tiempo entre pulsos: si se utilizan pocos pulsos y tiempos cortos entre los mismos se podrían conseguir tiempos de combustión más cortos, pero si el número de pulsos y el tiempo entre estos es largo el proceso de combustión sí que pasará a ser más largo que con una inyección simple [22].

2.6.3. Efectos de las estrategias de inyección múltiple

2.6.3.1. Inyección piloto

En los motores MEC de inyección directa la mayor fuente de ruido es la propia combustión. Concretamente el nivel de ruido depende de la tasa de liberación de energía durante la fase de premezcla de la combustión.

El uso de la inyección piloto incrementa la presión y la temperatura en la cámara de combustión así como la abundancia de radicales activos, lo que provoca una reducción del tiempo de retraso del autoencendido para el combustible inyectado en el pulso siguiente. Esta reducción del tiempo de retraso en la inyección posterior provoca por tanto una disminución en la cantidad de combustible quemado en la fase de premezcla, con lo que el pico máximo de calor liberado durante dicha fase de combustión también se reduce. De esta forma el uso de la inyección piloto provoca una reducción significativa en el ruido inducido por la combustión.

Sin embargo el uso de esta estrategia conlleva fuertes desventajas en los niveles de hollín generados en condiciones de alta carga. Esto se debe principalmente a 3 efectos ocasionados por la inyección piloto:

- El proceso de premezcla de combustible en la inyección principal se ve afectado negativamente.
- La cantidad de movimiento inyectada durante la inyección principal disminuye debido a que se inyecta menos combustible (en la estrategia de inyección piloto se inyecta la misma masa total de combustible que utilizando inyección simple).
- La reducción del tiempo de retraso provoca que una mayor cantidad de combustible de la inyección principal se queme por difusión, que es la fase de la combustión en la que mayor hollín se origina.

A pesar de ello, el incremento en la cantidad de hollín ocasionada por la inyección piloto se puede reducir aumentando la presión de inyección, seleccionando un tiempo apropiado de separación con respecto a la inyección principal y una masa adecuada de combustible para la

propia inyección piloto. Así pues ajustando estos parámetros se puede obtener una reducción de ruido sin penalizar el resto de prestaciones y emisiones del motor.

Dentro de esta estrategia cabe destacar una variante denominada estrategia de pre-inyección. Esta estrategia implica el uso de un pulso de inyección previo a la inyección principal de duración corta y con un tiempo entre pulsos muy pequeño. De esta forma se obtiene una reducción del nivel de ruido menor con respecto a la inyección piloto (aunque se sigue consiguiendo cierta reducción) y una clara mejora en las emisiones contaminantes y el consumo del motor.

A pesar de ello las estrategias de preinyección son muy sensibles a las condiciones de operación, lo que junto al incremento de grados de libertad al aumentar el número de preinyecciones supone que su implementación en motores de serie sea muy complicada [22].

2.6.3.2. Inyección partida

Dividir la inyección principal en 2 o más partes provoca efectos en el proceso de combustión y la formación de contaminantes. La estrategia de inyección partida más sencilla consiste en utilizar 2 eventos de inyección iguales.

La inyección partida mejora las emisiones contaminantes debido a que provoca un mayor aprovechamiento del aire englobado en el proceso y permite extender la combustión durante la carrera de expansión sin incrementar los niveles de partículas contaminantes y NOx. Esta reducción en los contaminantes permite además compensar el aumento en los niveles de partículas contaminantes debidos al empeoramiento en el proceso de combustión que provoca la EGR (Recirculación de los Gases de Escape), que provoca una peor oxidación.

Los principales mecanismos que permiten a la inyección partida reducir las emisiones contaminantes se pueden ilustrar a través del siguiente ejemplo. Si la mayor parte del combustible se inyecta en el segundo pulso se produce un efecto similar en las emisiones a retrasar el inicio de la inyección en el caso de utilizar inyección simple, es decir, se produce una reducción de los NOx y un incremento en la emisión de hollín. Por el contrario, si la mayor parte se inyecta en el primer pulso se tiene una reducción en las emisiones de hollín y la misma cantidad de NOx que una estrategia de inyección simple con el mismo inicio de inyección. La combinación de ambos efectos en una estrategia de inyección partida provoca una reducción tanto en las emisiones de NOx como de hollín.

Las emisiones de hollín se ven afectadas en concreto de la siguiente forma. En una inyección partida el combustible no penetra de manera continua hasta la punta del chorro (como en una inyección simple), sino que la inyección se parte en el tiempo. Tras el primer pulso de inyección la zona de alta concentración de hollín se queda sin aporte de combustible parcialmente oxidado y se diluye en el ambiente de la cámara de combustión, reduciendo la formación del mismo. Por su parte el segundo pulso se inyecta sobre un ambiente a alta temperatura causada por la combustión del primer pulso, por lo que se quema rápidamente antes de que se puede formar la zona de mezcla rica y alta concentración de hollín.

Por su parte las emisiones de NOx se ven afectadas por el corte que se produce en la inyección de combustible, de forma que parte del combustible se quema en la expansión con la consiguiente bajada de temperaturas y por tanto de NOx.

La única penalización que provocan las estrategias de inyección partida es un ligero aumento en el consumo para las mismas prestaciones, siendo el mínimo tiempo entre combustiones el factor clave para su optimización [22].

2.6.3.3. Post-inyección

El efecto más relevante de las estrategias de post inyección es la reducción de las emisiones finales de hollín, producto de una mejora en el proceso de oxidación del mismo.

Esta reducción se debe principalmente a 2 efectos: el incremento en la energía turbulenta en la última fase de la combustión, lo que agiliza el proceso de mezcla, y el aumento en la temperatura durante la última fase de la combustión, que favorece la oxidación del hollín. De estos 2 efectos se considera que el incremento en la energía turbulenta es el fenómeno más relevante en la reducción del hollín.

El incremento de la energía turbulenta reduce las emisiones de hollín e hidrocarburos sin quemar debido a que el chorro de post inyección se lleva los productos de la combustión principal a la zona de alta temperatura ambiente y alto contenido en oxígeno que queda en la cámara de combustión, donde terminan de oxidarse.

El efecto de la post inyección sobre el consumo resulta más complejo. Si la masa de combustible introducida en la post inyección es pequeña y se inyecta cerca del pulso principal no se ve penalización en el consumo gracias al efecto de mejora de la combustión provocado por el aumento de la energía turbulenta. Por el contrario, cuanto más grande y más retrasado respecto a la inyección principal sea el pulso de la post inyección mayor penalización tendrá sobre el consumo [22].

Capítulo 3:

Herramientas y

metodología

3.1. Introducción

En el presente capítulo se describirán la metodología y las técnicas tanto experimentales como computacionales utilizadas en la realización del proyecto. En primer lugar se detallarán las herramientas e instalaciones necesarias para la caracterización geométrica del inyector, para continuar con la caracterización hidráulica y finalmente detallar las herramientas computacionales que han sido necesarias para la realización del modelo y su validación.

3.2. Caracterización geométrica

La información proporcionada por el fabricante del inyector respecto a su geometría resulta claramente insuficiente a la hora de realizar un modelo exacto del mismo, especialmente cuando se trata de la geometría interna de los orificios clave del mismo (tobera y volumen de control).

Sin embargo es necesario conocer la morfología completa del inyector con la mayor precisión posible si se desea estudiar el comportamiento fluido-mecánico de los elementos internos del inyector, y reducir el número de incógnitas en los parámetros físicos del modelo.

3.2.1. Metodología de la silicona

La metodología de la silicona resulta fundamental para la caracterización geométrica de todos los orificios, líneas y cavidades internas del inyector que no es posible visualizar directamente de la pieza original.

Este método se basa en el uso de silicona para su introducción a través de los orificios del inyector y de cualquiera de sus componentes, previo desensamblado de los mismos, para obtener un molde completo que nos permita visualizar en detalle dicha geometría interna [23].

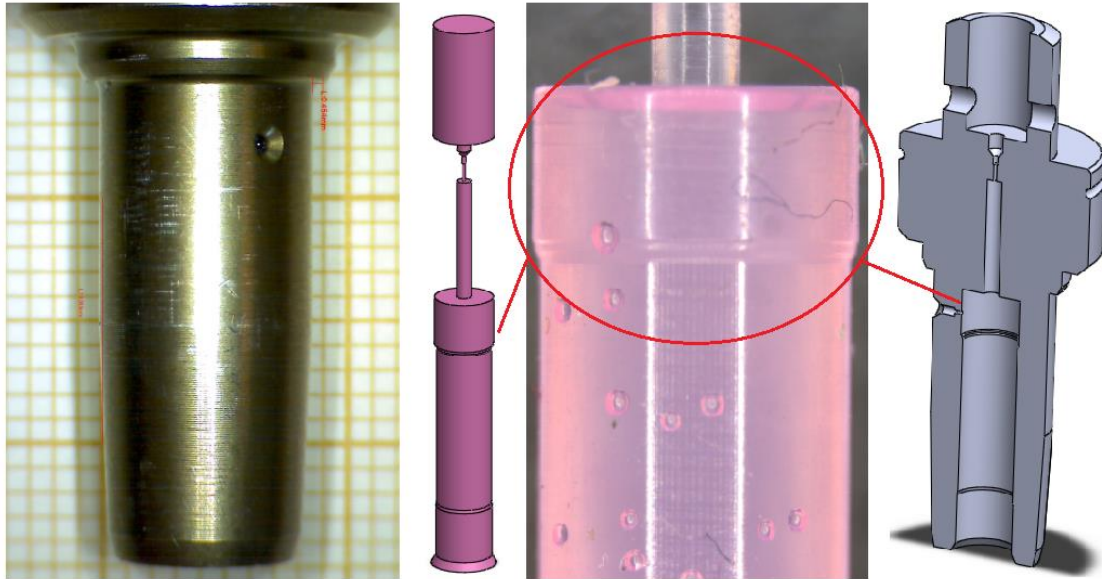


Ilustración 21: Modelo de silicona del volumen de control

Para la utilización de este método se utiliza silicona de adición. Se trata de un material de impresión no rígido e irreversible del grupo de los elastómeros, concretamente es un derivado del polisiloxano. Estas siliconas vienen en 2 componentes separados: una base y un catalizador. Una vez se mezclan en la proporción correcta se forma una silicona líquida que debe de ser rápidamente introducida en los orificios y cavidades cuyos moldes se desean obtener, puesto que el proceso de fraguado (solidificación) de la silicona comienza inmediatamente. El tiempo necesario para asegurar el fraguado mínimo de la silicona es de aproximadamente 24 horas.

Una vez pasado el tiempo necesario se extrae la silicona y se obtiene el molde de la pieza. La extracción se debe realizar con extremo cuidado para evitar roturas y/o deformaciones en la silicona. A pesar de la gran calidad y flexibilidad de la silicona utilizada, existen en el inyector orificios y cavidades que presentan secciones extremadamente pequeñas y cambios de sección bruscos, que además se pueden dar en un dirección distinta a la dirección de extracción del molde de silicona, como en el caso de los orificios de la tobera o ciertas líneas de alimentación de combustible.

En general, la técnica de la silicona permite obtener las principales dimensiones internas del inyector (diámetros, longitudes, radios de curvatura) con una alta precisión, pero se pueden presentar ciertas incertidumbres debidas a pequeñas deformaciones en la misma provocadas durante la extracción o por el propio peso de la silicona, en el caso de secciones extremadamente pequeñas.

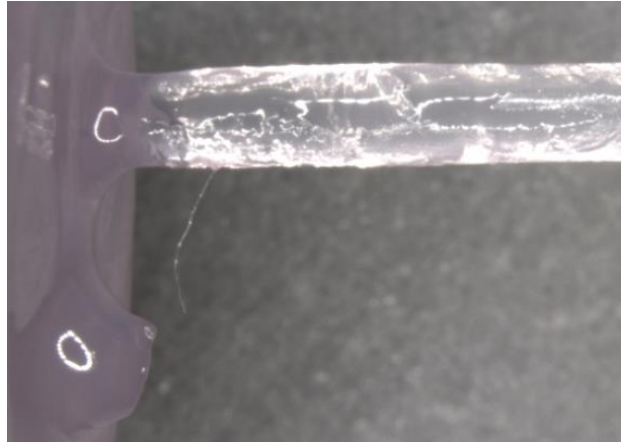


Ilustración 22: Ejemplo de rotura y deformación de un molde de silicona

Por tanto se debe de tener siempre en cuenta que las medidas se realizan sobre modelos de silicona, y por tanto son susceptibles de sufrir cierto error (alrededor del 2%).

Una vez obtenidos los moldes de silicona necesarios, se puede proceder a la obtención de imágenes detalladas de todos los componentes del inyector y poder así general un modelo geométrico completo del mismo (tal y como se explicará en la sección correspondiente). Para ello, en función del tamaño del componente o molde a medir es necesario utilizar un determinado microscopio u otro.

3.2.2. Microscopio óptico

Para la adquisición de imágenes tanto de los moldes de silicona como de los componentes del inyector se han utilizado 2 microscopios ópticos distintos en función del tamaño de la pieza o molde en cuestión.

3.2.2.1. PCE-MM200

El microscopio USB PCE-MM200 se ha utilizado para la toma de imágenes de aquellos componentes y moldes de silicona de mayor tamaño, por lo que no es necesario del uso de microscopios de mayores aumentos

Tras instalar el *driver* del microscopio basta con conectarlo mediante USB al ordenador e iniciar el programa, que muestra en tiempo real la imagen captada por el microscopio. Este programa permite además realizar el procesado de la imagen y añadir la escala correspondiente, si así se desea. Para este proyecto las imágenes se han tomado sobre hojas de papel milimetrado para proporcionar un soporte sobre el cual obtener la escala exacta de las mismas.



Ilustración 23: Microscopio óptico USB PCE-MM200

Las especificaciones técnicas del microscopio son:

- **Resolución:** 1280 x 1024 píxeles.
- **Aumento:** Continuo de 10 a 200 aumentos.
- **Campo de visión:** mínimo 19 mm x 1,5 mm, máximo 82 mm x 65 mm.
- **Distancia mínima de trabajo:** 17 mm.
- **Colores:** 24 bit RGB.
- **Sensor de imagen:** 2 MegaPixel.
- **Rango de enfoque:** manual de 8 mm hasta 300 mm.
- **Fuente luminosa:** 8 x LED blancos.
- **Frecuencia de imagen:** 30 fps.
- **Formato video:** AVI.
- **Conexión a PC y alimentación:** USB 2.0.
- **Requisitos del sistema:** de Windows 98 en adelante.
- **Dimensiones:** 110 x 33 mm.
- **Peso:** 90 g.

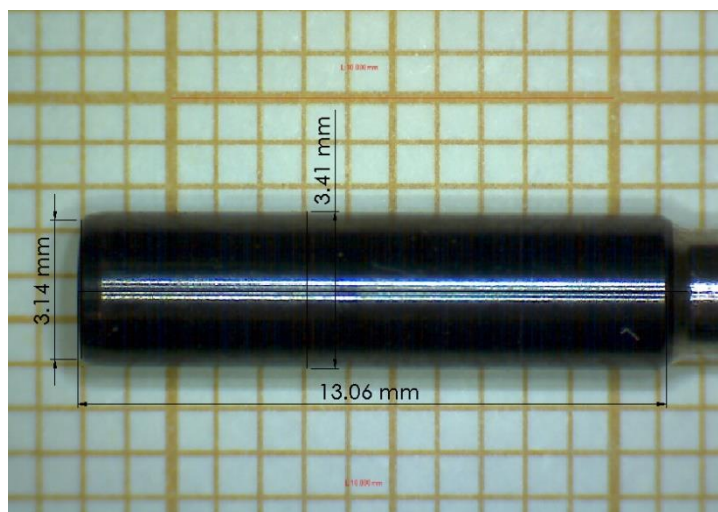


Ilustración 24: Ejemplo de imagen obtenida mediante el microscopio PCE-MM200

3.2.2.2. Microscopio óptico Leica MZ APO

El microscopio óptico Leica MZAPO del Servicio de Microscopia Electrónica de la UPV se utiliza en este proyecto para tomar imágenes de aquellas piezas demasiado pequeñas para ser visualizadas mediante el microscopio anterior.

El Servicio de Microscopia Electrónica pone además a disposición del usuario el software de adquisición y tratamiento de imágenes del microscopio, lo que permite incorporar fácilmente la escala en función de los aumentos utilizados para tomar la imagen.

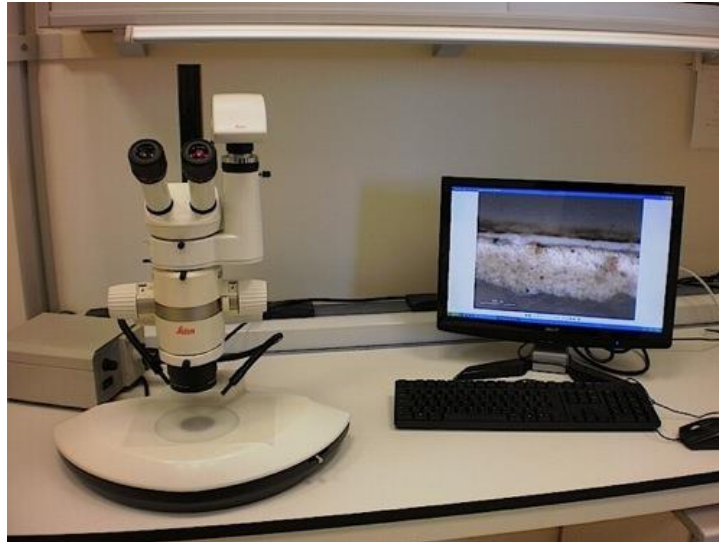


Ilustración 25: Microscopio óptico MZ APO

Sus principales características son:

- **Zoom:** 8:1, apocromático.
- **Ángulo de observación:** 38°.
- **Escala de aumentos (básico):** 10x – 80x.
- **Resolución máxima:** 600 lp/mm.
- **Apertura numérica máxima:** 0.2.
- **Distancia de trabajo (básico):** 75 mm.
- **Diámetro del campo visual:** 23 mm.
- **Distancia interpupilar:** 55 – 75 mm.

3.2.3. Microscopio electrónico de barrido JEOL JSM6300

El microscopio electrónico de barrido (SEM por sus siglas en inglés) del Servicio de Microscopia Electrónica de la UPV se ha utilizado concretamente para el análisis dimensional de los orificios de la tobera del inyector, debido a su particular importancia y pequeño tamaño, que hace imposible su visualización en microscopios ópticos con suficiente precisión.

El funcionamiento del SEM se basa en el barrer un haz de electrones sobre un área de la muestra del tamaño que solicitemos mientras un monitor visualiza la información que se requiera a través de los detectores disponibles.



Ilustración 26: Microscopio electrónico de barrido JEOL JSM6300

Para la visualización de los orificios de la tobera se ha utilizado, dentro de la amplia gama disponible en el SEM del Servicio de Microscopía Electrónica, el detector de electrones secundarios (SE). Este detector ofrece una imagen en blanco y negro de la topografía de la superficie examinada, y se ha utilizado puesto que es la señal que mayor resolución proporciona.

Para la visualización de la muestra en el SEM es necesario que esta sea conductora, por lo que se debe dotar de un recubrimiento conductor al molde de silicona de los orificios de la tobera. Para ello se utiliza la técnica de recubrimiento de muestras bajo vacío, proporcionada también por el Servicio de Microscopía Electrónica, que proporciona una fina capa de oro a la muestra que no altera significativamente la geometría de la misma.

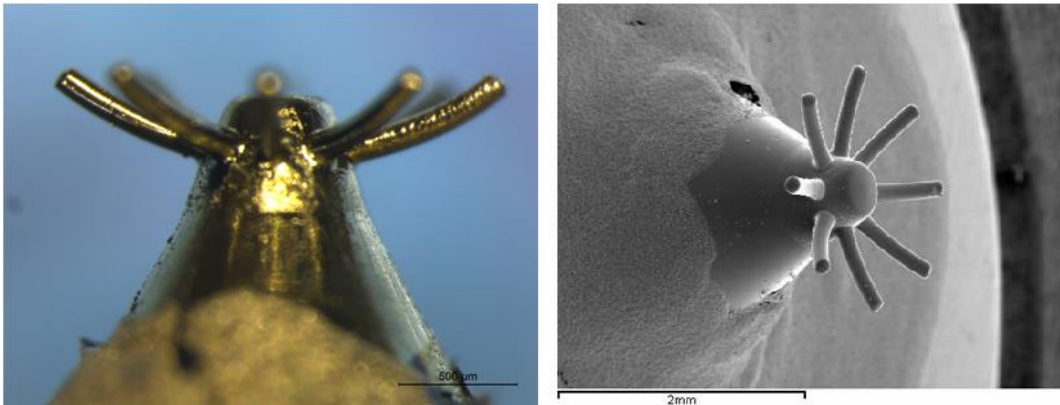


Ilustración 27: Orificios de la tobera con recubrimiento de oro y visualizados en el SEM

3.3. Caracterización hidráulica

La caracterización hidráulica experimental del comportamiento del flujo de combustible a través del inyector es de vital importancia tanto para comprender los fenómenos y factores que afectan a dicho flujo como para obtener resultados reales con los que validar el modelo una vez realizado. Para ello se han llevado a cabo 2 tipos de experimentos fundamentalmente: la medida de la tasa de inyección de combustible y del flujo estacionario a través de los orificios más característicos del inyector.

3.3.1. Fluido de trabajo

Para la realización de los ensayos de caracterización hidráulica se utilizará como fluido de trabajo un combustible diésel convencional (Repsol Elite), ya que el inyector ensayado se diseñó específicamente para su uso en motores diésel. De esta forma, las propiedades del mismo combustible utilizado durante los ensayos se utilizarán en las simulaciones del modelo del inyector más adelante.

Dado que solo se cuenta con el valor de sus propiedades en condiciones ambiente, para obtener la variación de su densidad y la viscosidad con la temperatura, necesaria para el procesado de los resultados de los ensayos, se utilizan las siguientes correlaciones [24]:

$$\nu = (-1808 * \ln(T) + 9.4882) * 10^6 \quad (m^2/s) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho_f = & 835.698 - 0.628 * (T - T_0) + 0.4914 * (P - P_0) \\ & - 0.000070499 * (P - P_0)^2 + 0.00073739 * (T - T_0)^2 \\ & + 0.00103633 * (T - T_0) * (P - P_0) \quad (kg/m^3) \end{aligned} \quad (2)$$

En esta correlación la temperatura se introduce en K y la presión en MPa. El valor de la presión y la temperatura de referencia en estos ensayos es de:

$$T_0 = 273 \text{ K} \quad P_0 = 0.1 \text{ MPa}$$

3.3.2. Tasa de inyección de combustible

Uno de los principales parámetros que definen el sistema de inyección es la tasa de inyección de combustible, también llamada ley de entrega de combustible, que se define como el gasto másico instantáneo de combustible a la salida de los orificios del inyector. Por tanto la medida de la tasa de inyección real resulta particularmente útil como método de validación del modelo del inyector.

La medida de la tasa de inyección se realiza mediante un tasímetro o caudalímetro, cuyo principio de funcionamiento se encuentra estandarizado. Existen diversos métodos de medida, de entre los cuales se ha utilizado el método de Bosch, o método de tubo largo, puesto que de entre todos es el que mejor respuesta dinámica tiene, y por tanto el que mejor permite captar la forma de la señal de tasa [25].

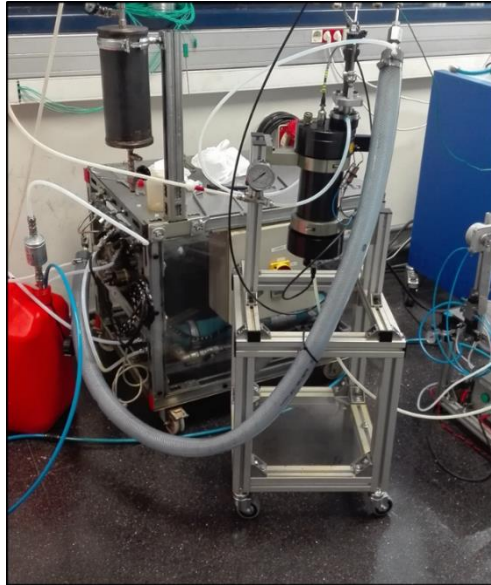


Ilustración 28: Instalación de medida de la tasa de inyección de combustible

3.3.2.1. Descripción de la instalación de medida de la tasa inyectada

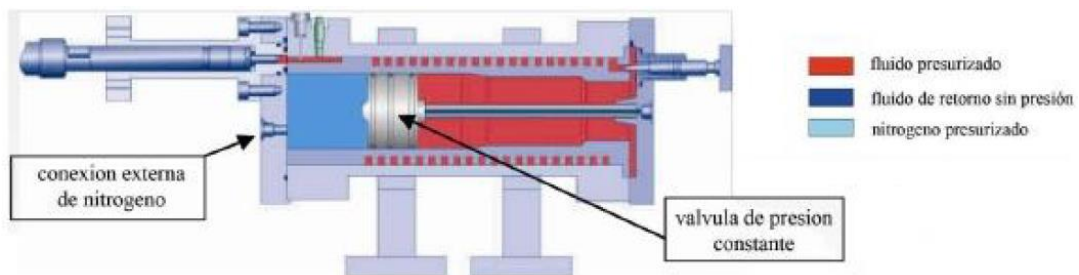


Ilustración 29: Esquema del interior del tasímetro

En el método de Bosch el inyector se monta en una cámara cerrada de forma tubular que se encuentra llena de nitrógeno, cuya presión se controla a través de una válvula de regulación, de forma que se mantiene a la contrapresión o presión de descarga que se desea para el ensayo, con el fin de simular las condiciones en la cámara de combustión del motor cuando se produce la inyección. El combustible y el nitrógeno nunca entrar en contacto gracias al pistón situado en el tasímetro, el cual se desliza longitudinalmente para igualar la presión del nitrógeno y el combustible de cada cámara.

Cuando se produce la inyección el combustible genera una onda de presión al entrar en el sistema que es medida por un captador piezoeléctrico, situado lo más cerca posible de la salida del inyector para disminuir, en la medida de lo posible, el desfase entre el momento de la inyección y la medida de dicha onda de presión. La magnitud de este incremento instantáneo de presión es proporcional a la cantidad instantánea de combustible inyectada. Al llegar al final del tubo se la onda de presión se atenúa, pero a su vez genera una onda reflejada que viaja en sentido opuesto hacia el inyector. Para evitar que dicha onda perturbe la medida del sensor piezoeléctrico de la siguiente inyección, se utiliza un tubo de longitud suficiente como para disipar dicha onda reflejada, por lo que se utiliza un tubo con la mayor relación longitud/diámetro posible.



Ilustración 30: Modelo de la instalación de medición de la tasa de inyección de combustible

A la salida del tasímetro, el combustible se descarga sobre un recipiente situado sobre una balanza de precisión, lo que permite medir la cantidad total de combustible inyectada en un cierto tiempo. Conocido el número de inyecciones realizadas en ese tiempo, se puede calcular la masa promedio inyectada en cada evento.

Cuando el recipiente de la balanza se llena se vacía sobre un depósito de combustible. Desde ahí el combustible llega a un raíl, tal como el que se utiliza en el sistema de inyección *common-rail*, a través de una bomba de alta presión, tras pasar por un filtro para asegurar que no existan elementos indeseados en el combustible que llega al inyector. Desde dicho raíl se distribuye a un intercambiador de calor para mantener la temperatura del combustible, y al propio inyector. Un sensor situado en el raíl mide la variación de presión en el mismo, con el fin de conocer la presión real que llega al inyector y aumentar la precisión de los resultados obtenidos durante su procesado, al utilizar la presión real en lugar del valor ideal que deseamos introducir.

A continuación se muestra un esquema del circuito hidráulico que se utiliza para medir la tasa de inyección de combustible mediante el método del tubo largo.

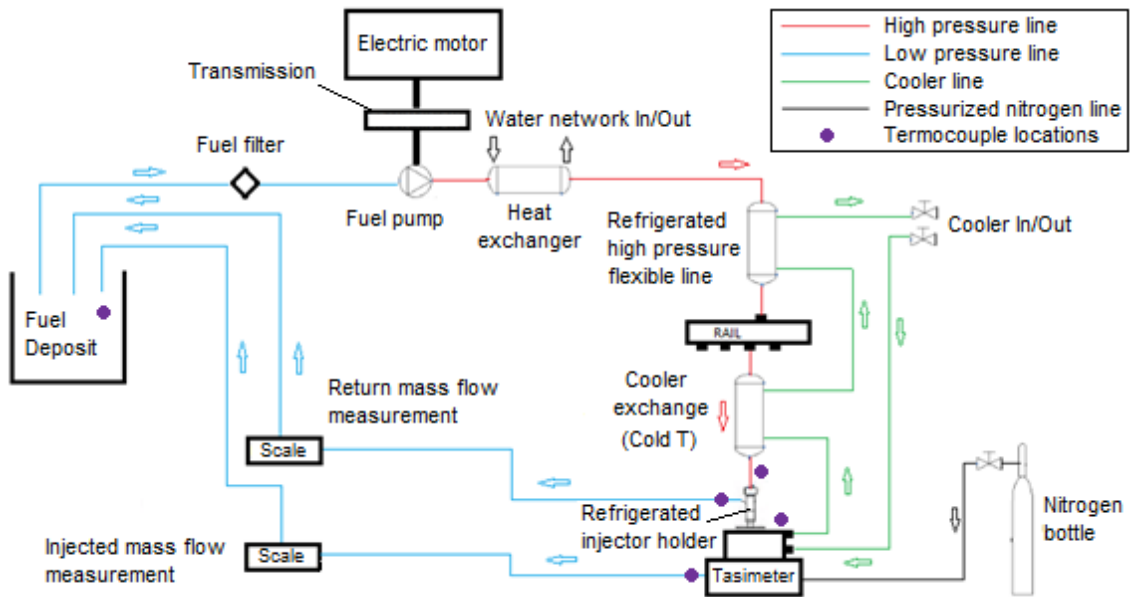


Ilustración 31: Esquema de la instalación de medida de la tasa inyectada

3.3.2.2. Señal de comando del inyector

El primer paso para la medida de la tasa inyectada es la generación del pulso de apertura del inyector. Para generar cada pulso de comando, se debe de especificar en el software de control del propio generador de señales el tiempo de duración de dicho pulso, y en caso de ensayar inyecciones múltiples, el tiempo entre las distintas inyecciones.

La señal de apertura que se envía al solenoide del inyector durante los ensayos simula la señal real que recibe el inyector desde la ECU durante su uso en el motor. Los parámetros que definen la señal utilizada se han obtenido a partir de la información proporcionada por el fabricante. De forma ideal, dicha señal se compone de un primer impulso de 15 amperios y corta duración (0.1 ms), tras el cual se reduce la intensidad a 9 A durante un máximo de 0.35 ms y, finalmente, en caso de que el tiempo de apertura de la inyección sea mayor de 0.45 ms, se reduce de nuevo la intensidad hasta 7 A, intensidad que se mantendrá hasta el final de la inyección. Las sucesivas reducciones de intensidad en la señal que envía la ECU se realizan para minimizar el consumo eléctrico, y ayudan a reducir la fuerza electromagnética residual del solenoide tras la interrupción de la señal.

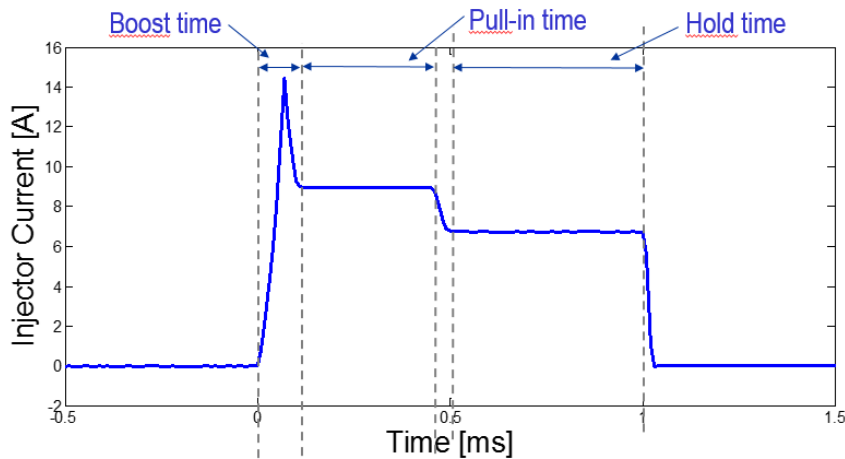


Ilustración 32: Perfil de corriente de la señal de apertura del inyector

En la realidad las intensidades especificadas no se alcanzan con exactitud debido a las pérdidas que se producen durante la generación y transmisión de la señal. Los perfiles de corriente de cada punto de operación ensayado se han guardado para su uso durante la validación del modelo, de forma que la comparación entre los resultados experimentales y el modelo sea lo más exacta posible.

3.3.2.3. Medida de la tasa inyectada

Para la medida de cada punto de operación se han ensayado 50 muestras, de cuyo promedio se obtiene el resultado final de cada ensayo. Estas repeticiones se realizan para asegurar que los resultados de cada punto de operación son estadísticamente confiables. La señal captada por el sensor piezoeléctrico es recibida por un sistema de adquisición de datos, desde donde se transmite al ordenador. La configuración entre el ordenador y el receptor se realiza a través del propio software del sistema de adquisición de datos. En el ordenador un programa desarrollado internamente en *Matlab*, el *xtasutiles*, se encarga de organizar los archivos de las 50 muestras para su procesado.

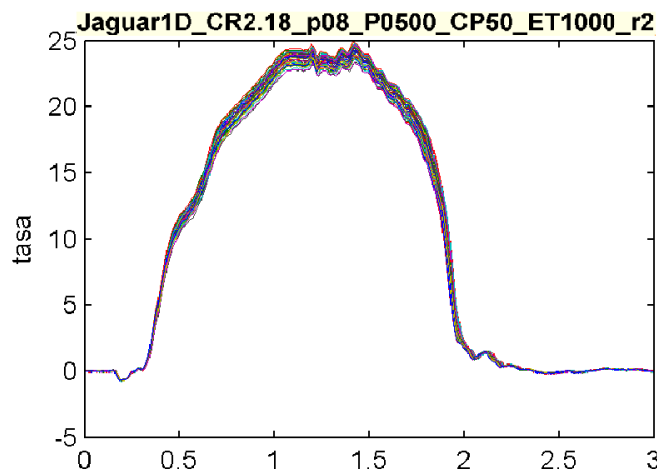


Ilustración 33: Gráfico de la medida de 50 muestras de la tasa inyectada

A partir de la señal de la onda de presión obtenida del captador piezoeléctrico se calcula la señal de flujo másico instantáneo de la inyección. Simplificando el cálculo, se aplica la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento en la dirección del tubo, y se sustituye la expresión del gasto másico para obtener:

$$\dot{m} = \frac{A_t}{a} \Delta p \quad (3)$$

Donde A_t es la sección del tubo, Δp la variación de presión medida por el captador, y a la velocidad del sonido. Dado que la velocidad del sonido depende de la temperatura del fluido, es necesario utilizar sensores de temperatura durante la medida de la tasa inyectada para obtener la temperatura del combustible en el tubo y calcular así la velocidad del sonido de forma precisa.

La masa total inyectada se puede calcular fácilmente realizando el cálculo integral de la tasa inyectada obtenida como:

$$m = \int \dot{m} dt \quad (4)$$

3.3.2.4. Ajuste de la integral

Además de usar la señal del captador piezoeléctrico, para obtener la masa total inyectada se utiliza también la balanza de precisión de la instalación. A través del software *xbalancin*, otro programa en *Matlab* desarrollado por el CMT, se conecta la balanza de precisión al ordenador para obtener la variación de masa de combustible en cada inyección. De esta forma se obtiene la masa de combustible de 2 formas distintas: mediante la balanza de precisión y mediante el cálculo integral de la tasa inyectada.

El resultado de la balanza de precisión se utiliza para comprobar la fiabilidad del resultado obtenido mediante el captador piezoeléctrico. Se considera que la medida de este es válida cuando el error con respecto al valor real de la balanza es menor al 5%.

3.3.2.5. Fenómeno de acumulación en la medida del flujo másico

La señal del flujo másico obtenida sufre un fenómeno de acumulación debido a la variación de la presión y temperatura en el interior del tasímetro provocada por las sucesivas inyecciones durante los ensayos.

Antes de la inyección el fluido en el tasímetro se encuentra en reposo. Al iniciar las inyecciones de combustible, éste cede parte de su cantidad de movimiento al fluido en reposo, con lo que al llegar al captador (que se encuentra inevitablemente separado del inyector) el flujo tendrá una menor cantidad de movimiento. Una vez el fluido en el tasímetro queda acelerado y se alcanzan condiciones estacionarias este fenómeno desaparece. Al final el ensayo se produce el efecto opuesto: al finalizar la inyección el captador seguirá registrando una señal de presión debida a la inercia del flujo en el tasímetro.

Este fenómeno es corregido durante el tratamiento de la señal de tasa inyectada de combustible para asegurar la consistencia de los resultados [26].

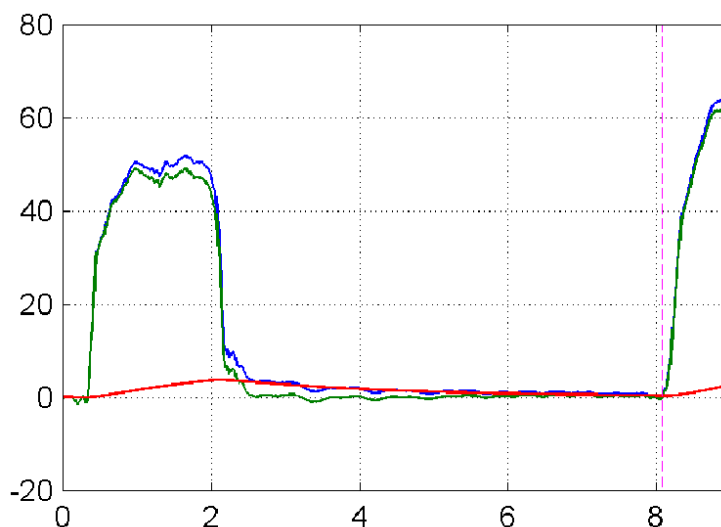


Ilustración 34: Gráfico de la corrección del fenómeno de acumulación

3.3.2.6. Plan de ensayos de la medida de la tasa inyectada

Los ensayos de medida la tasa de inyección de combustible se realizarán a una temperatura de entrada de combustible al inyector de 50°C. Para cada ensayo se debe de definir la presión de inyección, la contrapresión de la cámara, la duración de la inyección y, en el caso de los ensayos de inyecciones múltiples, el tiempo entre inyecciones.

El plan de ensayos se divide en 2 fases: una primera fase de inyecciones simples, y una segunda fase de inyecciones dobles, que incluye estrategias de preinyección, inyección partida y post-inyección.

Inyección simple		
Prail - Presión de rail (bar)	Pb - Contrapresión (bar)	ET - Tiempo de inyección (ms)
300	50	200
300	50	300
300	50	400
300	50	1000
300	25	200
300	25	300
300	25	400
300	25	1000
300	80	200
300	80	300
300	80	400
300	80	1000

500	50	200
500	50	300
500	50	400
500	50	1000
500	25	200
500	25	300
500	25	400
500	25	1000
500	80	200
500	80	300
500	80	400
500	80	1000
1000	50	200
1000	50	300
1000	50	400
1000	50	1000
1800	50	200
1800	50	300
1800	50	400
1800	50	1000

Tabla 1: Plan de ensayos de medida de la tasa inyectada - Inyección simple

Inyección Doble				
Prail Presión de rail (bar)	Pb Contrapresión (bar)	ET1 Tiempo de inyección 1 (ms)	DT1 Tiempo entre inyecciones (ms)	ET2 Tiempo de inyección 2 (ms)
300	50	200	150	400
300	50	200	250	400
300	50	200	500	400
300	50	200	800	400
300	50	400	150	200
300	50	400	250	200
300	50	400	500	200
300	50	400	800	200
1000	50	200	150	400
1000	50	200	250	400
1000	50	200	500	400
1000	50	200	800	400
1000	50	400	150	200
1000	50	400	250	200
1000	50	400	500	200
1000	50	400	800	200

1000	50	200	150	200
1000	50	200	250	200
1000	50	200	500	200
1000	50	200	800	200
1800	50	200	150	1000
1800	50	200	250	1000
1800	50	200	500	1000
1800	50	200	800	1000
1800	50	1000	150	200
1800	50	1000	250	200
1800	50	1000	500	200
1800	50	1000	800	200
1800	50	200	150	200
1800	50	200	250	200
1800	50	200	500	200
1800	50	200	800	200

Tabla 2: Plan de ensayos de medida de la tasa inyectada - Inyección doble

3.3.3. Flujo a través de los orificios

Debido a los complejos fenómenos fluidodinámicos que se pueden producir cuando un flujo atraviesa un orificio, la caracterización hidráulica de los orificios más importantes del inyector resulta de gran importancia a la hora de modelar con exactitud el comportamiento del mismo. Para ello se utilizarán las instalaciones de medida de permeabilidad del CMT.

Con la medida en condiciones de régimen estacionario del flujo a través de los orificios, y las características geométricas del mismo, se puede obtener el coeficiente de descarga del orificio para distintos regímenes de funcionamiento del inyector.

Así pues se debe de realizar la caracterización hidráulica de los principales orificios del inyector, los cuales son: los orificios de la tobera y los orificios de entrada y de salida del volumen de control.

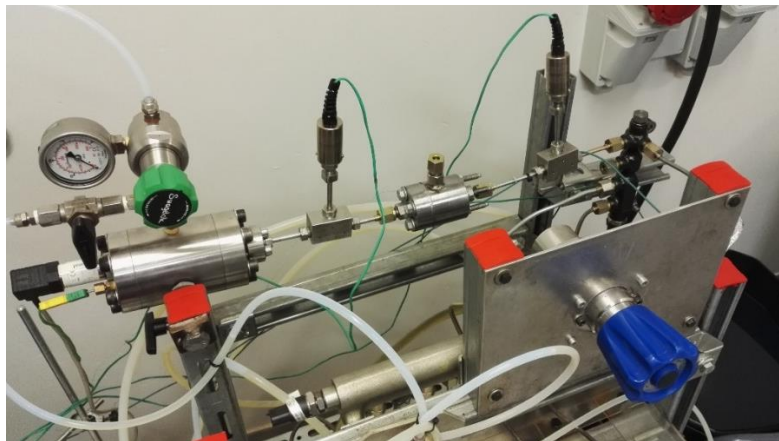


Ilustración 35: Instalación de medida de permeabilidad

3.3.3.1. Descripción de la instalación de permeabilidad

Básicamente se trata de una instalación presurizada, en la que se alcanzan unas condiciones estacionarias de funcionamiento para medir el caudal de combustible que trasiega el orificio que se desea ensayar. El combustible se bombea desde un depósito, donde es previamente filtrado, para evitar que partículas indeseadas perturben el ensayo, y circula por un intercambiador de calor para mantener una temperatura de entrada aproximadamente constante. A continuación el combustible circula a través de un rail, donde una llave de paso variable permite fijar la presión de entrada deseada para el ensayo, utilizando un sensor de presión que transmite la señal hasta un sistema de adquisición de datos.

Tras circular por un segundo rail, el combustible es conducido a través de líneas de alta presión hasta el orificio que se está ensayando, tras lo cual el combustible se descarga en una cámara presurizada, donde se fija una determinada contrapresión, para así controlar la diferencia de presiones en cada ensayo (de forma similar a como se realiza en los ensayos de la tasa inyectada). La temperatura del combustible se mide antes y después de circular por el orificio, al atravesar la cámara presurizada y en el depósito de combustible.

Finalmente el combustible es conducido hasta un recipiente situado en una balanza de precisión, para medir la masa de combustible que ha circulado por el orificio ensayado en un tiempo determinado.

Dado que el montaje de la instalación varía en ciertos componentes en función del orificio que se desee ensayar, en primer lugar se procederá a explicar el montaje en caso de medir los orificios del volumen de control, y a continuación se especificarán los cambios a realizar en caso de ensayar los orificios de la tobera del inyector.

Orificios del volumen de control

En primer lugar, para poder ensayar los orificios de entrada y de salida del volumen de control es necesario diseñar un banco de pruebas, que debe de ser compatible con el resto de la instalación de medida de permeabilidad y ser capaz de contener al volumen de control sin que se produzcan fugas de combustible durante los ensayos.

Para ello se ha recurrido a la experiencia previa del CMT en este tipo de ensayo, y se ha diseñado un banco de pruebas basado en ensayos anteriores capaz de cumplir con los requisitos necesarios:

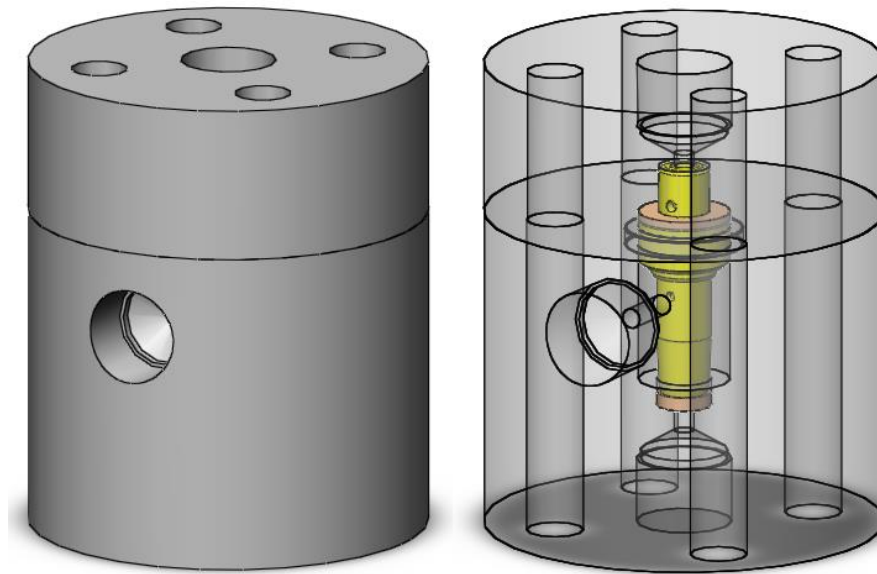


Ilustración 36: Banco de pruebas del volumen de control

Para reducir costes y tiempo de fabricación, y maximizar el uso del banco de pruebas, se ha diseñado de forma que sea posible ensayar tanto el orificio de entrada como el de salida en el mismo banco de pruebas, cambiando únicamente su montaje en la instalación de permeabilidad, para cambiar la dirección de entrada y de salida del flujo de combustible. Se debe tener en cuenta que el combustible debe entrar al orificio con la misma dirección y sentido que durante el funcionamiento normal del inyector para obtener resultados verdaderamente representativos a partir de los ensayos de permeabilidad.

Así pues, al ensayar el orificio de entrada el flujo debe entrar en el banco de pruebas por el orificio de la sección central y salir por el orificio inferior, mientras que para ensayar el orificio de salida el combustible entrará por el orificio inferior y saldrá por el orificio superior. El orificio del banco de pruebas que no se utiliza en cada ensayo se cierra para evitar fugas.

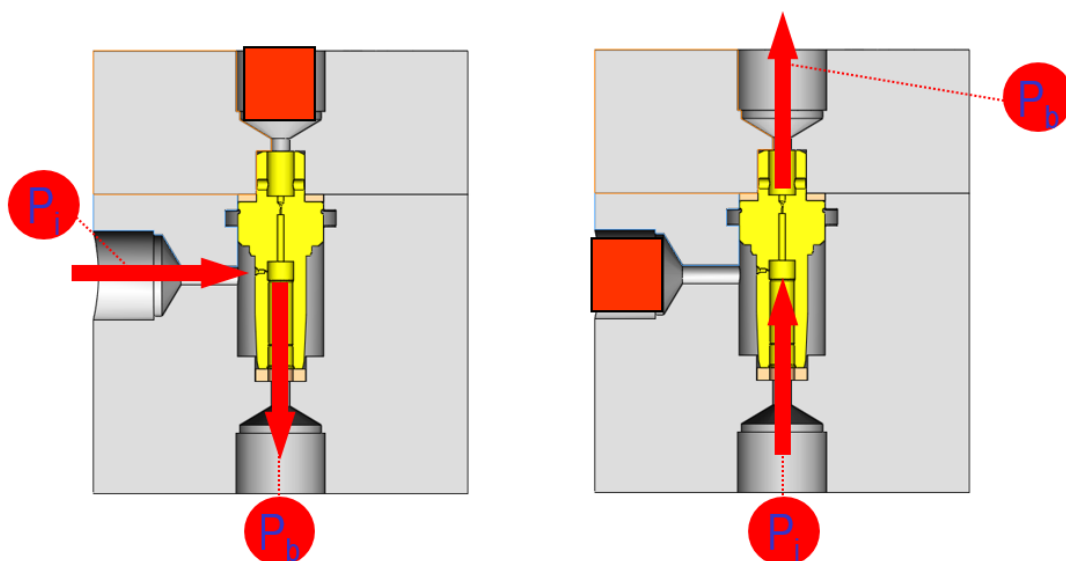


Ilustración 37: Configuración del banco de pruebas del volumen de control para ensayar el orificio de entrada (izqda.) y de salida (dcha.)

Una de las partes más complejas del montaje del banco de pruebas es garantizar la ausencia de fugas entre la sección superior y la inferior. Si el sellado entre el volumen de control y el banco de pruebas no es capaz de soportar las presiones más altas del plan de ensayos se producirán fugas de combustible, y las medidas obtenidas conducirán a resultados erróneos en el modelo.

Tras probar diversas combinaciones y métodos (distintas juntas tóricas, arandelas de distintos materiales y en distinta combinación, etc.) para tratar de garantizar el sellado, se ha llegado a una solución capaz de sellar el banco de pruebas durante todos los ensayos. La configuración final ha consistido en 2 arandelas de acero inoxidable, una en la sección superior y otra en la inferior, capas de viton para el contacto de dichas arandelas con el banco de pruebas, y una junta tórica cerca de la separación entre las 2 mitades del banco de pruebas. De esta forma se combina la resistencia del acero inoxidable, que garantiza una mínima deformación al cerrar el banco de pruebas, con la deformación del viton que permite asegurar un sellado correcto.



Ilustración 38: Disposición del volumen de control en el interior del banco de pruebas

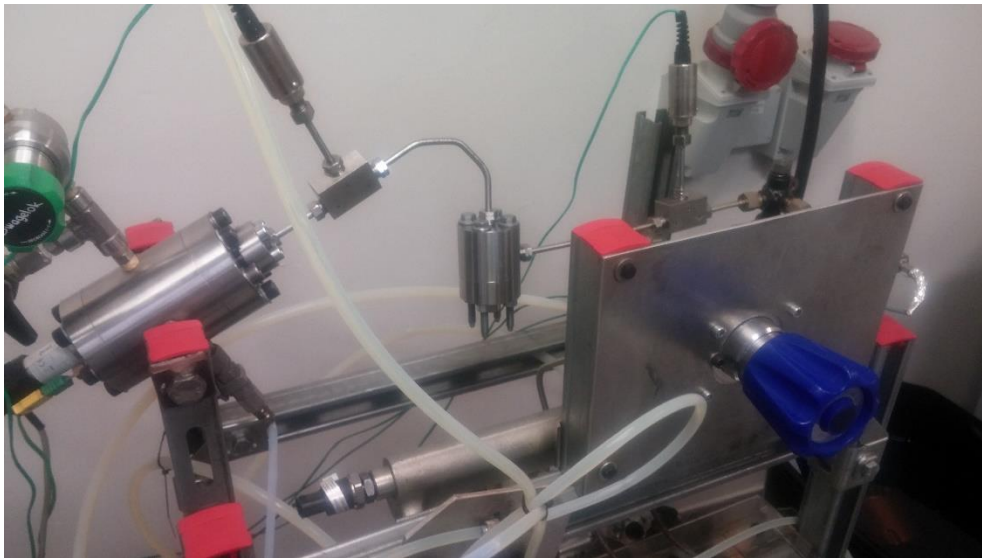


Ilustración 39: Montaje para el ensayo del orificio de entrada del volumen de control

Tobera

Para realizar los ensayos de permeabilidad de los orificios de la tobera se deben de realizar una serie de modificaciones en el montaje de la instalación.

El banco de ensayos no es necesario en este caso, por lo que su posición es sustituida por una línea recta, que conduce el combustible directamente hasta la cámara presurizada. Debido a esto ya no son necesarios los 2 termopares que se situaban antes y después del mismo, ya que la tobera se monta directamente sobre la cámara presurizada, de forma que la medida de temperatura en la misma sirve también como medida de temperatura tras atravesar el orificio (en principio es indiferente cuál, dada la proximidad entre ambos en esta configuración).

Para montar la tobera en la propia cámara presurizada, se utiliza un portatoberas, en el que para los ensayos anteriores se montaba una tobera de orificio único (de un diámetro similar a las líneas de combustible utilizadas, para no perturbar las medidas durante los ensayos). El resto de la instalación permanece igual.

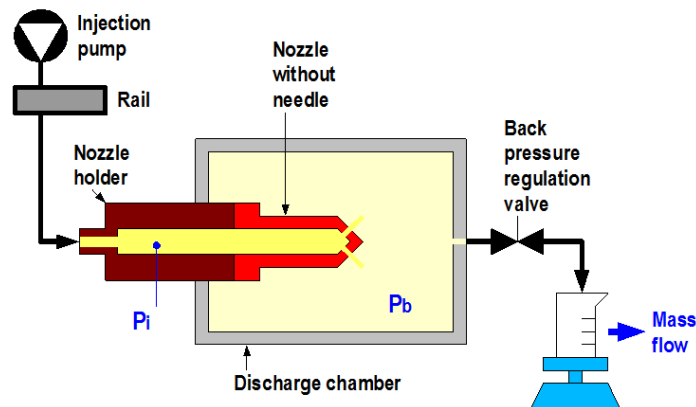


Ilustración 40: Esquema simplificado de la instalación de medida de permeabilidad de los orificios de la tobera

3.3.3.2. Procedimiento de medida de permeabilidad

Para medir la masa de combustible trasegada se utiliza nuevamente el programa *xbalancin* del CMT, a través de cual se conecta el ordenador con la balanza de precisión de la instalación. Tras arrancar la instalación se fijan las condiciones de presión y contrapresión del ensayo, y se esperan 80 segundos aproximadamente antes de comenzar a tomar medidas, para garantizar que se han alcanzado condiciones estacionarias en el flujo.

Tras este periodo de espera, el programa comienza a tomar medidas de la variación instantánea de la masa en la balanza durante un periodo de tiempo de 1 minuto, hasta que se tienen datos suficientes para obtener el gasto másico y la desviación estándar de la medida, junto con otros cálculos estadísticos, utilizados para validar la medida. Finalmente se inicia la medida en sí en el programa, y tras 3 – 4 segundos se graban los resultados obtenidos.

Este momento se toman también los valores de temperatura de la instalación para cada ensayo, ya que la variación de las presiones y la continua recirculación del combustible provocan un aumento de la temperatura del mismo a lo largo de los sucesivos ensayos, especialmente cuando se tienen presiones de entrada elevadas.

3.3.3.3. Cálculo del coeficiente de descarga

El coeficiente de descarga de cada orificio se calcula como el cociente entre el flujo másico obtenido experimentalmente y el flujo másico máximo teórico:

$$Cd = \frac{\dot{m}_{experimental}}{\dot{m}_{teórico}} \quad (5)$$

Mientras que el valor experimental lo proporciona directamente como resultado el programa *xbalancin*, el valor teórico del gasto másico se debe de calcular a partir de otros parámetros, siguiendo la siguiente fórmula:

$$\dot{m}_{teórico} = u_{teórico} * \rho_f * A \quad (g/s) \quad (6)$$

Donde:

- **A**: es el área geométrica del orificio, o la suma del área de todos los orificios en el caso de la tobera
- **$u_{teórico}$** : es la velocidad teórica del flujo al trasegar el orificio, calculada como:

$$u_{teórico} = \sqrt{\frac{2 * (P_i - P_b)}{\rho_f}} \quad (m/s) \quad (7)$$

Siendo P_i y P_b , respectivamente, la presión y la contrapresión del ensayo.

- **ρ_f** : es la densidad del combustible en el ensayo, calculada a partir de la correlación explicada en la sección 3.3.1.

Para introducir la variación en el valor del coeficiente de descarga de los orificios ensayados en el modelo del inyector, se va a utilizar la relación del coeficiente de descarga con el número de Reynolds, ya que resulta sencillo de obtener a partir del propio modelo al venir definido por los siguientes parámetros:

$$Re = \frac{u_{teórica} * d}{\nu} \quad (8)$$

Siendo $u_{teórica}$ la velocidad del flujo definida anteriormente, d el diámetro del orificio (o suma del diámetro de todos los orificios en la tobera), ν la viscosidad cinemática del fluido, calculada a partir de la correlación correspondiente.

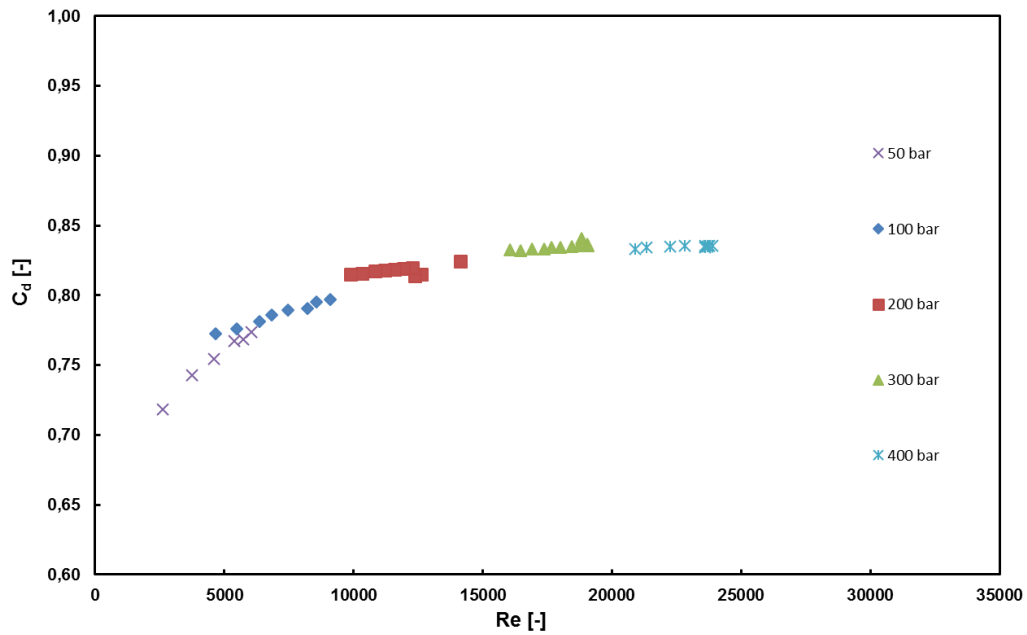


Ilustración 41: Cd y Re en el orificio de entrada del volumen de control

Por otra parte, se puede definir el número de cavitación, que expresa el potencial cavitatorio de un fluido, como [27]:

$$K = \frac{P_i - P_{vap}}{P_i - P_b} \tag{9}$$

Donde P_{vap} es la presión de vapor del combustible.

Las condiciones de cavitación críticas, a partir de las cuales se produce cavitación en el orificio en unas condiciones determinadas de P_i y P_b , se pueden identificar a través del número de cavitación crítico, $K_{crítico}$. Cuando existe cavitación, es decir, cuando $K < K_{crítico}$, el coeficiente de descarga depende del número de cavitación, calculándose a través de la siguiente expresión:

$$C_d = C_c * \sqrt{K} \tag{10}$$

Donde C_c es el coeficiente de contracción del orificio (A_c/A_0).

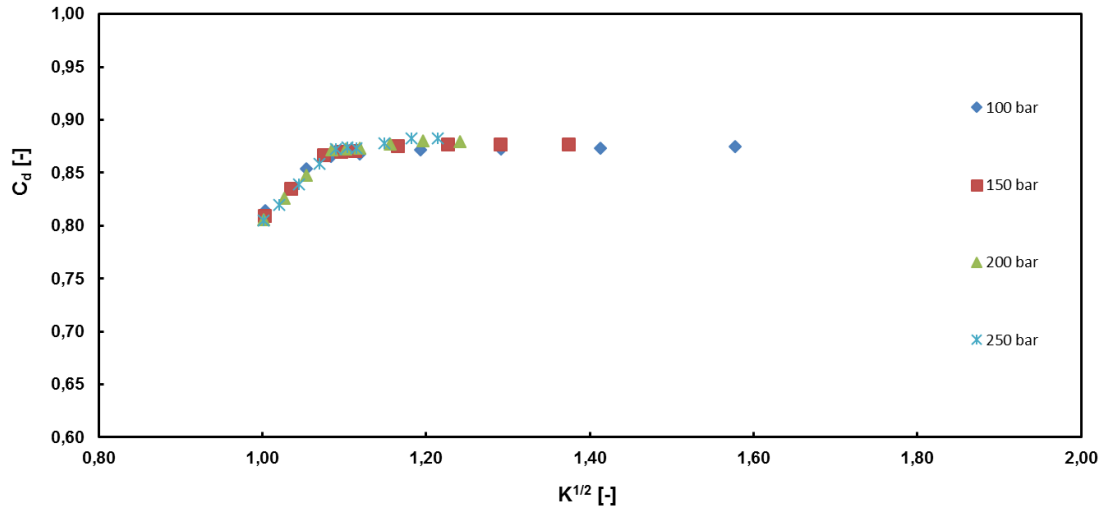


Ilustración 42: Cd y K en el orificio de salida del volumen de control

3.3.3.4. Plan de ensayos de permeabilidad

Para realizar los ensayos de permeabilidad solo es necesario definir 2 parámetros: la presión del raíl y la contrapresión de la cámara presurizada. De esta forma, se ha definido un plan de ensayos individual para cada orificio:

Volumen de control - Orificio de entrada	
Presión (bar)	Contrapresión (bar)
50	0
50	5
50	10
50	20
50	30
50	40
100	0
100	10
100	20
100	30
100	40
100	50
100	60

Volumen de control - Orificio de salida	
Presión (bar)	Contrapresión (bar)
50	0
50	5
50	10
50	20
50	30
50	40
100	0
100	10
100	20
100	30
100	40
100	50
100	60

Tobera - Orificios	
Presión (bar)	Contrapresión (bar)
100	0
100	10
100	20
100	30
100	40
100	50
100	60
200	0
200	10
200	20
200	30
200	40
200	50

100	70
200	0
200	10
200	20
200	30
200	40
200	50
200	60
200	70
200	80
200	90
300	0
300	5
300	10
300	20
300	30
300	40
300	50
300	60
300	70
300	80
300	90
400	0
400	10
400	20
400	30
400	40
400	60
400	80
400	100
400	110

150	0
150	10
150	20
150	25
150	30
150	40
150	50
150	60
150	70
200	0
200	10
200	20
200	30
200	40
200	50
200	60
200	70
200	80
200	90
250	0
250	10
250	20
250	30
250	40
250	45
250	50
250	60
250	70
250	80

200	60
250	30
250	40
250	45
250	50
250	60
250	70
250	80
300	0
300	10
300	20
300	30
300	40
300	50
300	60
400	0
400	10
400	20
400	30
400	40
400	50
400	60
500	0
500	10
500	20
500	30
500	40
500	50
500	60

Tabla 3: Plan de ensayos de medida de permeabilidad

3.4. Herramientas computacionales

Para la realización del modelo se han utilizado básicamente 2 programas distintos. En primer lugar se explicará el uso del programa de diseño asistido por ordenador *SolidWorks 2012*, y en segundo lugar el uso del programa de modelado y simulación *GT-Power*.

3.4.1. SolidWorks 2012

SolidWorks 2012 es un programa de diseño asistido por ordenador, o CAD (por sus siglas en inglés, *Computer-Aided Design*) utilizado principalmente para el modelado mecánico en 3D, desarrollado por la empresa Dassault Systèmes - SolidWorks Corporation. El programa permite modelar piezas y realizar ensamblajes de las mismas, y extraer planos técnicos y otra información del modelo creado.

Este programa se ha utilizado en primer lugar para realizar el postprocesado de las imágenes adquiridas mediante los microscopios descritos previamente. Cargando las distintas imágenes, con su respectiva escala ya incluida en las mismas, *SolidWorks 2012* permite obtener las dimensiones reales de la pieza de forma rápida y sencilla utilizando directamente las herramientas de dibujo en croquis del mismo.

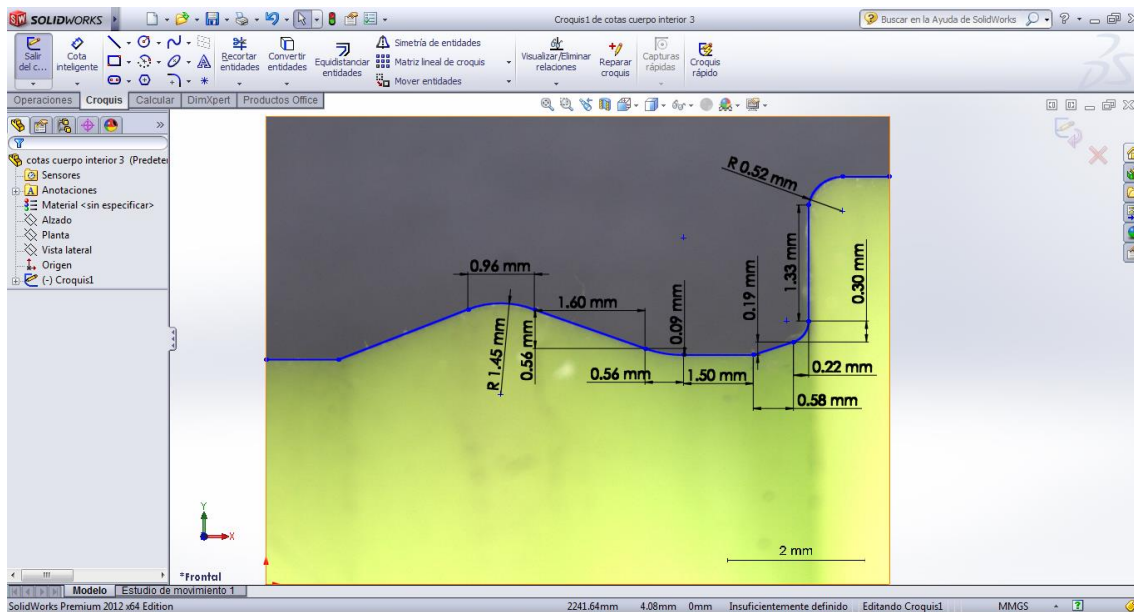


Ilustración 43: Postprocesado de una imagen del microscopio óptico en SolidWorks 2012

De esta forma se utiliza el programa para obtener los parámetros necesarios para realizar el modelo geométrico de cada una de las distintas piezas que componen el conjunto del inyector.

El siguiente paso consiste en la creación de un modelo tridimensional de cada una de las susodichas piezas utilizando el propio *SolidWorks 2012*, para finalmente realizar el ensamblaje de todas ellas hasta obtener un modelo completo del inyector.

La realización de este modelo tiene un objetivo doble. En primer lugar, ensamblar todas las piezas permite comprobar que las medidas obtenidas de cada una de forma individual son coherentes y permiten el montaje del inyector. En caso de existir cualquier tipo de error o incertidumbre será fácilmente identificable al no poder completarse el ensamblaje apropiadamente y se podrá proceder a su corrección, evitando que se traslade al modelo 1D del inyector más adelante. En segundo lugar, una vez completado el modelo tridimensional, las propias herramientas que incorpora *SolidWorks 2012* facilitan el cálculo de longitudes,

diámetros y volúmenes existentes en las piezas, y especialmente entre las mismas, garantizando su exactitud al introducir dichos parámetros geométricos en el modelo 1D posterior.

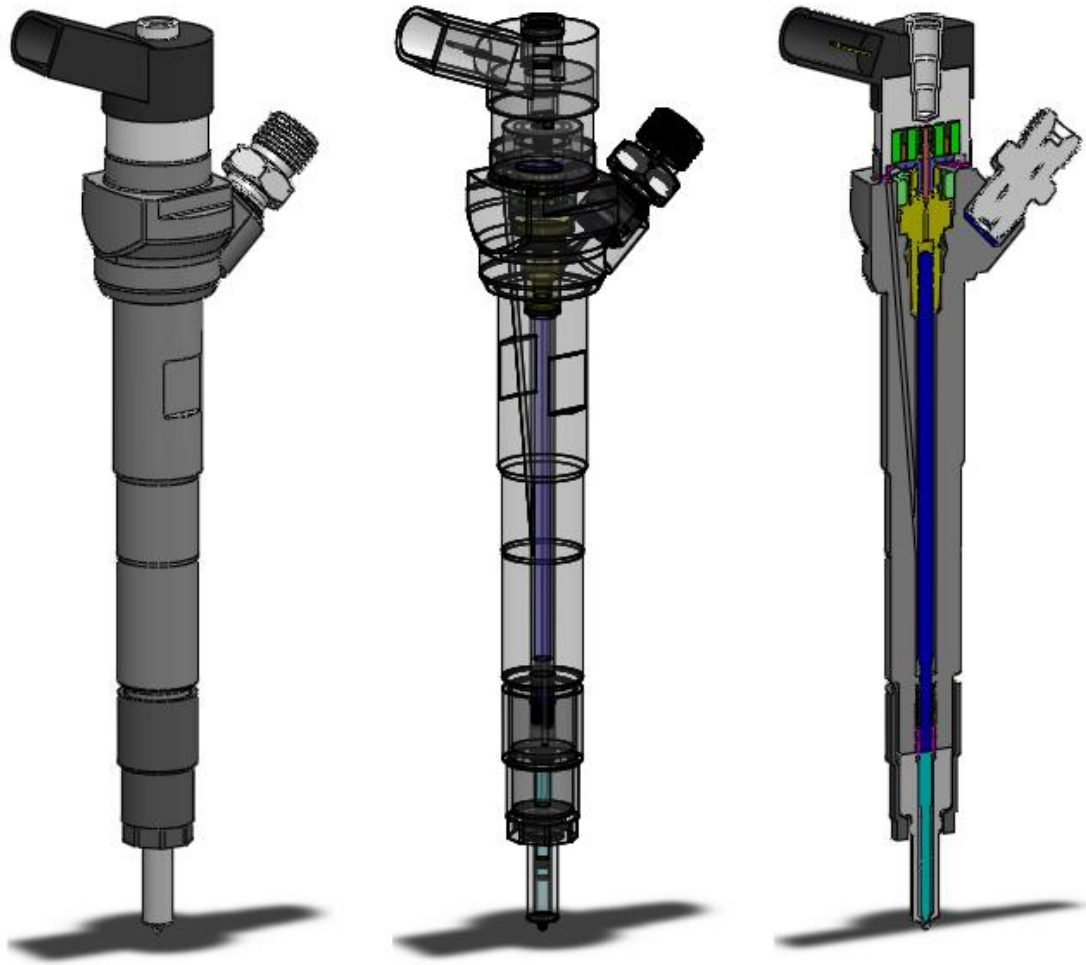


Ilustración 44: Modelo tridimensional del inyector en SolidWorks 2012

3.4.2. GT-Power 7.5






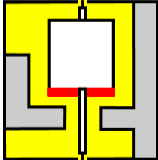
GT-Power 7.5 es un programa de simulación 1D multifísico utilizado principalmente en la industria automovilística, diseñado por la empresa *Gamma Technologies*. Ofrece un amplio rango de funcionalidades, desde el diseño conceptual hasta el diseño detallado de un sistema o subsistema, incluyendo análisis de componentes, optimización del diseño o investigación.

La base del modelado mediante *GT-Power 7.5* es el uso de sus distintas librerías de elementos (electromagnético, de control, térmico, etc.). De esta forma, mediante la combinación de elementos básicos de diferentes librerías se puede modelar el comportamiento de cualquier sistema complejo que se desee.

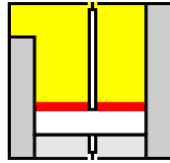
Este programa hace uso de una interfaz gráfica intuitiva. Dicha interfaz viene dada en forma de símbolos, o iconos, que representan cada uno de los elementos disponibles en las distintas librerías del programa.

Dada la gran cantidad de elementos disponibles en *GT-Power*, y la complejidad de algunos de ellos, a continuación se realizará una breve explicación, por librerías, de los principales elementos utilizados en la realización del modelo del inyector.

3.4.2.1. Flow

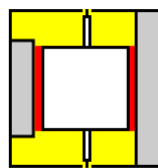
<u>EndEnvironment</u>		Permite fijar las condiciones de contorno del medio ambiente, es decir, fijar la presión, temperatura y composición del fluido en las entradas y/o salidas del sistema hidráulico.
<u>PipeRound</u> <u>Round Pipe with Bend</u>		Simula tuberías de sección circular, e incluir opcionalmente cierta curvatura en la tubería. Los datos de la curvatura se usan para calcular automáticamente las pérdidas de presión y carga asociadas.
<u>PipeCrossSection</u> <u>Pipe with Irregular</u> <u>Cross-Section and</u> <u>Bend</u>		Similar al elemento anterior, se utiliza para tuberías de sección irregular, con o sin curvatura. Se deben de introducir el área de la sección transversal y el perímetro mojado, para así calcular un diámetro hidráulico.
<u>OrificeCavitateConn</u> <u>Orifice between two</u> <u>flow components</u>		Se utilizar para modelar orificios entre 2 elementos hidráulicos en el que se puede producir cavitación. Permite múltiples métodos de cálculo del coeficiente de descarga, en función de la geometría o el coeficiente de descarga crítico.
<u>FlowSplitGeneral</u> <u>Flow Volume with</u> <u>General Geometry</u>		Este elemento permite simular un volumen conectado a 1 o más componentes del sistema hidráulico, pudiéndose definir cualquier tipo de división del flujo (número de salidas, dirección, etc.) que se desee.
<u>FlapperValve</u> <u>Flat Poppet with Flat</u> <u>Seat</u>		Este objeto se utiliza para modelar una válvula de asiento plano. El asiento de válvula se asume fijo. Este elemento calcula la variación del área de flujo en función del levantamiento de la válvula, las fuerzas de presión sobre la misma y la redistribución del volumen de los elementos hidráulicos adjuntos debido a la elevación respecto al asiento. Puesto que este elemento no simula la masa, en la conexión con elementos mecánicos del mismo se debe de situar una masa que represente la válvula.

FluidPiston
Fluid Piston for
Pressure Forces and
Volume Change



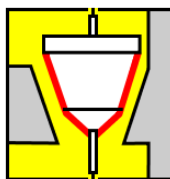
Este objeto se utiliza para modelar la interacción entre elementos mecánicos e hidráulicos. Específicamente, permite modelar la fuerza debida a la presión en la cámara aplicada en la masa conectada a este elemento, y la variación de presión debida al desplazamiento de dicha masa. Es posible cambiar la representación del elemento en función de si el extremo es abierto o cerrado. La masa del elemento y el volumen de la cámara no se modelan en este elemento. El componente de masa conectado hace referencia al vástago.

LeakagePastPiston
Piston with Annular
Leakage



Este elemento modela el flujo de fuga laminar que se produce en un cilindro entre el pistón y las paredes, donde el espacio de fuga es mucho más pequeño que el diámetro del pistón. Se tiene en cuenta la longitud de fuga variable debida al desplazamiento de la masa conectada al elemento (flujo de Poiseuille). Permite modelar el espacio de fuga en función de la presión, temperatura o velocidad del pistón. La carcasa del cilindro se asume fija.

ConicalPoppetConSeat
Double Conical Poppet
with Conical Seat



Este objeto se utiliza para modelar un vástago cónico con asiento cónico. El asiento de la válvula se supone fijo. En este elemento se calcula la variación del área de paso del flujo en función del levantamiento de la varilla, las fuerzas de presión hidráulicas y la redistribución del volumen de los componentes hidráulicos adjuntos debido a la elevación del asiento. Nuevamente la masa de la varilla no se modela en este elemento.

InjNozzConn
Nozzle Holes of
Detailed, Predictive
Injector Model



Este elemento se utiliza específicamente para modelar los orificios de la tobera de un inyector de forma detallada en un modelo predictivo, que incluya los volúmenes hidráulicos del inyector y las interacciones mecánicas e hidromecánicas. También incluye múltiples métodos para modelar el comportamiento del coeficiente de descarga de los orificios de la tobera.

3.4.2.2. Mechanical

Spring
Massless Spring
Connection



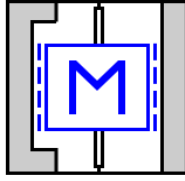
Este objeto representa un muelle estándar sin masa, utilizado para conectar elementos con grado de libertad de traslación.

Damper
Translational Damper
Connection



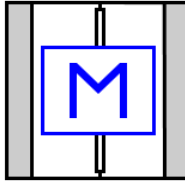
Este elemento se utiliza para simular una fuerza de amortiguamiento entre 2 elementos con grado de libertad de traslación.

MassWithContacts
Linear Inertia with
Upper/Lower Contacts
and Friction



Este elemento permite modelar una masa lineal en 1D perteneciente a una pieza, junto con contactos en la parte superior y/o inferior que limitan su movimiento. También incluye diversos métodos para modelar la fricción del movimiento con distinto nivel de detalle.

Mass
Mass (Lumped Linear
Inertia)



Este elemento describe el atributo una masa genérica (inercia lineal) de un componente, sobre la cual actúan una serie de fuerzas externas en 1D. Dichas fuerzas externas y la inercia lineal de la masa se utilizan para obtener su movimiento lineal.

Ground
Ground with Zero or
Known Position



Se utiliza para definir un nodo fijo de posición y ángulo conocidos. Si no se especifican ninguno de estos atributos se asume un valor de 0 para ambos.

3.4.2.3. Electromagnetic

GroundElectrical
Electrical Ground



Este elemento se utiliza como punto de referencia en un circuito eléctrico, definiendo el punto de 0 potencial eléctrico. Todos los componentes eléctricos deben pertenecer a un circuito cerrado, y todo circuito cerrado debe incluir este elemento. Puesto que solo permite una conexión, este elemento se suele conectar con el nodo eléctrico del circuito.

NodeElectrical
Electrical Junction



Este objeto se utiliza para modelar la conexión ideal de 2 o más líneas eléctricas. Se le considera un nodo de potencial eléctrico común, de forma que a toda línea conectada se le aplican las leyes de Kirchhoff.

SourceCurrent
Current Source



Este elemento modela un componente que impone una determinada corriente en la línea eléctrica a la que pertenece. Se puede combinar con una resistencia en paralelo para modelar situaciones en las que hay más de un elemento de estas características en la misma línea.

Resistor
Resistor



Este componente modela una resistencia eléctrica clásica. En ella se disipa energía eléctrica mediante una caída de voltaje, de acuerdo con la ley de Ohm.

Coil
Electrical to Magnetic
Link



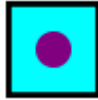
Este objeto modela la conversión de energía eléctrica en magnética, y viceversa. Sirve como un enlace entre los dominios eléctrico y magnético.

GroundMagnetic
Magnetic Ground



Modela el punto de referencia de un circuito magnético, de la misma forma y con las mismas características con las que se modela un punto de referencia para un circuito eléctrico.

NodeMagnetic
Magnetic Junction



Este elemento modela un punto de unión ideal en un circuito magnético del mismo modo que se modela un punto de unión ideal eléctrico.

MagneticCompRadial
Magnetic Component
with Radial Flux



Este objeto modela un componente cilíndrico hueco que permite el paso de un determinado flujo magnético radial cuando una fuerza magneto-motriz se aplica a través de sus terminales.

MagneticCompAxial
Magnetic Component
with Axial Flux



Este objeto modela un componente que permite el paso de un determinado flujo magnético axial a lo largo de su eje cuando una fuerza magneto-motriz se aplica a través de sus terminales.

MagneticAirGapRect
Rectangular or Square
Air Gap



Este elemento se utiliza para modelar un espacio de aire entre 2 componentes magnetizados cuya área de sección transversal es rectangular. Sirve de enlace entre el dominio magnético y el dominio mecánico lineal en 1D.

3.4.2.4. Control

SensorConn
Sensor Connection



Este elemento proporciona una conexión de sensor de control entre un componente hidráulico o mecánico y un componente de control. Muchos elementos hidráulicos y mecánicos tienen atributos que pueden ser monitorizados por el sensor, el cual transmite los parámetros deseados a un componente de control.

Product
Product



Este componente produce una salida que es resultado de la multiplicación y/o división de una o más señales de entrada.

Gain
Gain



Este elemento produce una señal de salida que es la señal de entrada multiplicada por un valor escalar.

Limiter
Limit Signal Range



Este elemento se utiliza para imponer límites superiores y/o inferiores a la señal de entrada, y límites de velocidad de variación a la señal de salida.

Lookup1D
1D Table Lookup or
Equation



En este componente se utiliza la señal de entrada para buscar un valor en una tabla unidimensional o una ecuación y producir la correspondiente señal de salida.

Switch
Switch



Este elemento produce una salida que es conmutable entre 2 señales de entrada diferentes. Una tercera señal, la señal de control, se utiliza para accionar el interruptor. La señal de control, el umbral, y criterio del umbral forman la “ecuación del umbral” para determinar que señal pasa a la salida.

SignalGenerator
Signal Generator



Este elemento permite producir una señal de salida impuesta por el usuario. La señal se puede generar a través de varias opciones (constante, lineal, etc.). También puede generar una señal de la hora actual, el ángulo o el ciclo de cada paso de tiempo

ActuatorConn
Actuate/Pilot a Value
in Multi-Physics
Templates



Este elemento es una conexión entre la librería de control y las librerías multifísicas (térmica, mecánica, etc.). Permite establecer de forma externa los atributos de un determinado elemento durante la simulación. La actualización de dicho atributo se realiza en cada instante de tiempo de la simulación. Se debe de tener en cuenta que esta actualización esta siempre un instante de tiempo retrasada, ya que hasta que no se resuelve el primer paso de tiempo de la simulación no se han calculado los parámetros que sirven a su vez para calcular esta actualización. En el primer paso de tiempo se utiliza el valor del atributo introducido inicialmente en el elemento.

3.4.2.5. Configuración de la simulación

Para realizar cualquier simulación en *GT-Power*, se deben de configurar una serie de parámetros que afectan a los métodos de resolución que utilizará el programa para resolver el modelo planteado.

TimeControl

En esta sección se utiliza para definir el tiempo de simulación y las variables de control del tiempo. Los atributos de esa sección se deben de definir para todas las simulaciones.

Para este proyecto se debe de indicar que se trata de una simulación continua, ya que no se incluye un evento periódico (como pudiera ser en el caso de simular el funcionamiento de un motor). Por su parte, se ha fijado el máximo tiempo de simulación en 4.5 ms, el cual siempre se alcanzará, ya que se ha especificado que la simulación solo se detendrá cuando se alcance dicho tiempo.

	Attribute	Unit	Object Value
Time Control Flag			continuous ▾
<input type="radio"/>	Maximum Simulation Duration (Cycles)		
	Minimum Simulation Duration (Cycles)		ign
<input checked="" type="radio"/>	Maximum Simulation Duration (Time)	ms ▾	4.5 ...
	Minimum Simulation Duration (Time)	s ▾	ign ...
Automatic Shut-Off When Steady-State			off ▾
Main Driver (Defines Periodic Frequency)			
<input checked="" type="radio"/>	Automatic		
<input type="radio"/>	Part Name		
<input type="radio"/>	Reference Object		
Improved Solution Sequence for Multi-Circuit Models			<input type="checkbox"/>

Ilustración 45: Configuración de los parámetros de control del tiempo de simulación.

Initialization

Esta sección se usa para definir como se impondrán las condiciones iniciales para la simulación, puesto que cada variable de estado debe de estar inicializada en el tiempo de simulación 0.0.

Durante las simulaciones realizadas los valores de todas las variables serán impuestos por el usuario, es decir, se utilizaran los valores indicados por el usuario al iniciar cualquier simulación.

	Attribute	Unit	Object Value
Initialization State			user_imposed ▾
User Imposed Methods			
<input checked="" type="radio"/>	Part Attributes		
	RLTs from Output File		
<input type="radio"/>	Filename (.gdx or .gdt) for RLT Initialization		ign
	Case Number for RLT Initialization		ign

Ilustración 46: Configuración de los parámetros de inicialización de la simulación.

FlowControl

En esta sección se definen los circuitos de flujo independientes dentro del modelo y se especifican los parámetros del solucionador referentes al modelado del flujo en dichos circuitos. Cada circuito independiente se define por tener una serie de elementos de flujo interconectados, que normalmente comparten un mismo fluido.

En este caso solo existe un circuito de flujo, por lo que solo es necesario definir un único circuito. Esta sección permite también configurar si el circuito en cuestión es continuo o periódico, siendo lo normal (como en este caso) especificar que se utilice la misma opción que se fijó en *TimeControl*.

Una de las opciones más importantes que se deben configurar en el solucionar es *Time Step and Solution Control Object*, donde se debe de especificar, en este caso, que la solución numérica es explícita, implícita o cuasi-estacionaria. Para este proyecto se ha utilizado la solución

explícita, con todos sus parámetros por defecto, ya que es la opción recomendada cuando la dinámica de ondas (de presión) es importante para el modelo. Escoger esta opción resulta especialmente importante en el caso de simular inyecciones múltiples, donde las ondas de presión provocadas por la apertura y cierre del inyector afectan de forma significativa a la dinámica del mismo.

Attribute	Unit	Flow Settings #1
Part Name List Object Identifying Circuits Belonging to Column		def ...
Time Control Flag		From_TimeControl ▼
Time Step and Solution Control Object		ExplicitControl ...
Solve All Circuits Together (Single Solution Cluster for the Column)		<input type="checkbox"/>

Ilustración 47: Configuración de los parámetros de control del flujo de la simulación.

ODEControl

Esta sección se utiliza para definir los circuitos ODE (*Ordinary Differential Equations*, Ecuaciones Diferenciales Ordinarias, por su siglas en inglés) independientes dentro del modelo y para especificar los parámetros del solucionador referentes al modelado en dichos circuitos. Un circuito ODE puede ser un grupo interconectado de elementos mecánicos, eléctricos, magnéticos o de control.

Como en el caso anterior, en este modelo solo existe un circuito, y la configuración del tiempo se toma de la primera sección directamente.

En lo que respecta al tipo de solucionador/integrador, de entre las opciones de configuración que ofrece *GT-Power*, se ha escogido el método explícito de Runge-Kutta, que esta específicamente recomendado por el programa para el modelado de inyectores.

Nuevamente como en el caso anterior, se ha especificado el uso de la solución numérica explícita, con sus parámetros por defecto. Para el resto de parámetros de la sección se ha utilizado sus valores por defecto.

Attribute	Unit	ODE Settings #1
Part Name List Object Identifying Circuits Belonging to Column		def ...
Time Control Flag		From_TimeControl ▼
Integrator/Solver Type		Explicit-Runge-Ku... ▼
Time Step and Solution Control Object		ODEControlExpl-def ...
Time Step Output Frequency		def ...
Solve All Circuits Together (Single Solution Cluster for the Column)		<input checked="" type="checkbox"/>
Displacement SS Tolerance for Auto Shut-Off	fraction ▼	ign ...
Velocity Steady-State Tolerance for Auto Shut-Off	fraction ▼	ign ...
Torque Imbalance Tolerance for Auto Shut-Off	fraction ▼	def (=0.002) ...
Consecutive Steady-State Cycles for Auto Shut-Off		1 ...
Modal Analysis Property Object		ign ...
Modal Reduction Property Object		ign ...

Ilustración 48: Configuración de los parámetros de control de las ODE de la simulación.

SignalControl

Esta sección se puede utilizar opcionalmente para definir los circuitos de control independientes dentro del modelo y especificar los parámetros del solucionador referentes al modelado en dichos circuitos.

Se trata de una sección incluida en la última versión del programa, y la empresa advierte de que, aunque es funcional, puede que no se comporte de forma apropiada en todos los modelos. Esta sección no ha sido necesario utilizarla para la realización de este proyecto.

ThermalControl

En esta sección se especifican las opciones para la solución de los fenómenos termodinámicos del modelo.

En este proyecto se ha especificado al programa que solo se debe de calcular la solución térmica estacionaria. A su vez, el intervalo de tiempo para esta sección se ha dejado en su opción por defecto, de forma que utilizará la configuración definida en la sección de *TimeControl*.

El resto de variables de la sección se ha ignorado directamente, ya que su efecto en el comportamiento del inyector se considera despreciable.

Attribute	Unit	Object Value
Thermal Solver		steady ▼
Thermal Calculation Interval	s ▼	def ...
Thermal SS Tolerance for Auto Shut-off	K/s ▼	ign ...
Convergence Threshold for Flow Solver Skipping	fraction ▼	ign ...
Number of Flow Solver Cycles Skipped		ign ...
Periods at Initial Wall Temperature (WallTempSolver only)		def (=3.0) ...

Ilustración 49: Configuración de los parámetros de control térmico de la simulación.

ConvergenceRLT

En esta sección se especifican los parámetros de convergencia de la solución que se utilizarán durante la simulación.

De entre todos los parámetros de todos los elementos que se han utilizado en el modelo, el parámetro de convergencia de la solución será el flujo másico (g/s) de la línea de alimentación de combustible situada en el cuerpo del inyector. Se ha utilizado este elemento debido a que se trata de un elemento simple, donde el flujo tiene un comportamiento simple y fácil de calcular por el programa, de forma que la convergencia de la solución será rápida y sencilla de obtener.

El criterio para determinar si se han alcanzado condiciones estacionarias será de ciclo-a-ciclo (*cycle-to-cycle*), es decir, se comparará el valor obtenido en el parámetro de convergencia con el valor del cálculo anterior, y se determinará que se han alcanzado condiciones estacionarias si la variación es menor que un determinado valor de tolerancia. Dicha tolerancia es fijada por el usuario, siendo en este caso 0.01.

El tipo de tolerancia estacionaria se ha especificado como fraccionaria, lo que significa que la variación de la tolerancia hace referencia a una fracción del valor del parámetro de convergencia (lo que equivaldría a un 1% de variación sobre el valor del parámetro en este caso).

	Attribute	Unit	Criteria #1
RLT Convergence Checks for Steady-State Auto Shut-off			
	RLT Variable		favr:L4 ...
	Activate Convergence Criteria		<input checked="" type="checkbox"/>
	Type of Steady State Criterion		cycle-to-cycle ▼
<input checked="" type="checkbox"/>	Target Value of RLT Variable		ign ...
	Multiplier to RLT Value (Prior to Comparing to Target)		def (=1.0) ...
	Type of Steady State Tolerance		fractional ▼
	Steady State Tolerance		0.01 ...
	Consecutive Steady State Cycles		def (=2.0) ...

Ilustración 50: Configuración de los parámetros de convergencia de la simulación.

Capítulo 4: Modelado

4.1. Introducción

Se entiende por modelado al cálculo de sistemas y componentes mediante modelos matemáticos implementados en un *software* específico para dicha tarea. Los modelos permiten predecir el comportamiento de distintas soluciones de diseño por un coste y tiempo reducidos, analizar los diversos fenómenos físicos implicados en dicho comportamiento e identificar las variables más importantes que los afectan. Así pues, los modelos unidimensionales se definen como modelos en los que solo existe resolución espacial en una de las variables espaciales. Es habitual en el caso de los sistemas de inyección el recurrir a este tipo de modelado. Los modelos así obtenidos permiten conocer, en función de la presión y temperatura de inyección, el comportamiento de la tasa de inyección, el flujo interno y la dinámica de los elementos internos.

Así pues, en el presente capítulo se explicará el modelo unidimensional realizado mediante el programa *GT-Power*, justificando las decisiones tomadas para su realización, la elección de elementos dentro de las librerías del programa y su configuración, así como su correspondencia con los componentes del inyector real.

4.2. Fundamentos del modelado

Para desarrollar un modelo unidimensional de cualquier sistema se deben de tener siempre en cuenta las siguientes cuestiones:

- **Conocer en profundidad el sistema que se desea modelar:** principio de funcionamiento, parámetros de control, variables de respuesta, etc.
- **Dominio de los fenómenos físicos que se dan en el sistema a modelar:** variación de las propiedades del fluido, cavitación, turbulencia, fricción, etc.

- **Conocimientos matemáticos:** correcto planteamiento de las ecuaciones que controlan los procesos y fenómenos que se deben de modelar, entender la interacción entre el modelo y los algoritmos del programa que resuelven las ecuaciones.
- **Conocimiento en programación:** implementar los modelos matemáticos en un código de cálculo.
- **Habilidad para interpretar los resultados.**

A continuación se muestra un esquema, que permite delimitar apropiadamente el proceso de obtención de un modelo unidimensional y las partes más importantes del mismo:

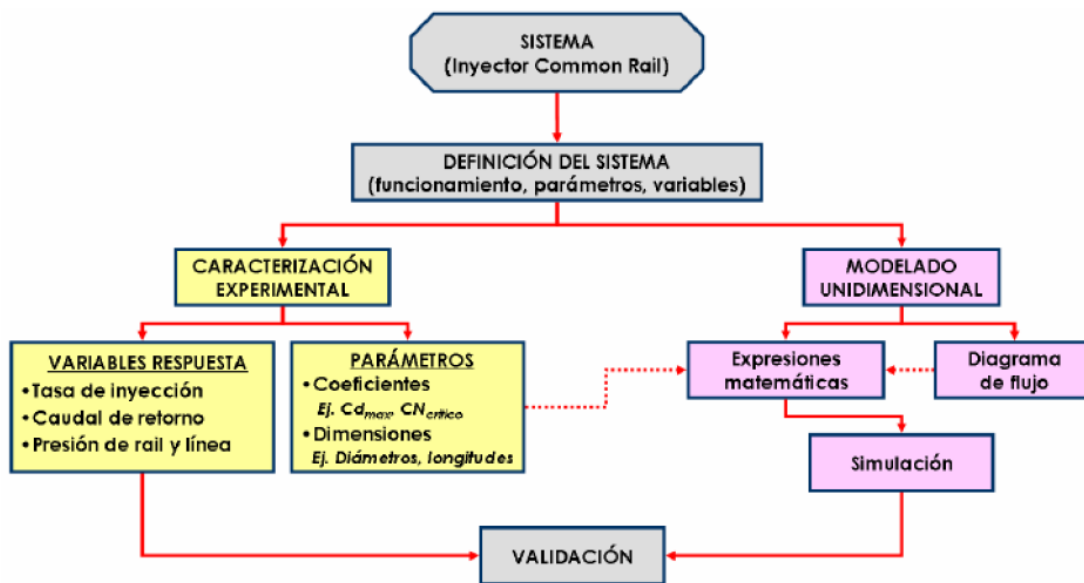


Ilustración 51: Esquema de la obtención de un modelo unidimensional

Como se puede observar, la caracterización experimental (explicada en el capítulo 3) supone una parte vital de la creación de un modelo unidimensional. En primer lugar, proporciona información de los fenómenos físicos que se dan en el sistema a modelar. En segundo lugar, permite obtener el comportamiento de las variables de respuesta del sistema, fundamentalmente la tasa de inyección de combustible, en función de los parámetros de control, para así validar el modelo. También permite determinar las expresiones matemáticas capaces de traducir el comportamiento del sistema que se desea modelar.

4.2.1. Aproximación por elementos básicos

Para el modelado del inyector en el presente proyecto se busca la división natural del mismo en pequeños componentes físicos lo más simples posibles, de forma que será representado mediante un conjunto de muelles, masas, conductos, orificios, etc. A este método se le conoce aproximación por elementos básicos. Dicho método permite la obtención de las expresiones matemáticas que definen el sistema de forma más fácil y comprensible.

Es por esto que resulta particularmente útil el uso de un programa de modelado como *GT-Power*, el cual, como ya se ha comentado, dispone de una serie de librerías de elementos que, mediante su combinación, permiten obtener fácilmente el modelo de cualquier sistema hidráulico y/o mecánico.

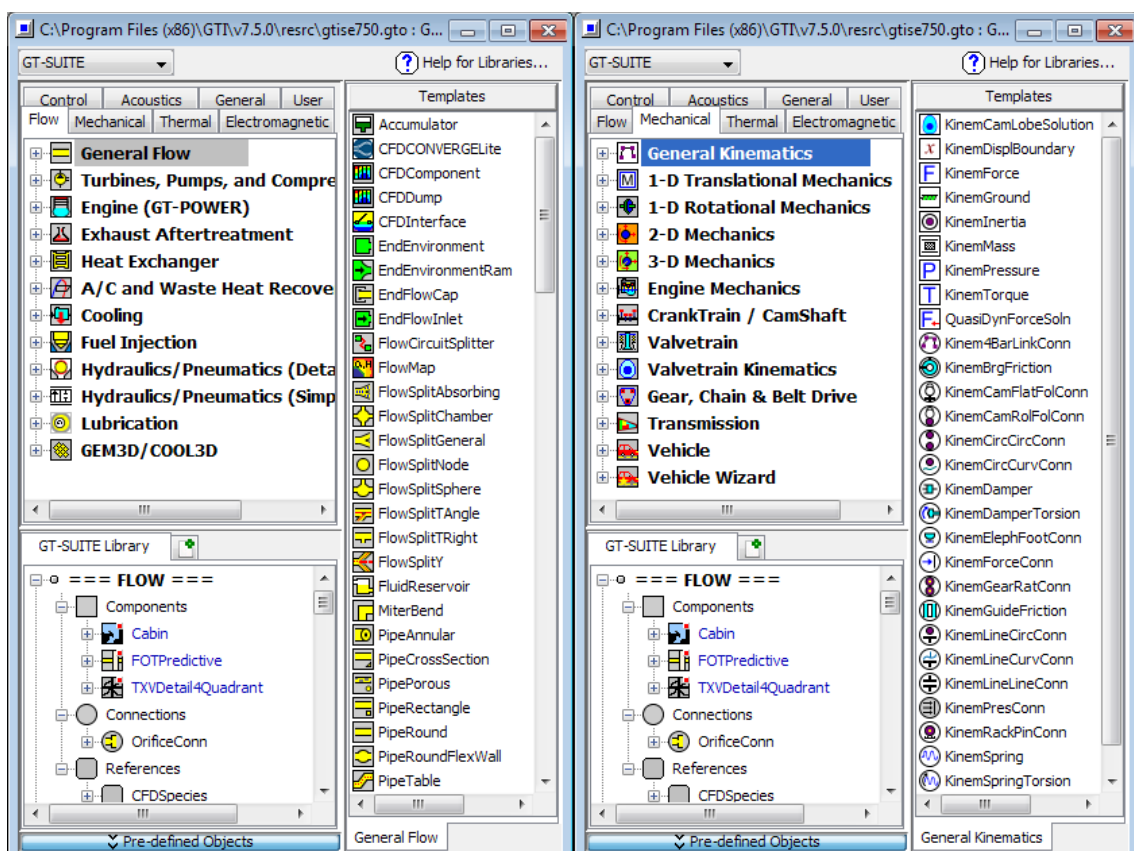


Ilustración 52: Librerías de elementos de GT-Power

4.3. Modelo del inyector

En esta sección se explicará detalladamente el modelo del inyector realizado en *GT-Power*. Para ello se ha utilizado como base el modelo de un inyector solenoide que incluye el propio programa, el cual se basa a su vez en un modelo realizado por el CMT de un inyector solenoide [28]. Así pues, a partir de la información de dicho ejemplo, se ha construido el correspondiente modelo del inyector de este proyecto.

Dada la complejidad del inyector completo, la explicación del modelo se ha dividido en subsecciones atendiendo a los distintos componentes que forman el inyector:

- Válvula electromagnética
- Línea de alta presión
- Volumen de control
- Líneas internas del inyector
- Varilla de control
- Aguja
- Tobera

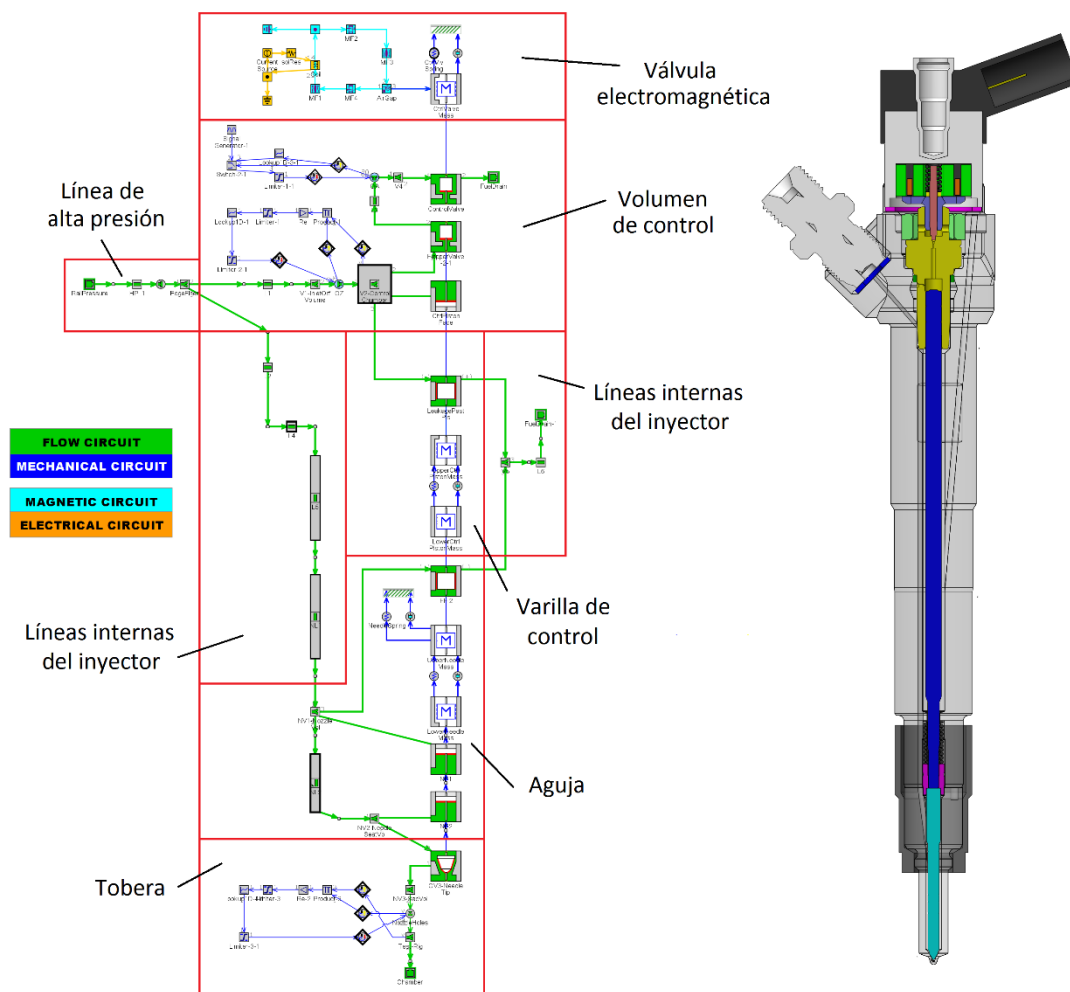


Ilustración 53: Modelo completo del inyector en *GT-Power*

4.3.1. Válvula electromagnética

La válvula electromagnética del inyector se puede dividir en 3 partes distintas: el circuito eléctrico, el circuito magnético, y la varilla de la válvula.

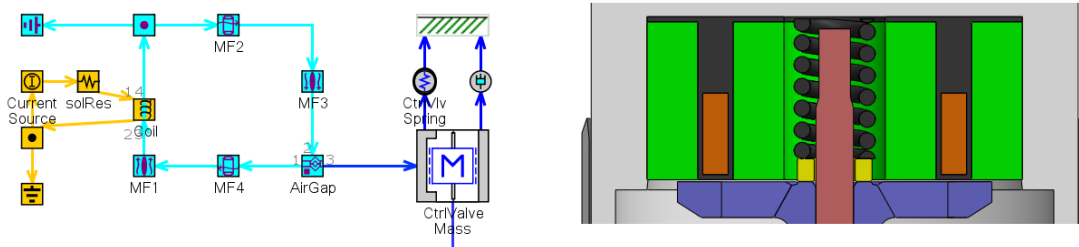


Ilustración 54: Modelado de la válvula electromagnética

4.3.1.1. Circuito eléctrico

El circuito eléctrico cuenta, en primer lugar, con una toma de tierra eléctrica, imprescindible para diseñar un circuito en *GT-Power*, que se conecta al nodo eléctrico del circuito. A continuación se utiliza un generador de corriente (**Current Source**), que actúa como receptor de la señal eléctrica de apertura que envía la ECU cuando el inyector se encuentra en el motor. Es en este elemento en el que se introduce el perfil de corriente utilizado en los ensayos de medida de la tasa inyectada:

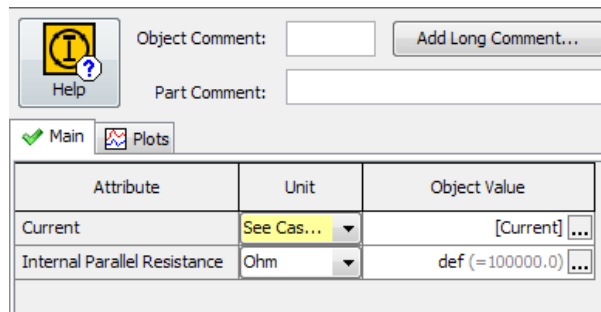


Ilustración 55: Configuración del elemento generador de corriente

Dentro de la variable *[Current]* se introduce el perfil de corriente generado para cada caso ensayado que se vaya a simular durante la validación del modelo (correspondientes al plan de ensayos de la tasa inyectada de combustible). Estos perfiles de corriente, junto con el resto de datos de características similares utilizados a lo largo del modelo, se han introducido directamente como tablas de valores numéricos en *GT-Power* para no depender de archivos externos:

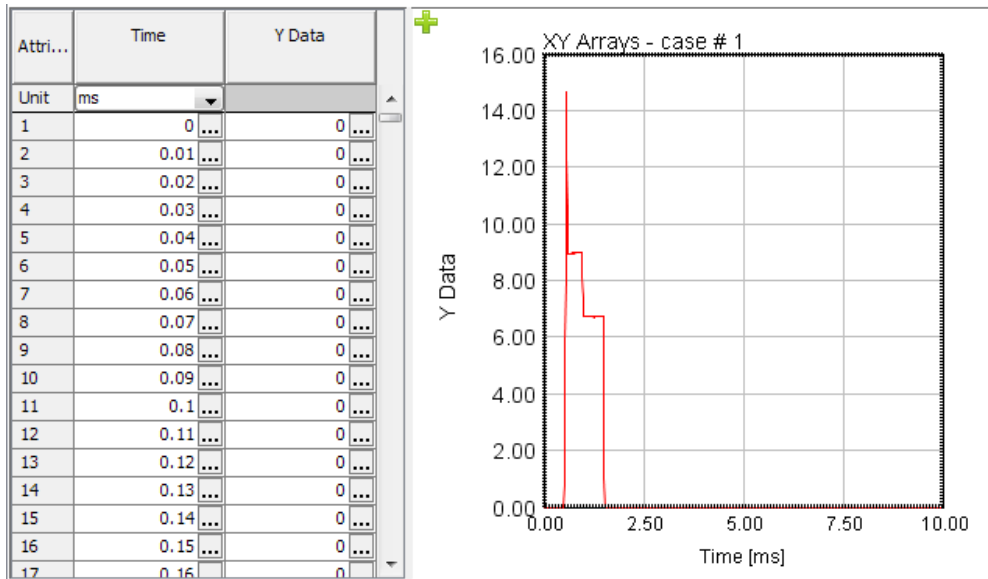


Ilustración 56: Perfil de corriente introducido en GT-Power

Tras el generador de corriente se introduce una resistencia eléctrica (**solRes**) para simular las pérdidas durante la transmisión de la señal eléctrica hasta los elementos magnéticos de la válvula. El valor de dicha resistencia se ha estimado a partir la bibliografía previa, y posteriormente se ha ajustado a partir de la comparación de los resultados del modelo con los resultados experimentales, fijando un valor final de 0.63 ohm.

El circuito eléctrico finaliza con la transmisión de la señal eléctrica al circuito magnético a través de la bobina (**coil**), en el que se introduce el número de espiras, $N = 40$. La conversión de intensidad de corriente en fuerza magnética se calcula como:

$$\lambda = I * N \quad (11)$$

Dicho elemento cuenta además con un parámetro de resistencia interna para simular los efectos electromagnéticos residuales tras la interrupción de la señal, los cuales retrasan el cierre de la válvula. Estos efectos serán mayores cuanto menor sea el tiempo de apertura. Así pues, mediante el ajuste de cada caso de simulación, se ha obtenido una expresión para dicha resistencia interna:

$$R = 4128 - 4.06 * ET \quad (12)$$

Donde ET se el tiempo de apertura del inyector, introducido en ms. La expresión se ha obtenido mediante el ajuste de los resultados de cada caso de simulación.

4.3.1.2. Circuito magnético

En el circuito magnético, de forma similar al anterior, se debe de utilizar una toma de tierra magnética y un nodo magnético para el correcto funcionamiento del circuito en *GT-Power*. A continuación se encuentran 4 elementos magnéticos, los cuales pretenden simular la circulación del campo magnético creado por la bobina a través de los componentes correspondientes del

inyector. Para ello se utilizan 2 elementos magnéticos radiales (MF2 y MF4) y 2 elementos magnéticos axiales (MF1 y MF3):

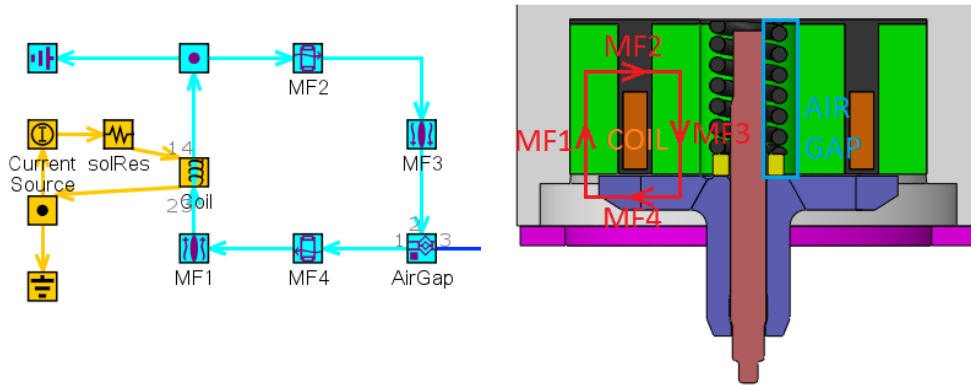


Ilustración 57: Modelado del circuito magnético.

De esta forma, flujo magnético en dirección vertical está representado por los elementos axiales, mientras que el flujo en dirección horizontal se puede considerar situado en una dirección radial, por lo que se representa mediante elementos radiales. De esta forma, las dimensiones utilizadas para definir los 4 elementos magnéticos se muestran en la Ilustración 58: Dimensiones de los elementos magnéticos del modelo

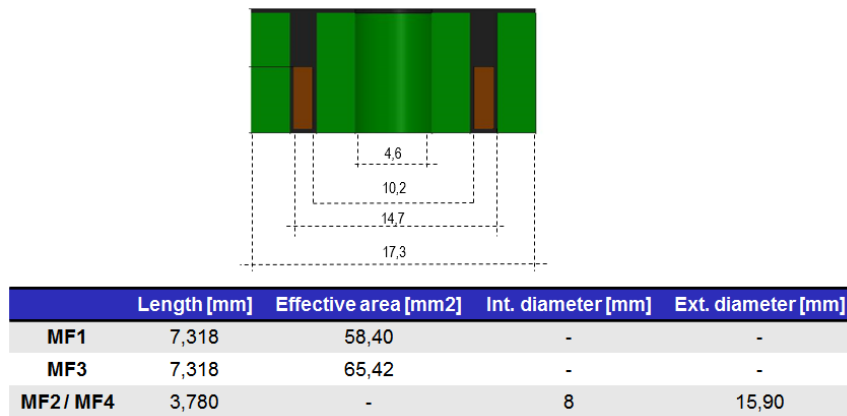


Ilustración 58: Dimensiones de los elementos magnéticos del modelo

Dentro de estos elementos se deben de definir las propiedades del material de los componentes, concretamente la densidad del flujo magnético (T) en función de la intensidad del campo magnético (A/m). Para ello, se ha utilizado la información proporcionada por el modelo inicial de GT-Power sobre el material utilizado para este tipo de componentes [28].

En los elementos magnéticos axiales, GT-Power aplica las ecuaciones del electromagnetismo para obtener la intensidad del campo magnético, H , y la densidad del flujo magnético, B , como:

$$H = \frac{\lambda}{L} \tag{13}$$

$$B = \frac{\phi}{A} \tag{14}$$

Donde:

- λ = fuerza magneto-motriz que llega hasta el elemento.
- L = atributo de longitud del elemento.
- ϕ = flujo magnético.
- A = área de la sección transversal.

En el caso de los elementos magnéticos radiales las ecuaciones son análogas, si bien la longitud L y el área A se calculan como:

$$L = \frac{(D_i + D_o)}{4} * \log\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (15)$$

$$A = \pi * L * \frac{(D_i + D_o)}{2} \quad (16)$$

Siendo D_i y D_o el diámetro interno y el diámetro externo respectivamente.

En último lugar, entre los elementos que simulan el campo magnético generado se sitúa un elemento que represente la holgura (**AirGap**), o entrehierro, existente entre los componentes que generan el campo magnético y la varilla (o pistón) de la válvula. Dicho elemento realiza además la conexión entre los elementos magnéticos y mecánicos en el modelo.

En este elemento es donde se calcula la fuerza que se aplica a la varilla de la válvula, la cual se define como:

$$F = \frac{dR}{dx} * \frac{\phi^2}{2} \quad (17)$$

Donde R es la reluctancia a través de la cual se modela el entrehierro, cuya expresión es:

$$R = \frac{x}{\mu_0 * A_{eq}} \quad (18)$$

Siendo:

- x = longitud del espacio libre, calculada como $x = \max(\text{dir}(x_4 - x_3) + x_0, 0)$, lo que asegura que en caso de estar los 2 materiales en contacto la reluctancia sea 0.
 - x_3 = posición de la masa de la varilla de la válvula.
 - x_4 = posición de la masa del elemento magnético. En caso de no existir se asume que la posición es 0.
 - dir = dirección de aplicación de la fuerza de anclaje, 1 si es positiva y -1 si es negativa.
- μ_0 = permeabilidad del espacio libre, $4\pi * 10^{-7} \text{ N/A}^2$.
- A_{eq} = área equivalente, utilizada para tener en cuenta los efectos del borde del área.

$$A_{eq} = A \left(1 + K_f \frac{x}{\sqrt{A}}\right) \quad (19)$$

- K_f = factor del efecto de borde, que tiene en cuenta la diferencia de forma del área de la sección transversal comparada con un cuadrado.

4.3.1.3. Varilla de la válvula

Finalmente se introduce la representación de la masa y el movimiento de la varilla de la válvula. El cierre de la misma se explicará en la sección correspondiente al volumen de control, dada su importancia en el comportamiento del mismo.

Para su modelado se utiliza un elemento de masa (**CtrlValveMass**) con topes superior e inferior, que representan las limitaciones de movimiento de la propia varilla. Este elemento sirve para transmitir a la varilla de la válvula la fuerza magnética de apertura y la fuerza de cierre ejercida por el muelle situado sobre la misma en el inyector.

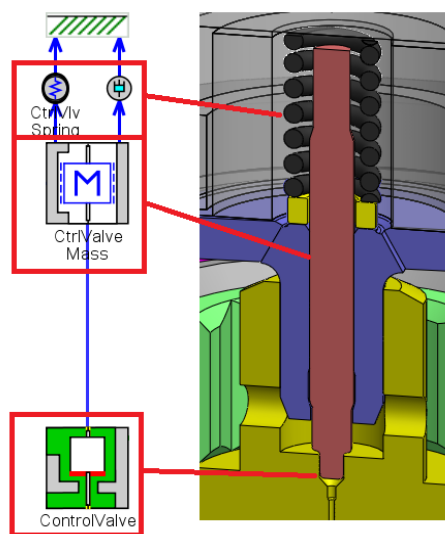
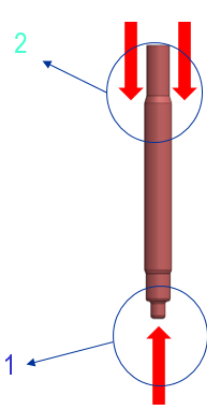


Ilustración 59: Modelo de la varilla y el muelle de la varilla de la válvula

En este elemento se define, en primer lugar, la masa de la propia varilla, obtenida directamente de dicho componente del inyector: 3.349 g.

En segundo lugar se debe de introducir su posición inicial antes de la inyección. Dado que este parámetro no es posible medirlo directamente del inyector, se ha calculado mediante un balance de fuerzas, a partir de la diferencia de presiones entre la sección superior e inferior de la varilla, la fuerza de precarga del muelle y su deformación inicial.

$$C_{trV}InitialPosition = \underbrace{(P_{rail} - P_d) * A_{ctrV}}_1 + \underbrace{\frac{F_{ctrVSP}}{K_{ctrV}}}_2$$


P_{rail} = presión en el rail (MPa)
 P_d = presión en el retorno de combustible ($2 \cdot 10^5$ MPa)
 r_{ctrV} = radio de la sección menor de la varilla de la válvula ($0.5 \cdot 10^{-3}$ m)
 F_{ctrVSP} = fuerza de la precarga del muelle (-15 N)
 K_{ctrV} = rigidez equivalente de la varilla de la válvula ($2.43 \cdot 10^7$ N/m)

Ilustración 60: Cálculo de la posición inicial de la varilla de la válvula

A continuación se introduce el parámetro de rigidez de la varilla. Dados los cambios de sección que experimenta la geometría de la varilla, y las deformaciones a las que se ve sometida, se calcula una rigidez de un muelle equivalente:

$$K_{equivalente} = \frac{1}{\frac{1}{E_a} * \sum \frac{L_i}{A_i}} = 2.43 * 10^7 \text{ (N/m)} \quad (20)$$

Donde E_a es el módulo de Young del acero (el material de fabricación del componente), y L_i y A_i la longitud y área de cada sección de la pieza. De esta forma, la rigidez y deformación de la pieza se modelan como un muelle con la constante de rigidez calculada.

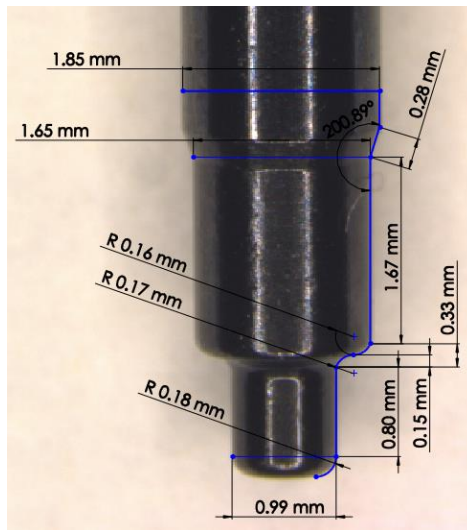


Ilustración 61: Cotas de la varilla de la válvula

En último lugar, dentro del elemento de masa, se deben de introducir los parámetros del modelo de fricción. Para definir este fenómeno se debe de introducir el coeficiente de fricción viscosa, el modelo de fricción seca y la fuerza normal del elemento:

Attribute	Unit	Object Value
Viscous Friction (Damping) Coefficient	N-s/m	visc_fric_ctrlValveMass ...
Dry Friction Model Object		LuGreCMT ...
Normal Force	N	9.64 ...
Temperature (for use with FluidFilmFriction Damping Object)	See Cas...	[TempVisc] ...

Ilustración 62: Modelo de fricción de la varilla de la válvula

La fuerza normal depende del elemento y se calcula como:

$$F = P_{inicial} * A_{mojada} \tag{21}$$

Donde $P_{inicial}$ es la presión inicial antes de la inyección (2 bar en este elemento) y A_{mojada} es el área del componente en la que existe contacto con otra superficie.

El cálculo del coeficiente de fricción viscosa lo realiza el propio programa a partir de los datos geométricos del componente:

	Attribute	Unit	Object Value
Cylindrical Film	Diameter	mm	1.85 ...
	Length	mm	8.3 ...
	Radial Clearance	mm	0.002 ...
	General Area Film		
Area	Area	mm^2	
	Fluid Film Thickness	mm	
Oil Property Object		Repsol_CEC_RF-06-100 ...	

Ilustración 63: Modelo del coeficiente de fricción viscosa

Siendo el valor de longitud obtenido del modelo geométrico realizado en *SolidWorks*, correspondiente a la longitud del área mojada entre los componentes considerados.

Finalmente, para el modelo de fricción seca se ha utilizado el modelo desarrollado internamente, llamado *LuGreCMT*, cuyos parámetros son:

	Attribute	Unit	Object Value
	Bristle Stiffness	See Cas...	[BristleStiffness] ...
	Bristle Damping Coefficient	s/m	def (=0.0) ...
	Linear Viscous Friction Coefficient	s/m	def (=0.0) ...
Dry Friction Coefficient			
Stribeck Curve	Static Friction Coefficient		0.3 ...
	Dynamic Friction Coefficient		0.3 ...
	Stribeck Velocity	m/s	def (=0.001) ...
	Table or Map Option		
Table or Map	Table or Map		
	Table or Map (Negative Slip)		

Ilustración 64: Modelo de fricción seca

El valor correspondiente a *[BristleStifness]* es el mismo para todos los elementos en los que se ha considerado fricción, y es el resultado de una optimización en un amplio rango de valores, con la cual se ha ajusta el modelo a los resultados experimentales.

El ultimo componente que se debe de modelar en esta sección es el muelle de cierre que se sitúa sobre la varilla de la válvula. Éste se ha modelado mediante un resorte (**CtrlVlvSpring**) y un amortiguador (**CtrlPistonDamping**). Esta configuración de modelado ha demostrado, en modelos anteriores, aproximar mejor el comportamiento real al simular un muelle de estas características.

El coeficiente de amortiguamiento se obtiene a partir de la bibliografía y del ajuste del modelo, siendo su valor final de 8.02 N/(m/s).

Respecto al resorte, se deben de definir 2 parámetros: la precarga del resorte y su rigidez. El primer parámetro no es posible obtenerlo directamente del inyector, pues sería necesario visualizar sus dimensiones dentro del inyector ensamblado para poder realizar un cálculo exacto, por lo que su valor se ha aproximado a partir de la bibliografía previa y el ajuste del modelo con los datos experimentales, hasta fijar un valor de -15 N. Por el contrario, el segundo parámetro resulta fácil de calcular a partir de la geometría del muelle real:

$$\phi_{muelle} = \frac{\phi_{externo} - \phi_{interno}}{2} \quad (22)$$

$$K = \frac{G_{acero} * \phi_{espira}^4}{8 * N_{espiras} * \phi_{muelle}^3} \quad (23)$$

Siendo G_{acero} el módulo de cizalladura del acero, utilizando en este muelle 78500 MPa.

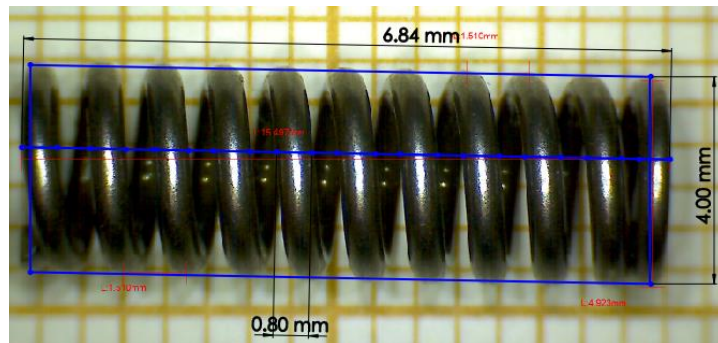


Ilustración 65: Cotas del muelle de cierre de la válvula

De esta forma, se utilizan los parámetros calculados en las expresiones implementadas en el programa para el cálculo de la fuerza ejercida por el resorte y por el amortiguador:

$$F_{resorte} = K * (x_1 + x_2) - F_{precarga} \quad (24)$$

$$F_{amortiguador} = C * (v_2 - v_1) \quad (25)$$

4.3.2. Línea de alta presión

La línea de alta presión corresponde a la entrada de combustible al inyector, a la presión necesaria, desde el raíl, a través de las líneas correspondientes.

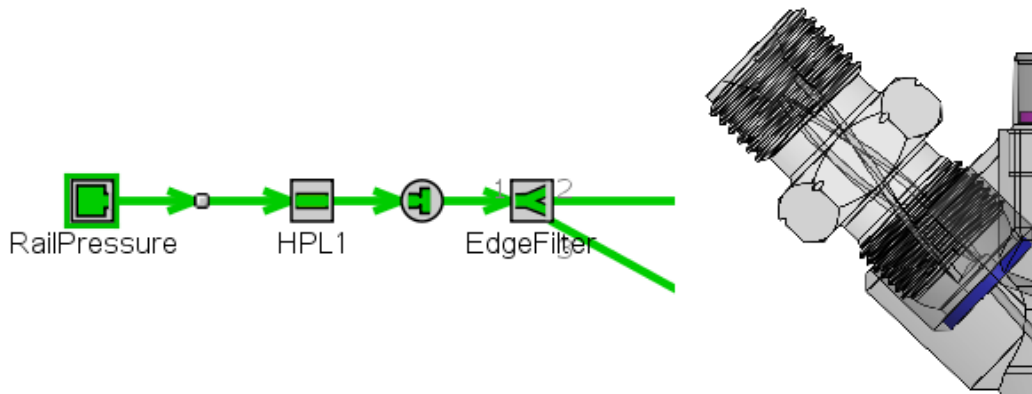


Ilustración 66: Modelado de la línea de alta presión

Para modelar la entrada de combustible desde el raíl se utiliza la condición de contorno de entrada (**RailPressure**). Dentro de esta se deben de definir 3 parámetros: presión, temperatura, y composición del fluido de trabajo.

La presión (en valores absolutos) con la que el combustible entra al inyector, dependerá de cada caso de simulación. Con el fin de reducir las diferencias entre los ensayos experimentales de medida de tasa inyectada y los resultados de las simulaciones, en lugar de utilizar valores fijos de presión, que corresponderían a una situación ideal, se utilizará para cada presión de inyección el perfil de presiones que se obtuvo de la línea de alta presión durante los ensayos. Dichos perfiles de presión se introducirán para cada caso como tablas de valores directamente en *GT-Power*.

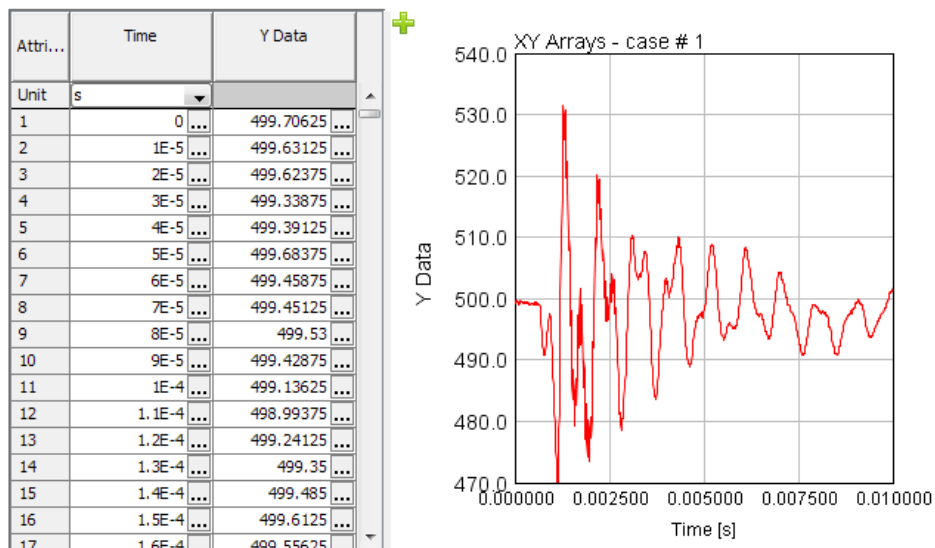


Ilustración 67: Perfil de presiones del raíl de los ensayos experimentales

El valor de la temperatura de entrada del combustible será la misma que durante los ensayos de tasa inyectada, 50°C (323'15 K).

Finalmente, se deben de definir las propiedades del combustible, para lo cual se ha utilizado de base el combustible definido en el modelo de inyector solenoide que incorpora *GT-Power*, y se

ha modificado posteriormente para introducir las propiedades del combustible utilizado durante los ensayos experimentales, explicadas detalladamente en la sección 3.3.1.

Attribute	Unit	Object Value
Enthalpy Definition		
Reference Pressure	bar	def (=1.0)
<input type="radio"/> Table of Specific Heat	J/kg-K	Cp
<input checked="" type="radio"/> Enthalpy Polynomial Fit Coefficients		
(T-Tref) Coefficient, a1		1916.4
(T-Tref)^2 Coefficient, a2		1.83695
(T-Tref)^3 Coefficient, a3		-3E-9
Vaporization Properties		
Vapor Fluid Object		diesel-vap
Heat of Vaporization Reference Temperature, Tref	K	def (=298.0)
Heat of Vaporization at 298K	J/kg	250000
Reference Pressure, Pref	bar	1
Boiling Temperature at Pref	K	370.9
Cavitation Model Choice		
<input checked="" type="radio"/> Equilibrium Cavitation Model (Explicit Solver Only)		
<input type="radio"/> Dynamic Cavitation Model		

Ilustración 68: Modelo de la entalpía (superior) y la evaporación (inferior) del combustible

Una vez definidas las condiciones de entrada, se introduce un elemento de conducto (**HPL1**) para simular la línea que recorre internamente el componente de entrada de combustible a alta presión. Para simular su compleja geometría interna, compuesta de 3 líneas curvas, se ha utilizado una longitud y diámetro equivalentes de 90 mm y 2.4 mm, respectivamente.

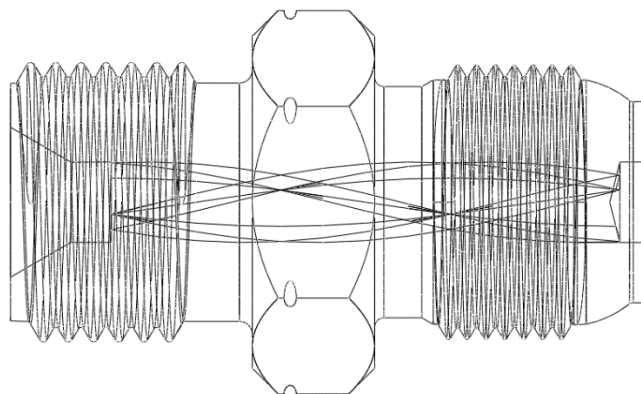


Ilustración 69: Detalle de las líneas de entrada de combustible al inyector

En todos los elementos de líneas del modelo se ha utilizado la misma discretización espacial, de 10 mm, y la misma temperatura de pared, 50°C, correspondiente a la temperatura del combustible durante los ensayos de tasa inyectada. Las condiciones iniciales de cada línea, que definen la temperatura, presión y composición del fluido interno, dependen de la línea en sí. En este caso, al estar conectada directamente a la entrada de combustible desde el rail, estará a la misma presión, es decir, a la presión de inyección. La composición y temperatura serán idénticas para todas las líneas, y corresponderán a las condiciones iniciales en el rail.

A continuación, se utiliza un elemento de orificio (**HPF**) para modelar el final de las líneas de alimentación de combustible desde el rail. Su diámetro, de 2.22 mm, como en el elemento anterior, es el diámetro equivalente de las 3 líneas que conforman la entrada de combustible.



Ilustración 70: Orificios de salida de las líneas de entrada de combustible

En este caso, dado que no se tratan de orificios clave en el comportamiento del inyector, y que por tanto no afecta de forma determinante al comportamiento del inyector, para el cálculo del coeficiente de descarga en el orificio se ha recurrido al método que implementa de serie *GT-power* [29][30][31][32]:

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\rho * \left(\frac{\pi * d^2}{4}\right) * \sqrt{2 * (P_{1,total} - P_{2,estática}) / \rho}} \quad (26)$$

En último lugar, se introduce un volumen (**EdgeFilter**) para representar el espacio libre que se encuentra entre los orificios antes mencionados y las líneas de alimentación de combustible que se encuentran a continuación. Dicho volumen se ha obtenido a partir del modelo realizado en *SolidWorks*, y consta de un tamaño de 115 mm³.

Desde este volumen el combustible se separa en 2 conductos distintos: el primero para suministrar combustible al volumen de control, y el segundo para conducir el combustible hasta la tobera del inyector. Para definir esta configuración, en los parámetros del volumen se debe de introducir la dirección de entrada o salida de cada línea en contacto con dicho volumen.

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Thermal <input checked="" type="checkbox"/> Pressure Drop <input checked="" type="checkbox"/> Boundary Data <input type="checkbox"/> Plots					
Attribute	Unit	Boundary #1	Boundary #2	Boundary #3	
Link ID Number		1 ...	2 ...	3 ...	
<input checked="" type="radio"/> Angle (Planar Configuration)		180 ...	60 ...	60 ...	
<input type="radio"/> Angle wrt X-axis (3D)					
<input type="radio"/> Angle wrt Y-axis (3D)					
<input type="radio"/> Angle wrt Z-axis (3D)					
Characteristic Length	mm	3 ...	3 ...	3 ...	
Expansion Diameter	mm	2.22 ...	1.36 ...	1.22 ...	

Ilustración 71: Condiciones de contorno del volumen final de la línea de alta presión

Además, se debe de introducir la longitud característica, es decir, la longitud que recorrerá el fluido antes de encontrarse con una condición de contorno al entrar en el volumen. Dicha

longitud corresponde, en este caso, al tratarse de un volumen similar a un cilindro, a la distancia entre los orificios de entrada y de salida (situados en paredes opuestas), que será de 3 mm. Por último, se introduce el diámetro característico, que será el mismo diámetro que los orificios de entrada o los conductos de salida, según corresponda.

4.3.3. Volumen de control

Tras salir del volumen situado al final de la línea de alta presión, una parte del combustible es conducida hasta el volumen de control para actuar sobre el mismo en la apertura y cierre del inyector.

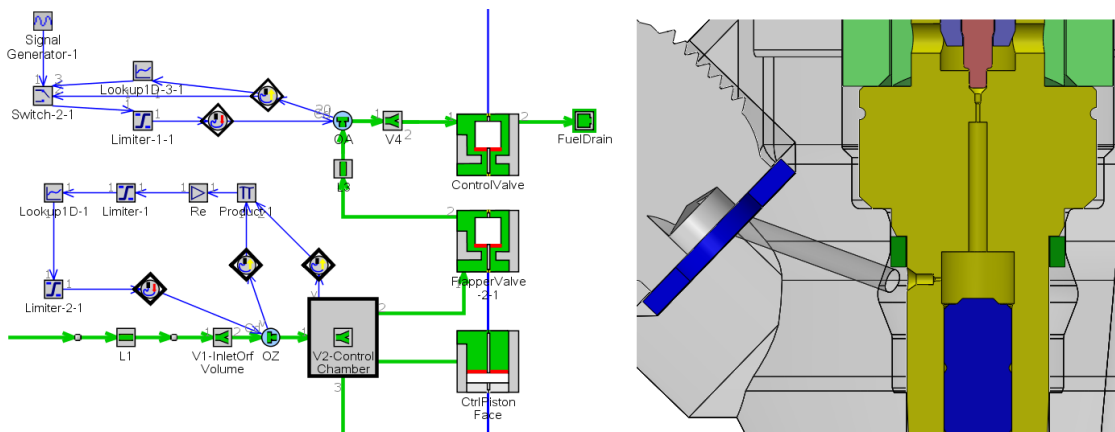


Ilustración 72: Modelado del volumen de control

4.3.3.1. Orificio de entrada

A la salida de dicho volumen se encuentra una línea recta (L1), de 10 mm de longitud y 1.36 mm de diámetro, que conduce el combustible hasta un espacio previo a la entrada en el volumen de control en sí.

Dicho volumen (V1-InletOrfVolume), cuya geometría resulta compleja, tiene un tamaño estimado de 125 mm³. En este caso la línea de entrada llega con unos 140º de inclinación, mientras que la salida es recta a 180º. La salida corresponde con la sección previa al orificio de entrada del volumen de control, por lo que se le ha dado un diámetro característico de 2 mm.

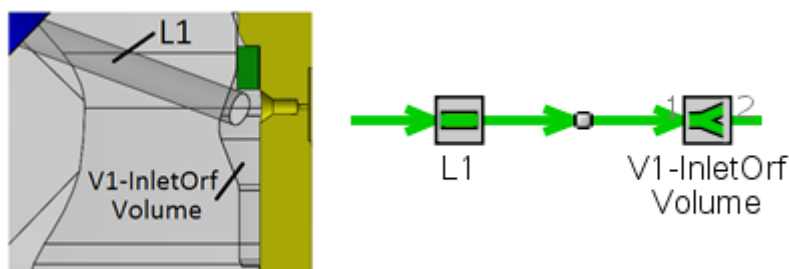


Ilustración 73: Modelado de la línea y volumen de entrada al volumen de control

A continuación se introduce el elemento correspondiente al orificio de entrada al volumen de control (**OZ**). A partir de las medidas realizadas utilizando la técnica del molde de silicona, se ha determinado un diámetro de 0.187 mm. Sin embargo, el parámetro más importante de este orificio es el coeficiente de descarga del mismo.

Como ya se ha explicado en el capítulo anterior, se han realizado ensayos sobre este orificio (junto con el orificio de salida del volumen de control y los orificios de la tobera), para obtener la evolución su coeficiente de descarga, en función de las condiciones del flujo que circula a través del mismo. De esta forma, en lugar de fijar un valor del coeficiente de descarga, o recurrir a los métodos de cálculo que incorpora *GT-Power*, se introducirá directamente el resultado experimental del coeficiente de descarga del orificio.

Para ello se ha obtenido la variación del coeficiente de descarga con el número de Reynolds, realizado un procesado de los resultados experimentales para obtener su correlación:

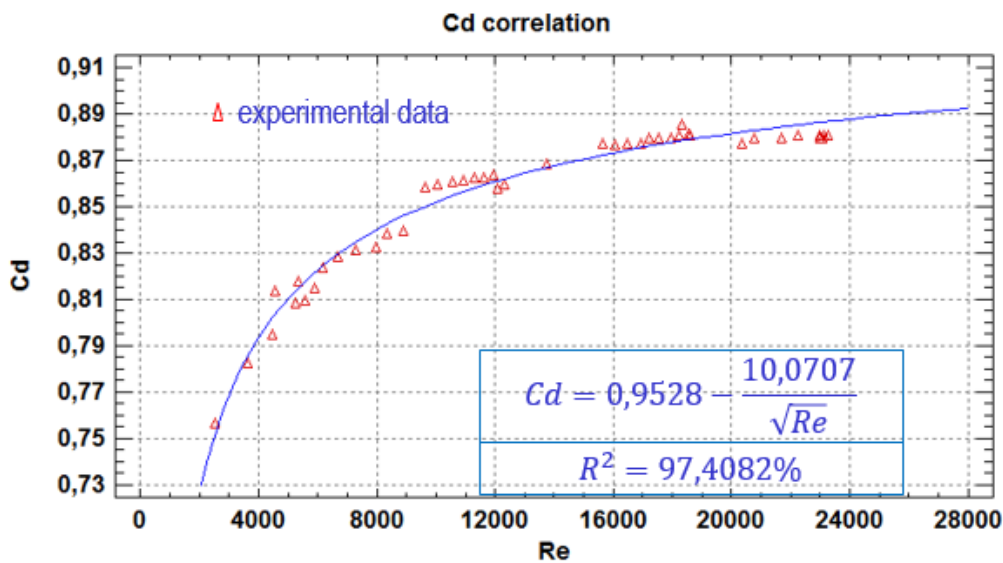


Ilustración 74: Correlación del Cd y el Re en el orificio de entrada del volumen de control

Como se puede observar en la correlación obtenida, en ningún caso se alcanzan condiciones de cavitación en el orificio. Esto se debe a la existencia de un radio de acuerdo a la entrada, y cierta conicidad a lo largo del orificio. A partir de estos resultados, se implementará una lógica de control con la que calcular el número de Reynolds en cada instante de tiempo en el modelo, y se utiliza para obtener el coeficiente de descarga del orificio:

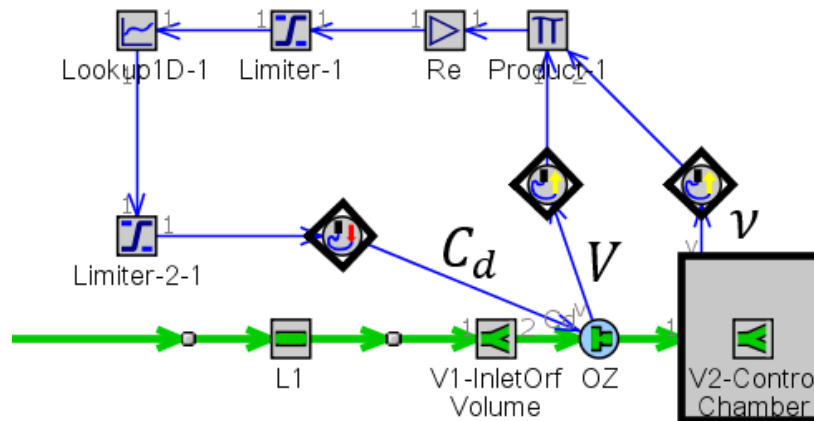


Ilustración 75: Lógica de control del C_d del orificio de entrada del volumen de control

En esta lógica de control, se obtiene la velocidad del flujo en el orificio, y la viscosidad del mismo en el interior del volumen de control (tras atravesar el orificio) mediante sensores. A continuación se dividen entre sí mediante un multiplicador/divisor, y se multiplica el resultado por una ganancia, cuyo valor es el diámetro del orificio. De esta forma se calcula el número de Reynolds en el orificio.

Tras pasar por un filtro, que limita el valor mínimo a 300 para garantizar un resultado lógico, el valor del número de Reynolds se introduce como entrada del elemento que contiene la ecuación obtenida a partir de la correlación. La salida, tras pasar nuevamente por un filtro, que limita su valor a un rango de 0.6 – 1 (nuevamente para asegurar un resultado físicamente real), se introduce como valor del coeficiente de descarga del orificio mediante un elemento actuador.

Esta lógica de control, como en los 2 orificios restantes, se ha validado mediante un banco de pruebas virtual, que simula la configuración de la instalación de medida de permeabilidad, con el fin de garantizar que el cálculo del coeficiente de descarga resulta válido al compararse con el valor obtenido experimentalmente.

4.3.3.2. Volumen interno

Una vez definido el modelo del orificio de entrada, se llega hasta el cámara interna del volumen de control (**V2-ControlChamber**). Su valor inicial, de 55 mm³, se obtiene a partir del modelo tridimensional de *SolidWorks*, puesto que el ensamblaje del inyector en el mismo se ha realizado con el inyector cerrado.

La configuración de este volumen es compleja, debido a su interrelación con el comportamiento de la varilla de control. En primer lugar, el movimiento de la varilla durante el funcionamiento del inyector provoca una variación en el valor de este volumen. En segundo lugar, dicho movimiento provoca que la varilla actúe como cierre de la salida del volumen de control. Y finalmente, el movimiento de la varilla y el espacio existente entre ésta y las paredes del volumen provocan que exista un flujo de combustible hacia abajo del inyector.

Para simular este comportamiento, en el volumen interno se han definido 3 condiciones de contorno, de forma análoga al volumen definido en la sección anterior: una entrada de combustible, a 180°, desde el orificio de entrada; una salida a 90° hacia el conductor superior,

conectado a una válvula de asiento plano que simula el cierre del mismo con la varilla, y otra salida a 270º para representar la fuga de combustible entre la varilla y las paredes del volumen (este último elemento se explicará en la sección de la varilla de control). Además, se ha conectado al volumen un pistón para simular la relación entre el movimiento de la varilla y la variación del volumen interno:

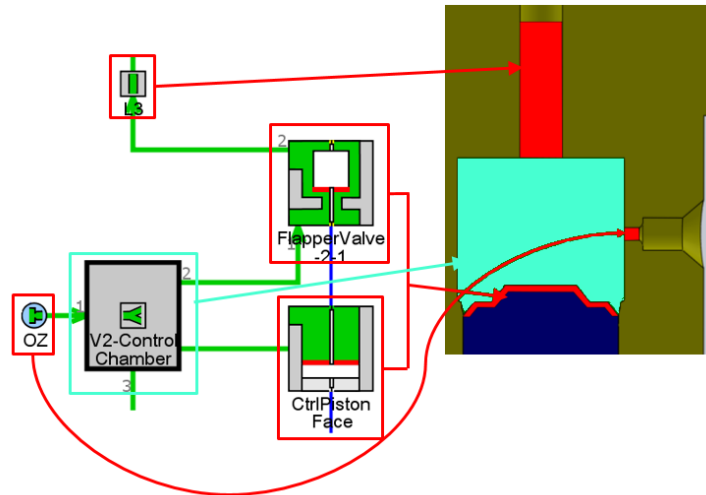


Ilustración 76: Modelado del volumen interno del volumen de control

En primer lugar, para definir la influencia del movimiento de la varilla en el volumen interno (y viceversa), se ha utilizado un elemento de pistón (**CtrlPistonFace**). En este se introducen los diámetros correspondientes siguiendo el esquema que incluye el elemento:

Attribute	Unit	Object Value
Pressure Force Direction		Negative
Piston Diameter	mm	0.00388
Rod Diameter	mm	1.748
Position Choice for Flow Volume:		
<input checked="" type="radio"/> Initial Position		
<input type="radio"/> Reference Position	mm	

Ilustración 77: Parámetros del elemento de la cara superior de la varilla de control

En este elemento se realiza el cálculo de la fuerza transmitida al elemento masa que se debe conectar al mismo (el cual representará a la varilla de control) debida a la presión en el volumen conectado, y la variación en el tamaño de dicho volumen debido al movimiento del pistón, como:

$$F = j * P * \left(\pi * \frac{D_p^2 - D_r^2}{4} \right) + F_{ext} \tag{26}$$

$$\Delta V = j * \left(\pi * \frac{D_p^2 - D_r^2}{4} * (x - x_0) \right) \tag{27}$$

Donde:

- j = dirección de la presión aplicada, 1 en dirección positiva y -1 en negativa.

- P = presión en el volumen conectado al elemento.
- D_p = diámetro del pistón.
- D_r = diámetro de la varilla.
- F_{ext} = fuerzas aplicadas a cualquier elemento mecánico conectado al elemento.
- x_0 = posición inicial de la masa conectada al elemento.

En segundo lugar, para modelar el cierre del conducto superior del volumen, se ha utilizado un elemento de válvula de asiento plano (**FlapperValve-2-1**). En este elemento se definen la geometría del elemento de cierre y del conducto que se cierra, de nuevo siguiendo el esquema proporcionado por el programa:

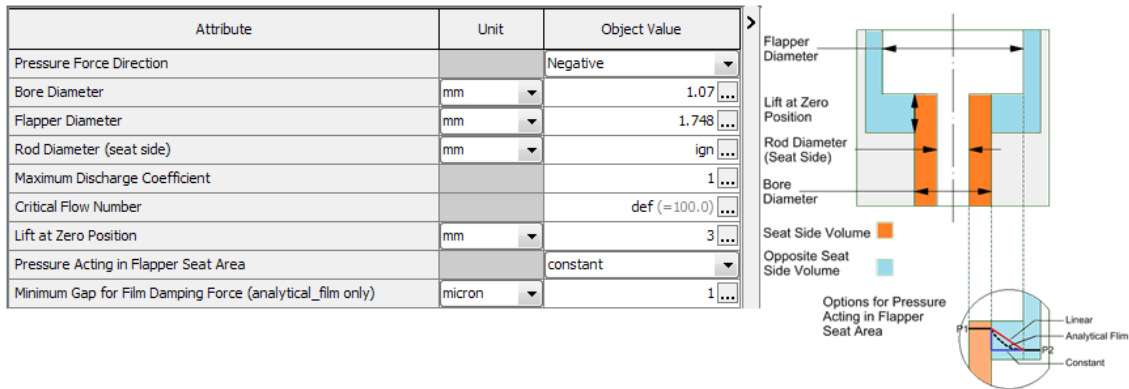


Ilustración 78: Parámetros del elemento de cierre entre el pistón de control y el conducto superior

Este elemento se configura además para que, cuando la válvula está cerrada, solo se tenga en cuenta la fuerza debida a la presión en la cara del pistón, siendo el resto ignoradas.

El área geométrica de paso del flujo, en este elemento, depende del levantamiento de la válvula en cada instante de tiempo. Su levantamiento mínimo está limitado por:

$$A_g = \min(A_c, A_{throat}, A_{up}, A_{down}) \tag{28}$$

Siendo:

- A_{up} = área de la parte aguas arriba del orificio.
- A_{down} = área de la parte aguas abajo del orificio.
- A_{throat} = área de la garganta de la válvula:

$$A_{throat} = \frac{\pi}{4} * (D_b^2 - D_r^2) \tag{29}$$

- D_b = diámetro del orificio de salida.
- D_r = diámetro de la varilla de cierre.
- A_c = área de máximo levantamiento de la válvula:

$$A_c = \pi * x_a * D_b \tag{30}$$

- x_a = levantamiento de la válvula respecto al asiento.

El espacio entre la válvula y el asiento se calcula como:

$$x = j * x_{mass} + x_{0 pos} \tag{31}$$

Donde j indica nuevamente la dirección de la fuerza de presión, x_{mass} la posición de la masa conectada al elemento (la masa de la varilla) y $x_{0\ pos}$ el levantamiento de la válvula en su posición inicial.

De hecho, el levantamiento de la válvula respecto al asiento, x_a , es simplemente x limitado como $x_a = 0 \leq x \leq x_{crit}$, donde x_{crit} es el levantamiento en el cual el área de la garganta es igual al área del máximo levantamiento de la válvula:

$$A_c = A_{throat} \rightarrow \pi * x_{crit} * D_b = \frac{\pi}{4} * (D_b^2 - D_r^2) \rightarrow x_{crit} = \frac{D_b^2 - D_r^2}{4 * D_b} \quad (32)$$

Esta área geométrica se utiliza para calcular el área efectiva disponible para el flujo, utilizando para ello el coeficiente de descarga del elemento:

$$A_{flow} = A_g * C_d \quad (33)$$

Para el cálculo del coeficiente de descarga en este elemento, *GT-Power* utiliza la siguiente expresión, obtenida de la bibliografía existente sobre el flujo a través de este tipo de válvulas:

$$C_d = C_{d,max} * \tanh\left(2 * \frac{\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (34)$$

Siendo λ el número de flujo. Éste es similar al número de Reynolds, pero en lugar de utilizar la velocidad del flujo, se utiliza la velocidad isentrópica del mismo. De esta forma se evita entrar en un bucle, puesto que en caso contrario $C_d = f(v)$, y $v = f(C_d)$:

$$\lambda = \frac{D_h}{v} * \sqrt{\frac{2}{\rho} * |P_2 - P_1|} \quad (35)$$

El diámetro hidráulico, utilizado para calcular el número de flujo, se calcula a partir del área geométrica, A_g , y el perímetro mojado, P_{wet} , como:

$$D_h = \frac{4 * A_g}{P_{wet}} = \frac{4 * \pi * D_b * x_a}{2 * \pi * D_b} = 2 * x_a \quad (36)$$

Por otra parte, el cálculo la fuerza debida a la presión que este elemento ejerce sobre la masa conectada a él, dependerá del método utilizado para modelar dicha fuerza. En éste modelo se ha decidido asumir una fuerza constante, en cuyo caso se obtiene como:

$$F = j * \left(m_{bore} * P_1 * \left(\frac{\pi(D_b^2 - D_r^2)}{4} \right) + m_{flap} * P_2 * \left(\frac{\pi(D_f^2 - D_b^2)}{4} \right) \right) \quad (37)$$

Donde:

- P_1 = presión en el volumen del lado del asiento de la válvula.

- P_2 = presión en el volumen del lado opuesto al asiento.
- m_{bore} = multiplicador de la fuerza de presión en el área de paso.
- m_{flap} = multiplicador de la fuerza de presión en el área del asiento de la válvula

Finalmente, la variación en el tamaño de los volúmenes conectados a este elemento se pueden calcular como:

$$\Delta V_1 = \frac{\pi(D_b^2 - D_r^2)}{4} * (x - x_0) \quad (38)$$

$$\Delta V_2 = \frac{\pi(D_f^2 - D_b^2)}{4} * (x - x_0) \quad (39)$$

Siendo:

- ΔV_1 = variación del volumen en el lado del asiento de la válvula.
- ΔV_2 = variación del volumen en el lado opuesto al asiento.
- $x_0 = x_{0\ pos} + x_{0\ m}$, apertura inicial de la válvula.
 - $x_{0\ m}$ = posición inicial de la masa conectada al elemento.

4.3.3.3. Orificio de salida

Una vez definido el volumen interno y su interacción con el movimiento de la varilla de control, el flujo sale del mismo por el conducto situado en la parte superior. Para ello se ha utilizado un elemento de línea (**L3**), de forma análoga al resto de líneas utilizadas previamente, con un diámetro de 1.07 mm y una longitud de 7.5 mm.

Esta línea conduce hasta el orificio de salida (**OA**). Siguiendo el método utilizado en el orificio de entrada del volumen de control, el primer paso es obtener la evolución del coeficiente de descarga con el número de Reynolds:

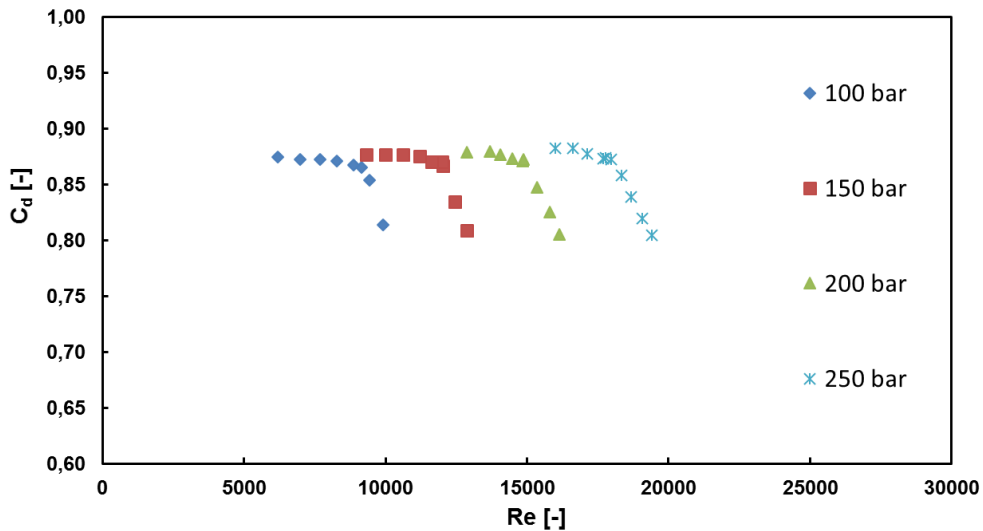


Ilustración 79: Variación del Cd con el Re en el orificio de salida.

Como se puede observar, en este caso se alcanzan condiciones de cavitación en el régimen de funcionamiento del inyector, debido principalmente a la falta de radio de acuerdo o conicidad en el orificio, al contrario del caso anterior. Por tanto, el coeficiente de descarga se comportará de forma distinta en función del régimen de funcionamiento, variando con el número de Reynolds hasta que se alcancen condiciones de cavitación, momento en el que pasará a depender del número de cavitación.

Así pues, se deben de obtener correlaciones del coeficiente de descarga con ambos números para poder modelar adecuadamente el comportamiento del flujo a través del orificio de salida. En el caso del número de Reynolds, como se puede apreciar en la siguiente ilustración, el coeficiente de descarga antes de alcanzar condiciones de cavitación no se ve afectado de forma significativa. Por lo tanto, se asume, para el coeficiente de descarga sin cavitación, un valor constante de 0.822 en este orificio, mientras que en condiciones de cavitación se obtiene la correspondiente correlación:

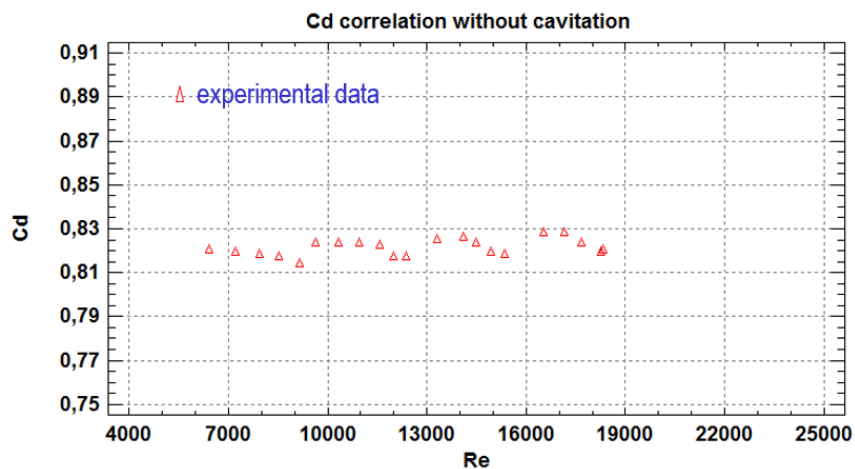


Ilustración 80: Correlación del Cd con el Re en el orificio de salida del volumen de control

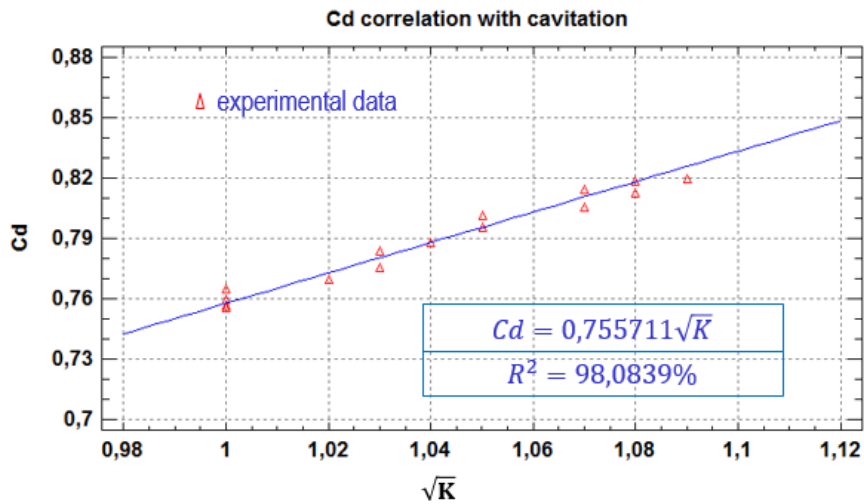


Ilustración 81: Correlación del Cd con la raíz de K en el orificio de salida del volumen de control

Utilizando las expresiones obtenidas a partir de los datos experimentales, se crea una nueva lógica de control, similar a la utilizada en el orificio de entrada, pero teniendo en cuenta la aparición del fenómeno de cavitación en el orificio:

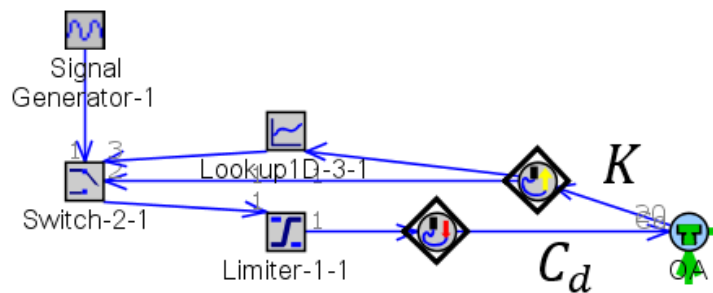


Ilustración 82: Lógica de control del Cd del orificio de salida del volumen de control

Como se puede observar, el cálculo del número de Reynolds ya no resulta necesario. En su lugar se introduce una señal constante con el valor del coeficiente de descarga sin cavitación. Además, se utiliza la lectura del número de cavitación para introducir la correlación obtenida del mismo con el coeficiente de descarga.

De esta forma, se introduce un elemento conmutador, en el cual el parámetro de comando es el número de cavitación en el orificio: en caso de superarse el valor necesario para que se produzca cavitación (1.2), el conmutador cambia la señal de salida para utilizar el valor obtenido a partir de la correlación con el número de cavitación; en caso contrario, utiliza el valor constante del coeficiente de descarga.

$$Cd \rightarrow \begin{cases} Cd = 0.822 \rightarrow K < 1.2 \\ Cd = f(K) \rightarrow K > 1.2 \end{cases}$$

4.3.3.4. Cierre del volumen de control

Tras el orificio de salida, se introduce un nuevo volumen (**V4**), para simular el espacio situado entre dicho orificio y el cierre del volumen de control, realizado mediante la varilla de la válvula. Dicho volumen entra un tamaño de 0.247 mm³.

El cierre del volumen de control se ha simulado nuevamente mediante un elemento de válvula de asiento plano (**ControlValve**), debido a la geometría de la varilla de la válvula. Este elemento se configura de la misma forma que en el caso anterior:

Attribute	Unit	Object Value
Pressure Force Direction		Positive
Bore Diameter	mm	1.02
Flapper Diameter	mm	1.65
Rod Diameter (seat side)	mm	0.99
Maximum Discharge Coefficient		1
Critical Flow Number		100
Lift at Zero Position	mm	-0.001
Pressure Acting in Flapper Seat Area		constant
Minimum Gap for Film Damping Force (analytical_film only)	micron	1

Ilustración 83: Parámetros del elemento de cierre del volumen de control.

Finalmente, la salida del combustible como flujo de retorno al atravesar esta válvula se ha modelado directamente como una condición de contorno de salida (**FuelDrain**), donde la presión inicial será 2 bares, tal y como se ha explicado anteriormente.

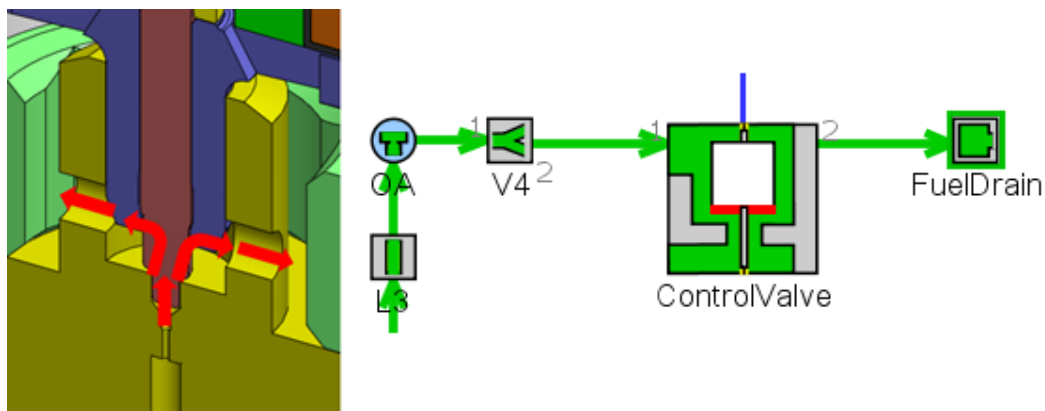


Ilustración 84: Modelado de la salida de combustible del volumen de control.

4.3.4. Líneas internas del inyector

Las líneas internas de combustible del inyector se pueden dividir en 2 secciones diferentes: las líneas de alimentación de combustible y las líneas del combustible de retorno.

4.3.4.1. Líneas de alimentación de combustible

Estas líneas parten directamente desde la alimentación de combustible de alta presión, proveniente del raíl del sistema de inyección. Están representadas por tanto por la segunda línea del modelo que conectaba con el volumen final de la línea de alta presión.

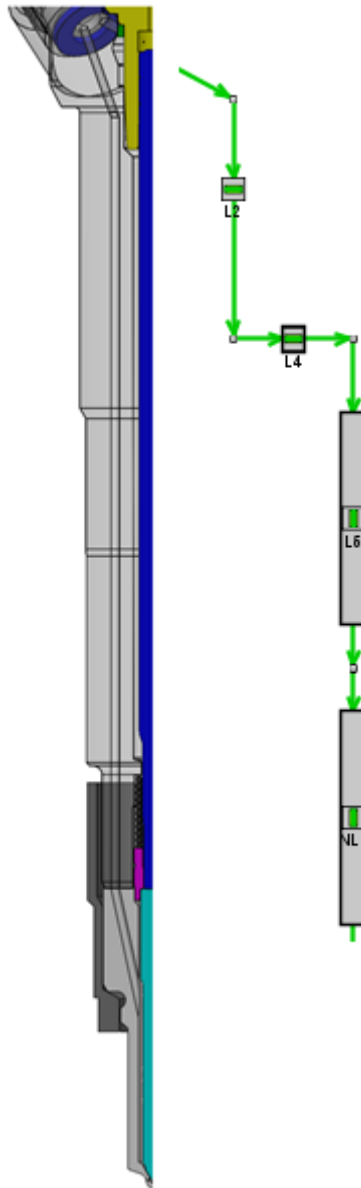


Ilustración 85: Modelado de las líneas de alimentación de combustible del inyector.

El modelado de los conductos internos situados en el cuerpo del inyector corresponde con los 3 primeros elementos de líneas (**L2**, **L4**, **L5**), donde se ha utilizado cada elemento pasa simular cada línea separada por un cambio de dirección o de sección.

No se ha considerado necesario utilizar volúmenes para modelar la conexión de las distintas líneas, dado que la posible pérdida de presión que se produzca en estos elementos será muy pequeña, es decir, tendrá una muy baja influencia en la dinámica del inyector, y por tanto se considera despreciable.

La siguiente línea (**NL1**) corresponde a la línea interna de la tobera del inyector, que conduce el combustible hasta el espacio interno donde se sitúa la aguja. Los elementos que se ha usado

para modelar este espacio se explicarán junto con la aguja, dado que se utilizan junto con los elementos que modelan el movimiento de la aguja durante la apertura y cierre del inyector.

De esta forma, las líneas de alimentación de combustible tendrán las siguientes dimensiones:

Línea	Longitud (mm)	Diámetro (mm)
L2	7.22	1.22
L4	3.39	1.11
L5	115	2.16
NL1	15	1.886

Tabla 4: Dimensiones de las líneas de alimentación de combustible

4.3.4.2. Líneas del combustible de retorno

Las líneas del combustible de retorno son aquellas por las que el combustible que se encuentra entre la varilla y el cuerpo del inyector se une al combustible del volumen de control en su regreso al depósito de combustible. Por tanto, cuando el inyector está cerrado, el combustible en ellas se encuentra a menor presión. Así pues, en estas líneas la presión inicial será de 2 bar.

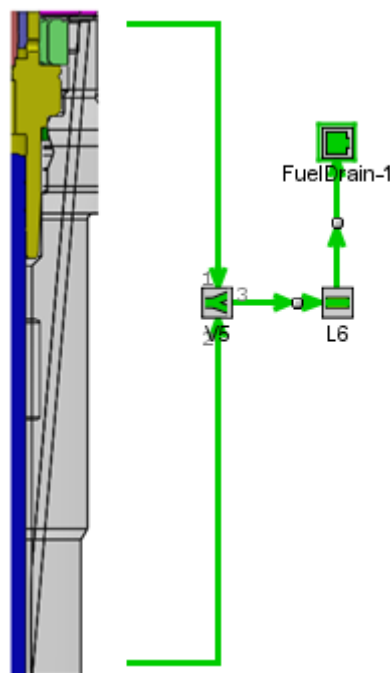


Ilustración 86: Modelado de las líneas de retorno de combustible del cuerpo del inyector.

Para modelar estas líneas, en primer lugar se utiliza un volumen (**V5**), el cual representa el espacio libre que se encuentra entre la varilla de control y el cuerpo del inyector. El combustible llega a este volumen desde otros 2 elementos, los cuales modelan el contacto de la varilla de control con las paredes del volumen de control y de la aguja con el cuerpo de la tobera respectivamente (ambos elementos se explicaran en detalle en las siguientes secciones).

Dicho volumen por tanto tendrá un tamaño de 115 mm^3 . Dado que el conducto por el que sale el flujo se conecta con este volumen en medio del mismo, las 2 entradas a dicho volumen se encontrarán a 90° y a 270° .

Tras el volumen se sitúa una línea de combustible (**L6**), de una longitud de 58 mm y un diámetro de 1.38 mm, que conduce el combustible hasta la salida. Si bien se podría haber conectado esta salida con el caudal de salida del volumen de control, resulta más sencillo utilizar el mismo elemento de condición de contorno (**FuelDrain-1**) directamente en el final de la línea de combustible.

4.3.5. Varilla de control

La varilla de control es un componente en el que el modelado de su movimiento y deformación (dada su elevada relación longitud/diámetro) resultan fundamentales, puesto que establece la conexión entre la apertura de la válvula solenoide y el levantamiento de la aguja que bloquea los orificios de la tobera:

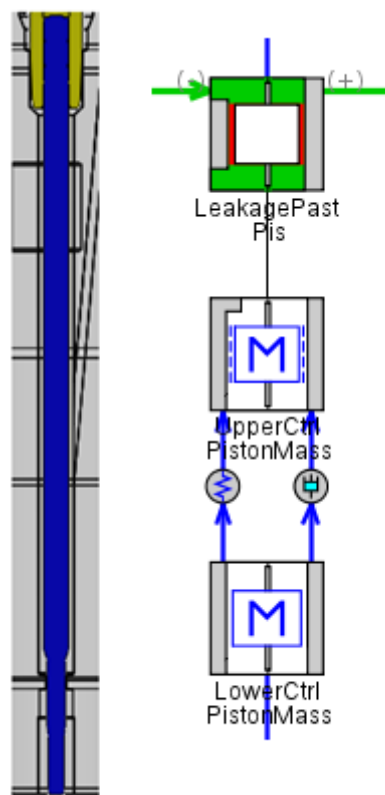


Ilustración 87: Modelado de la varilla de control.

En primer lugar se utiliza un elemento para modelar el flujo de combustible desde el volumen de control que se produce entre la varilla y las paredes del mismo (**LeakagePastPis**). En este elemento se deben introducir los parámetros de longitud y diámetro de la varilla en la zona de contacto con el volumen de control, entre otros parámetros:

Attribute	Unit	Object Value
Cylinder Diameter	mm	0.0039 ...
Radial Clearance (or Predictive Deformation Model Object)	micron	4 ...
Leakage Length with Mass at Zero Position	mm	10 ...
Maximum Leakage Length	mm	ign ...
Leakage Length Change for Positive Mass Displacement		Increases
Eccentricity Ratio		ign ...

Ilustración 88: Parámetros del elemento del flujo entre la varilla de control y el volumen de control.

En este elemento la longitud de fuga se calcula como:

$$x = \max(0, \min(j * x_{mass} + x_{0\ pos}, x_{max})) \quad (40)$$

Donde:

- j = es el atributo de cambio de longitud de la sección de fuga para un movimiento en dirección positiva de la masa conectada, siendo 1 si la longitud aumenta al moverse la masa en dirección positiva, -1 en caso contrario y 0 si no existe relación.
- x_{mass} = posición de la masa conectada al elemento.
- $x_{0\ pos}$ = longitud de fuga con la masa en posición 0.
- x_{max} = longitud máxima de fuga.

Por otra parte, el elemento calcula el espacio radial efectivo (por el cual fuga el combustible), δ_{eff} , mediante la integración del cubo de la variación del juego entre la varilla y las paredes. Utilizando el radio de excentricidad, ε , y el diámetro de la varilla, δ , se obtiene:

$$\delta_{eff} = \sqrt[3]{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1 + \varepsilon * \cos\theta)^3 d\theta} * \delta = \sqrt[3]{1 + \frac{3 * \varepsilon^2}{2}} * \delta \quad (41)$$

Este radio se utiliza para calcular la fuerza de cizalladura del elemento, la cual, sumada a cualquier posible fuerza externa que se esté aplicando, se transmite a la masa conectada al mismo:

$$F_{cizalladura} = \int \tau_w dA = C_{cizalladura} * \frac{\pi}{2} * D_s * \delta_{eff} * (P_1 - P_2) \quad (42)$$

Siendo $C_{cizalladura}$ el multiplicador de la fuerza de cizalladura del fluido definido por el usuario.

Este elemento se conecta, en su puerto superior, con los 2 elementos que modelan la interacción de la varilla de control con el volumen interno del volumen de control. De esta forma, los 3 elementos se conectan conjuntamente, a través del puerto inferior de este último elemento, con la masa de la varilla de control.

Dada la elevada relación longitud/diámetro de la varilla, y los esfuerzos a los que se ve sometida, para modelar de forma lo más real posible su deformación mecánica y su movimiento se ha dividido la masa total de la varilla en 2 elementos de masa, entre los cuales la conexión se realiza a través de un resorte y un amortiguador, conectados en paralelo a ambas.

La primera masa (**UpperCtrlPistonMass**), en la que se introduce la mitad de la masa de la varilla, cuenta con un tope superior, que modela el máximo levantamiento posible de la varilla, donde haría contacto con la pared superior del volumen de control, y donde se incorpora el cálculo de los esfuerzos de fricción de toda la varilla.

Attribute	Unit	Object Value
Mass	g	5.48 ...
Initial Position	See Cas...	[UpCtrlPistonInitPos] ...
Initial Velocity	m/s	0 ...
Lower Gap when Mass at Zero Position	mm	1000 ...
Upper Gap when Mass at Zero Position	micron	1000 ...

Ilustración 89: Parámetros del primer elemento masa de la varilla de control.

Para esta masa, la posición inicial se calcula a partir de la posición de la masa inferior y de la fuerza de presión ejercida por el combustible que se encuentra en el volumen de control:

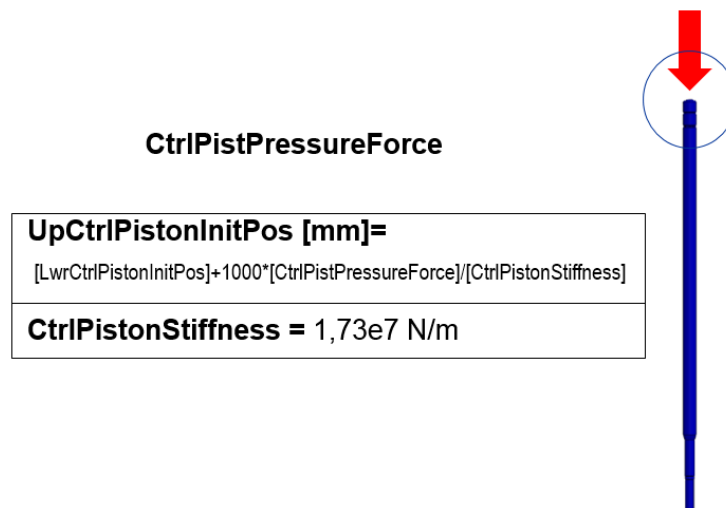


Ilustración 90: Cálculo de la posición inicial de la primera masa de la varilla de control.

Por lo tanto, la segunda masa (**LowerCtrlPistonMass**) es un elemento más simple, en el cual solo se debe de introducir la otra mitad de la masa de la varilla y su posición inicial. Dicha posición inicial, $[LwrCtrlPistonInitPos]$, será igual a la posición inicial de la parte superior de la aguja, cuyo cálculo se detallará en la siguiente sección.

En último lugar en el resorte (**CtrlPistonStiff**) se introduce como rigidez del mismo directamente la rigidez de la varilla, mientras que la precarga en este caso será nula. Por otra parte, valor del amortiguador (**CtrlPistonDamping**) se ha calculado como el 5% del valor crítico de amortiguamiento [28]:

$$C = 0.05 * 2\sqrt{k * m} \tag{43}$$

Donde k es la rigidez axial del material y m la masa del componente.

4.3.6. Aguja

En la aguja, el componente que cierra los orificios de la tobera, se debe de modelar a la vez su interacción con la varilla de control, las fuerzas producidas por el combustible proveniente de la línea de alimentación de combustible y la propia deformación de la varilla:

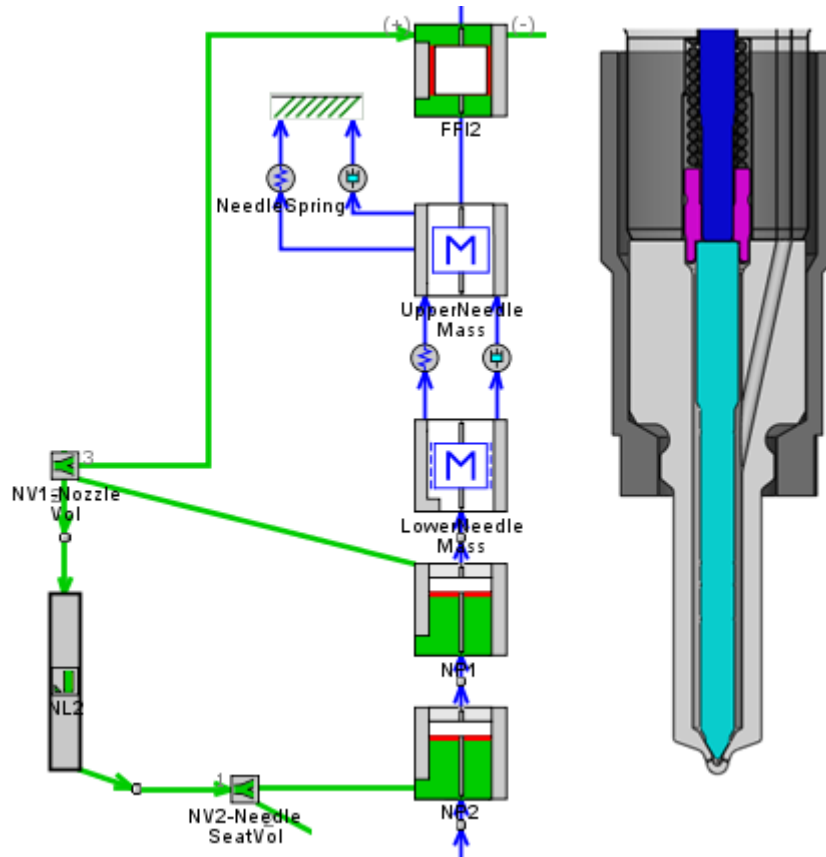


Ilustración 91: Modelado de la aguja.

4.3.6.1. Elementos hidráulicos de la aguja

Siguiendo el camino recorrido por el combustible, la entrada de este en la tobera desde las líneas de alimentación de combustible se ha simulado mediante un volumen (**NV1-NozzleVol**), de un tamaño de 32 mm³. De esta forma se pueden modelar los distintos caminos que sigue el combustible desde su punto de entrada, y la fuerza que ejerce sobre la aguja.

Una parte de este combustible fugará por la holgura existente entre la aguja y el cuerpo de la tobera (salida del volumen a 90°), por lo que se debe utilizar el mismo elemento que ya se usó en la varilla de control para modelar esta pérdida de combustible (**FF12**). Este elemento conecta directamente con el volumen de la línea de retorno de combustible explicada anteriormente. Su configuración es análoga al caso anterior:

Attribute	Unit	Object Value
Cylinder Diameter	mm	0.00341 ...
Radial Clearance (or Predictive Deformation Model Object)	micron	5 ...
Leakage Length with Mass at Zero Position	mm	13.7 ...
Maximum Leakage Length	mm	ign ...
Leakage Length Change for Positive Mass Displacement		None
Eccentricity Ratio		ign ...

Ilustración 92: Parámetros del elemento del flujo entre la aguja y el cuerpo de la tobera.

Este elemento sirve también como conexión entre el movimiento de la aguja y del pistón de control, ya que se conecta mecánicamente con las masas que representan el movimiento de ambos componentes.

El volumen inicial se utiliza a su vez para modelar las fuerzas de presión que ejerce el combustible sobre la aguja, que favorecen la apertura del inyector. Estas fuerzas se simulan mediante un elemento de pistón (**NV1**). La única diferencia con respecto al uso anterior de este elemento, es que en la aguja el pistón actúa en dirección contraria al caso anterior, cuando se usó para modelar la varilla de control, siendo en este caso en dirección positiva:

	Attribute	Unit	Object Value
	Pressure Force Direction		Positive
	Piston Diameter	mm	0.00341 ...
	Rod Diameter	mm	0.0028 ...
	Position Choice for Flow Volume:		
<input checked="" type="radio"/>	Initial Position		
<input type="radio"/>	Reference Position	mm	

Ilustración 93: Parámetros del elemento del primer pistón de la aguja.

La segunda línea de salida del volumen inicial (en dirección 270°) modela el descenso del combustible hasta el fondo de la tobera, donde la punta de la aguja impide que llegue hasta los orificios de la tobera. En este caso se trata de un elemento de línea de sección irregular (**NL2**), para modelar correctamente como afecta al flujo de combustible la geometría de la aguja.

Este tipo de elemento requiere de una configuración más compleja que las líneas utilizadas hasta ahora. Además de los parámetros habituales, se deben de introducir los parámetros del perímetro del área mojada a la entrada y a la salida.

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Area at Inlet End	mm^2	4.5227 ...
Wetted Perimeter at Inlet End	mm	21.7178 ...
Area at Outlet End	mm^2	4.5227 ...
Wetted Perimeter at Outlet End	mm	21.7178 ...
Length	mm	27 ...
Discretization Length	See Cas...	[dx] ...
Initial State Name		hp_init ...

Ilustración 94: Parámetros del elemento de la línea entre la aguja y el cuerpo de la tobera.

De esta forma, utilizando el área de entrada, A , y el perímetro mojado, P_w , se puede calcular el diámetro mojado como:

$$D_h = \frac{4A}{P_w} \tag{44}$$

Esta línea conduce hasta un volumen final (**NV2-NeedleSeatVol**), que se corresponde con el combustible situado al final de la tobera. El tamaño de este volumen no es simple de obtener, puesto que en el inyector con existe una transición clara entre la línea anterior y este volumen. Por tanto, su tamaño se ha obtenido a partir de la bibliografía de modelos previos y el ajuste del modelo con los resultados experimentales. Finalmente se ha llegado a un tamaño de 5 mm³.

Desde este volumen el combustible es conducido directamente al cierre que se produce entre la tobera y la punta de la aguja, cuyo modelo se explicará en la sección siguiente.

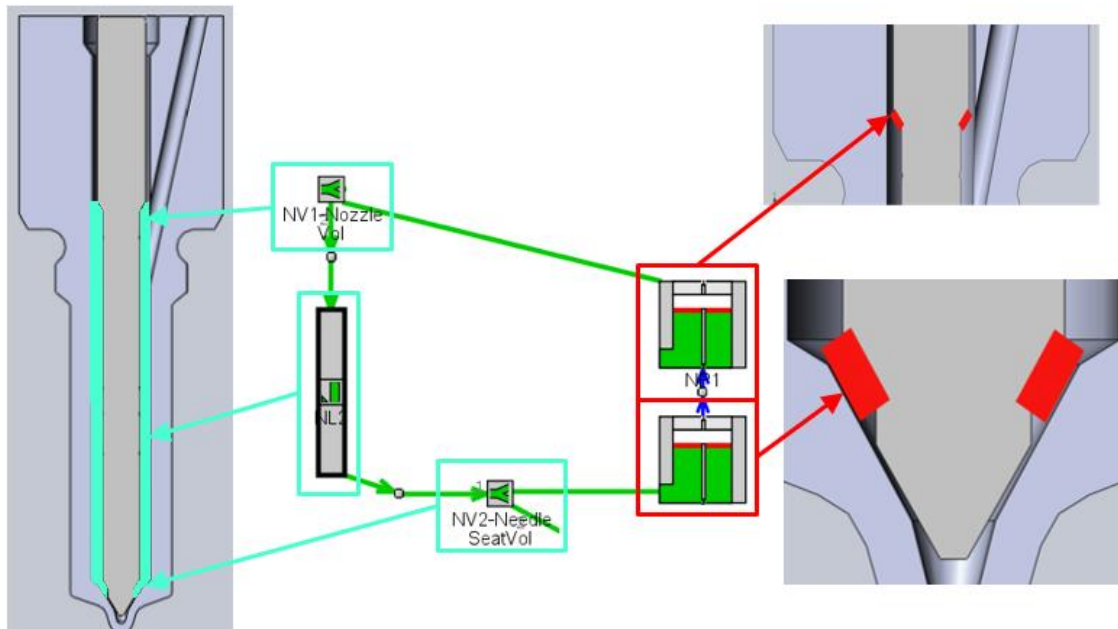


Ilustración 95: Elementos hidráulicos de la aguja.

Este volumen es necesario para suministrar el valor de presión del combustible al segundo pistón de la aguja (**NV2**), que se utiliza para modelar la fuerza de presión que ejerce el combustible desde el segundo cambio de sección de la aguja. Nuevamente se trata de una fuerza en dirección positiva, que favorece la apertura del inyector:

Attribute	Unit	Object Value
Pressure Force Direction		Positive
Piston Diameter	mm	0.0028
Rod Diameter	m	0.0017
Position Choice for Flow Volume:		
<input checked="" type="radio"/> Initial Position		
<input type="radio"/> Reference Position	mm	

Ilustración 96: Parámetros del elemento del segundo pistón de la aguja.

4.3.6.2. Elementos mecánicos de la aguja

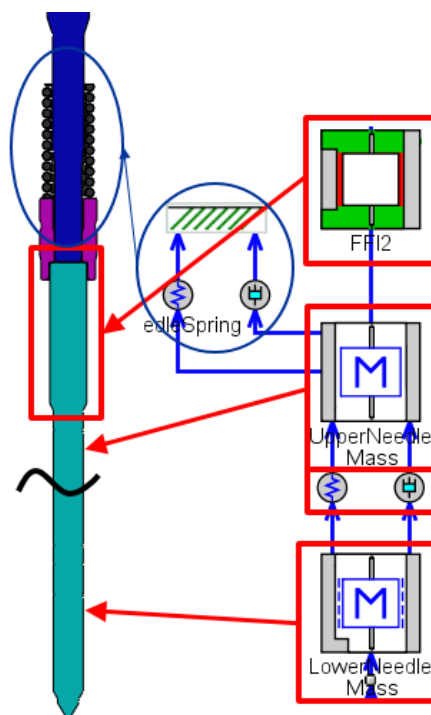


Ilustración 97: Elementos mecánicos de la aguja.

En primer lugar, en la aguja se sitúa un muelle para mantener cerrado el inyector, y facilitar su cierre cuando se interrumpe la señal de apertura. Dicho muelle se modela exactamente igual que el muelle situado en la válvula electromagnética, mediante un resorte (**NeedleSpring**) y un amortiguador (**NeedleSpringDamping**). Como en el caso anterior, aunque el coeficiente de amortiguamiento y la rigidez del muelle se pueden calcular, la precarga exacta de este último solo se puede estimar. Por ello se ha recurrido a la misma solución: partir de la información obtenida de modelos anteriores y obtener su valor definitivo ajustando el modelo a los resultados experimentales.

	Attribute	Unit	Object Value
<input checked="" type="radio"/>	Stiffness	N/m	5238 ...
	Preload	N	-10 ...
<input type="radio"/>	Force vs. Compression	N	
	Precompression with Both Positions Zero	mm	

Attribute	Unit	Object Value
Damping Coefficient	N-s/m	100 ...

Ilustración 98: Parámetros de los elementos de resorte (superior) y amortiguador (inferior) del muelle de la aguja.

A continuación, y de la misma forma que en la varilla de control, se encuentra representada la masa de la aguja, dividida en 2 elementos de masa para simular de forma exacta la deformación de la misma.

El primer elemento de masa (**UpperNeedleMass**) se trata de un elemento simple, donde solo se introduce la mitad de la masa de la aguja, 1.18 g, y la posición inicial de la misma.

La segunda masa (**LowerNeedleMass**), además la otra mitad de la masa de la aguja, modela las fuerzas de fricción que sufre la aguja. Este elemento incorpora un tope inferior, que corresponde con la posición más baja que puede alcanzar la aguja, cuando hace contacto con la parte inferior de la tobera (bloqueando así el paso de combustible a los orificios de la misma). De esta forma, entre este límite inferior y el límite superior de la masa superior de la varilla de control, se encuentra limitado el movimiento del conjunto varilla-aguja.

La posición inicial de la masa inferior, $[UpNeedleMassInitPos]$, y de la masa superior, $[LwrNeedleMassInitPos]$, de la aguja, dependerá de su rigidez, la precarga del muelle, la fuerza ejercida por la varilla de control y las fuerzas de presión del combustible:

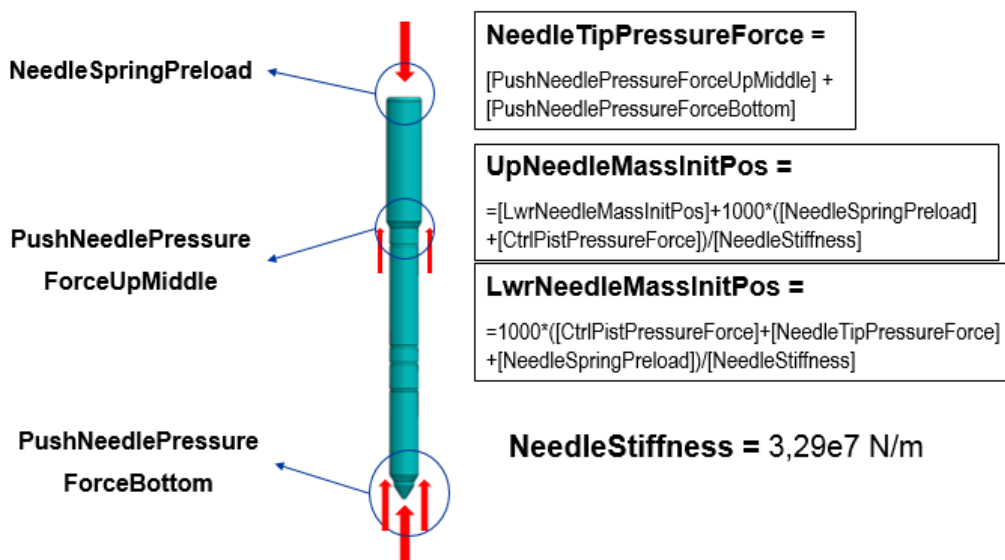


Ilustración 99: Cálculo de la posición inicial de las masas superior e inferior de la aguja.

Finalmente, de la misma forma que en la varilla de control, se introducen los parámetros correspondientes en los elementos resorte (**NeedleStiffness**) y amortiguador (**NeedleDamping**) que simulan la deformación de la aguja.

4.3.7. Tobera

En la tobera se modela el cierre de la misma con la punta de la aguja y el comportamiento hidráulico de los orificios:

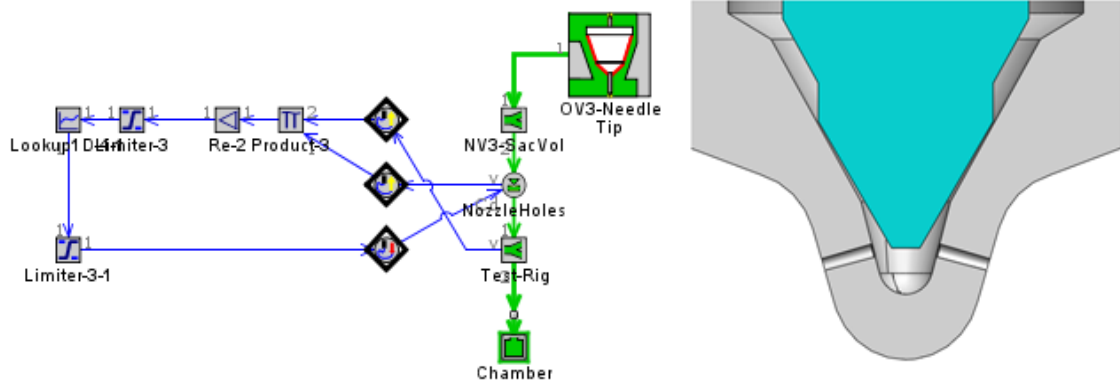


Ilustración 100: Modelado de la tobera

Desde el volumen del asiento de la aguja, explicado en la sección anterior, llega el combustible hasta el elemento que simula el cierre de la punta de la aguja con la tobera. En este caso se trata de un elemento de vástago cónico con asiento cónico (**OV3-NeedleTip**).

En este elemento se deben introducir los parámetros geométricos que definen la punta de cierre y el asiento cónico, siguiendo el diagrama que incorpora el propio elemento en *GT-Power*:

Attribute	Unit	Object Value
Pressure Force Direction		Positive
Diameter of Poppet	mm	1.82 ...
Diameter of Cone	mm	0.812 ...
Diameter of Hole	mm	0.812 ...
Diameter of Rod (Seat Side)	mm	ign ...
Seat Half Angle	deg	30.31 ...
Needle Cone Half Angle	deg	30.31 ...
Maximum Discharge Coefficient		1 ...
Critical Flow Number		100 ...
Lift at Zero Position	mm	0 ...
Pressure Acting on Sealing Surface		linear

Ilustración 101: Parámetros del elemento de cierre de la punta de la aguja

El levantamiento de la válvula, es decir, el espacio entre la válvula y el asiento, se calcula de la misma forma que en otros elementos de válvulas como:

$$x = j * x_{mass} + x_{0 pos} \tag{45}$$

Nuevamente, de forma similar a los otros elementos de válvula, el área geométrica está limitada por la mínima entre el área de la garganta A_{throat} , el área cónica A_1 , el área aguas arriba A_{up} , y el área aguas abajo A_{down} . Estas 2 últimas áreas están definidas por los elementos hidráulicos conectados a la válvula. Si el área geométrica está limitada por A_{up} o A_{down} , significa que la

válvula no está actuando efectivamente como una limitación. Existe un levantamiento de transición, x_{crit} , para el cual el área cónica es igual al área de la garganta:

$$A_1 - A_{throat} = 0 \quad (46)$$

Esta ecuación tendrá una solución dentro del siguiente rango:

$$10^{-20} \leq x \leq \frac{D_s}{\sin(\sigma)} \quad (47)$$

Donde:

- D_s = diámetro del orificio.
- σ = mitad del ángulo del asiento.

Por tanto el área geométrica será:

$$\begin{aligned} x \leq x_{crit} &\rightarrow A_g = \min(A_1, A_{throat}, A_{up}, A_{down}) \\ x \geq x_{crit} &\rightarrow A_g = \min(A_{throat}, A_{up}, A_{down}) \end{aligned} \quad (48)$$

El área de la garganta, por una parte, se calcula como:

$$A_{throat} = \frac{\pi}{4} * (D_s^2 - D_r^2) \quad (49)$$

Donde D_r es el diámetro de la varilla en el lado del asiento.

Por otra parte, el área cónica se obtiene a partir de la expresión:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\pi D_s * (x * \sin(\alpha) + S_o)}{\cos(\beta_1)} * \\ &\left(1 - \frac{x * \sin(\alpha) + S_o}{D_s} * (\cos(\alpha) + \sin(\alpha) * \tan(\beta_1)) \right) \end{aligned} \quad (50)$$

Donde:

- α = mitad del ángulo del cono de la aguja (igual a σ para este caso).
- $S_o = \frac{(D_c - D_s) * \cos(\alpha)}{2 * \tan(\sigma)} * (\tan(\alpha) - \tan(\sigma))$
 - D_c = diámetro del cono.
- $\tan(\beta_1) = M_1 * \sqrt{M_1^2 - \frac{1}{2}}$
 - $M_1 = \frac{1}{4} * \left(\frac{D_s * \sin(\alpha)}{x * \sin(\alpha) + S_o} * \left(\frac{1}{\tan^2(\alpha)} + 1 \right) - \frac{1}{\tan(\alpha)} \right)$

De esta forma, utilizando el área geométrica que corresponda, y el coeficiente de descarga de la válvula, se puede obtener el área disponible para la circulación del flujo A_{flow} . Tanto para calcular dicha área como para calcular el coeficiente de descarga se utilizan las mismas

expresiones que para la resolución de la válvula de asiento plano (ecuaciones 33, 34 y 35, de la sección 4.3.3.2.). La única diferencia se encuentra en el cálculo del diámetro hidráulico D_h , ya que en este caso la aguja cuenta con una punta cónica en lugar de plana:

$$D_h = 2 * x * \sin(\alpha) \tag{51}$$

En lo que respecta a la fuerza transferida a la masa conectada al elemento (la masa de la aguja en este caso), el elemento la divide en 3 componentes distintos:

$$F_{total} = F_{ext} + F_{jet} + F_{pressure} \tag{52}$$

De las 3 componentes, solo se considera en el modelo la fuerza debida a la presión, $F_{pressure}$, (las otras 2 son nulas). Esta fuerza, que representa de presión a lo largo de la superficie, se puede calcular como una fuerza constante o como una fuerza linealmente decreciente a lo largo de la superficie. Para dar mayor exactitud al modelo se ha utilizado esta segunda opción, por lo que la fuerza debida a la presión se calcula como:

$$F_{pressure} = j * \left(F_{pss} + P_1 * \left(\frac{\pi * (D_c^2 - D_r^2)}{4} \right) \right) \tag{53}$$

Donde

- F_{pss} = fuerza de presión aplicada a lo largo de la superficie de sellado:

$$F_{pss} = \frac{\pi * (D_c^2 - D_r^2)}{4} * (P_1 * \eta + P_2 * (1 - \eta)) \tag{54}$$

- η = relación entre los diámetros del cono y la válvula:

$$\eta = \frac{1 + 2 * \frac{D_c}{D_p}}{3 * \left(1 + \frac{D_c}{D_p} \right)} \tag{55}$$

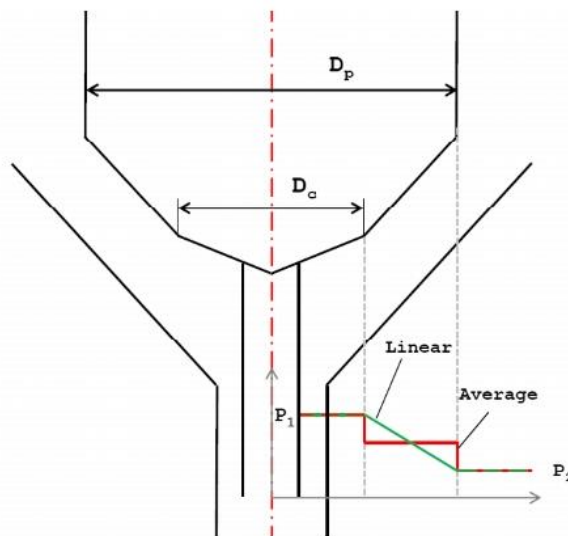


Ilustración 102: Esquema de los parámetros utilizados en las ecuaciones del elemento de la válvula cónica

Finalmente, el elemento calcula la variación de los volúmenes situados antes y después de la válvula en función de su levantamiento como:

$$\Delta V_1 = \pi * \frac{D_c^2 - D_r^2}{4} * (x - x_o) \quad (56)$$

$$\Delta V_2 = \pi * \frac{D_p^2 - D_c^2}{4} * (x - x_o) \quad (57)$$

Donde:

- ΔV_1 = variación del volumen situado aguas debajo de la válvula.
- ΔV_2 = variación del volumen situado aguas arriba de la válvula.

[33]

Después de la válvula cónica que representa el cierre de la aguja, el combustible llega hasta a un nuevo volumen (**NV3-SacVol**), el cual equivale al volumen del saco de la tobera. Este volumen, en su tamaño inicial (cuando el inyector está cerrado), ocupa un volumen de 0.05 mm³. A partir de este punto las condiciones iniciales de los elementos hidráulicos que quedan son distintas al resto del inyector. Esto se debe a que estos elementos, separados por el cierre de la aguja del resto, se encuentran en las condiciones iniciales del cilindro del motor en el cual se produce la inyección.

Por tanto, las condiciones iniciales de presión y temperatura en los elementos restantes serán 50 bar y 304.5 K. Dado que el objetivo del modelo no es estudiar el proceso de mezcla aire-combustible, se considera que en la cámara también se encuentra únicamente el mismo combustible.

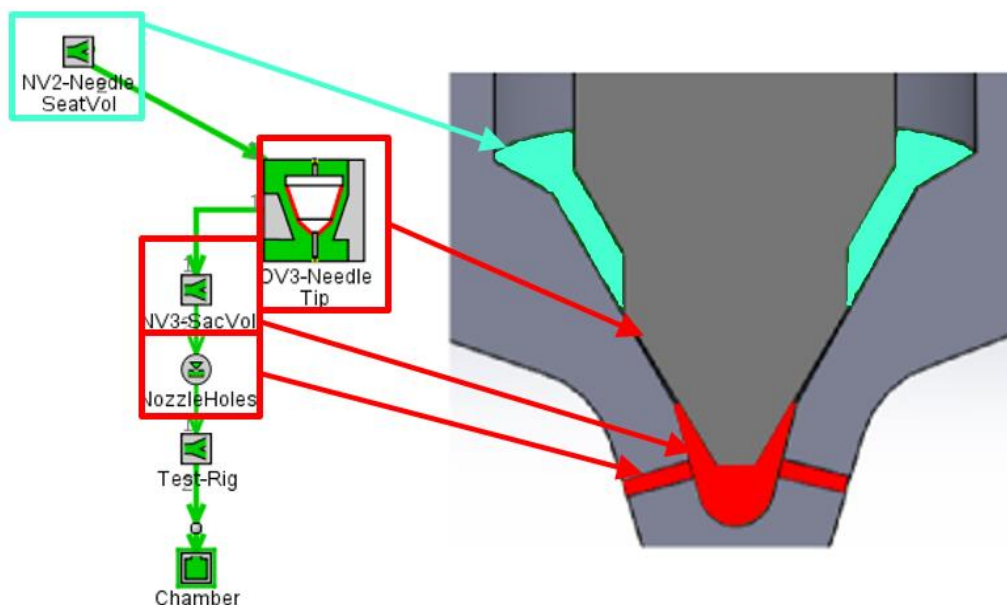


Ilustración 103: Modelado del asiento de la aguja y el saco de la tobera

A continuación el combustible llega hasta los orificios de la tobera. Para su representación se ha utilizado un elemento específico de la librería de *GT-Power* para toberas de inyectores (**NozzleHoles**). Este elemento específico incorpora distintos parámetros de configuración pensados exclusivamente para ser utilizados en el modelado de inyectores.

En primer lugar, se debe de introducir el diámetro de un único orificio, 0.13 mm, y el número de orificios de la tobera, 8. En lo que respecta al coeficiente de descarga, como en los 2 orificios ensayados anteriores, se introducirá una lógica de control en la que introducir la correlación de coeficiente de descarga obtenida a partir de los ensayos experimentales.

Para ello, el primer paso es obtener su correlación con el número de Reynolds:

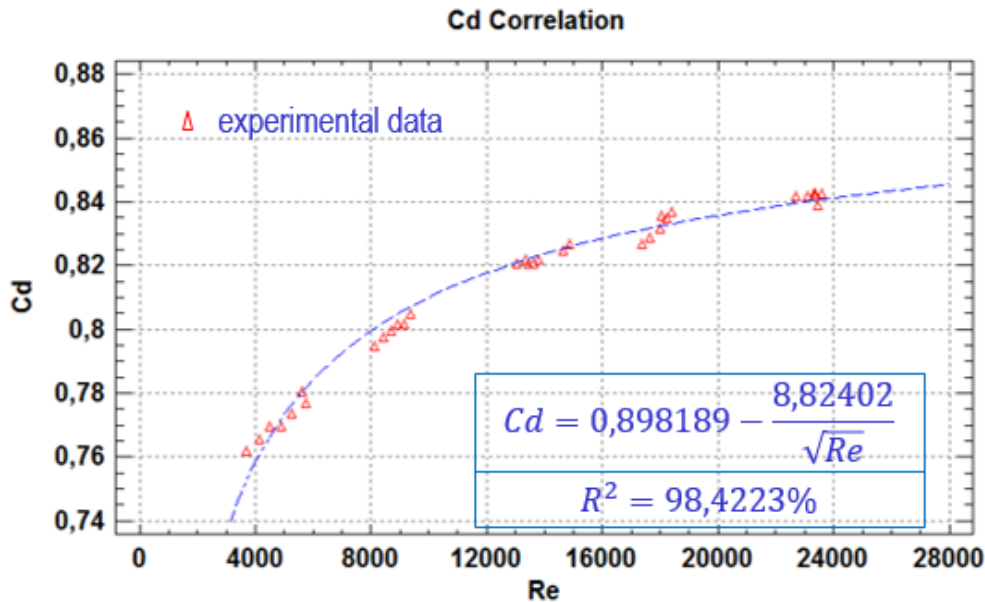


Ilustración 104: Correlación del Cd con el Re en los orificios de la tobera

Tal y como se puede observar, en el régimen de funcionamiento del inyector no se alcanzan condiciones de cavitación en los orificios de la tobera. Por lo tanto, para el coeficiente de descarga de los mismos se utilizará exactamente la misma lógica de control que en el orificio de entrada del volumen de control (donde tampoco se produce cavitación), introduciendo la correlación y el diámetro del orificio en los elementos correspondientes.

En los parámetros específicos de este elemento, se encuentra la detección de los pulsos de inyección. Su configuración resulta particularmente importante cuando se simulan inyecciones múltiples, pues si no se realiza correctamente el programa podría detectar 2 inyecciones muy próximas como una sola. Para evitar este y otros posibles errores, se han utilizado los siguientes parámetros:

Attribute	Unit	Object Value
Detect Each Pulse?		
Minimum Needle Lift for Pulse Detection	mm	0.01
Part Name for Needle Lift		OV3-NeedleTip
Minimum Mass for Pulse Detection	mg	0.2
<input checked="" type="checkbox"/> Array Specifying which Pulses are "On" (for Pulse # Identification and Data Export)		ign
Angle to Start Detecting First Pulse (for Pulse # Identification)	deg	def
Start of Window for "Injection Rate (conditioned)" Plots Only	s	ign
End of Window for "Injection Rate (conditioned)" Plots Only	s	ign

Ilustración 105: Parámetros del elemento de los orificios de la tobera para la detección de los pulsos de inyección.

En último lugar, se debe de configurar los parámetros necesarios para exportar los resultados de la inyección. En concreto, se debe de especificar la presión de rail, y el tiempo de inyección. Para casos de inyección múltiple, este segundo parámetro será una media del tiempo de las inyecciones realizadas:

	Attribute	Unit	Object Value
Create 'InjectionRateMap' for GT-POWER Model and/or Injector Characteristics Plots			
	Parameter Specifying Energizing Time	See Cas... ▼	[ET] ...
	Parameter Specifying Rail Pressure	See Cas... ▼	[RailPressure] ...
<input checked="" type="checkbox"/>	Halt Case at End of First Pulse?		no ▼
	Name of InjectionRateMap Object		ign ...
	Sampling Interval for InjectionRateMap Profiles	ms ▼	def ...

Ilustración 106: Parámetros del elemento de los orificios de la tobera para exportar los resultados

A la salida de los orificios de la tobera, se ha introducido un volumen (**Test-Rig**), del cual poder tomar el valor de la viscosidad cinemática para la lógica de control de los orificios de la tobera, y que representa el conducto interno del tasímetro utilizado durante los ensayos. Por tanto, dicho volumen tiene un tamaño de 150 mm³, para garantizar que no perturba los resultados de la inyección.

Finalmente, se llega hasta la condición de contorno de salida del combustible inyectado (**Chamber**), cuyos parámetros, como ya se ha comentado, corresponden con los parámetros típicos del cilindro del motor.

Capítulo 5: Resultados

5.1. Introducción

En el presente capítulo se procede a validar el modelo del inyector diésel solenoide desarrollado en el capítulo anterior. Para ello se realizará una comparación entre la tasa de inyección de combustible y la masa inyectada del modelo con la obtenida experimentalmente para diferentes presiones y tiempos de inyección. Siguiendo el plan de ensayos de la tasa inyectada (sección 3.3.2.6.), la validación se dividirá en 2 fases: en primer lugar, se validará el modelo para inyecciones simples, y a continuación se validará para inyecciones dobles.

5.2. Inyección simple

En primer lugar se muestra la comparación entre la tasa de inyección de combustible obtenida experimentalmente y la simulada mediante el modelo realizado. De entre todos los casos ensayados y simulados, se analizarán de forma individual cada presión de inyección (300, 500, 1000 y 1800 bar), para todos los tiempos de inyección (0.2, 0.3, 0.4 y 1 ms), pero un solo caso de contrapresión (50 bar), ya que se ha ensayado para todas las presiones de inyección. A modo de leyenda, se muestra en línea continua el resultado experimental, y en línea discontinua el resultado de la simulación.

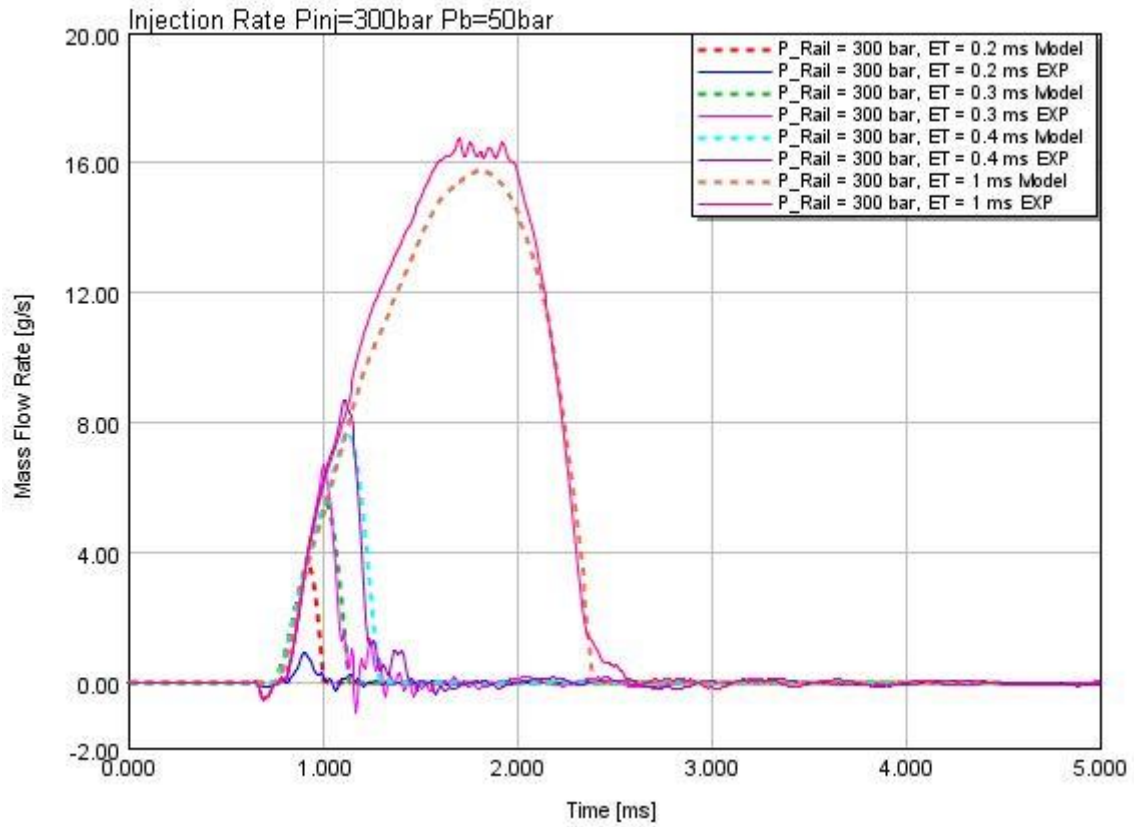


Ilustración 107: Inyección simple - Tasa de inyección $P=300\text{ bar}$ y $P_b=50\text{ bar}$.

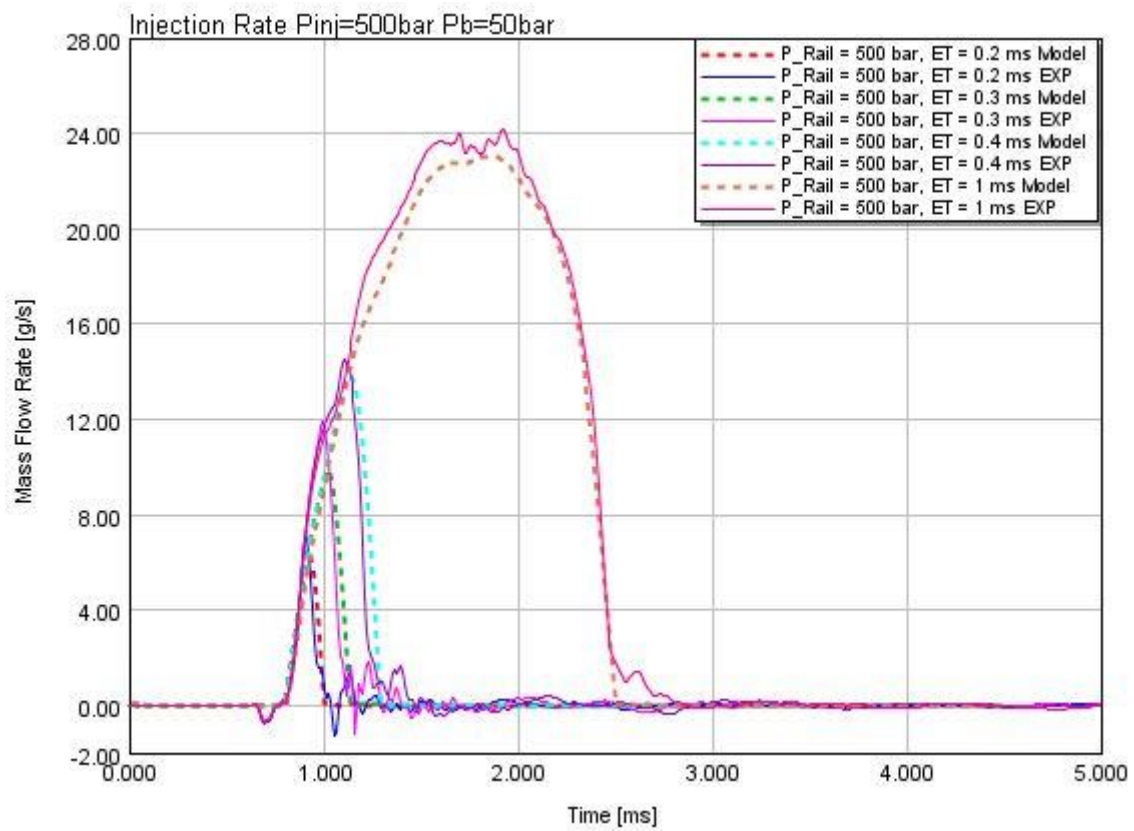


Ilustración 108: Inyección simple - Tasa de inyección $P=500\text{ bar}$ y $P_b=50\text{ bar}$.

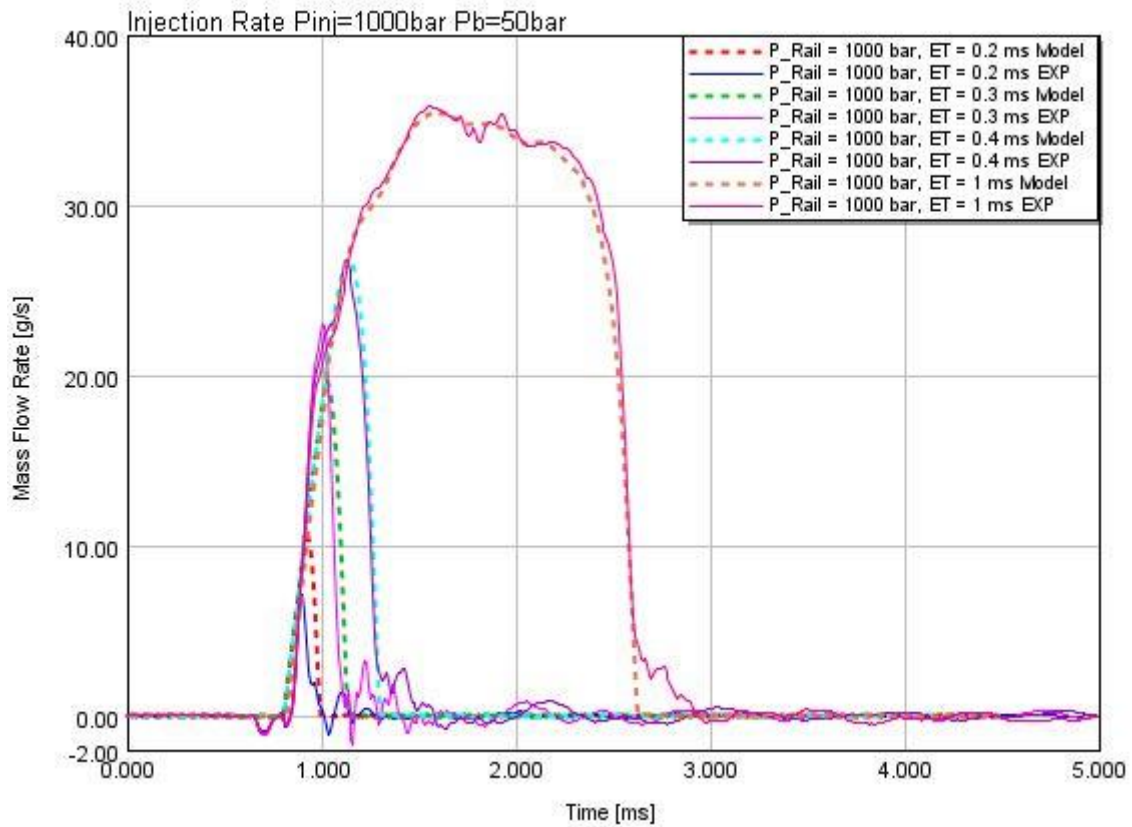


Ilustración 109: Inyección simple - Tasa de inyección $P=1000$ bar y $P_b=50$ bar.

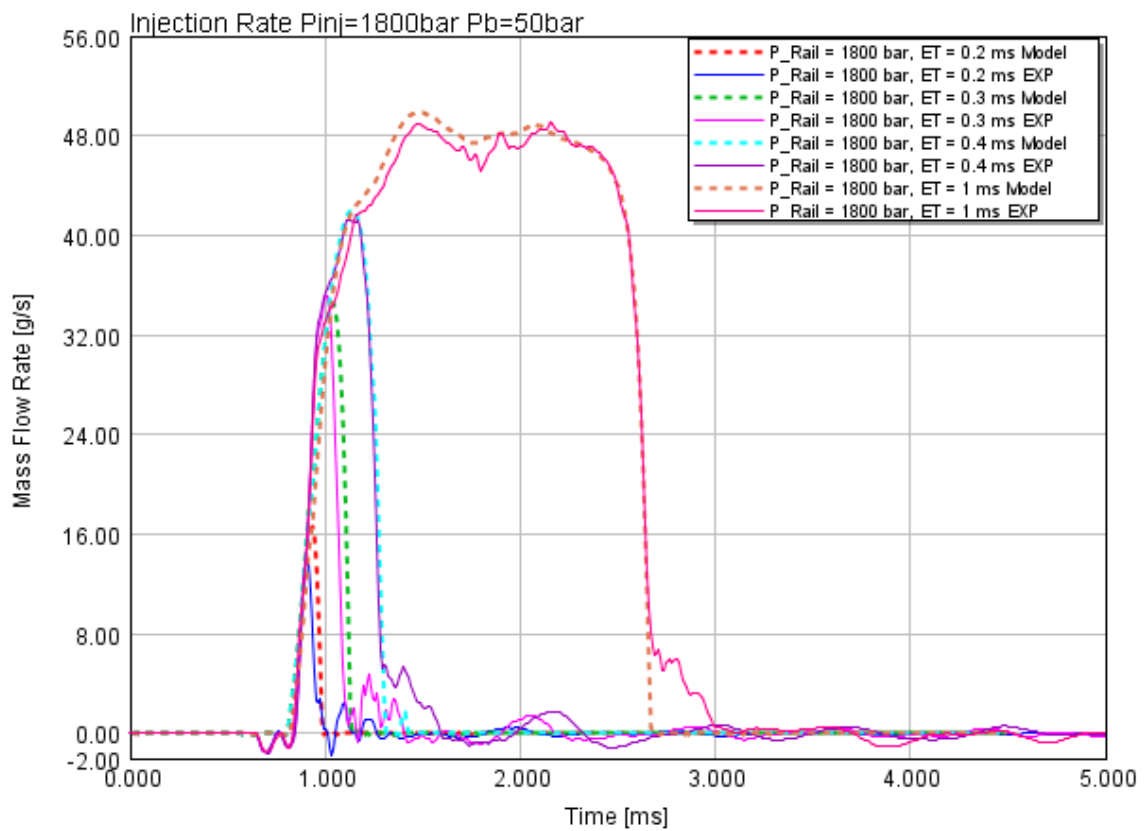


Ilustración 110: Inyección simple - Tasa de inyección $P=1800$ bar y $P_b=50$ bar.

Como se puede observar, para todas las presiones de inyección se ha conseguido un gran ajuste tanto del tiempo de apertura como del tiempo de cierre del inyector, así como de las pendientes durante la apertura y el cierre, es decir, de la velocidad de subida y bajada de la aguja y la varilla de control.

En cambio, para tiempos de inyección muy cortos (0.2 ms) se produce una sobreestimación de la tasa de inyección. Si bien este error se reduce a medida que aumenta la presión de inyección, se trata de un error particularmente importante para los casos de presión de inyección más baja.

Para el resto de tiempos de inyección, a presiones de inyección bajas, en general, se subestima la tasa de inyección que se alcanza durante la inyección. Nuevamente, al aumentar la presión de inyección este error disminuye, haciéndose prácticamente nulo para una presión de inyección de 1000 bar. Sin embargo, al alcanzar una presión de inyección de 1800 bar se produce el efecto contrario, y se produce una ligera sobreestimación de la tasa de inyección de combustible para tiempos de inyección largos.

También se puede observar cómo, para presiones de inyección altas, el modelo es capaz de seguir las variaciones de la tasa inyectada que se producen mientras el inyector permanece abierto, en el caso de tiempo de inyección de 1 ms.

A continuación, se muestra la masa inyectada total para todos los casos que se han ensayado y simulado para la realización de este proyecto (Ilustración 111: Inyección simple - masa total inyectada.):

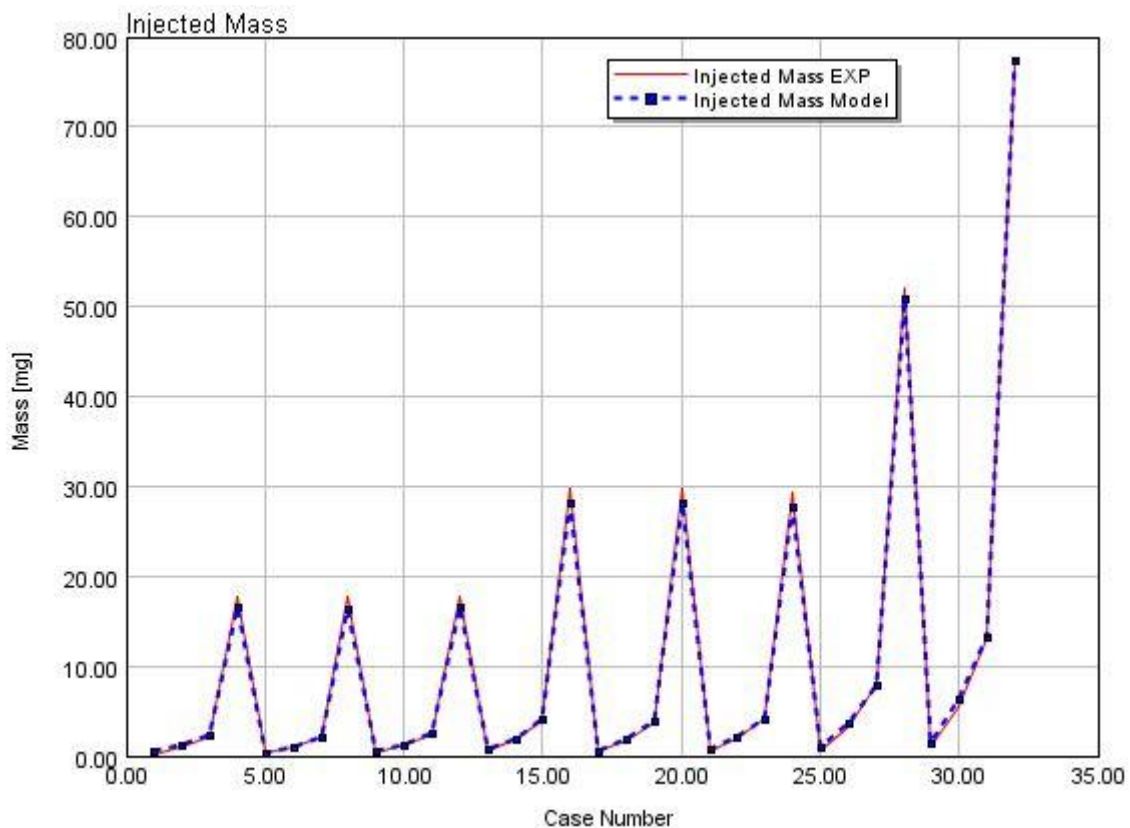


Ilustración 111: Inyección simple - masa total inyectada.

Tal y como se puede anticipar a partir de los resultados de la tasa de inyección, para los casos con baja presión de inyección se produce una ligera sobreestimación de la masa inyectada, especialmente para tiempos de inyección cortos, mientras que para tiempos de inyección de 1 ms se produce el efecto contrario, es decir, el modelo subestima la masa inyectada. En definitiva, se observa como la exactitud del modelo aumenta con la presión y el tiempo de inyección.

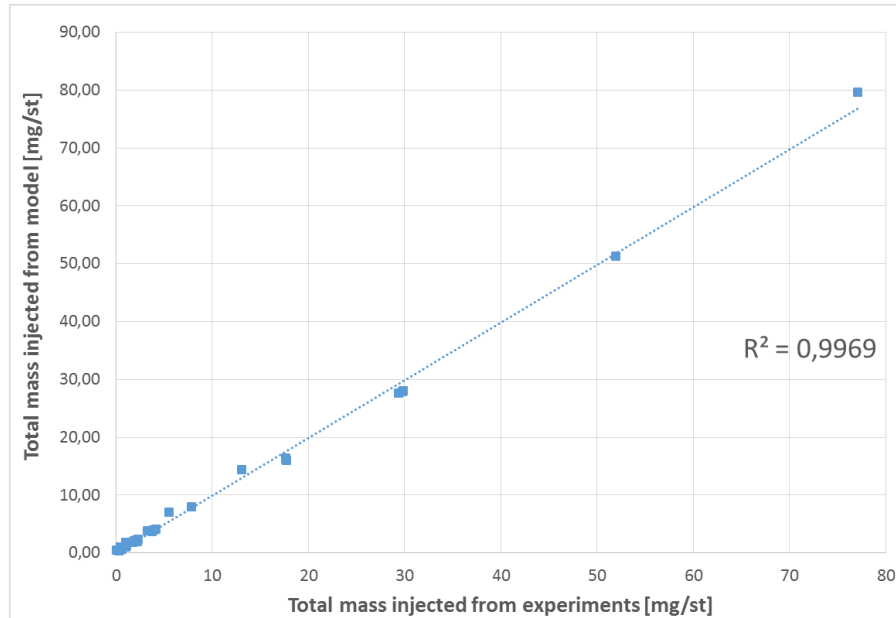


Ilustración 112: Inyección simple Ajuste de la masa inyectada.

Graficando la masa inyectada total del modelo con respecto al resultado experimental, se confirma que la diferencia entre ambos es muy pequeña, es decir, el modelo representa con gran precisión la masa inyectada total, y sus resultados son extrapolables para otros casos de presión y tiempo de inyección.

5.3. Inyección doble

5.3.1. Modelo inicial

A continuación se muestran nuevamente la comparación entre la tasa de inyección experimental y simulada para los casos de inyección doble, utilizando el mismo modelo que en las inyecciones sencillas. De nuevo, solo se mostrarán algunos de los resultados obtenidos para visualizar la comparación entre ambos resultados, dada la gran cantidad de casos ensayados y simulados. La leyenda utilizada sigue el mismo formato que en la sección anterior, es decir, los resultados experimentales se muestran en línea continua, y los resultados experimentales en línea discontinua.

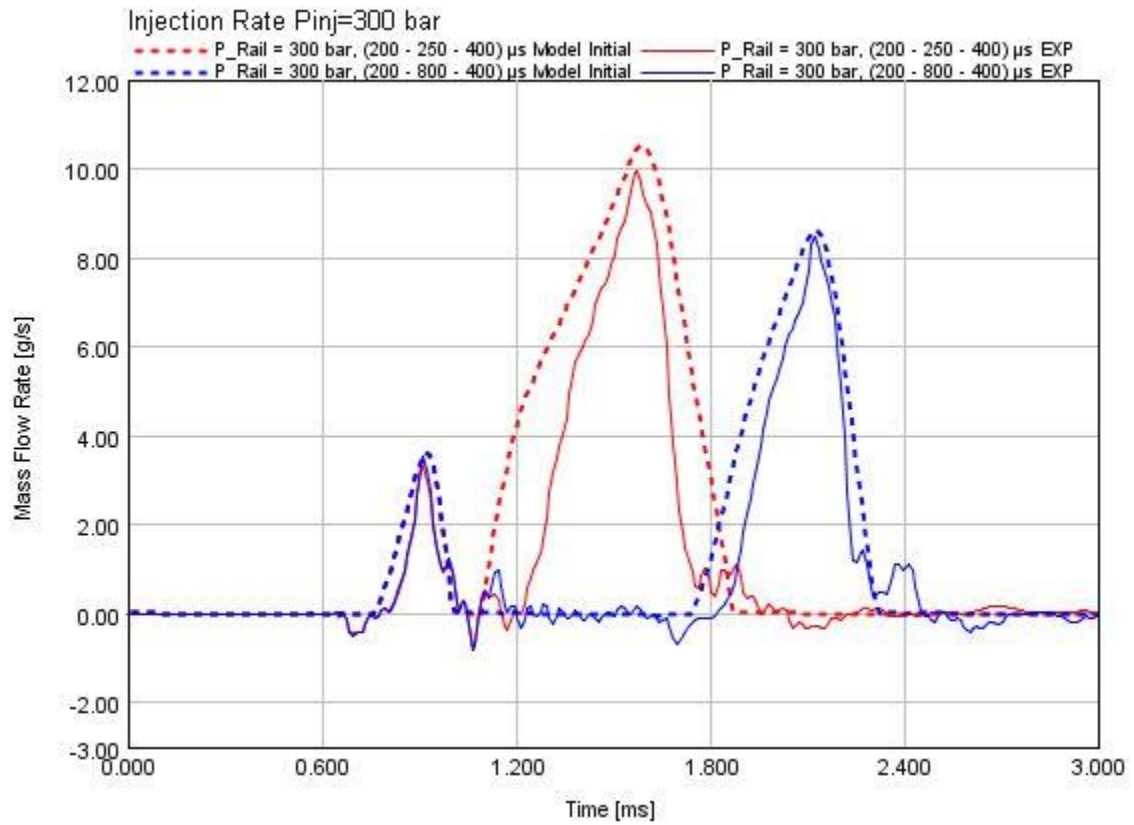


Ilustración 113: Inyección doble - Modelo Inicial - Tasa de inyección $P=300$ bar, preinyección.

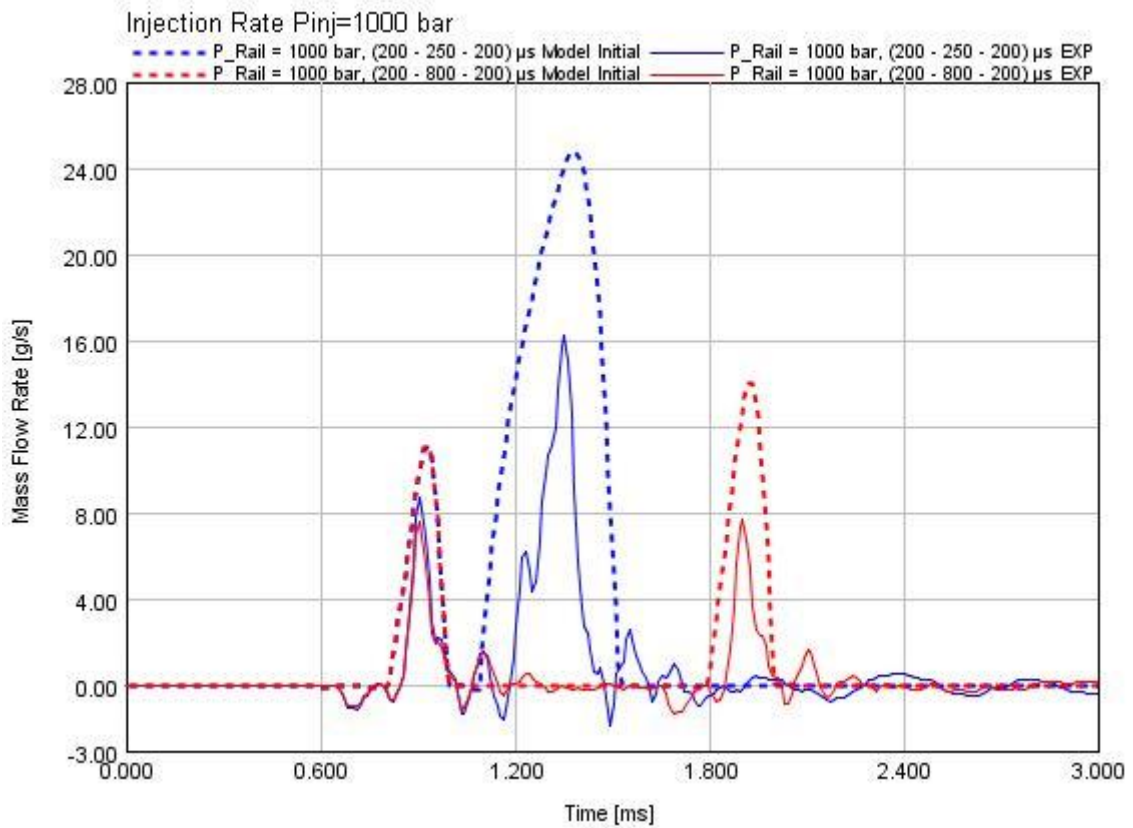


Ilustración 114: Inyección doble - Modelo inicial - Tasa de inyección $P=1000$ bar, inyección partida.

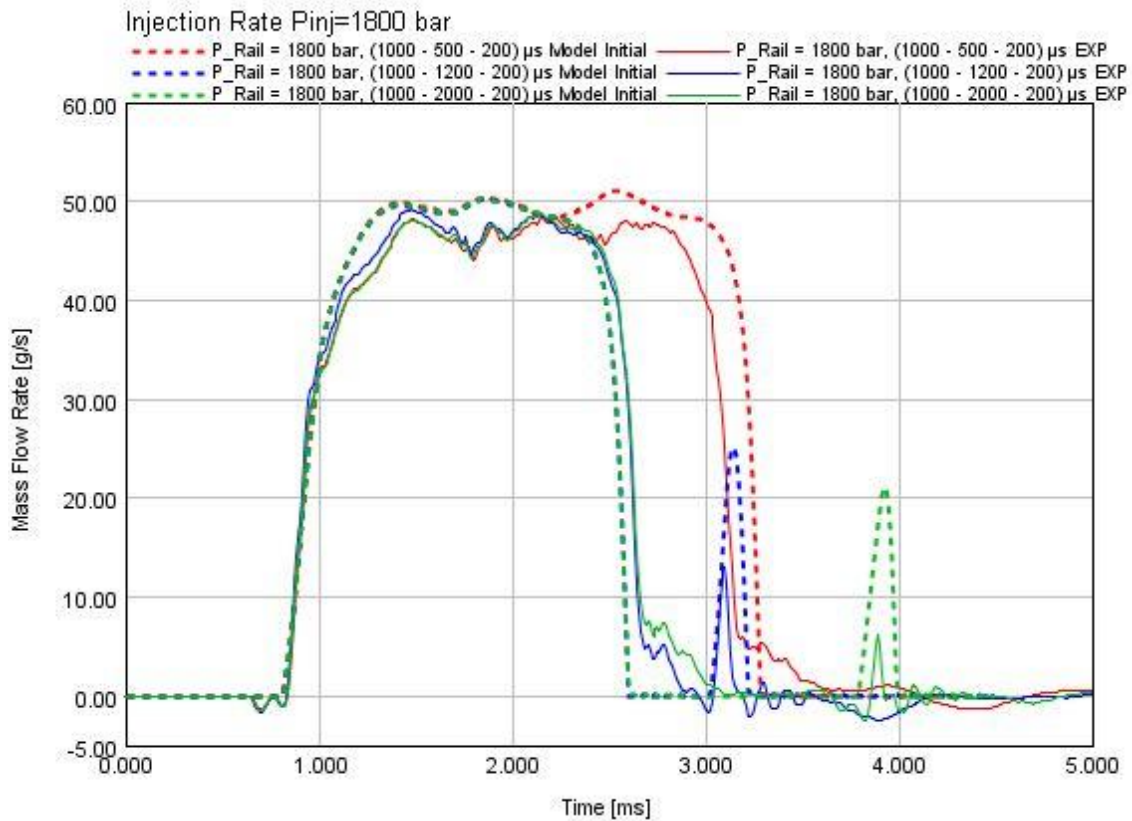


Ilustración 115: Inyección doble - Modelo inicial - Tasa de inyección $P=1800$ bar, post inyección.

Como se puede observar, sin importar la presión de inyección o la estrategia de inyección doble que se simule (pre-inyección, inyección partida o post-inyección), el modelo no representa adecuadamente la segunda inyección. Este error crece con la presión de inyección, aunque ni siquiera con una presión de 300 bar se consigue ajustar la apertura y el cierre de la segunda inyección. Esta relación entre el error y la presión de inyección, teniendo en cuenta que uno de los objetivos principales de los sistemas de inyección es alcanzar mayores presiones, resulta particularmente importante.

También se puede apreciar cómo crece la diferencia entre la tasa experimental y la modelada cuanto menor es el tiempo de separación entre inyecciones, debido a que de esta forma se dispone de menos tiempo para que se alcancen condiciones estables en el inyector tras la primera inyección. Además, en determinadas condiciones, se puede llegar a observar la superposición de ambas inyecciones. Esto se produce generalmente cuando el tiempo de separación es muy corto, dándose asimismo en mayor medida en casos donde la primera inyección es de alta masa (alta duración y presión de inyección). En estas condiciones, la hipótesis de flujo 1D no es del todo correcta, por lo que el modelo pierde precisión.

Debido a que el error resulta excesivo en muchos casos, haciendo que el modelo no sea lo suficientemente preciso para ser válido a la hora de simular estrategias de inyección múltiple, se ha llevado a cabo un estudio de aquellos parámetros cuyo valor tuvo que ser estimado o ajustado durante la construcción del modelo, con el fin de ajustar su valor para el modelado de inyecciones múltiples.

5.3.2. Efecto de las ondas de presión

Durante el funcionamiento normal del inyector, concretamente durante la apertura y cierre del mismo, se generan una serie de ondas de presión. Al realizar una inyección simple, dichas ondas apenas tienen efecto sobre el comportamiento del inyector, dada la corta duración de la inyección y el tiempo que pasa entre cada evento de inyección, en el cual se estabilizan las condiciones del fluido en su interior.

Sin embargo, al utilizar estrategias de inyección múltiples, las ondas de presión generadas por la primera inyección pueden llegar a tener una gran influencia en el comportamiento hidráulico de la segunda inyección. Dicha influencia se puede observar al comparar las variaciones de presión en los volúmenes que intervienen en el movimiento de la varilla de control y la aguja:

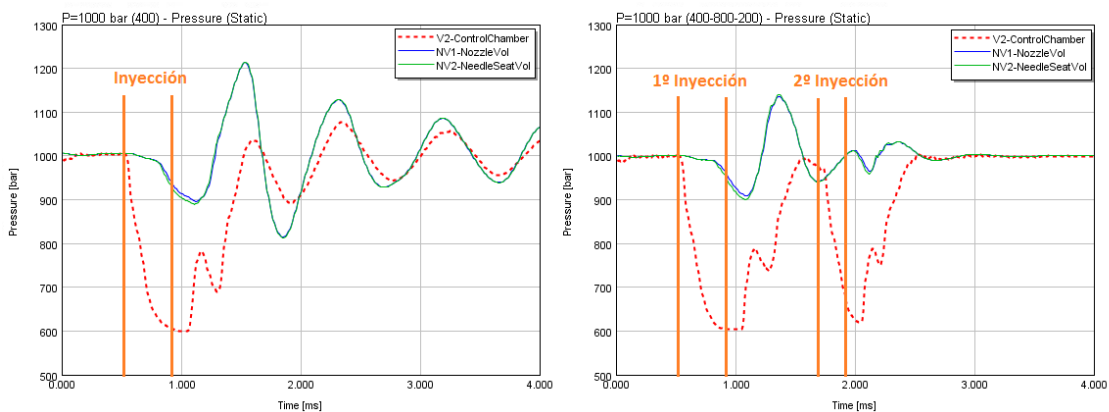


Ilustración 116: Variación de la presión en inyección simple (izqda.) y en inyección doble (dcha.).

Al analizar la primera ilustración, el caso de inyección simple, se puede observar cómo la presión en los volúmenes está afectada por una onda de presión generada durante la apertura y cierre del inyector. Debido a que las ondas de presión se encuentran desfasadas en el volumen superior, respecto a los volúmenes inferiores, generan una diferencia de presiones que afecta al comportamiento del inyector.

Si se observa el caso de inyección simple, y se compara con el caso de inyección doble, se puede apreciar cómo, al iniciarse la segunda inyección, las ondas de presión de la primera inyección aún están afectando a la diferencia de presiones entre ambos volúmenes, afectando al comportamiento del inyector incluso para tiempos entre inyecciones largos (800 μs).

Por otra parte, la propagación de las ondas de presión en un fluido depende del módulo de compresibilidad (o módulo de Bulk) y la velocidad del sonido en el mismo.

A partir los datos proporcionados por el equipo utilizado en la instalación de medida de la tasa inyectada de combustible, se puede obtener la velocidad del sonido del fluido, que es aproximadamente constante para todos los ensayos y de valor 1350 m/s. En cambio, GT-Power realiza el cálculo de la velocidad del sonido en función de la presión:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma}{\left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T}} \tag{58}$$

Siendo:

- c = velocidad del sonido.
- γ = coeficiente de dilatación adiabática:

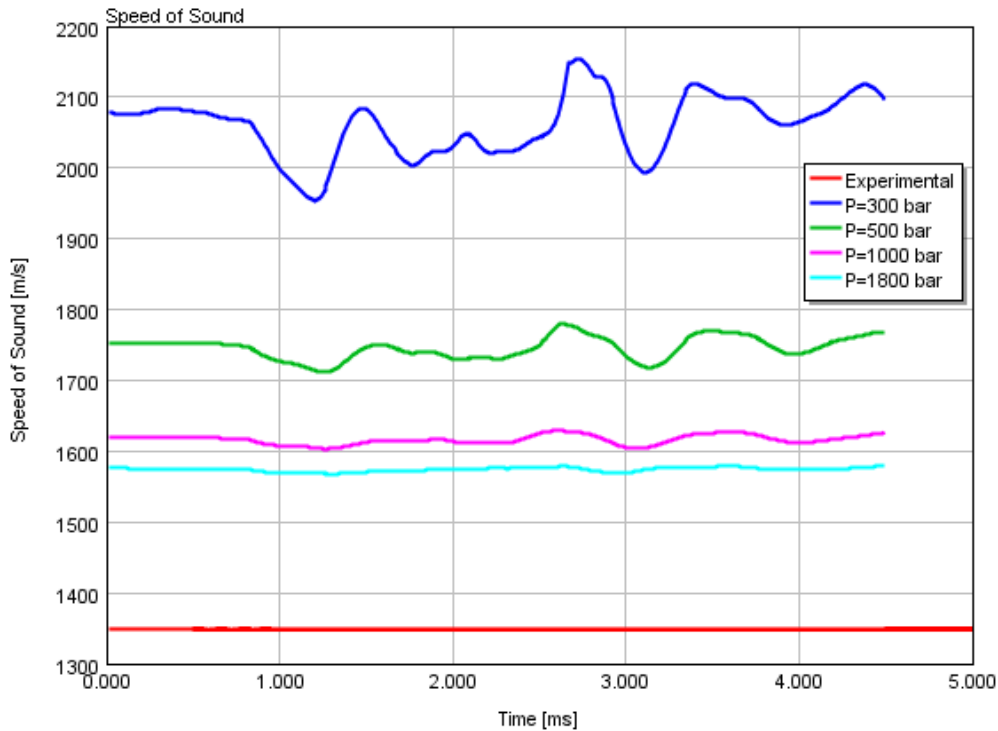
$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{T * (\partial\rho/\partial T)|_P^2}{C_p * \rho^2 (\partial\rho/\partial p)|_T}} \quad (59)$$

- $\frac{\partial\rho}{\partial p}|_T$ = se obtiene a partir del módulo de bulk (β) como:

$$\beta_{isot\u00e9rmico} = \frac{\rho}{\frac{\partial\rho}{\partial p}|_T} \quad (60)$$

$$\beta_{adiab\u00e1tico} = \frac{\rho * \gamma}{\frac{\partial\rho}{\partial p}|_T} = \gamma * \beta_{isot\u00e9rmico} \quad (61)$$

Esta diferencia en el c\u00e1lculo de la velocidad del sonido provoca que las ondas de presi\u00f3n se desplacen a diferente velocidad en el modelo con respecto a la realidad, por lo que las diferencias de presiones provocadas por dichas ondas ser\u00e1n diferentes, siendo mayor la diferencia cuanto mayor sea la presi\u00f3n de inyecci\u00f3n. Debido a este error en la velocidad del sonido, el modelo no ser\u00e1 capaz de reproducir el valor m\u00e1ximo de la tasa inyectada con precisi\u00f3n en aquellos casos donde el efecto de las ondas de presi\u00f3n sea significativo, aunque seguir\u00e1 pudiendo simular correctamente la forma de la curva de la tasa inyectada.



Ilustraci\u00f3n 117: Velocidad del sonido en el combustible

5.3.3. Ajuste de los parámetros del modelo

El estudio del efecto de los parámetros en el comportamiento del modelo se centrará en aquellos parámetros cuyo valor no fue posible obtener directamente, o aquellos cuyo valor presenta cierta incertidumbre debido al método utilizado para su obtención. De entre todos ellos, únicamente se han utilizado en el estudio los parámetros que tienen un efecto significativo en la dinámica del inyector, es decir, aquellos que afectan a la apertura y el cierre del mismo.

Dado que no es posible conocer con exactitud el efecto que tendrá la variación de cada parámetro sobre el modelo, se ha realizado un primer estudio, en el cual se han descartado aquellos parámetros cuya variación no produce ningún efecto relevante sobre el modelo o empeoran su comportamiento. Los parámetros utilizados en este primer estudio han sido:

Sección del modelo	Elemento	Parámetro
Válvula Electromagnética	CtrlVlvSpring	Rigidez
	CtrlVlvSpring	Precarga
	CtrlVlvDamper	Coeficiente de amortiguamiento
Volumen de control	V2 - Control Chamber	Volumen
	V4	Volumen
	OZ	Diámetro del orificio
	OA	Diámetro del orificio
	V1 - InletOrifVolume	Volumen
Línea de alta presión	HPF	Diámetro del orificio
Aguja	NV2 - NeedleSeatVol	Volumen
	NeedleSpring	Rigidez
	NeedleSpring	Precarga
	NeedleSpringDamping	Coeficiente de amortiguamiento
Tobera	NV3 - SacVol	Volumen
	NozzleHoles	Diámetro del orificio

Tabla 5: Parámetros del modelo estudiados

Además, con el fin de agilizar este primer estudio, se ha utilizado un número de casos reducido durante las simulaciones. En concreto, el estudio de estas variables se ha realizado únicamente utilizando los casos de inyección partida, debido fundamentalmente a que de esta forma se puede apreciar a simple vista si el parámetro favorece que ambas inyecciones sean iguales, lo que significaría que mejora el comportamiento del modelo, pudiendo descartar fácilmente aquellos parámetros que claramente no resultan útiles.

De esta forma, se ha realizado un estudio de cada parámetro, variando su valor en un rango amplio tanto por encima como por debajo del valor original, y comparando estos resultados entre sí, junto con el resultado experimental, para comprobar que no se perjudicaba mediante estos cambios al modelado de la primera inyección (lo cual equivaldría a perjudicar al modelo en la simulación de las inyecciones simples).

A continuación se muestran, de forma resumida, el rango de valores simulado durante el estudio para cada parámetro y los resultados obtenidos:

Elemento	Parámetro	Valor inicial	valores del estudio	Resultados
CtrlVlvSpring	Rigidez (N/m)	20772	[5000 / 11250 / 17500 / 23750 / 30000]	Sin efecto significativo
CtrlVlvSpring	Precarga (N)	-15	[-35 / -28,2 / -21,4 / -14,6]	A valores muy bajos no se produce el cierre A valores altos se igualan ambas inyecciones
CtrlVlvDamper	Coeficiente de amortiguamiento (N-s/m)	8,02	[3 / 5 / 7 / 9 / 11]	Ligera disminución de la tasa máxima en ambas inyecciones
V2 - Control Chamber	Volumen (mm ³)	55	[30 / 43,33 / 56,66 / 70]	A mayor volumen, menor masa inyectada, especialmente en la primera inyección, llegando a ser excesivo.
V4	Volumen (mm ³)	0,247	[0,01 / 0,1825 / 0,355 / 0,775 / 1]	A valores excesivamente bajos se igualan ambas inyecciones
OZ	Diámetro del orificio (mm)	0,187	[0,17 / 0,1775 / 0,185 / 0,1925 / 0,2]	A mayor diámetro, menor masa inyectada total, y adelanto del cierre de la segunda inyección
OA	Diámetro del orificio (mm)	0,227	[0,21 / 0,2175 / 0,225 / 0,2325 / 0,24]	A mayor diámetro, mayor masa inyectada total
V1 - InletOrifVolume	Volumen (mm ³)	125	[80 / 100 / 120 / 140 / 160]	Sin efecto
HPF	Diámetro del orificio (mm)	2,22	[1 / 1,75 / 2,5 / 3,25 / 4]	Efectos diversos para cada caso simulado
NV2 - NeedleSeatVol	Volumen (mm ³)	5	[1 / 3 / 5 / 7 / 9 / 11]	Menor volumen, se igualan ambas inyecciones
NeedleSpring	Rigidez (N/m)	5238	[1000 / 3000 / 5000 / 7000 / 9000]	Sin efecto
NeedleSpring	Precarga (N)	-10	[-28,2 / -21,4 / -14,6 / -7,8 / -1]	A valores muy bajos no se produce el cierre A valores altos se igualan ambas inyecciones
NeedleSpring Damper	Coeficiente de amortiguamiento (N-s/m)	100	[60 / 80 / 100 / 120 / 140]	Ligera disminución de la tasa máxima en ambas inyecciones
NV3 - SacVol	Volumen (mm ³)	0,05	[0,01 / 0,03 / 0,05 / 0,07 / 0,09 / 0,11]	Leves efectos distintos en casos puntuales
NozzleHoles	Diámetro del orificio (mm)	0,13	[0,1 / 0,12 / 0,14 / 0,16 / 0,18 / 0,20]	A mayor diámetros, mayor masa inyectada, especialmente en la segunda inyección

Tabla 6: Inyección doble - resultados del estudio del efecto de los parámetros.

A continuación se muestran algunos de los resultados obtenidos en este primer estudio, donde se puede observar cómo ciertas variables tienen una gran influencia en el comportamiento del inyector, mientras otras tienen un efecto muy poco significativo:

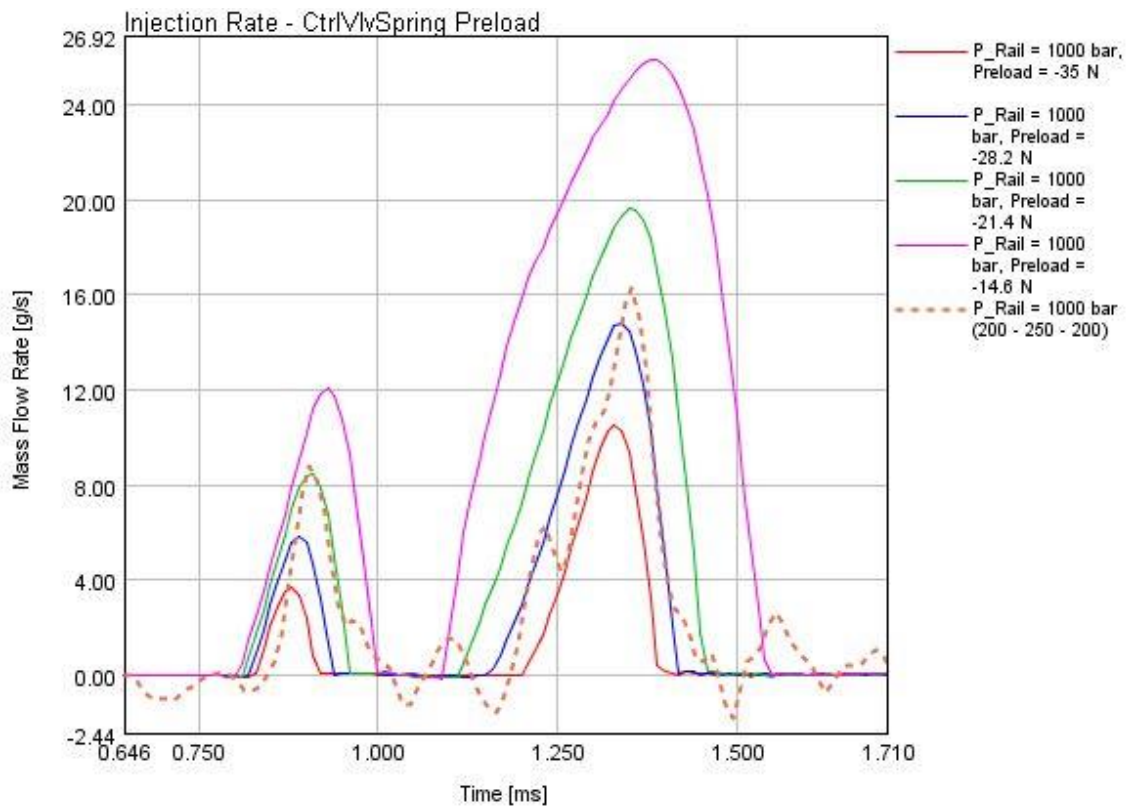


Ilustración 118: Inyección doble - Estudio de la precarga del muelle de la válvula de control.

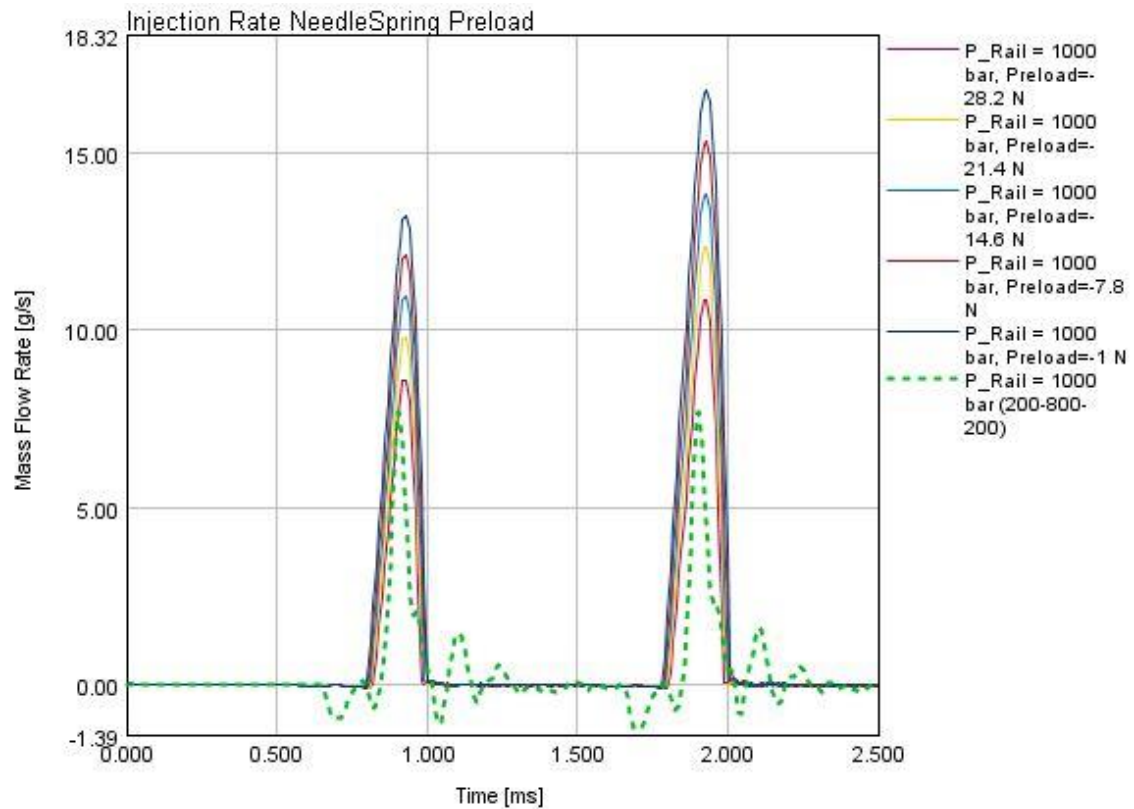


Ilustración 119: Inyección doble - Estudio de la precarga del muelle de la aguja.

El aumento de la precarga de ambos resortes mejora el comportamiento del modelo, permitiendo reducir el error del modelo. Sin embargo, una precarga excesiva perjudica demasiado la apertura, llegando incluso a bloquear el inyector, especialmente si la presión de inyección es baja.

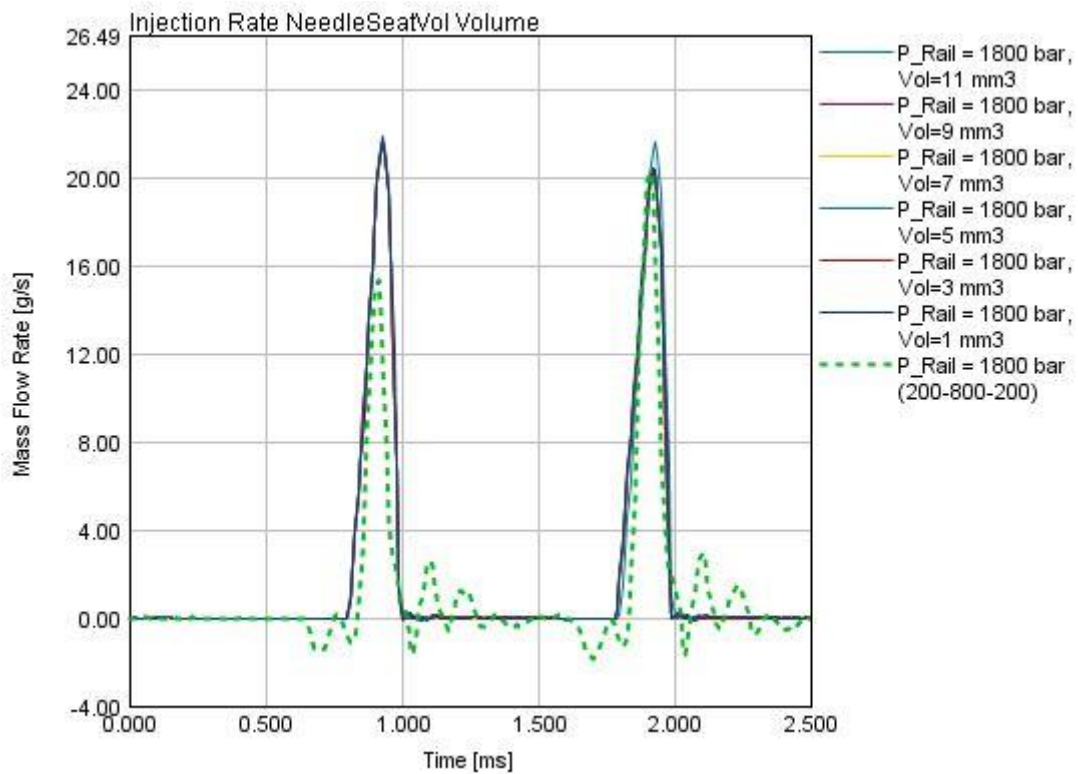


Ilustración 120: Inyección doble - Estudio del volumen del asiento de la aguja.

Al reducir el tamaño del volumen correspondiente al asiento de la aguja, la primera inyección se ve poco afectada, mientras que la segunda inyección se iguala a la primera, pero solo si el valor del volumen disminuye en gran medida (solo se ve un efecto significativo con aproximadamente un 20% del volumen original o menos).

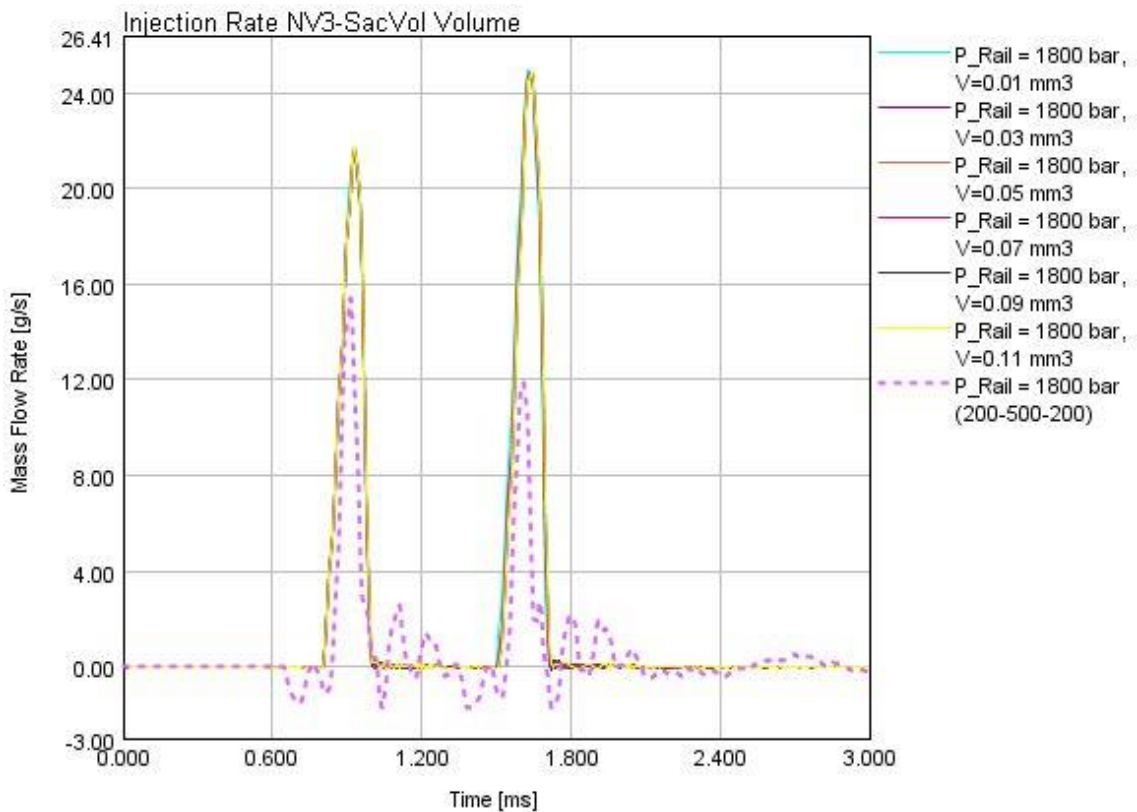


Ilustración 121: Inyección doble - Estudio del volumen del saco de la tobera.

En cambio, al variar el tamaño del volumen del saco de la tobera, no importa el valor, la tasa de inyección de combustible no se ve afectada de ninguna forma, por lo que este parámetro no es relevante para este estudio.

A partir de estos resultados, se seleccionan los elementos cuyos parámetros pueden llegar a mejorar el comportamiento del modelo: *CtrlVlvSpring Preload*, *NV2 – NeedleSeatVol Volume* y *NeedleSpring Preload*. El resto de parámetros, debido a que no producen ningún efecto relevante, o su efecto puede incluso empeorar el comportamiento del inyector, se descartan.

Utilizando estos 3 parámetros, y utilizando los resultados del primer estudio para acotar sus respectivos rangos de valores, se ha realizado un segundo estudio, realizando una serie de combinaciones entre las variables, con el fin de analizar cómo se afectaban conjuntamente al comportamiento del inyector y ajustar sus valores.

Para ello, y dado que solo se utilizan 3 parámetros, se han simulado todos los casos en lugar de un número reducido, para así garantizar que se alcanza una solución válida para todos ellos, en lugar de empeorar excesivamente ciertos casos, haciendo el modelo inviable para simularlos con exactitud suficiente.

Finalmente, se han ajustado los parámetros hasta alcanzar los siguientes valores definitivos:

- ***CtrlVlvSpring Preload*** = -18 N.
- ***NeedleSpring Preload*** = -17 N.
- ***NV2 – NeedleSeatVol Volume*** = 1 mm³.

5.1.1. Modelo final

Una vez realizados los cambios necesarios en los parámetros correspondientes, se presentan a continuación los resultados de la tasa inyectada del modelo final, ajustado para mejorar el modelado de las estrategias de inyección doble. Para ello se mostrarán algunos de los casos más representativos, comparando simultáneamente los resultados del modelo final con los resultados experimentales y con el modelo inicial. La leyenda seguirá la misma representación que en los casos anteriores:

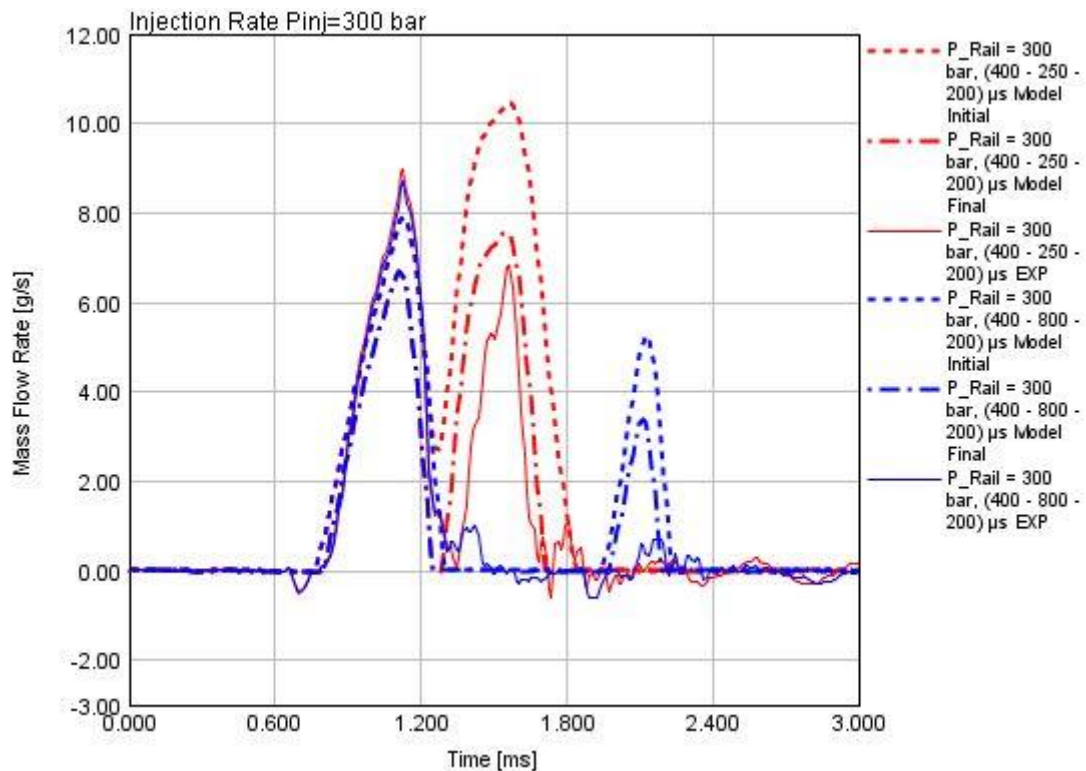


Ilustración 122: Inyección doble - Modelo Final - Tasa de inyección P=300 bar, postinyección.

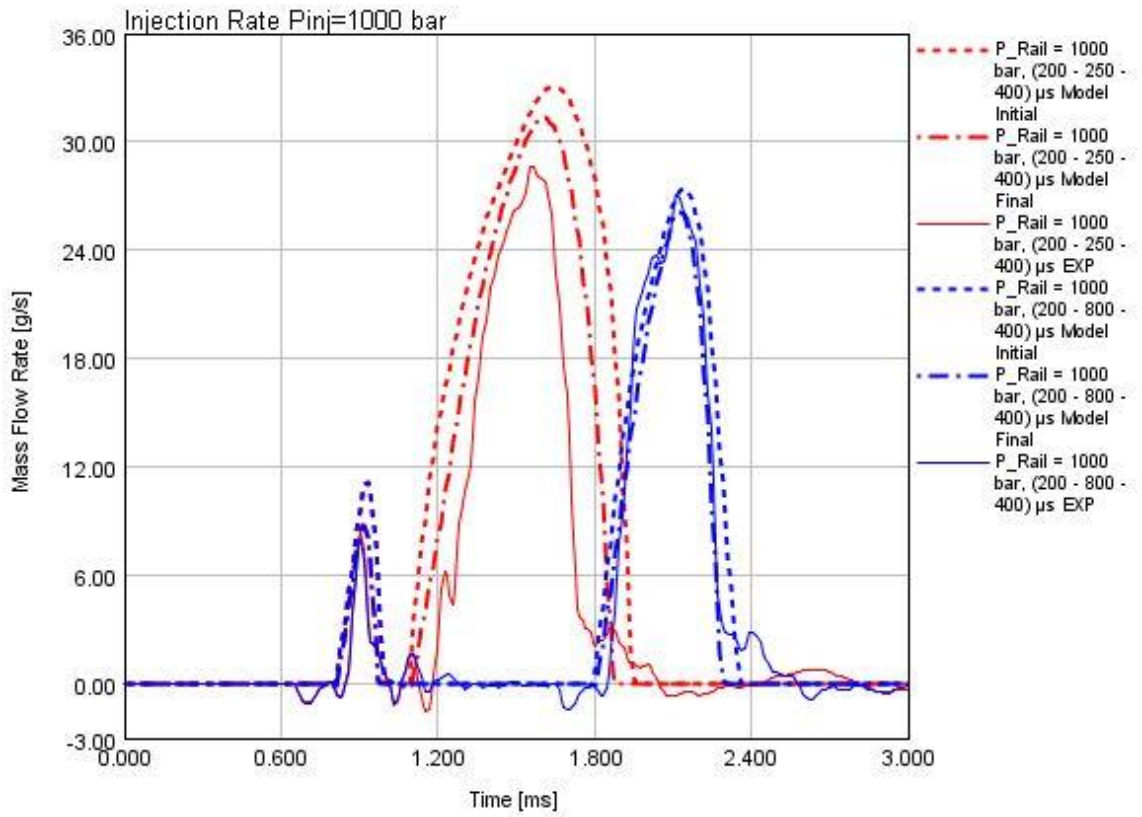


Ilustración 123: Inyección doble - Modelo Final - Tasa de inyección P=1000 bar, preinyección.

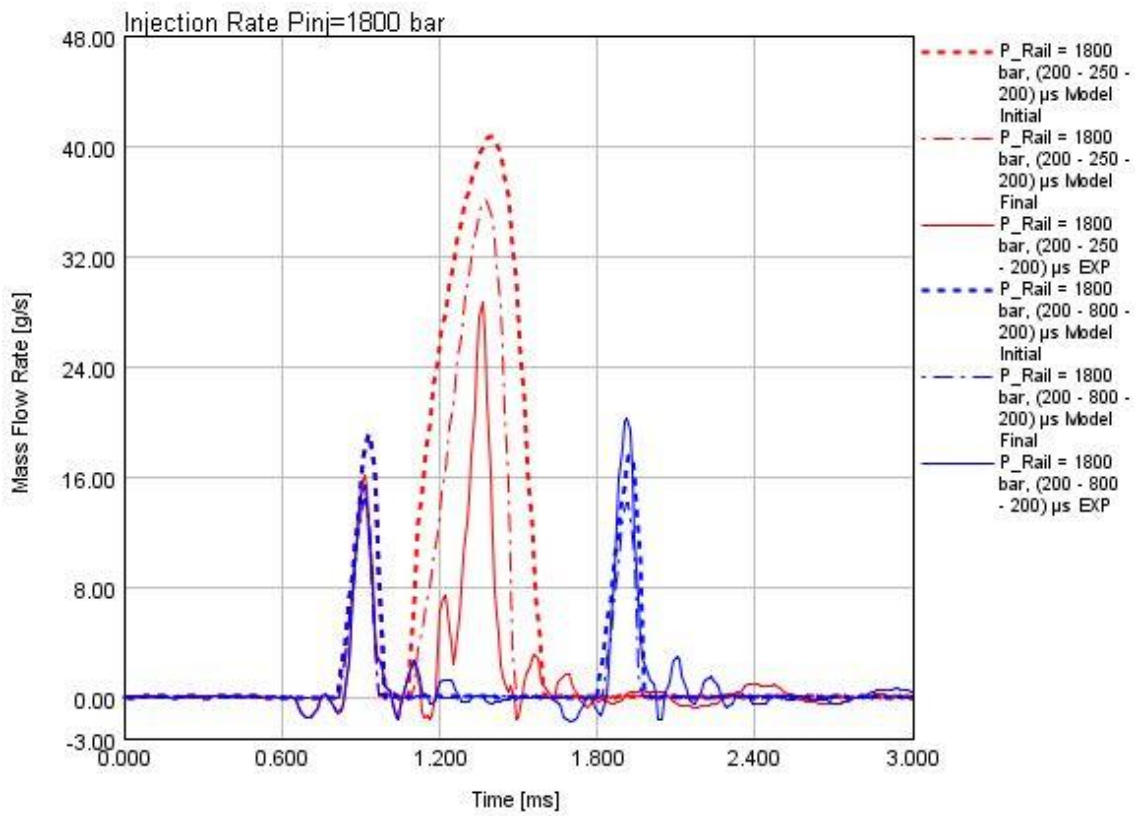


Ilustración 124: Inyección doble - Modelo Final - Tasa de inyección P=1800 bar, inyección partida

Como se puede observar, en general se han producido importantes mejoras en el modelado de los casos de inyección doble. Sin embargo, ciertos casos han sufrido un ligero empeoramiento, mientras que otros, a pesar de la mejora, siguen sin ajustarse apropiadamente a los resultados experimentales.

En los casos con 300 bar de presión de inyección, la segunda inyección ha mejorado para todos ellos, aproximándose mucho mejor a la forma de la curva experimental, tanto en el ajuste de la apertura como del cierre y de la tasa máxima, mientras que en la primera inyección la disminución de la tasa máxima ha incrementado su error. Este hecho ha limitado el ajuste del modelo, pues una mayor variación de los parámetros hubiese hecho este error excesivo.

En cambio, los casos con presión de inyección de 1000 bar muestran una mejoría en todos los aspectos en ambas inyecciones, aumentando en gran medida la fiabilidad del modelo para esta presión de inyección, si bien aún persiste cierto error que no ha podido ser completamente eliminado.

Por su parte, los casos de 1800 bar de presión empeoran la inyección principal en los casos de pre-inyección y post-inyección, mientras que la inyección secundaria mejora. En inyección partida, dependiendo del tiempo entre inyecciones la segunda inyección mejora en gran medida, o incluso empeora ligeramente, mientras la primera inyección siempre se aproxima mejor.

También se puede visualizar la mejora en el modelo mediante los datos de la masa inyectada, tal y como se hizo con los casos de inyección simple:

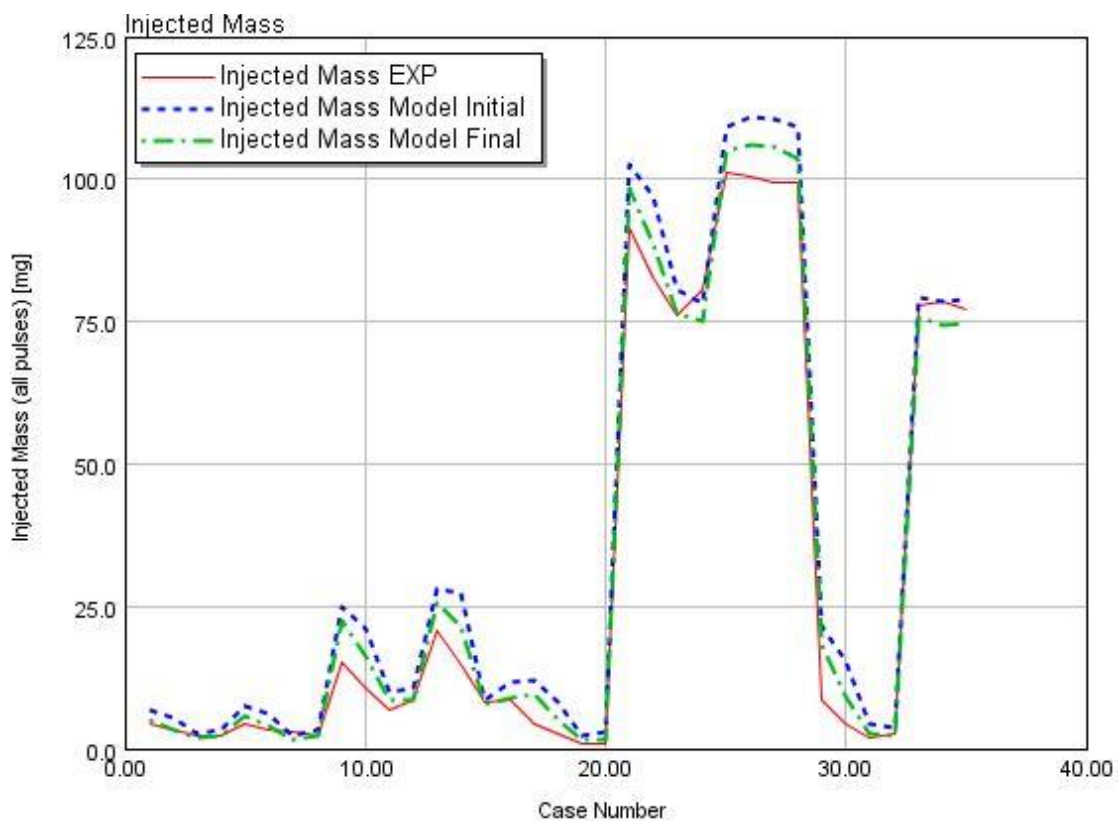


Ilustración 125: Inyección doble - Masa inyectada.

En definitiva, el modelo en general ha mejorado su comportamiento, pero no ha sido posible eliminar completamente los errores en el mismo mediante el ajuste de las variables, debido a que se debía alcanzar una solución de compromiso entre todos los casos. Como se puede observar, ciertos casos se encuentran en el límite del ajuste, o directamente se ha producido un ligero empeoramiento.

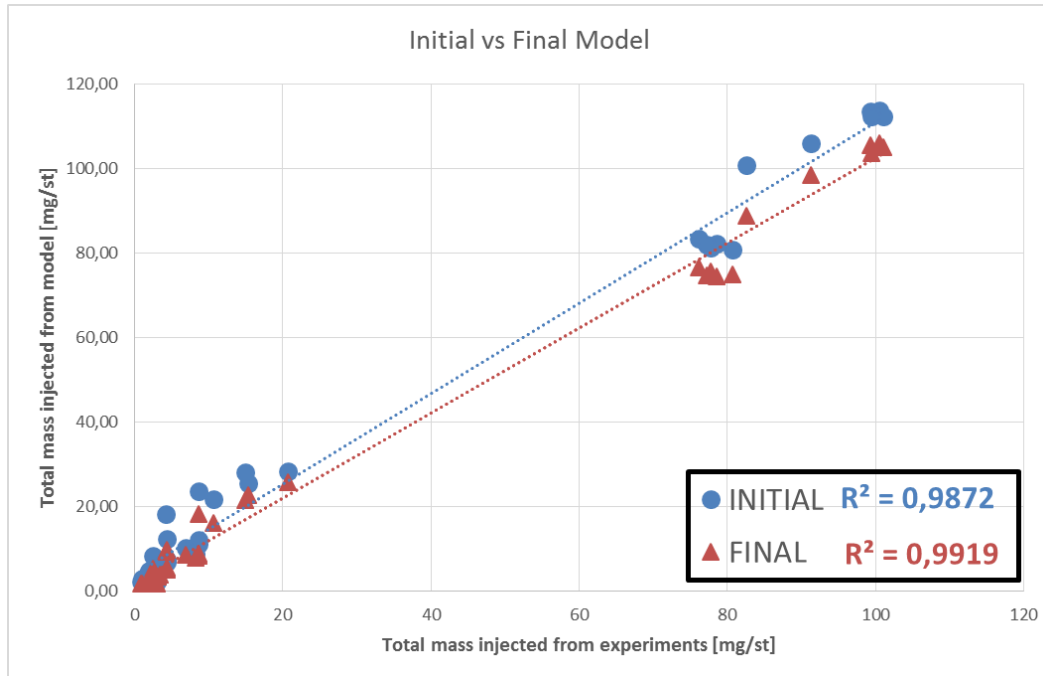


Ilustración 126: Inyección doble - Ajuste de la masa inyectada.

Capítulo 6:

Conclusiones y

trabajos futuros

6.1. Conclusiones

En la realización del presente proyecto se ha desarrollado un modelo unidimensional de un inyector diésel tipo solenoide, capaz de simular el uso de estrategia de inyección múltiple. Para ello se han combinado una caracterización experimental (geométrica e hidráulica) completa y exhaustiva con el uso de un código de cálculo como es *GT-Power*, modelando el comportamiento del flujo interno y la dinámica de sus distintos componentes. Consecuentemente, se ha llegado a una serie de conclusiones, que se resumen a continuación:

- Utilizando técnicas de metrología, microfotografía óptica y micrografía electrónica (proporcionadas por el Servicio de Microscopia Electrónica de la UPV), se ha obtenido la caracterización geométrica de todos los componentes que forman el inyector. Estas técnicas han permitido obtener dichos parámetros con una gran precisión, como los diámetros de los orificios del volumen de control y de la tobera, la longitud de las líneas internas o las dimensiones de la aguja y de las varillas.
- El uso de las instalaciones disponibles en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos ha permitido realizar una caracterización hidráulica detallada de los principales orificios del inyector y del comportamiento del mismo.
- Se ha desarrollado un modelo unidimensional del inyector mediante el código *GT-Power*. Una vez identificados los principales fenómenos que influyen en la dinámica del inyector (fugas internas, deformaciones, fuerzas electromagnéticas, etc.), y se han obtenido sus parámetros representativos para un modelo unidimensional, se ha introducido en los elementos correspondientes del programa.
- El modelo ha sido validado mediante la comparación de los resultados experimentales y computacionales de la tasa de inyección de combustible y la masa total inyectada.

- Los resultados en el uso de inyección simple han sido satisfactorios, confirmando que el modelo es capaz de reproducir con precisión la curva de la tasa inyectada, ajustando particularmente bien la apertura y cierre del inyector. El único error existente se encuentra en la tasa máxima inyectada, siendo subestimada para presiones de inyección baja, y sobreestimada para presiones de inyección altas. A pesar de ello, el modelo se encuentra en una solución de compromiso entre dichos puntos de funcionamiento, lo que le permite ser válido para todos ellos.
- Al simular casos de inyección doble sencillos, representativos de las estrategias de inyección múltiple (pre-inyección, inyección partida y post-inyección), el error cometido por el modelo al representar la segunda inyección ha resultado ser excesivo. Para solucionar dicho error se ha analizado la influencia de los parámetros que han debido de aproximarse en el comportamiento del modelo, y se han ajustado los parámetros para mejorar el modelo. Se ha garantizado que su ajuste no perjudicaba a los casos de inyección simple analizando su efecto en la primera inyección.
- Además, se han encontrado discrepancias en el resultado de la velocidad del sonido en el fluido entre el código *GT-Power* y los datos experimentales. Esto provoca un error en el modelado de las ondas de presión, originando que su efecto, de gran influencia en el caso de utilizar inyecciones múltiples, no haya sido correctamente introducido en el modelo.
- Tras el ajuste de los parámetros, se ha obtenido una mejora en el modelo que ha permitido simular correctamente el uso de inyecciones múltiples, donde se ha alcanzado nuevamente una solución de compromiso entre todos los casos ensayados y simulados en la realización de este proyecto.
- A pesar de estas mejoras, el modelo no es capaz de representar correctamente los casos en los que el tiempo entre inyecciones es muy corto (menor que 250 μ s), o la primera inyección es demasiado larga y a alta presión (1800 bar). En dichos casos ambas inyecciones se unen y no es posible diferenciar claramente el final de la primera y el inicio de la segunda. Sin embargo, en la mayoría de dichos casos, ni siquiera en los resultados experimentales es posible diferenciar ambas inyecciones.

6.2. Trabajos futuros

A pesar del trabajo realizado y los objetivos alcanzados, se debe de reconocer que no ha sido posible abarcar todos los aspectos relacionados con el sistema de inyección ni sus condiciones de funcionamiento. Existen aspectos que podrían ser analizados con mayor profundidad a partir de este proyecto para completar el trabajo ya realizado, los cuales se pueden resumir en:

- Modelar el resto de componentes del sistema de inyección: circuito de baja presión, bomba de combustible y circuito de alta presión, de forma que se pueda analizar su influencia sobre la tasa de inyección de combustible.

- Mejorar el ajuste del modelo, especialmente en el uso de estrategias de inyección múltiple, realizando un análisis más detallado de los componentes y la dinámica del inyector para reducir la incertidumbre existente sobre los mismos. También resultaría de gran importancia para la mejora del modelo solucionar el problema de cálculo de la velocidad del sonido, e implementar en el modelado de la viscosidad los efectos de la presión.
- Analizar mediante otros códigos de cálculo los posibles efectos tridimensionales que puede tener el flujo en el interior del inyector, y en particular en la zona del saco y el asiento de la aguja cuando la misma se encuentra en posiciones cercanas al cierre.
- Debido a que el inyector puede estar sometido a altas temperaturas durante su funcionamiento normal (100 °C), los efectos térmicos pueden tener una influencia importante sobre el mismo. Por lo tanto, se deberían realizar los ensayos experimentales a distintas temperaturas para ajustar los parámetros del modelo y considerar dichos efectos térmicos.
- Profundizar en el modelado de las estrategias de inyección múltiple, incluyendo en el plan de ensayos una mayor diversidad de estrategias de inyección, combinando las estrategias básicas ya ensayadas y simuladas en este proyecto.
- Realizar análisis del comportamiento del inyector en el uso de biocombustibles, dado el aumento de su interés global en los últimos años, analizando los efectos de las propiedades del biocombustible sobre el comportamiento del inyector.
- Utilizar el modelo para analizar posibles modificaciones sobre el inyector que mejoren su comportamiento y velocidad de respuesta.

Bibliografía

- [1] B. Mohan, W. Yang, and S. K. Chou, "Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines—A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 28, no. x, pp. 664–676, 2013.
- [2] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno, and J. De la Morena, "Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 10, pp. 2051–2060, 2009.
- [3] S. Moon, Y. Gao, S. Park, J. Wang, N. Kurimoto, and Y. Nishijima, "Effect of the number and position of nozzle holes on in- and near-nozzle dynamic characteristics of diesel injection," *Fuel*, vol. 150, pp. 112–122, 2015.
- [4] F. J. Salvador, M. Carreres, D. Jaramillo, and J. Martínez-López, "Comparison of microsac and VCO diesel injector nozzles in terms of internal nozzle flow characteristics," *Energy Convers. Manag.*, vol. 103, pp. 284–299, 2015.
- [5] S. Som, A. I. Ramírez, D. E. Longman, and S. K. Aggarwal, "Effect of nozzle orifice geometry on spray, combustion, and emission characteristics under diesel engine conditions," *Fuel*, vol. 90, no. 3, pp. 1267–1276, 2011.
- [6] J. De la Morena, "Estudio de la influencia de las características del flujo interno en toberas sobre el proceso de inyección Diesel en campo próximo," Universidad Politécnica de Valencia, 2011.
- [7] S. Mendez and B. Thirouard, "Using Multiple Injection Strategies in Diesel Combustion: Potential to Improve Emissions, Noise and Fuel Economy Trade-Off in Low CR Engines," *SAE Tech. Pap. 2008-01-1329*, vol. 1, no. 1, pp. 662–674, 2008.
- [8] A. Dhar and A. K. Agarwal, "Experimental investigations of the effect of pilot injection on performance, emissions and combustion characteristics of Karanja biodiesel fuelled CRDI engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 93, pp. 357–366, 2015.
- [9] G. M. Bianchi, S. Falfari, F. Brusiani, and P. Pelloni, "Advanced Modelling of a New Diesel Fast Solenoid Injector and Comparison with Experiments," *SAE Tech. Pap. 2004-01-0019*, 2004.

- [10]R. Payri, F. J. Salvador, M. Carreres, and J. De la Morena, "Fuel temperature influence on the performance of a last generation common-rail diesel ballistic injector. Part II: 1D model development, validation and analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 114, pp. 376–391, Apr. 2016.
- [11]A. H. Plazas, "Modelado unidimensional de inyectores common-rail Diesel," E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2005.
- [12]A. Piano, F. Millo, L. Postrioti, G. Biscontini, A. Cavicchi, and F. C. Pesce, "Numerical and Experimental Assessment of a Solenoid Common-Rail Injector Operation with Advanced Injection Strategies," *SAE Int. J. Engines*, vol. 9, no. 1, 2016.
- [13]F. Payri, J. Desantes, "Motores de combustión interna alternativos". UPV, 2011.
- [14]<http://global.britannica.com/technology/diesel-engine>.
- [15]Ibrahim Aslan Resitoglu, K. A. "The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems".
- [16] www.aficionadosalamecanica.net
- [17]J. P. Viera, R. Payri, A. B. Swantek, D. J. Duke, N. Sovis, A. L. Kastengren, and C. F. Powell, "Linking instantaneous rate of injection to X-ray needle lift measurements for a direct-acting piezoelectric injector," *Energy Convers. Manag.*, vol. 112, pp. 350–358, 2016.
- [18]A. Ferrari and A. Mittica, "FEM modeling of the piezoelectric driving system in the design of direct-acting diesel injectors," *Appl. Energy*, vol. 99, pp. 471–483, 2012.
- [19]<http://www.fbelectronica.com/Infosistemas/Sistemas%20Diesel.html>
- [20]Gimeno, J. "Estudio de la inyección diésel mediante la medida del flujo de cantidad de movimiento del chorro". Reverte.
- [21]S. R. Turns, *An introduction to combustion: concepts and applications*. Mc.Graw-Hill, 2000.
- [22]García, A. 2009. "Estudio de los efectos de la post inyección sobre el proceso de combustión y la formación de hollín en motores diésel". Ph.D. Thesis. Departamento de Máquinas y Motores térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [23]Macian, V.; Bermudez, V.; Payri, R.; Gimeno, J. 2006. "New technique for determination of internal geometry of a diesel nozzle with the use of silicone methodology"
- [24]Payri, F.; Salvador, J.; Gimeno, J.; Bracho, G. "The effect of temperature and pressure on thermodynamic properties of diesel and biodiesel fuels".

- [25] Bosch, W. 1966. "Fuel Rate Indicator Is a New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection". SAE Paper 660749.
- [26] Bracho León, G. 2011. "Experimental and theoretical study of the direct diesel injection process at low temperatures", Ph.D. Thesis. Departamento de Máquinas y Motores térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [27] Nurick, W.H. 1976. "Orifice Cavitation and its Effects on Spray Mixing". ASME Transactions, Journal of Fluid Engineering.
- [28] Payri, R.; Salvador, F.; Martí-Aldaraví, P.; Martínez-López, J. "Using one-dimensional modeling to analyse the influence of the use of biodiesels on the dynamic behavior of solenoid-operated injectors in common rail systems: Detailed injection system model".
- [29] Lichtarowicz, A.; Duggins, R.; Markland, E. (1965). "Discharge Coefficients for Incompressible Non-Cavitating Flow Through Long Orifices". Journal of Mechanical Engineering Science.
- [30] Munson, B.; Young, D.; Okiishi, T. (2002). "Fundamentals of Fluid Mechanics". John Wiley and Sons, Inc.
- [31] Idelchik, I. "Handbook of Hydraulic Resistance"
- [32] Sisavath, S.; X., J.; Pain, C.; Zimmerman, R. (2002). "Creeping Flow Through an Axisymmetric Sudden Contraction or Expansion". Journal of Fluids Engineering.
- [33] De Groen, O; Kok, K. (1996). "Rechenprogramm zur Simulation von Hochdruckeinspritzsystemen für Nutzfahrzeuge".

Documento II
Pliego de
condiciones

Capítulo 7:

Objeto del pliego de

condiciones

7.1. Introducción

El pliego de condiciones recoge las exigencias de índole técnica y legal que rigen en la ejecución del proyecto, de modo que se estructura en dos secciones: el pliego de condiciones generales y de laboratorio y el pliego de condiciones particulares. El primero delimita las funciones que corresponden a cada una de las figuras que interviene en el proyecto y especifica las condiciones de seguridad e higiene. El segundo incluye las condiciones particulares que deben cumplirse en este proyecto, ya sea en la utilización de las instalaciones de medida como en lo referente al software y al equipo informático con el que se realiza el modelo.

7.2. Requisitos del pliego de condiciones

El objetivo de las regulaciones y procedimientos que reúne el pliego de condiciones es garantizar el cumplimiento de una serie de requisitos en la ejecución del proyecto:

- **Responsabilidad:** debe garantizarse la inequívoca definición de responsabilidades en lo que concierne a la realización del proyecto. Para ello han de definirse las figuras involucradas en el mismo, sus derechos y obligaciones, así como el alcance de sus funciones.
- **Fiabilidad:** toda instalación destinada a la realización de ensayos debe garantizar el correcto funcionamiento de los equipos e instrumentos que la componen, minimizando en la medida de lo posible las incertidumbres asociadas al proceso de investigación. Se debe tener especial cuidado en la calidad de los materiales y extremar el rigor en los procedimientos de medida y montaje. Estos requisitos resultan extensibles al procesado

y tratamiento de los datos obtenidos, tanto de los ensayos experimentales como del estudio computacional.

- **Precisión:** para lograr la máxima precisión en los resultados del proyecto, debe exigirse rigurosidad en la elección de parámetros y variables a medir, así como en el correcto calibrado de los equipos de instrumentación. En el estudio de cálculo, la precisión depende directamente del valor de las tolerancias escogidas, por lo que se debe ajustar este parámetro a los niveles de exactitud que exige el proyecto.
- **Seguridad:** el pliego de condiciones debe concebirse para preservar tanto la integridad física de las personas involucradas en el proyecto, como el entorno en el que se materializa la ejecución. En este sentido, la seguridad ha de ser una de las premisas a tener en cuenta para prever y, consecuentemente, evitar los posibles accidentes. Con esta intención, los parámetros de control de los ensayos deben monitorizarse, asegurándose además su continua vigilancia.
- **Repetitividad:** una técnica para disminuir la incertidumbre en los ensayos es duplicar los mismos. El éxito en su aplicación exige garantizar la repetitividad de las condiciones de experimentación, que incluyen los equipos y elementos de medida. Para ello, deben controlarse las condiciones características de cada uno de los ensayos y asegurar su reproducción cuando sea necesario.
- **Control:** la correcta medición de los datos procedentes de la experimentación y del cálculo pasa por acreditar el control de los parámetros que en ellos intervienen. Esto se logra a través de la automatización y regulación de los procedimientos y elementos de medida.
- **Accesibilidad de equipos:** para optimizar los procedimientos de ensayo es imprescindible facilitar el acceso a los elementos que componen la instalación. Este requisito está fuertemente relacionado con los requerimientos de seguridad, y adicionalmente permite acelerar los procesos de reparación y recambio cuando son necesarios.
- **Mantenimiento:** ha de procurarse un mantenimiento periódico de los equipos e instalaciones. Un descuido en este aspecto podría conducir a su deterioro y repercutir negativamente en la fiabilidad.

Capítulo 8: Condiciones generales del laboratorio

8.1. Introducción

En el presente capítulo se regulan los derechos, responsabilidades, obligaciones y garantías mutuas entre las partes que intervienen en la ejecución del proyecto. Por otra parte también se recogen se recogen todas las necesidades y requisitos de obligado cumplimiento de la sala y de la instalación experimental. Así mismo, se dan las normas básicas para la realización de los trabajos de forma que no presenten ningún peligro para la integridad física ni puedan afectar a la salud de los operarios de la instalación. Las normas aquí expuestas son comprobadas sistemáticamente con el fin de asegurar su cumplimiento.

8.2. Condiciones facultativas

Las condiciones facultativas recogen las facultades, derechos y obligaciones de las partes involucradas en la realización del proyecto.

8.2.1. Promotor

El promotor del presente proyecto es la línea de investigación de Inyección del grupo CMT, que engloba el departamento de Máquinas y Motores Térmicos (DMMT) y el Instituto Universitario CMT – Motores Térmicos.

8.2.2. Facultades del director del proyecto

Es responsabilidad del director del proyecto la dirección y vigilancia de los trabajos que se realicen durante el proyecto. Además, el director también tiene la facultad de exigir la modificación o agregación de nuevos elementos al proyecto, siempre que ello no constituya una variación excesiva sobre el trabajo inicial.

8.2.3. Funciones del ingeniero en el proyecto

En este apartado se recogen las tareas fundamentales que debe asumir el ingeniero encargado del proyecto:

- Planificar y programar, junto con el director del proyecto, la estrategia a seguir durante la realización del mismo, decidiendo el plan de ensayos experimentales y las directrices que rigen el estudio computacional.
- Llevar a cabo los ensayos previstos en el estudio experimental, encargándose de la medición y control de los parámetros pertinentes.
- Crear el modelo en base a la caracterización de todos los elementos que forman el inyector, así como la configuración de los parámetros que regirán el funcionamiento del mismo durante la simulación.
- Garantizar la fiabilidad de los datos empleados en la investigación y, en caso de materiales protegidos, pedir autorización para su reproducción a los propietarios intelectuales.
- Extraer las conclusiones de los estudios realizados, en vistas a cumplir los objetivos del proyecto.

8.2.4. Obligaciones y derechos del ingeniero en el proyecto

A continuación se exponen, en primer lugar, las obligaciones del ingeniero en el proyecto:

- Participar activamente en la planificación del proyecto.
- Acatar las indicaciones provenientes del director del proyecto y no actuar sin su consentimiento.
- Poner los medios adecuados para la realización del proyecto.

Por otra parte, los derechos del mismo son:

- Contar con la asistencia y orientación del director del proyecto.
- Que le sean suministrados materiales, equipos, etc. necesarios para el correcto desarrollo del proyecto.
- Recibir solución técnica a los problemas no previstos en el proyecto que aparezcan durante la ejecución del mismo.

8.2.5. Funciones del personal encargado del laboratorio

El ingeniero del proyecto cuenta con la colaboración de personal de apoyo especializado para la realización de la fase de experimentación, cuyas funciones son:

- Realizar las modificaciones necesarias en la configuración de los elementos de la instalación y llevar a cabo los preparativos que procedan previamente a los ensayos.
- Asistir al ingeniero en las tareas de toma de datos y control de las variables del proceso.
- Encargarse del mantenimiento de los equipos de la instalación.

8.3. Condiciones de la sala de ensayos

Se entiende como sala de ensayos al espacio, local o recinto que se requiere para el ensayo de inyección en instalación presurizada. Las condiciones a las que está sometida la sala de ensayos son las siguientes:

- **Insonorización:** la sala está aislada acústicamente del exterior para amortiguar el ruido generado. Dicha insonorización está patente en todos los accesos, como son la puerta de entrada a la misma, y la puerta y la ventana de control del despacho adjunto. Las paredes de la sala también reúnen las condiciones mínimas en cuanto a materia de aislamiento de ruido. Todo lo expuesto anteriormente satisface la norma NBE-CA-82.
- **Ventilación:** el recinto utilizado para los ensayos no dispone de renovación de aire por circulación natural, pero cuenta con canalizaciones por donde circula un caudal mínimo de 1.8 m³/h de aire impulsado desde ventiladores situados en el techo del edificio. El local está equipado con un sistema de extractores para la renovación de aire, ya que la sala debe estar permanentemente ventilada cuando la instalación esté en funcionamiento.
- **Instalación contra incendios:** la sala está equipada con un sistema de protección contra incendios, compuesto por un extintor de eficacia 21 A-113 B que está colocado en un lugar visible y de fácil acceso. Los materiales empleados en la construcción de la sala son RF-180 tal como indica la norma NBE-PCI-91. La sala cuenta con sensores de detección de incendios integrados al sistema general de todo el edificio.

- **Suelo antideslizante:** el pavimento de la sala de ensayos es de material antideslizante para evitar riesgos de caída.
- **Iluminación y protección eléctrica de la sala:** la sala cuenta con una potencia de 25 kW. La iluminación la garantizan doce tubos de Neón (40W c/u), agrupados en cuatro pantallas de tres tubos cada una. La sala adjunta se ilumina por seis tubos, montados en pantallas iguales a las anteriores. Para la protección de la sala se dispone de un elemento magnetotérmico-diferencial, para regular los cortocircuitos y las subidas de tensión. Se dispone de diversas tomas de corriente, con su correspondiente derivación a tierra, para el suministro eléctrico de los aparatos necesarios.
- **Suministro de agua:** en la sala, el agua tiene la única misión de refrigerar, por lo que se realiza mediante agua tratada con anticongelante y anticorrosivos a través de un circuito cerrado, alimentado desde un depósito exterior. Las tuberías son de hierro galvanizado con un diámetro de 3/4", equipadas con válvulas de paso, para cortar el abastecimiento, tanto en suministros como en desagües.
- **Dimensiones y delimitaciones:** las dimensiones de la sala de ensayos son suficientes para facilitar la ejecución de todas las operaciones, tanto de mantenimiento como de montaje, supervisión y funcionamiento de los elementos allí instalados.
- **Accesibilidad:** las zonas de acceso para mantenimiento y conducción de la instalación deben disponer de una altura libre sobre el suelo de un mínimo de dos metros y de un paso libre superior a medio metro de anchura. En los accesos a la sala ha de figurar la prohibición expresa de entrada a personas ajenas a la misma. Además, el recinto dispone al menos de una salida directa, de trayecto mínimo, hacia un área abierta.

8.4. Condiciones de la instalación

En esta sección se enumeran las condiciones que deben de reunir las instalaciones de medida experimentales:

- Los cables eléctricos que conectan los sensores no deben estar sobre el suelo en los lugares de paso habituales para evitar tropiezos.
- Todos los componentes de la instalación están apoyados en soportes antivibrantes con objeto de amortiguar las vibraciones.
- Los mandos de accionamiento se encuentran reagrupados en la proximidad del puesto de trabajo, de modo que son fácilmente accesibles para el operador. Ha de impedirse su manipulación involuntaria mediante la correcta ubicación y protección de los mismos.
- La instalación está provista de un sistema que posibilita la parada total en condiciones de seguridad.
- La botella de nitrógeno permanece cerrada en todo momento, excepto en los casos en los que se procede al llenado o vaciado del remanso, en el que permanece abierta el mínimo tiempo posible.

8.4.1. Recomendaciones en el uso de Nitrógeno

A continuación se detallan algunas recomendaciones en el uso del nitrógeno:

- Situar el recipiente para que no pueda volcar, sufrir daños ni calentarse. No almacenar el recipiente junto a sustancias combustibles, cuidar la estanqueidad del mismo y en interiores asegurar buena ventilación.
- Utilizar guantes de trabajo y calzado de seguridad contra riesgos mecánicos para manipular el recipiente.
- En caso de escape o fuga conectar la aspiración forzada de aire desde el exterior de la sala y, tras un minuto de tiempo entrar y llevar el recipiente a lugar seguro. El nitrógeno no es tóxico pero en lugares cerrados resulta altamente peligroso por desplazamiento del oxígeno. El nitrógeno no daña el medio ambiente por lo que se podrá conducir a través de la aspiración hasta la atmósfera sin perjuicio alguno para la misma.

8.5. Normas de operación

Para garantizar la seguridad de los operarios y el personal de la sala de ensayos deben contemplarse una serie de reglas básicas de operación:

- Es necesario conectar siempre los extractores de aire antes de comenzar a operar con la instalación.
- Los ensayos se realizarán siempre con la puerta cerrada para evitar la entrada de personal ajeno a los ensayos y la posible interrupción de los mismos. Además se pretende evitar de este modo la transmisión de ruido a otros locales.
- Ha de procurarse entrar lo menos posible en la sala de ensayos cuando el equipo se encuentra en funcionamiento, de manera que en el momento en que se realicen los ensayos, la permanencia de personal en la sala sea la mínima posible e indispensable, y en todo momento, deberán ir equipados con protectores auditivos o de otra índole si fuera necesario.
- Las operaciones que puedan entrañar algún riesgo para el trabajador serán realizadas por personal experto de la instalación, que irá equipado con los medios de protección adecuados.
- Se evitará en la medida de lo posible el derrame de combustible o aceite. En caso de producirse un vertido accidental será limpiado inmediatamente.
- En el laboratorio deberá existir un botiquín de primeros auxilios con los medios necesarios para asistir al personal afectado en caso de pequeños accidentes, así como una estación de lavado de ojos.

8.6. Normativa vigente sobre ruidos

Un aspecto particularmente importante en las condiciones de salud en el trabajo es el nivel de ruido al que el personal se haya expuesto. En las instalaciones existen diversos elementos generadores de ruido, como el motor eléctrico de la bomba de inyección o los extractores de aire, debiendo procurarse medidas que reduzcan el riesgo de los trabajadores a consecuencia de la exposición al ruido.

Debido a que en la sala existe un nivel elevado de ruido se ha hecho necesario el cumplimiento de la normativa vigente sobre ruido. Dichas normas están destinadas a establecer unas medidas para reducir la exposición de los operadores al ruido y, reducir con ello, el riesgo que conlleva. A continuación se citan los artículos, que por las características que se dan en la sala, deberá cumplir el laboratorio. Dichos artículos pertenecen a la normativa vigente sobre el ruido según la norma UNE-74-022-81.

Artículo 3: *“El empresario deberá evaluar la exposición de los trabajos al ruido con el objeto de determinar si se superan los límites o niveles mínimos fijados en la presente norma y de aplicar, en tal caso, las medidas preventivas procedentes.*

El proceso de supervisión comprenderá evaluaciones periódicas que se llevarán a cabo, como mínimo, anualmente en los puestos de trabajo en los que el nivel diario equivalente o el nivel de pico superen los 85 dB(A) o 140 dB(A) respectivamente, o cada tres años si no se sobrepasan dichos límites.”

Artículo 5: *“En los puestos de trabajo en los que el nivel de ruido diario equivalente supere los 80 dB(A), deberán adoptarse las siguientes medidas:*

- i. Proporcionar a cada trabajador y, cuando proceda, una formación adecuada con relación a:*
 - *La evaluación de su exposición al ruido y los riesgos potenciales para su audición.*
 - *Las medidas preventivas adoptadas, con especificaciones de las que tengan que ser llevadas a cabo por los propios trabajadores.*
 - *La utilización de protectores auditivos.*
 - *Los resultados de su control médico de audición.*
- ii. Realizar un control médico inicial de la función auditiva de los trabajadores, así como posteriores controles periódicos, como mínimo cada quince días.*
- iii. Proporcionar protectores auditivos a los trabajadores que lo soliciten.”*

En el caso de las instalaciones utilizadas, el nivel diario equivalente supera los 80 dB(A), por lo que las evaluaciones son anuales.

Artículo 7: *“En los puestos de trabajo donde el nivel diario equivalente o el nivel de pico supere los 90 dB(A) o 140 dB(A) respectivamente, se analizarán los motivos por los que se superan tales límites y se desarrollará un programa de medidas técnicas destinado a disminuir la generación o propagación del ruido. De todo ello se informará a los trabajadores afectados y a sus representantes, así como a los órganos internos competentes en seguridad e higiene.*

En los puestos de trabajo en los que no resulte técnica y razonablemente posible reducir el nivel diario equivalente o el nivel de pico por debajo de los límites mencionados en el apartado

anterior, y en todo caso, mientras esté en fase de desarrollo el programa de medidas concebido a tal fin, deberán adoptarse las medidas preventivas indicadas en el artículo 5, con las siguientes modificaciones:

- i. Los controles médicos periódicos de la función auditiva de los trabajadores deberán realizarse como mínimo anualmente.*
- ii. Todos los trabajadores deberán utilizar protectores auditivos, cuyo uso se señalará según lo dispuesto en el Real Decreto 1403/1986 de 6 de Mayo sobre señalización de seguridad en los centros y lugares de trabajo.*
- iii. Siempre que el riesgo lo justifique y sea razonable y técnicamente posible, los puestos de trabajo serán delimitados y objetos de una restricción de acceso.”*

Capítulo 9:

Metodología de uso

de las instalaciones

9.1. Introducción

Este capítulo tiene se procederá a describir la metodología a seguir en el uso de las instalaciones, tanto las secuencias de puesta en marcha y paro como los procedimientos de mantenimiento de cada una de ellas.

Además, por la propia naturaleza de este proyecto, en este capítulo se hace necesario incluir las condiciones particulares que deben cumplir el software y los equipos informáticos utilizados.

9.2. Instalación de la medida de tasa inyectada

9.2.1. Puesta en marcha de la instalación

Para la puesta en marcha de la instalación es necesario seguir una secuencia con el fin de conectar todos los aparatos en el momento adecuado y en las condiciones requeridas para su funcionamiento. La secuencia para la puesta en marcha de la instalación de inyección consta de los siguientes pasos:

Periféricos generales

- Conectar el suministro de agua desde la válvula general y observar el aumento de presión en la línea de agua.
- Calibrar la balanza con diferentes pesos para comprobar su correcto funcionamiento.

- Conectar la fuente de alimentación de corriente continua que da corriente a la bomba de alimentación del *common-rail* y a los reguladores de presión de la bomba de alta presión y del acumulador.
- Encender el armario de control:
 - Interruptor general.
 - *Displays* de temperatura y presión en instalación, y observar que marquen unos valores coherentes, ya que estos tipos de sensores cuando tienen algún fallo marcan sus valores mínimos.

Common-rail:

- Encender con al menos 30 minutos de antelación al ensayo, los amplificadores de señal de presión.
- Regular el offset de los amplificadores de señal de presión, con la ayuda del osciloscopio para conseguir que estos marquen cero sin haber presión en la instalación *common-rail*. Además, con los amplificadores y el osciloscopio seguiremos la señal de la curva de presión cuando la haya.
- Abrir las válvulas de paso de combustible del depósito general.
- Conectar la bomba de alimentación de combustible.
- Regular la presión de inyección, controlándola a través del osciloscopio, y la contrapresión requerida para el ensayo.

9.2.2. Secuencia de paro de la instalación

La secuencia de paro es un procedimiento que debe hacerse prestando mucha atención y sin saltarse ningún paso de los mencionados ya que esto podría resultar peligroso, ya sea a futuros usuarios de la instalación, o, en sucesivos trabajos. La secuencia de paro de la instalación de medida de tasa es la siguiente:

Common-rail:

- Bajar la contrapresión a la inyección hasta el valor de cero.
- Bajar la presión de inyección hasta el valor de cero.
- Parar la bomba de alta presión mediante el interruptor de paro correspondiente.
- Parar la bomba de alimentación de combustible.
- Desconectar el amplificador de señal de presión colocándolo en la posición off.

Periféricos generales:

- Cerrar la válvula general de agua.
- Comprobar que todos los equipos se encuentren apagados.
- Desconectar la conexión trifásica del motor que acciona la bomba de alta presión.
- Apagar ordenadores, armario de control, luces y extracción de aire.

9.2.3. Mantenimiento de la instalación

Los trabajos de mantenimiento a realizar en la instalación de inyección se pueden clasificar en diarios y periódicos.

9.2.3.1. Mantenimiento diario

El mantenimiento diario está referido a aquel que se realiza todos los días antes o después de la realización de los ensayos. Estas operaciones son necesarias para que la toma de los resultados sea correcta además de la conservación de la instalación. Las operaciones diarias son las siguientes:

Antes de la realización de los ensayos:

- Realizar una comprobación visual de las conducciones de combustible con el fin de detectar posibles pérdidas.
- Comprobar si el depósito contiene el gasóleo necesario para la realización de los ensayos.
- Revisar las conexiones eléctricas de potencia y de instrumentación.
- Revisar las conexiones hidráulicas.

Después de la realización de los ensayos:

- Complimentar una hoja indicando el tipo de ensayo realizado y las incidencias surgidas durante la realización de los mismos.
- Sustituir el combustible en el depósito general dejando la instalación preparada con gasóleo nuevo para el siguiente ensayo.

9.2.3.2. Mantenimiento periódico

El mantenimiento periódico es el que se realiza en intervalos de tiempo relativamente largos. Incluye los siguientes procedimientos:

- Cambiar los filtros de combustible. Esta operación debe realizarse cada 1500 horas de funcionamiento.
- Limpieza del interior de la instalación de inyección realizando una comprobación de las diferentes juntas que permiten la estanqueidad en la instalación. En caso de apreciar cualquier deterioro se procederá al cambio.
- Calibración de sensores de presión y temperatura de la instalación anualmente.
- Calibración del sensor de presión en línea junto con el amplificador correspondiente anualmente.
- Calibración de la balanza por el fabricante anualmente.

9.3. Instalación de la medida de permeabilidad

9.3.1. Puesta en marcha de la instalación

En esta instalación, nuevamente se debe seguir una secuencia con el fin de conectar correctamente todos los sistemas. La secuencia para la puesta en marcha de la instalación consta de los siguientes pasos:

- Conectar el suministro de agua desde la válvula general y observar el aumento de presión en la línea de agua.
- Calibrar la balanza con diferentes pesos para comprobar su correcto funcionamiento.
- Conectar voltímetros para la medida de temperatura y el osciloscopio para la medida de la presión del raíl.
- Conectar la fuente de alimentación de corriente de la instalación.
- Conectar la bomba de alimentación de combustible.
- Tomar los valores de *offset* de la medida de la presión y la contrapresión.
- Regular la presión de inyección, controlándola a través del osciloscopio, y la contrapresión requerida para el ensayo.

9.3.2. Secuencia de paro de la instalación

La secuencia de paro de la instalación de permeabilidad debe de seguir los siguientes pasos:

- Bajar la contrapresión de la instalación a su valor mínimo.
- Bajar la presión de la instalación a su valor mínimo.
- Desconectar la bomba de alimentación de combustible.
- Desconectar el suministro de agua.
- Desconectar los sistemas de adquisición de datos (osciloscopio, voltímetros, balanza).
- Apagar el ordenador, las luces, etc.

9.3.3. Mantenimiento de la instalación

Los trabajos de mantenimiento de la instalación de permeabilidad son los mismos que se deben de realizar en la instalación de medida de tasa inyectada, tanto el mantenimiento diario (antes y después de los ensayos) como el mantenimiento periódico.

9.4. Software

El software empleado en el desarrollo del proyecto deberá adquirirse legalmente y contar con la licencia de uso correspondiente, de modo que los usuarios finales habrán de aceptar las condiciones indicadas en dichas licencias para llevar a cabo la instalación de los programas. A través de estos documentos, el titular de los derechos de explotación de la aplicación informática en cuestión concede al usuario una licencia transferible para la utilización del programa en un sistema informático de las características que se describen en la cláusula correspondiente. Los aspectos no regulados explícitamente en la licencia de uso deberán cumplir, en cualquier caso, la Ley de Propiedad Intelectual vigente.

Para llevar a cabo el modelo 1D del presente proyecto se ha empleado el código de cálculo *GT-Power*, concretamente la versión 7.5. Su utilización está sujeta a licencia por parte del desarrollador *Gamma Technologies, LLC*. El Departamento de Máquinas y Motores Térmicos tiene este permiso.

Además se ha utilizado, bajo las mismas condiciones, el programa de CAD *Solidworks*, en su versión de 2012, para la realización del modelo tridimensional de la geometría del inyector.

El tratamiento gráfico y análisis de resultados se ha llevado a cabo mediante el programa *Matlab* (versión R2014a) y el paquete ofimático *Microsoft Office* (versión 2013), de cuyas licencias actuales dispone la Universidad Politécnica de Valencia.

9.5. Equipo informático

En este apartado se detallan las especificaciones técnicas de los equipos informáticos necesarios para el desarrollo del estudio computacional del proyecto. Para ello se ha empleado el equipo proporcionado por el propio grupo CMT, cuyas especificaciones son:

- Procesador: Intel® Xeon® CPU E5405 @ 2.00 GHz (2 procesadores).
- Memoria instalada (RAM): 12.0 GB.
- Disco duro: 1 TB.
- Sistema operativo: Windows 7 Enterprise (64 bits).

Documento III
Presupuesto

Capítulo 10:

Presupuestos

10.1. Introducción

En este documento se recogen los costes estimados de realización del proyecto, entre los que se cuentan los gastos en mano de obra, materiales y equipos. Todos ellos forman parte de los presupuestos parciales que, en conjunto, constituirán el presupuesto total del proyecto.

Todos los equipos utilizados en este proyecto forman parte del conjunto de instalaciones disponibles en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Dado que ninguno ha sido adquirido expresamente para su realización (salvo el banco de pruebas para los ensayos de permeabilidad) no se debe de considerar dentro del presente presupuesto el precio de adquisición de las instalaciones, sino la amortización asignable por la utilización de los equipos.

10.2. Descripción del método presupuestario

Dada la naturaleza investigadora del presente proyecto, la estructura tradicional del presupuesto basado en capítulos y unidades de obra no resulta apropiada, especialmente si se tiene en cuenta la dificultad que entraña el asignar a cada una de las unidades consideradas la participación de la mano de obra. Por tanto, se ha optado por organizar el presupuesto del proyecto en una serie de presupuestos parciales que conforman la suma total del presupuesto final. Esta división se ha realizado diferenciando entre la parte computacional y la parte experimental.

Los precios aplicados a los grupos de coste se corresponden con las tarifas legales vigentes, habiéndose realizado, en caso de necesidad, estimaciones coherentes. Como presupuesto total se tomará la suma de los presupuestos parciales más un porcentaje en concepto de imprevistos o medios auxiliares. El Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA) se aplica al final del presupuesto y la unidad monetaria utilizada para la realización de los presupuestos es el euro (€).

10.2.1. Gastos asignados al estudio experimental

Esta sección del presupuesto abarca todo lo relacionado con la parte experimental del proyecto, y a su vez, ha sido dividido en 2 partes, tal y como se hizo en la descripción de herramientas y metodología:

- Caracterización hidráulica.
- Caracterización geométrica.

10.2.2. Gastos asignados al estudio computacional

En esta sección se trata de incluir todo aquello que se ha usado en algún momento del estudio computacional, teniendo en cuenta además las horas que se dedican a la puesta a punto del modelo, el trabajo previo a la ejecución de las simulaciones y al postprocesado de datos. Por lo tanto en este grupo de costes se incluyen los equipos informáticos, las licencias de software necesarias y la mano de obra dedicada a esta parte.

10.3. Coste de la mano de obra

Los datos utilizados para el cálculo han sido obtenidos del manual de procedimiento para la contratación de personal del grupo CMT, aportado por su jefe de personal.

Profesor Ayudante Doctor

- Horas trabajadas al año = 40 horas/semana x (52 – 6) semanas = 1840 horas/año
- Salario anual = 24481,00 €/año
- Seguridad social = 33% Salario anual = 8078,73 €/año
- Salario bruto medio anual = 32559,73 €/año
- Coste horario = 17,70 €/hora

Técnico Superior

- Horas trabajadas al año = 40 horas/semana x (52 – 6) semanas = 1840 horas/año
- Salario anual = 20134,00 €/año
- Seguridad social = 33% Salario anual = 6644,22 €/año
- Salario bruto medio anual = 26778,22 €/año
- Coste horario = 14,55 €/hora

Becario de doctorando

- Horas trabajadas al año = 40 horas/semana x (52 – 6) semanas = 1840 horas/año
- Salario anual = 13000,00 €/año
- Seguridad social = 33% Salario anual = 4290,00 €/año
- Salario bruto medio anual = 17290,00 €/año
- Coste horario = 9,40 €/hora

Estudiante en prácticas

- Beca del departamento = 1600 €
- Inicio = 01/02/2016
- Finalización = 31/05/2016
- Horas trabajadas = 37 horas/semana x 18 semanas = 666 horas
- Coste horario = 2,40 €/hora

10.4. Coste experimental

En esta sección se tienen en cuenta los costes de uso de las instalaciones, equipo, herramientas, materiales y mano de obra para la realización del estudio experimental. Por el contrario, no se considera el valor de los elementos propios de las salas de ensayos utilizados, como son climatización, seguridad, sistema de abastecimiento de agua, etc., ya que se encuentran disponibles desde la construcción del edificio.

10.4.1. Coste de la caracterización hidráulica

En esta partida se incluyen conjuntamente los gastos realizados para la medida de la tasa inyectada de combustible y de permeabilidad.

En primer lugar se debe de calcular la tasa horaria de los equipos utilizados, donde se tiene en cuenta el tiempo de amortización de los equipos. El coste de mantenimiento no se incluye directamente, ya que se considera asumible como parte de los costes auxiliares o imprevistos. El tiempo de amortización se da en años, y se considera que un año se compone de 1840 horas de trabajo (se asume que todos los equipos se usan el máximo de horas posible para rentabilizar su coste):

Ref.	Descripción	Valor (€)	Vida útil (año)	Tasa horaria (€/h)
1	Osciloscopio	2203,71	3	0,4
2	Captador	7572,78	3	1,37
3	Amplificador	5300,94	3	0,96
4	Caudalímetro	5008,43	3	0,91
5	GENOTEC	4506,36	3	0,82
6	Cadena de medida YOKO	12020,24	4	1,63
7	Ordenador de adquisición de datos	1803,04	4	0,25
8	Balanza electrónica	480,30	2	0,13
9	Herramientas	800,00	3	0,14
10	Multímetro digital	300,15	2	0,08
11	Termómetro digital	185,72	2	0,05
12	Pinza amperimétrica	799,00	2,5	0,17
13	Generador de frecuencia	239,89	2	0,07
14	Instalación de medida de tasa inyectada	2000,00	4	0,27
15	Instalación de medida de permeabilidad	3000,00	4	0,41

Tabla 7: Tasa horaria de los equipos de los ensayos experimentales.

Utilizando estos datos, junto con la información del resto de recursos utilizados y el coste de la mano de obra, se obtiene el presupuesto parcial de la caracterización hidráulica:

CARACTERIZACIÓN HIDRÁULICA					
Ref.	Descripción	Ud.	Cantidad	Precio (€/ud.)	Importe (€)
1	Osciloscopio	h	500	0,4	200
2	Captador	h	500	1,37	685
3	Amplificador	h	500	0,96	480
4	Caudalímetro	h	500	0,91	455
5	GENOTEC	h	500	0,82	410
6	Cadena de medida YOKO	h	500	1,63	815
7	Ordenador de adquisición de datos	h	500	0,25	125
8	Balanza electrónica	h	500	0,13	65
9	Herramientas	h	10	0,14	1,4
10	Multímetro digital	h	500	0,08	40
11	Termómetro digital0.	h	500	0,05	25
12	Pinza amperimétrica	h	500	0,17	85
13	Generador de frecuencia	h	500	0,07	35
14	Instalación de medida de tasa inyectada	h	200	0,27	54
15	Instalación de medida de permeabilidad	h	300	0,41	123
16	Banco de pruebas	ud	1	600	600
17	Cable coaxial G58	m	50	0,4	20
18	Clavija cable coaxial	ud	30	1,26	37,8
19	Energía eléctrica	kWh	3220	0,09	289,8
20	Combustible (diésel Resol Elite)	l	50	1,27	63,5
21	Botella de N2	ud	1	43,1	43,1
22	Productos de limpieza				5
23	Arandela de acero	ud	2	1,02	2,04
24	Estudiante en prácticas	h	500	2,40	1200
25	Becario de doctorando	h	500	9,40	4700
26	Técnico Superior	h	200	14,55	2910
TOTAL					13469,64

Tabla 8: Presupuesto de la caracterización hidráulica.

Por tanto, el presupuesto de la caracterización hidráulica suma un total de **TRECE MIL CUATROCIENTOS SESENTA Y NUEVE EUROS CON SESENTA Y CUATRO CÉNTIMOS.**

10.4.2. Caracterización geométrica

Dentro de esta partida se consideran los costes de uso de los microscopios (cuya tasa horaria se ha obtenido del Servicio de Microscopia Electrónica de la UPV), el coste de la silicona por adición utilizada y la mano de obra necesaria:

CARACTERIZACIÓN GEOMÉTRICA					
Ref.	Descripción	Ud.	Cantidad	Precio (€/ud.)	Importe (€)
26	Microscopio electrónico de barrido - JEOL JSM6300	h	5	13	65
27	Microscopio óptico - Leica MZ APO	h	20	4	80
28	Microscopio óptico - PCE-MM200	h	12	0,05	0,6
29	Silicona Elite double 8	kg	0,15	50,08	7,52
30	Silicona Elite double 32	kg	0,05	71,14	3,56
24	Estudiante en prácticas	h	37	2,40	88,8
25	Becario de doctorando	h	25	9,40	235
26	Técnico Superior	h	5	14,55	72,75
TOTAL					473,23

Tabla 9: Presupuesto de la caracterización geométrica.

Por tanto, el presupuesto de la caracterización geométrica suma un total de **CUATROCIENTOS SETENTA Y TRES EUROS CON VEINTITRES CÉNTIMOS**.

10.5. Coste computacional

En esta última partida se incluyen los costes de licencia de los programas necesarios para la realización del proyecto y del ordenador utilizado (incluyendo sus periféricos). Previamente se debe de obtener de nuevo la tasa horaria de todos ellos como:

Ref.	Descripción	Valor (€)	Vida útil (año)	Tasa horaria (€/h)
30	Licencia de GT-Power	5000	1	2,72
31	Licencia de SolidWorks 2012	150	2	0,04
32	Licencia de Microsoft Office 2013	79	4	0,01
33	Ordenador de trabajo	600	4	0,08

Tabla 10: Tasa horario de las licencias de programas y equipo computacional.

Utilizando estos resultados, y los cálculos de la mano de obra, se obtiene el coste computacional del proyecto:

COMPUTACIONAL					
Ref.	Descripción	Ud.	Cantidad	Precio (€/ud.)	Importe (€)
30	Licencia de GT-Power	h	145	2,72	394,02
31	Licencia de SolidWorks 2012	h	80	0,04	3,26
32	Licencia de Microsoft Office 2013	h	140	0,01	1,50
33	Ordenador de trabajo	h	365	0,08	29,76
	Estudiante en prácticas		365	2,40	876,00
	Becario de doctorando		365	9,40	3431,00
24	Profesor ayudante doctor	h	100	17,70	1770,00
TOTAL					6505,54

Tabla 11: Presupuesto computacional.

Por tanto, el presupuesto computacional suma un total de **SEIS MIL QUINIENTOS CINCO EUROS CON CINCUENTA Y CUATRO CÉNTIMOS**.

10.6. Resumen del presupuesto

El coste total del proyecto se obtiene como la suma de los costes parciales de cada sección, más un 5% en concepto de imprevistos o medios auxiliares. Sobre este valor se aplica el 21% del Impuesto al Valor Añadido (IVA):

PRESUPUESTO TOTAL	
Concepto	Importe (€)
Presupuesto de la caracterización hidráulica	13469,64
Presupuesto de la caracterización geométrica	473,23
Presupuesto computacional	6505,54
SUMA DE LOS PRESUPUESTOS PARCIALES	20448,41
5% de imprevistos o medios auxiliares	1022,42
TOTAL NETO	21470,83
21% de IVA	4508,87
TOTAL	25979,70

Tabla 12: Presupuesto total.

Así pues, el presupuesto total del presente trabajo es de **VEINTICINCO MIL NOVECIENTOS SETENTA Y NUEVE EUROS CON SETENTA CÉNTIMOS**.

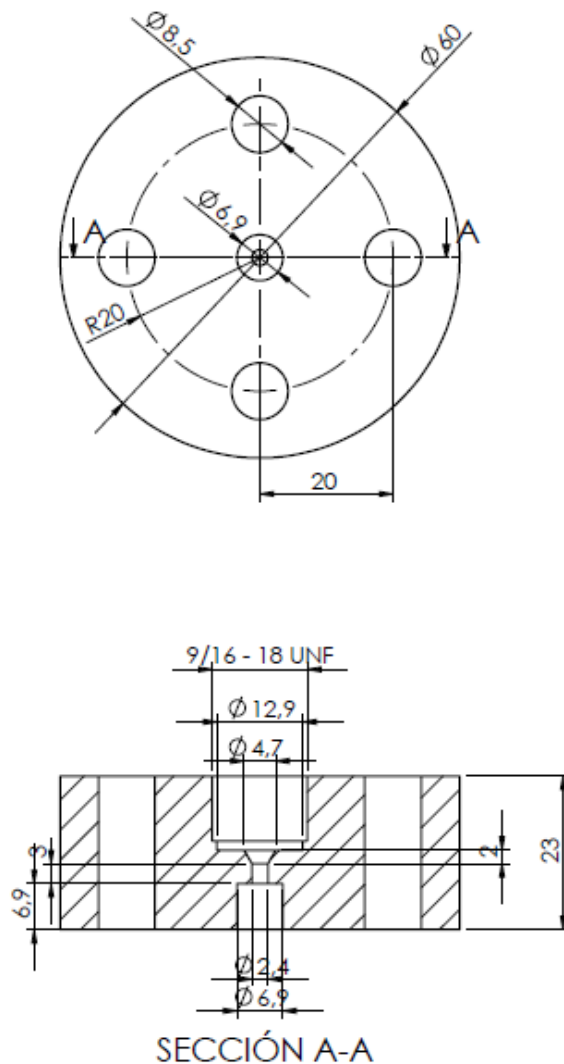
ANEXO

Anexo A:

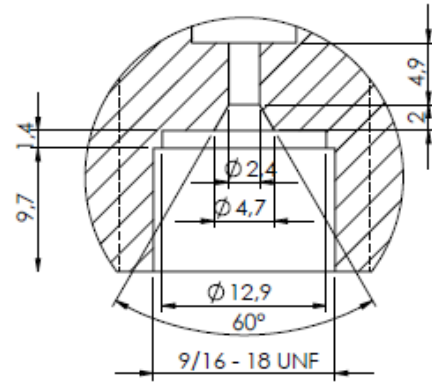
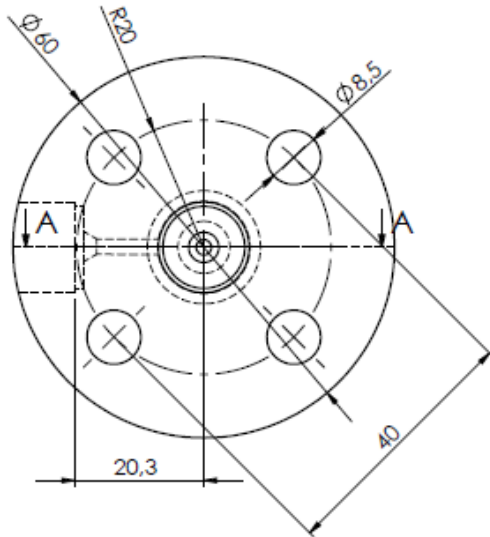
Planos del banco de

pruebas

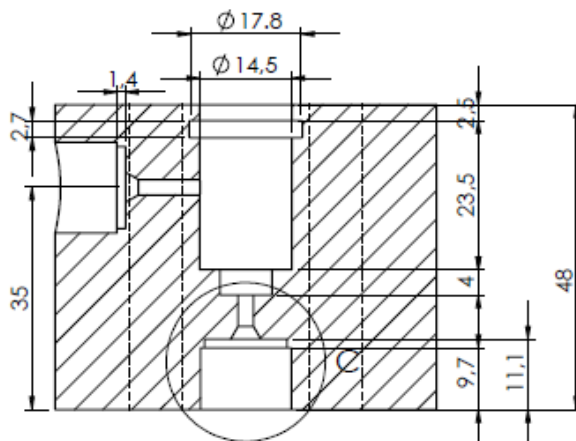
Las medidas se encuentran en mm. Sección superior:



Sección inferior:

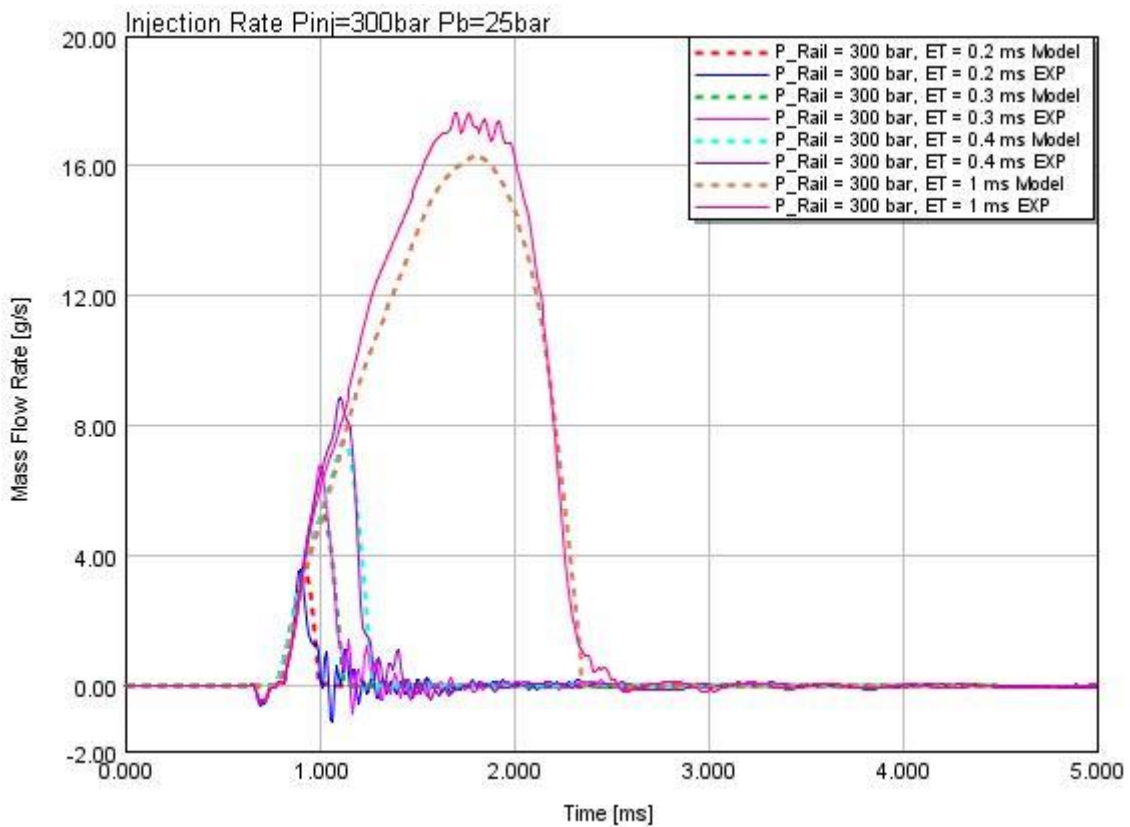


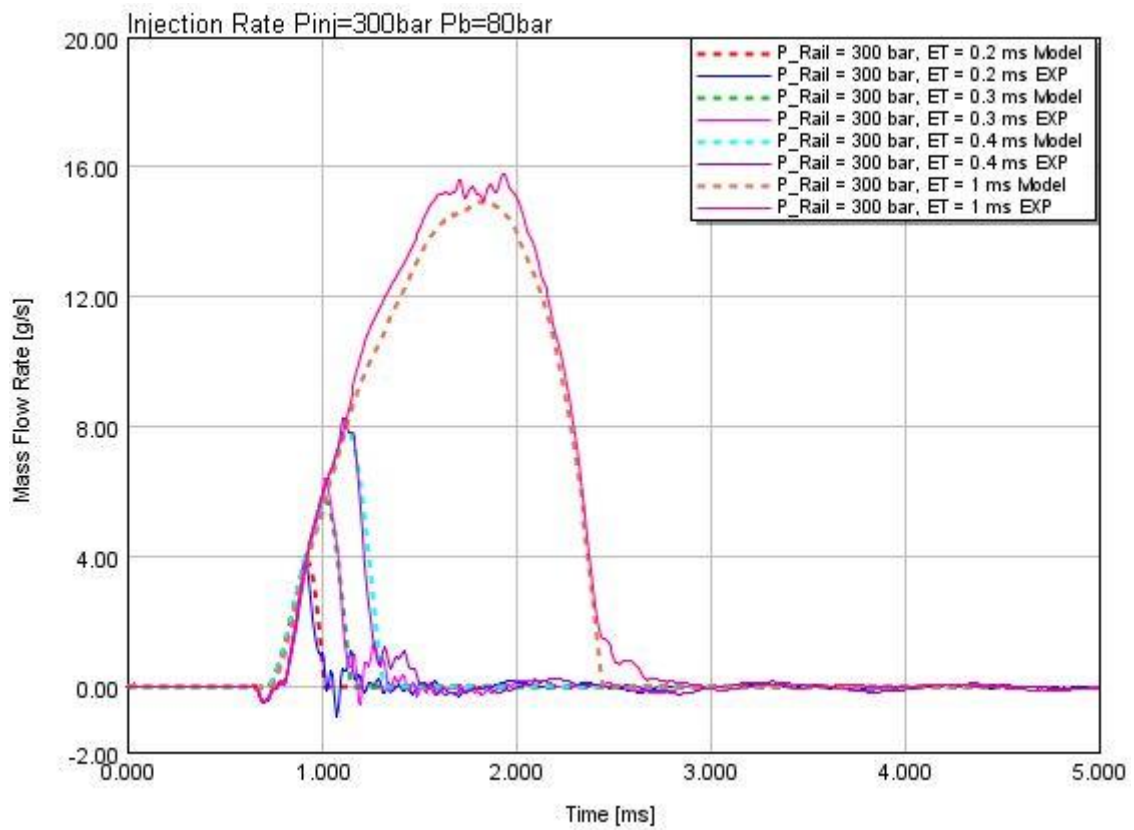
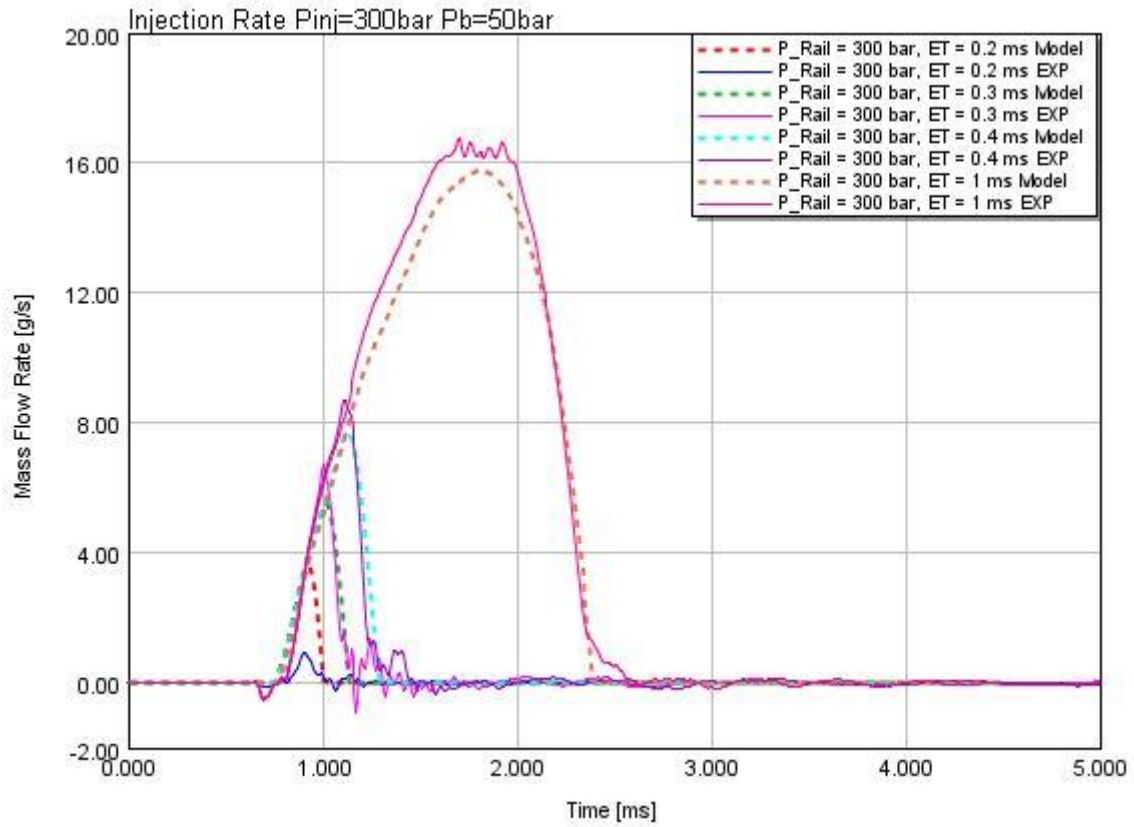
DETALLE C

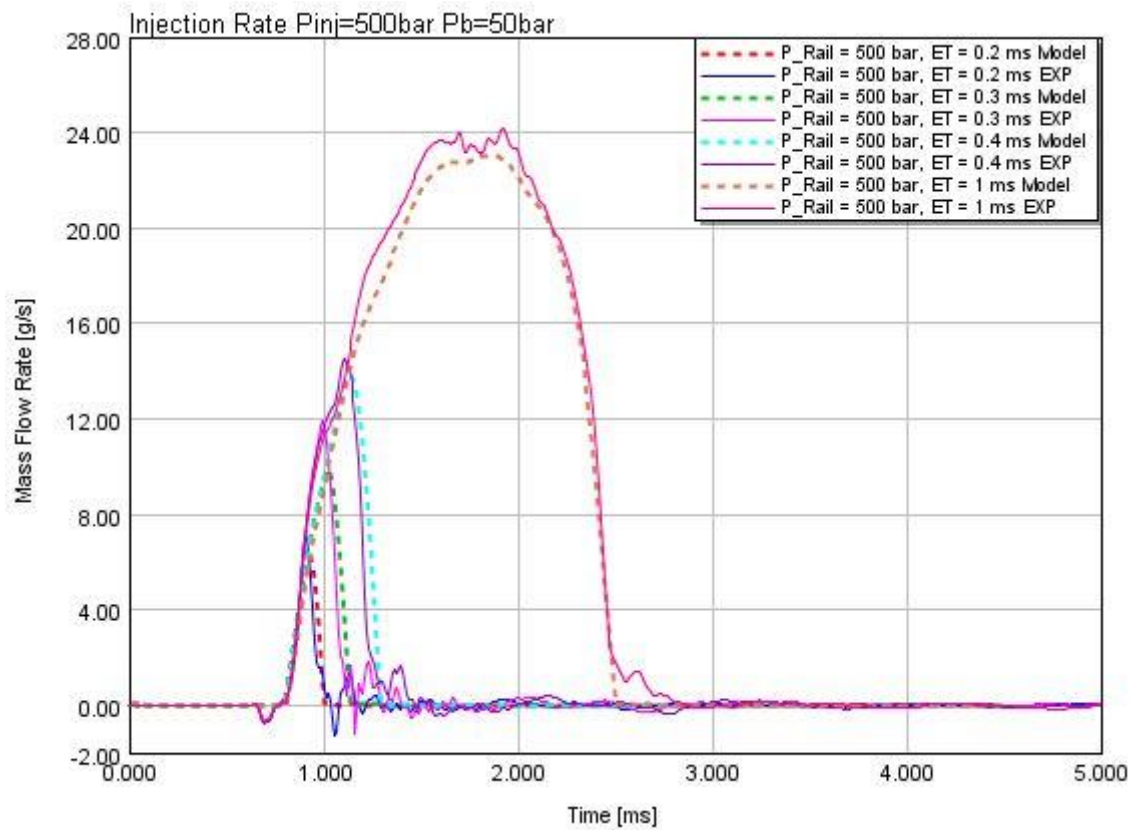
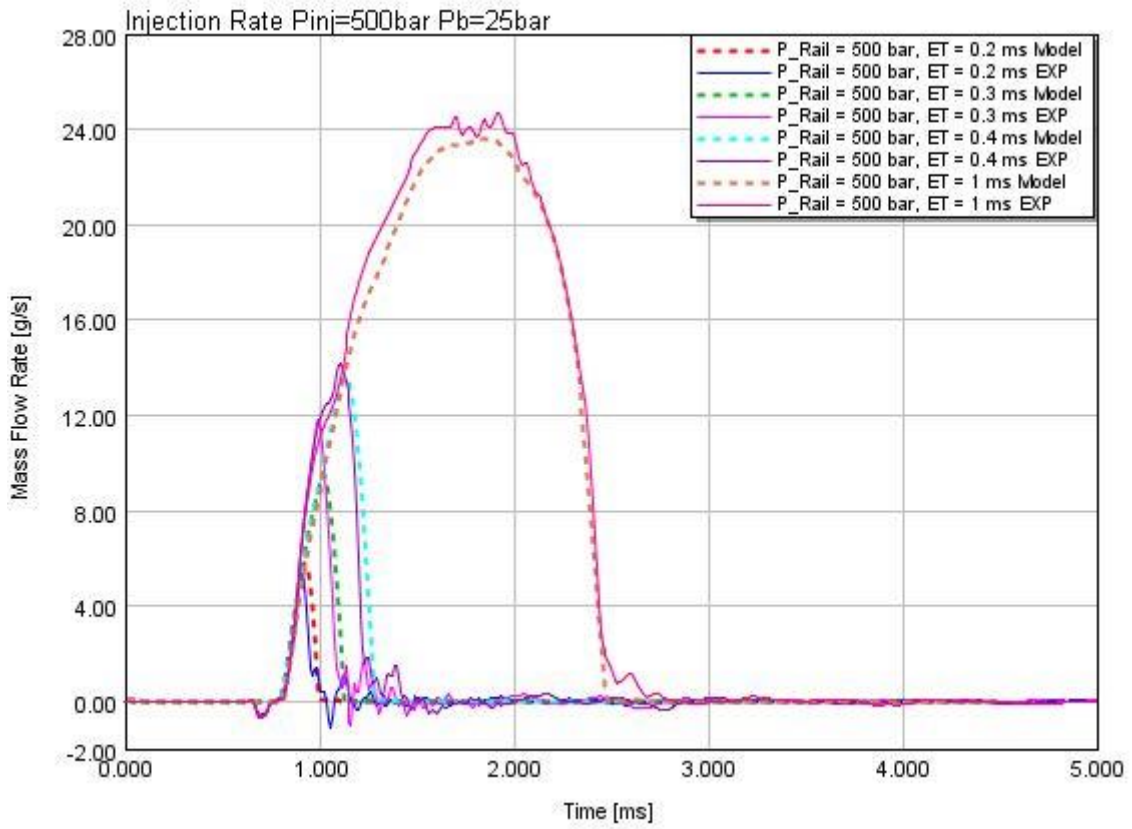


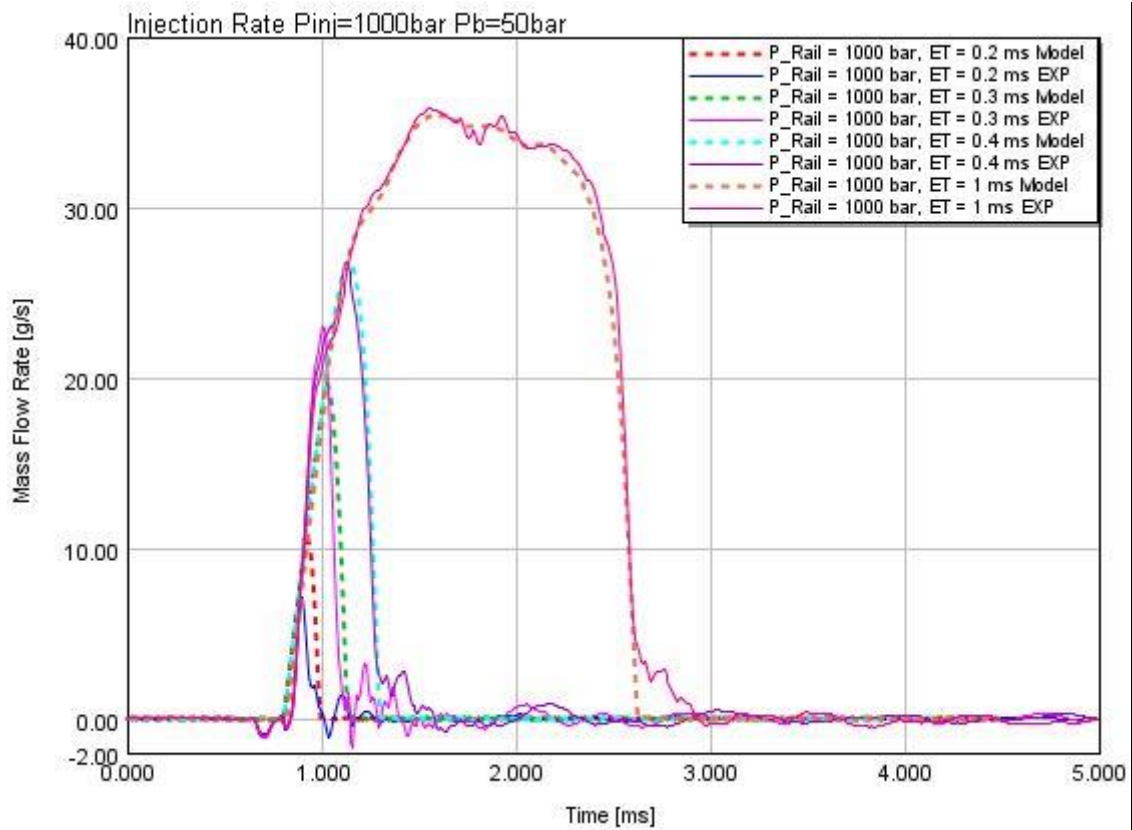
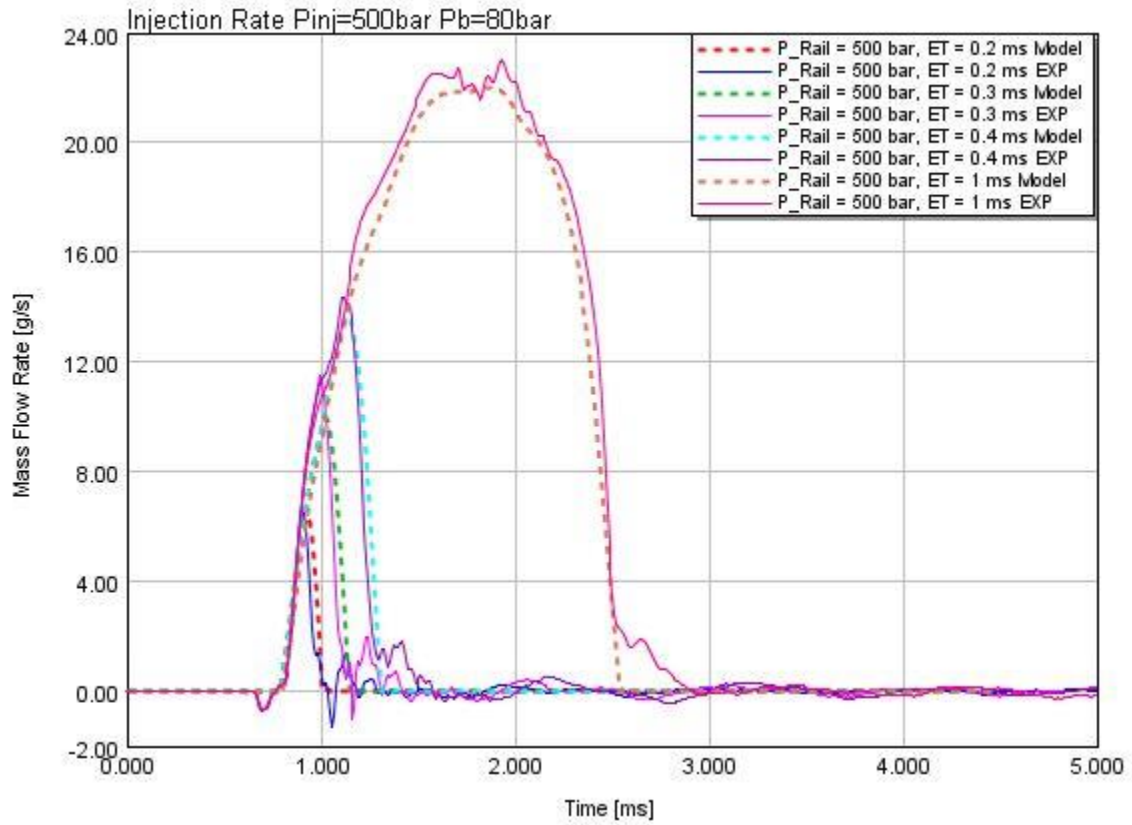
SECCIÓN A-A

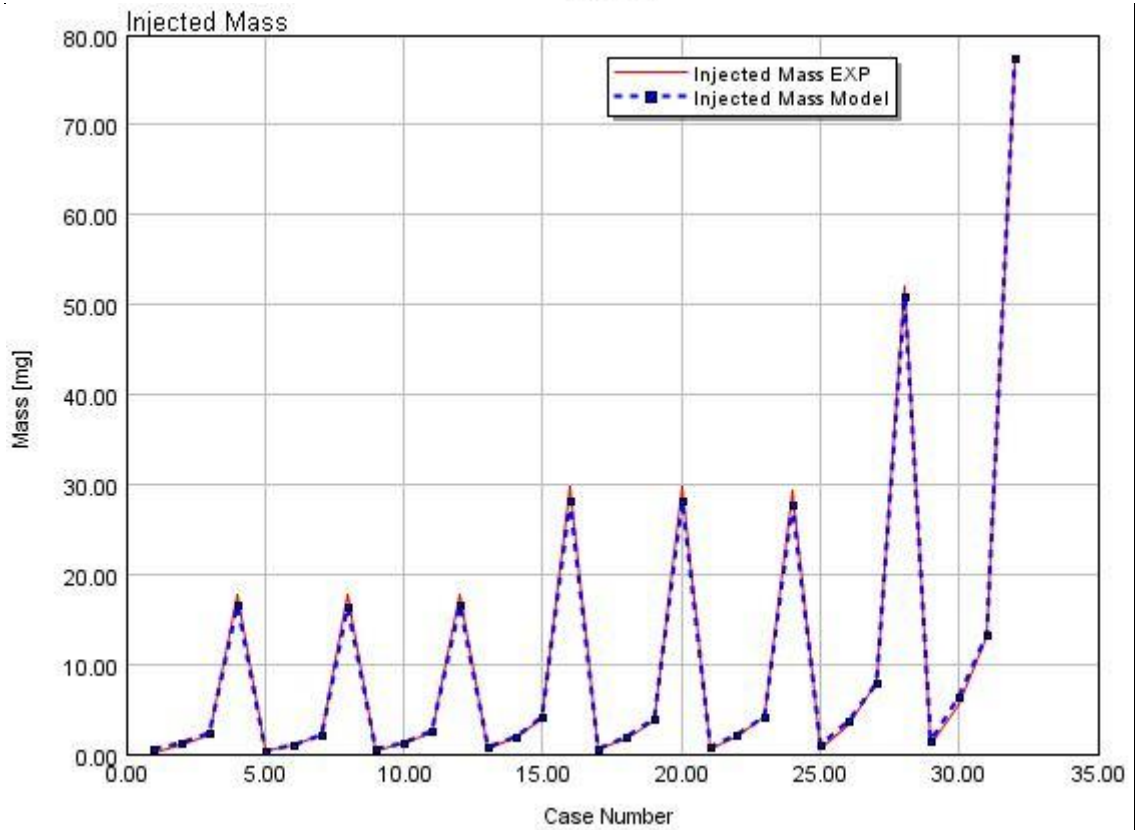
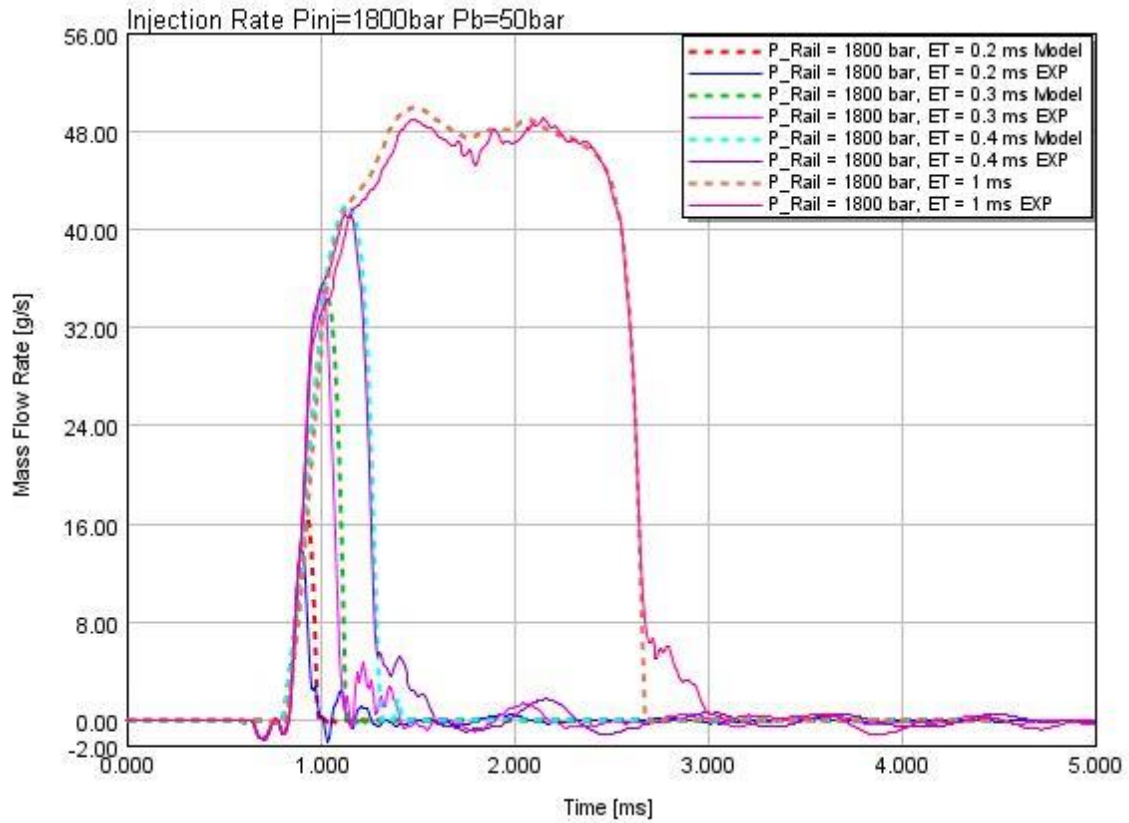
Anexo B: Resultados de inyección simple









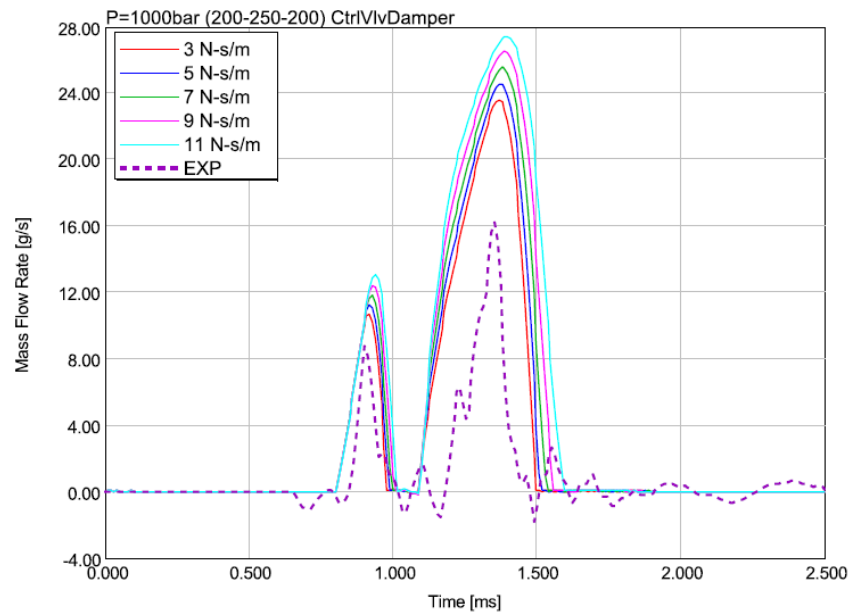


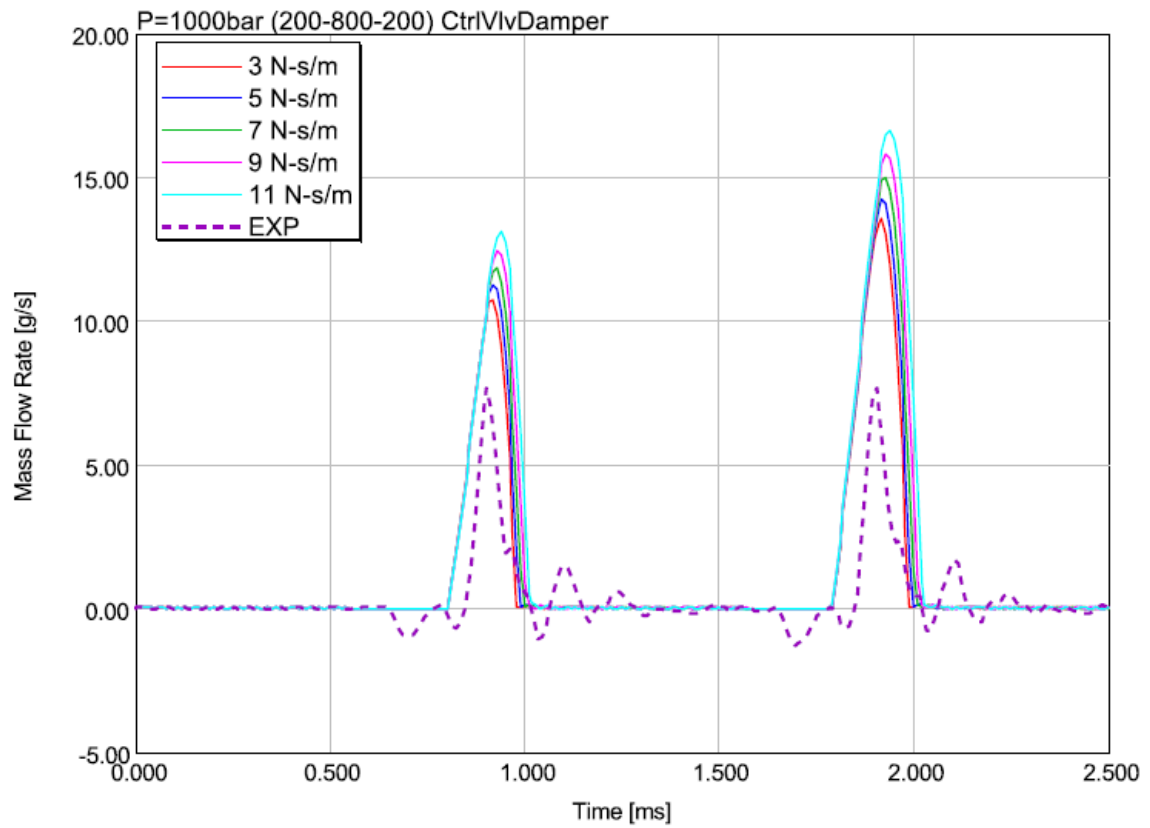
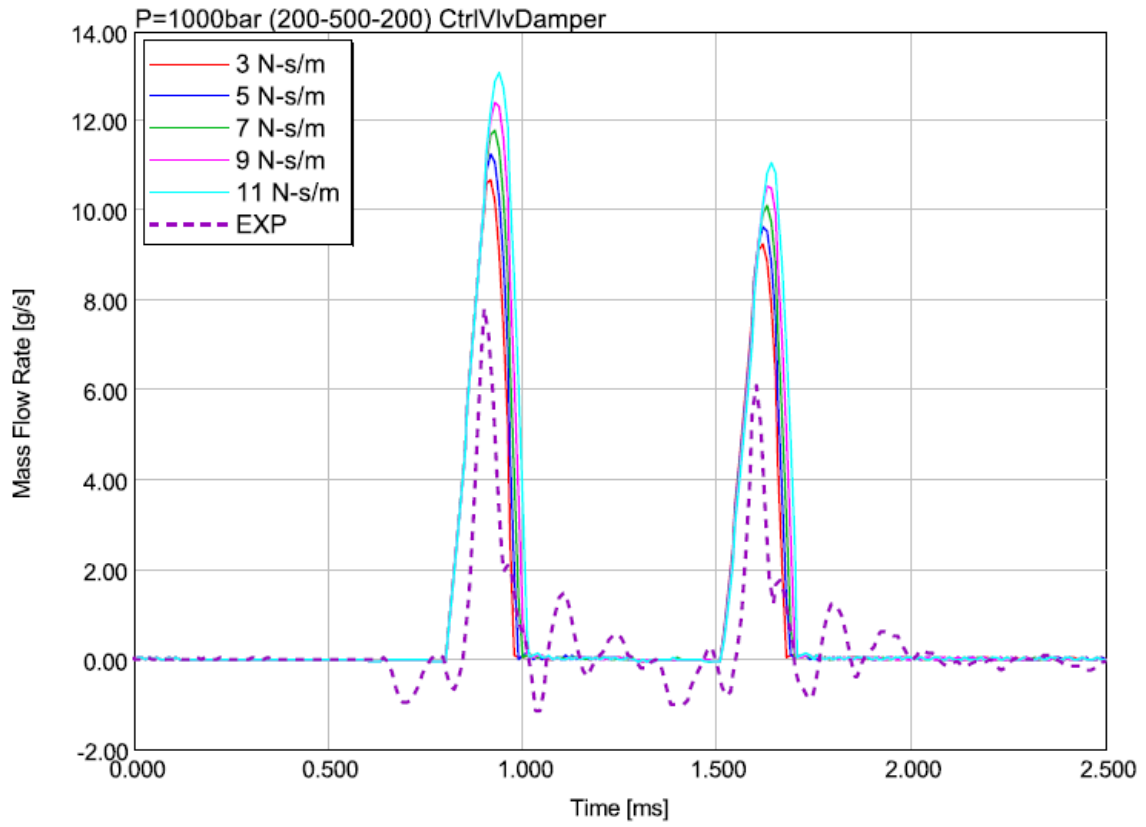
Anexo C:

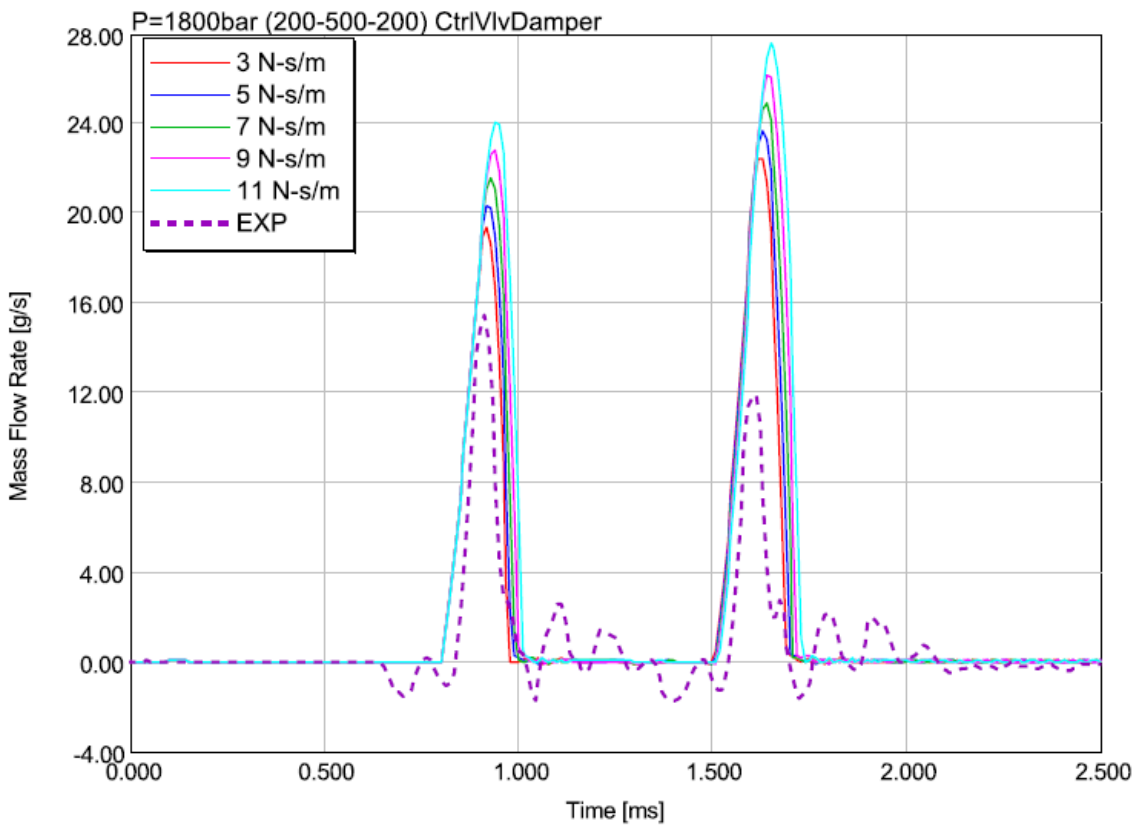
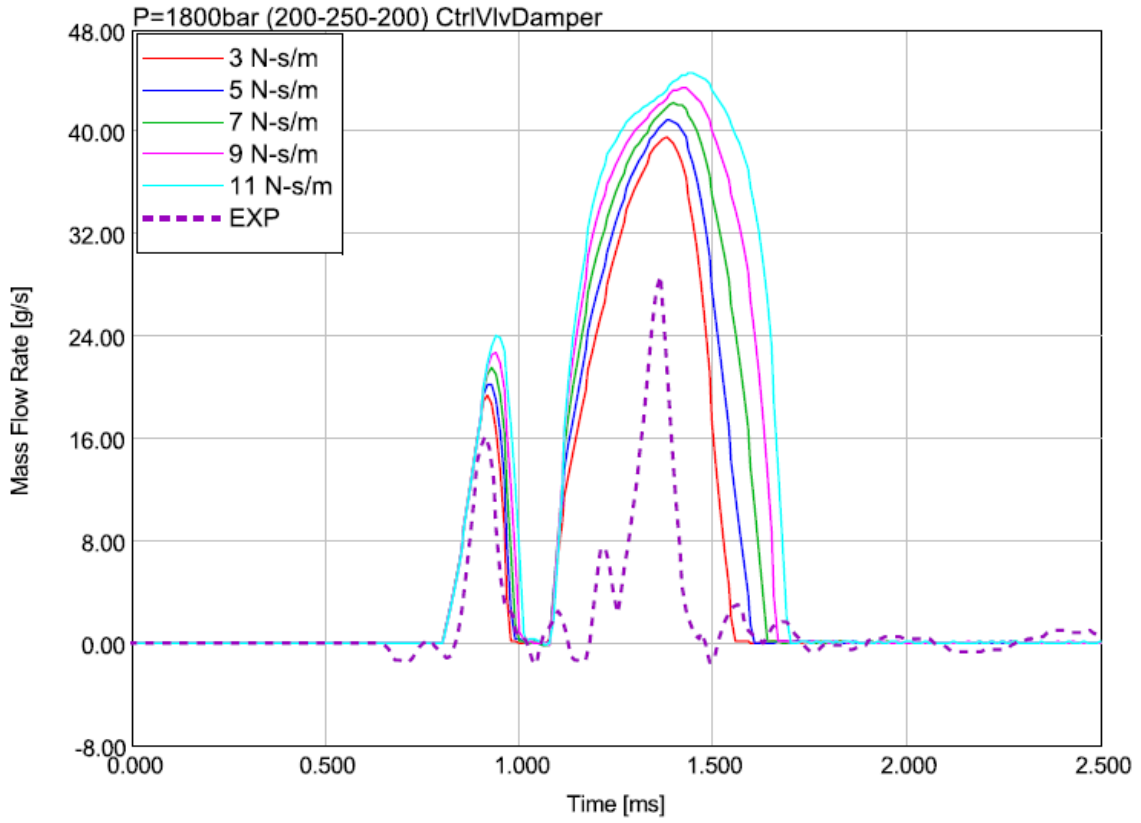
Resultados del

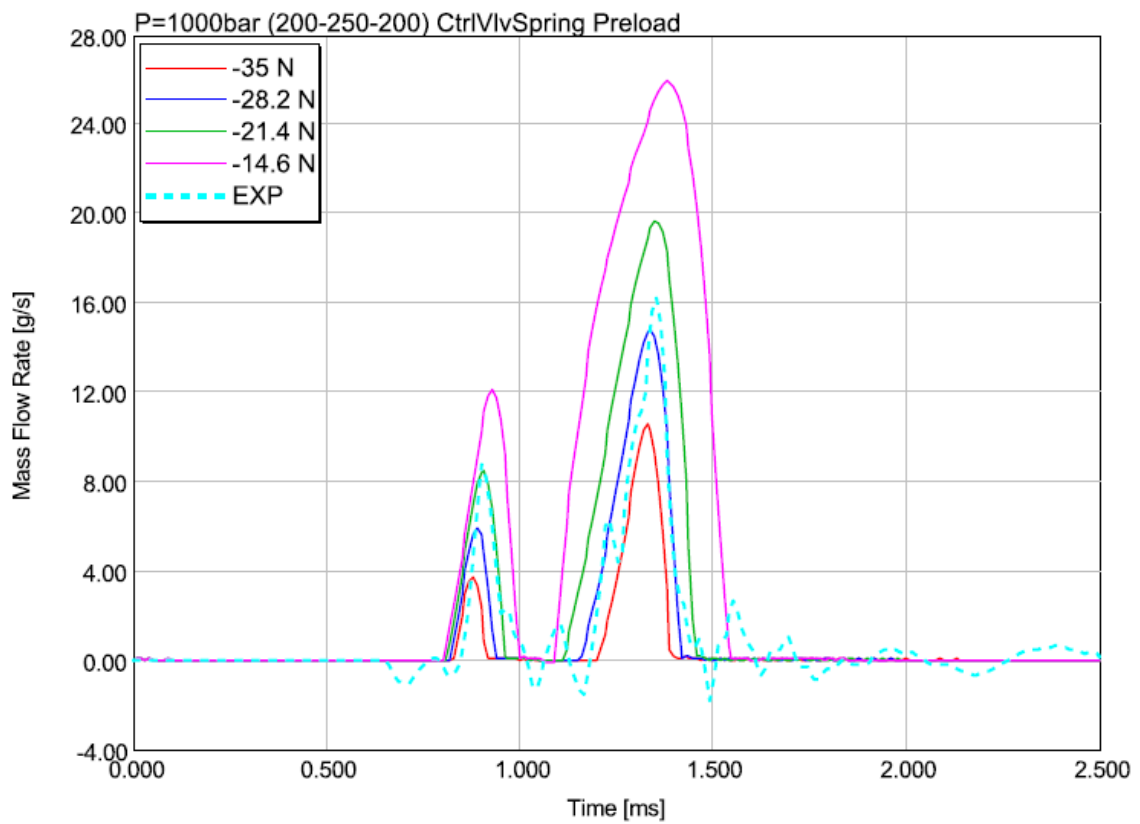
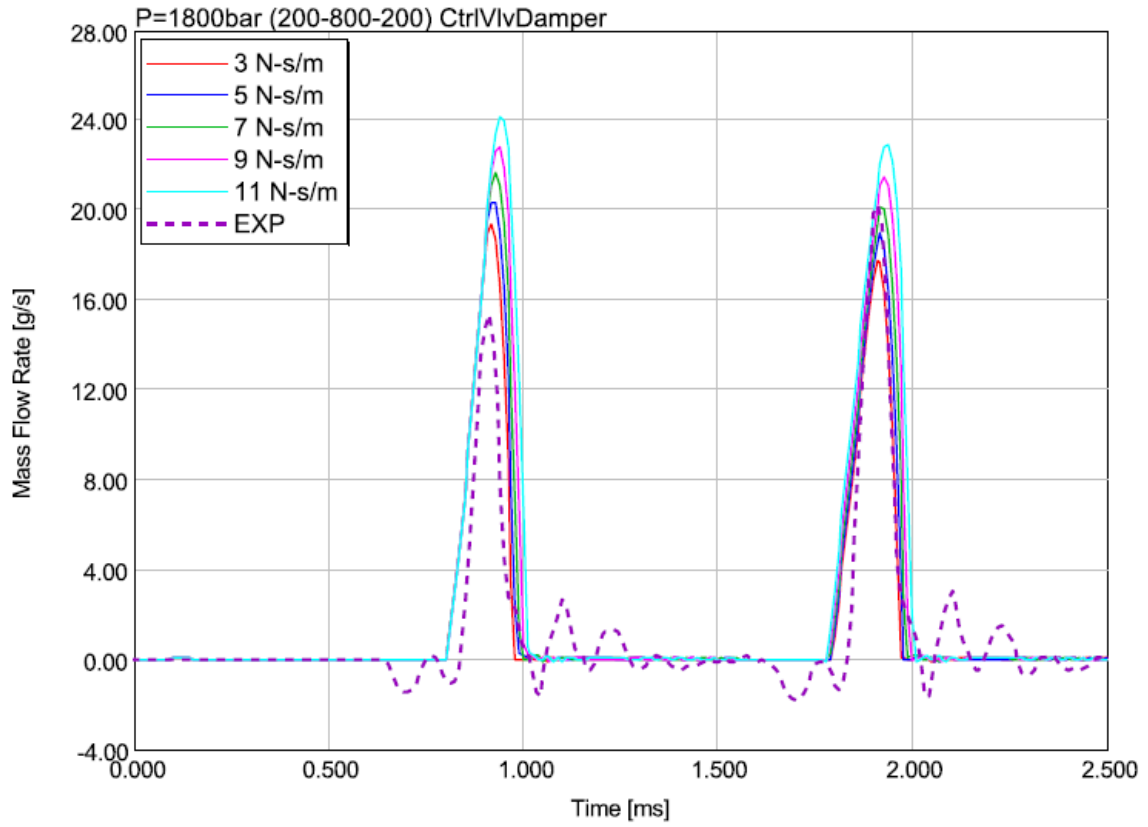
estudio de los

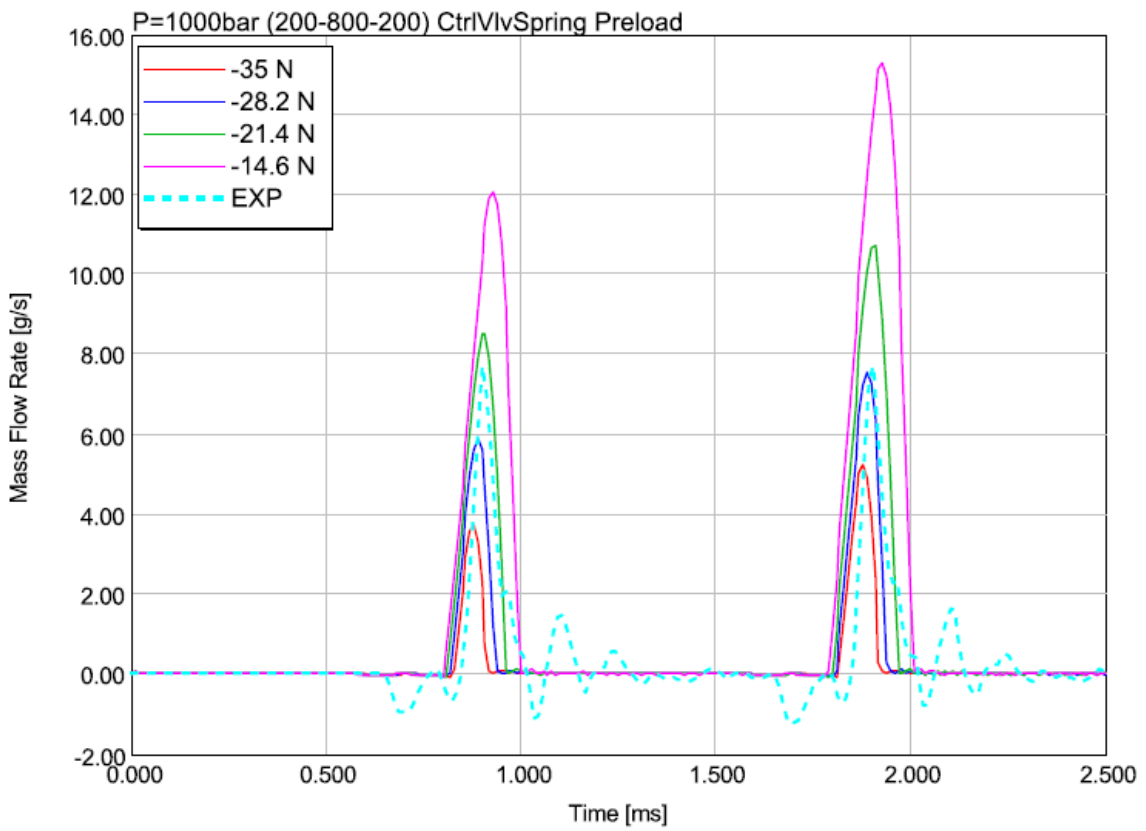
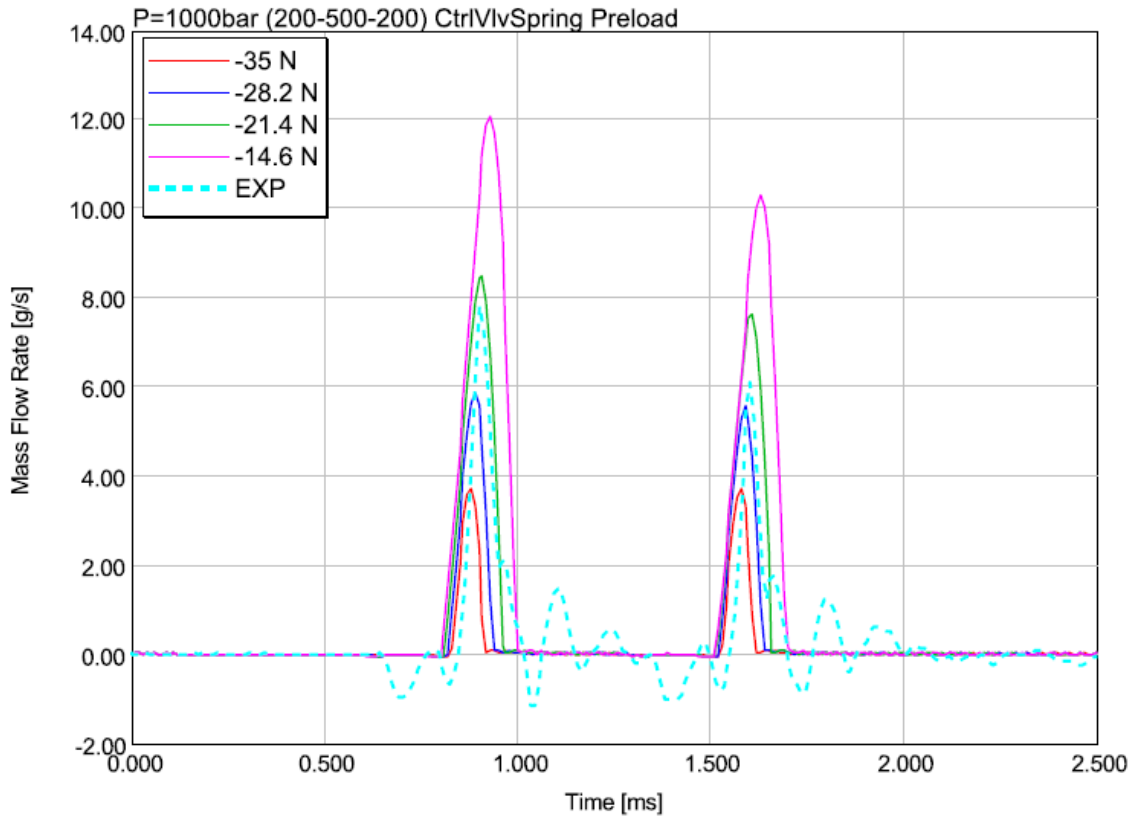
parámetros

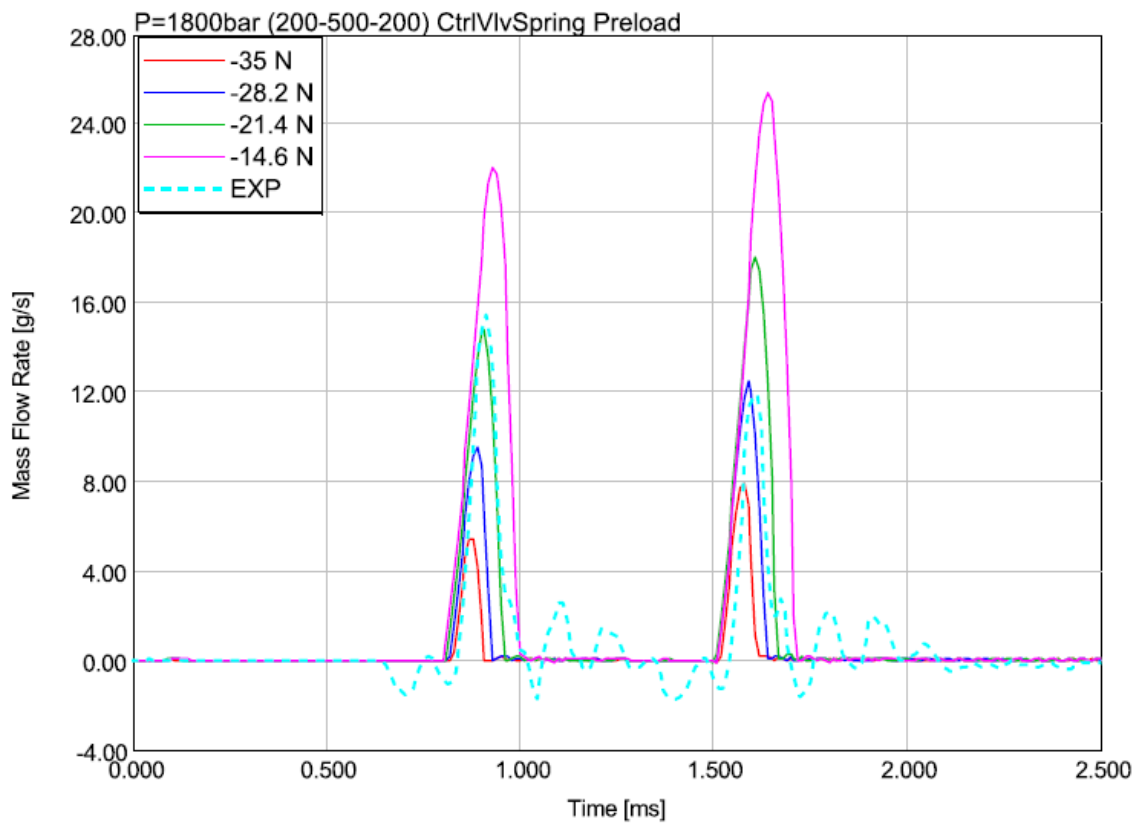
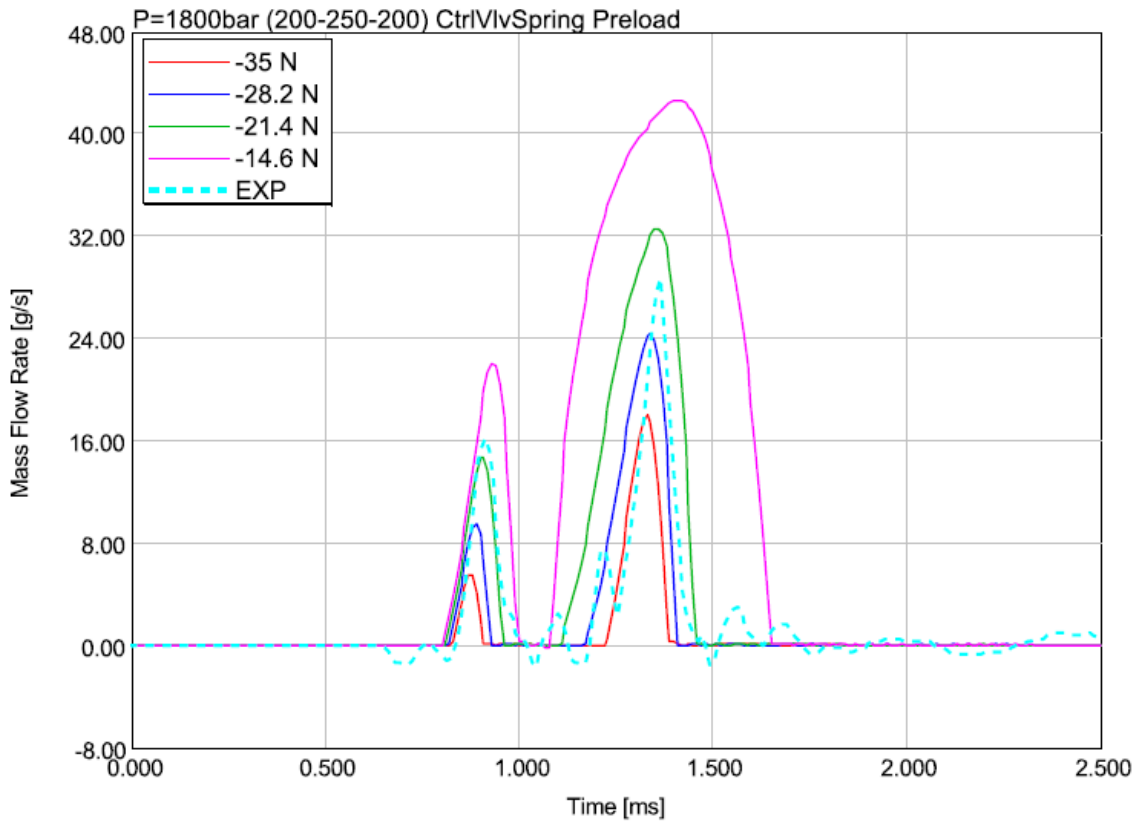


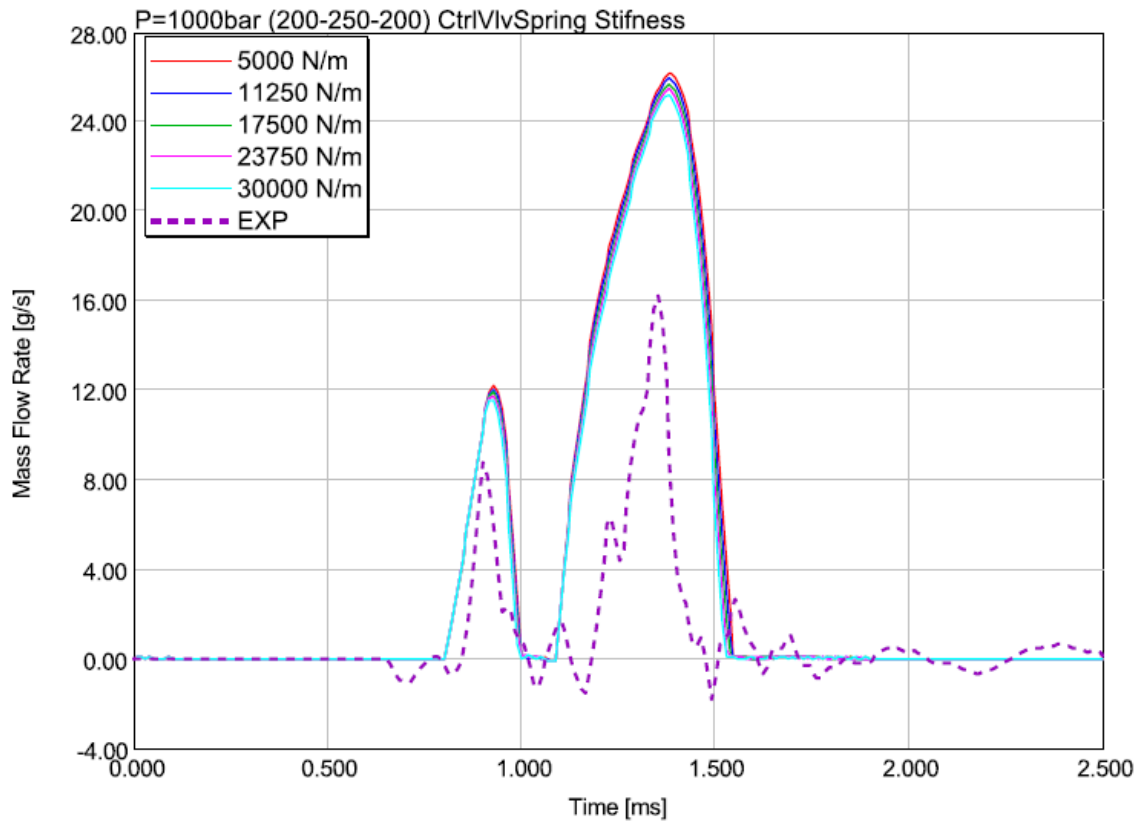
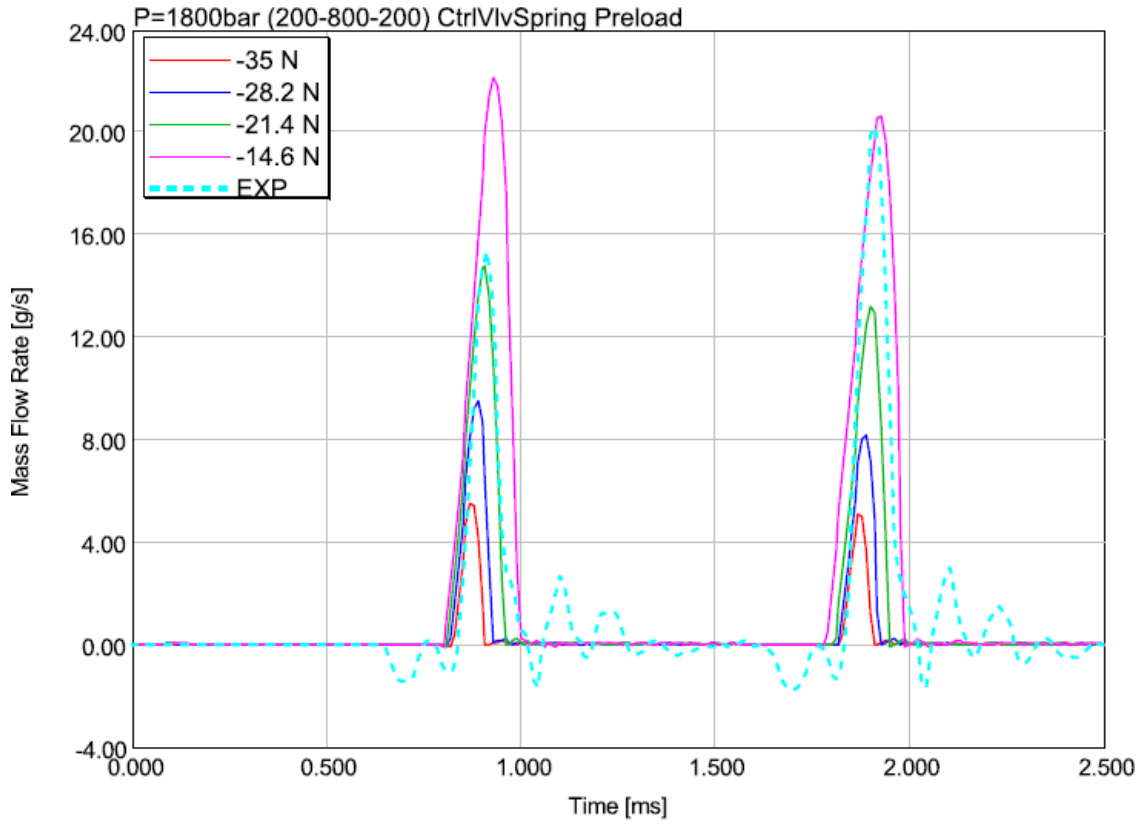


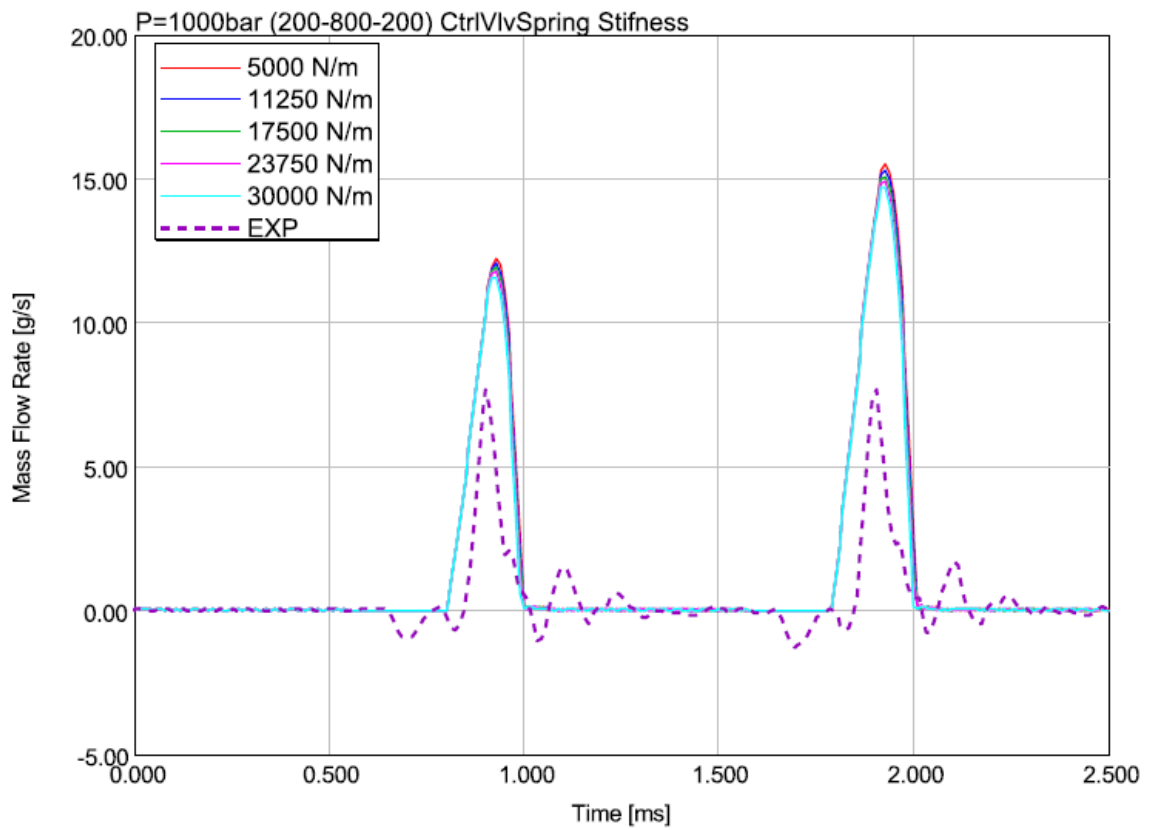
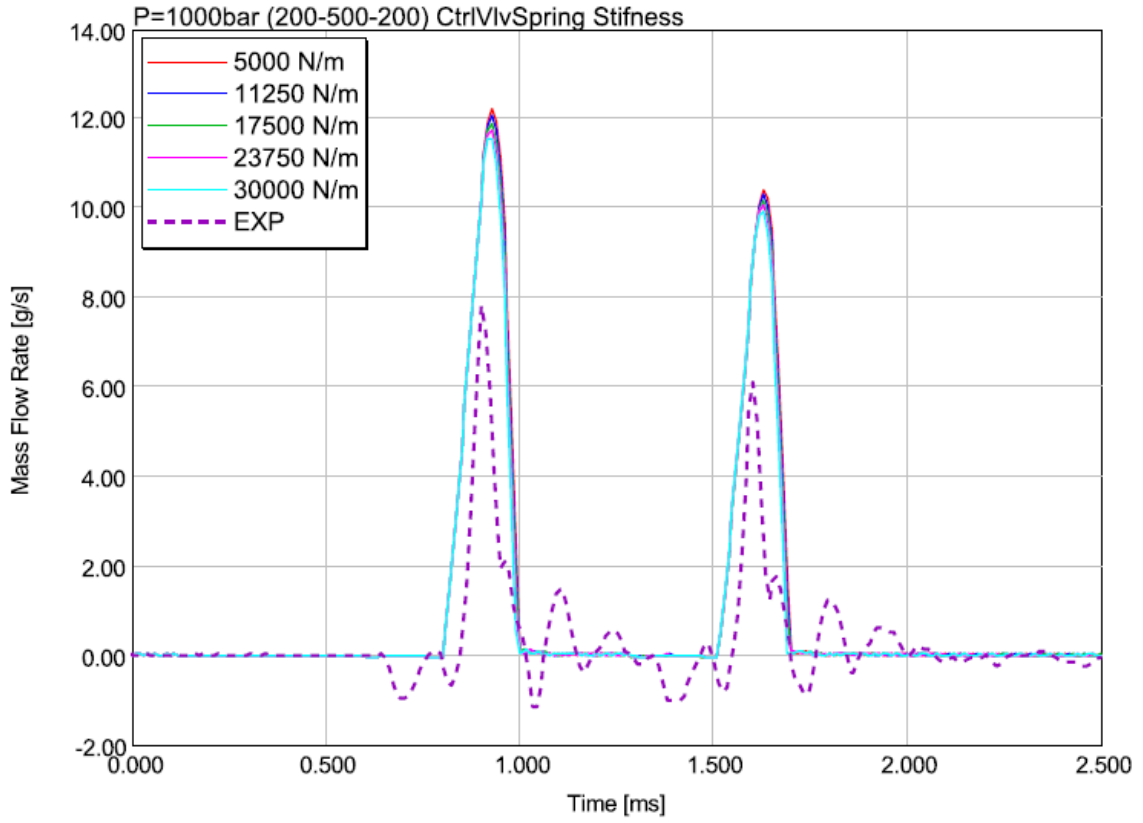


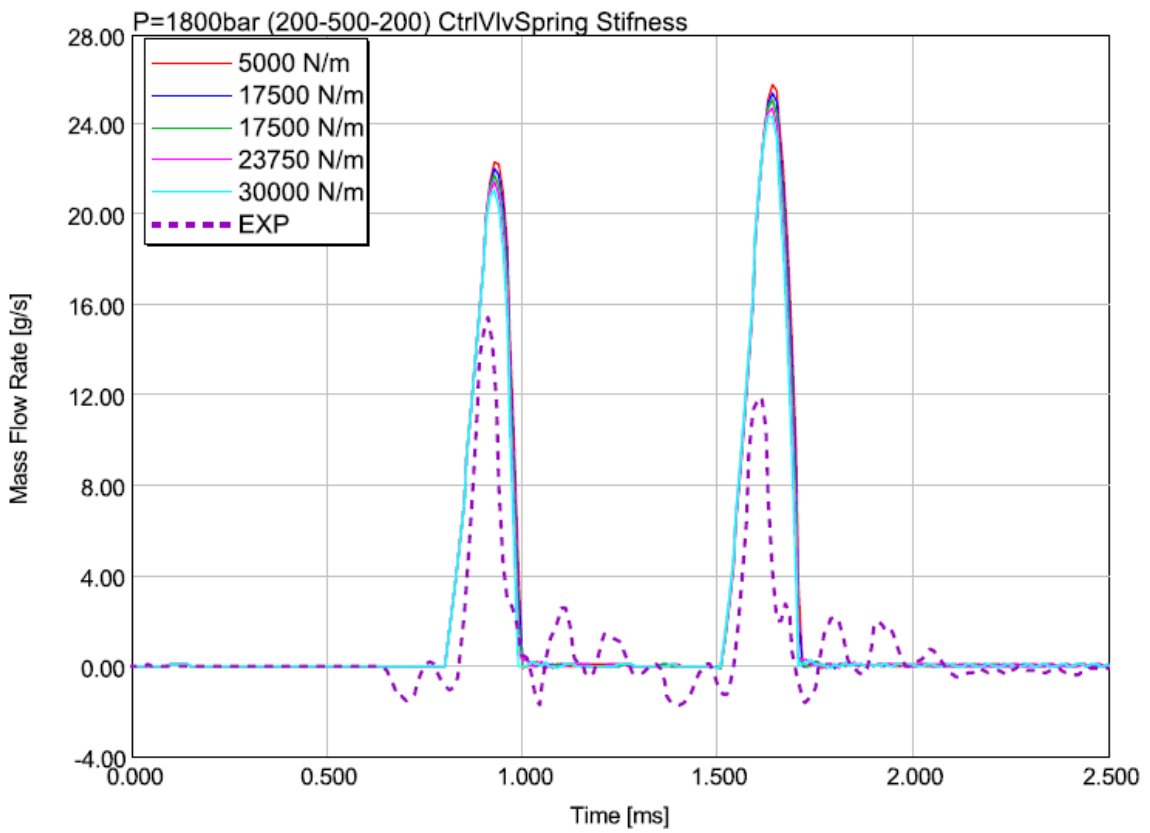
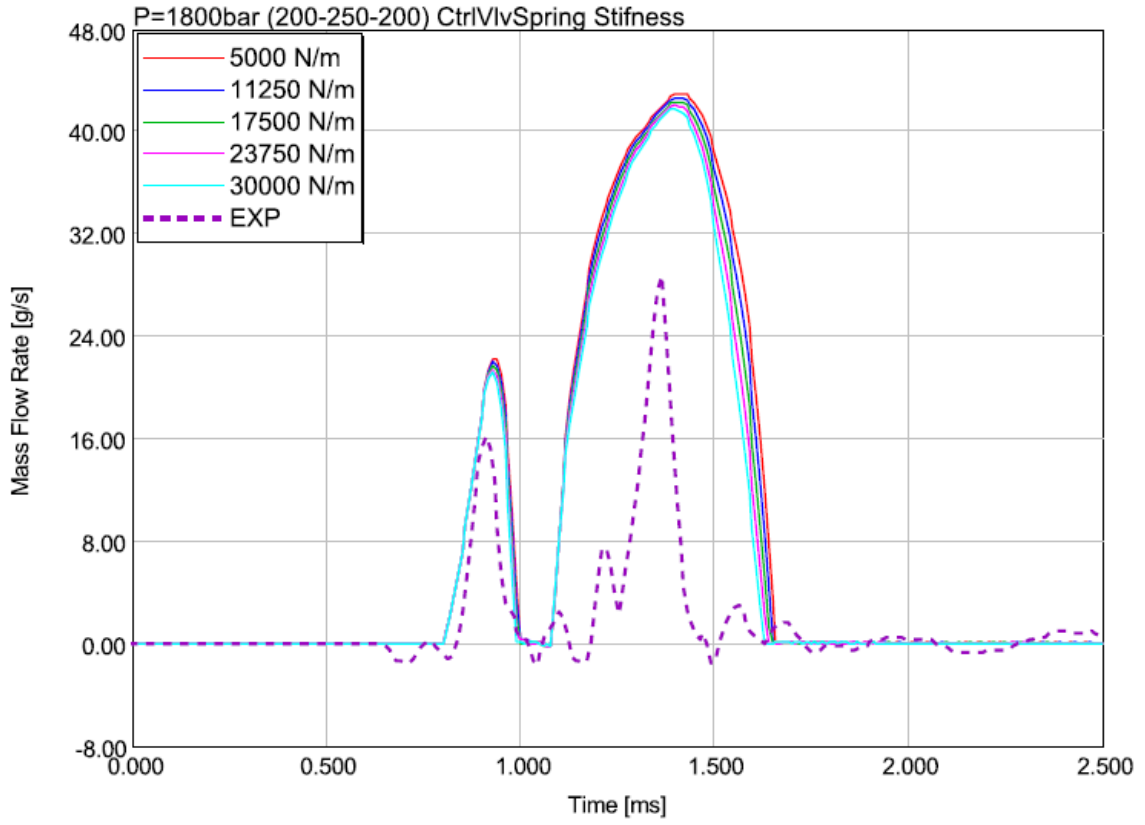


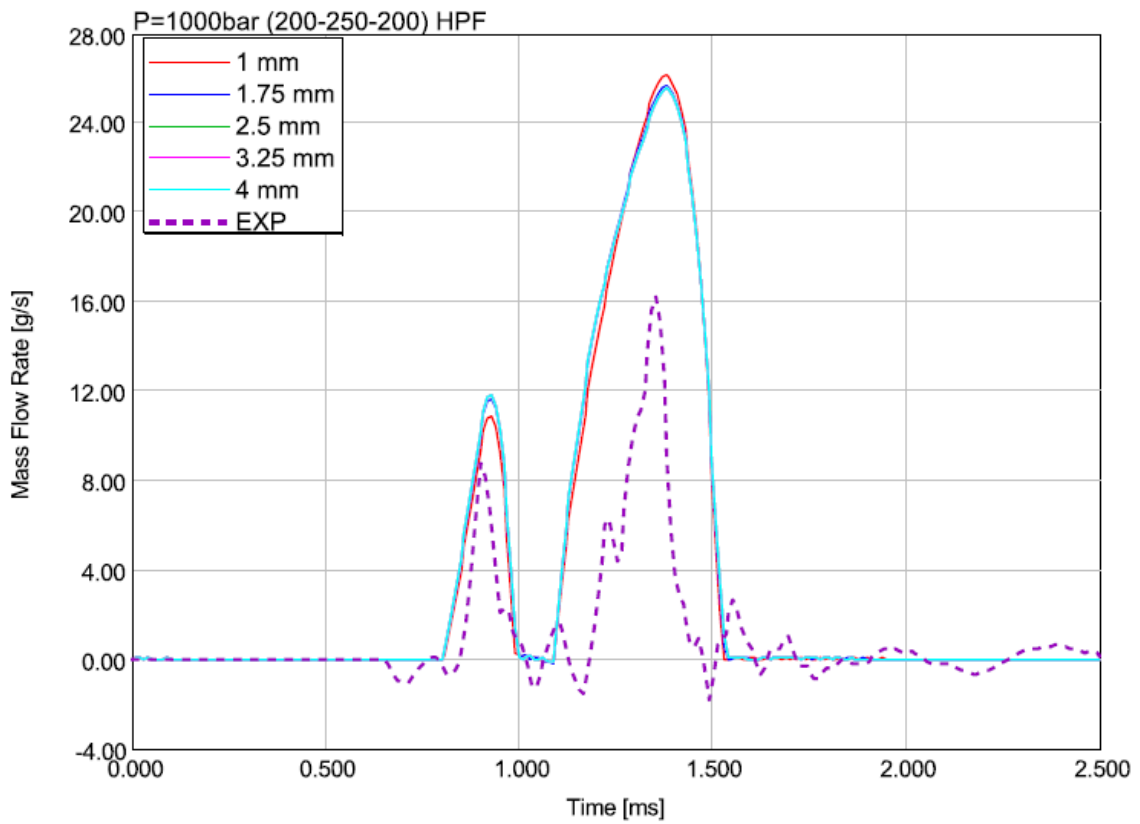
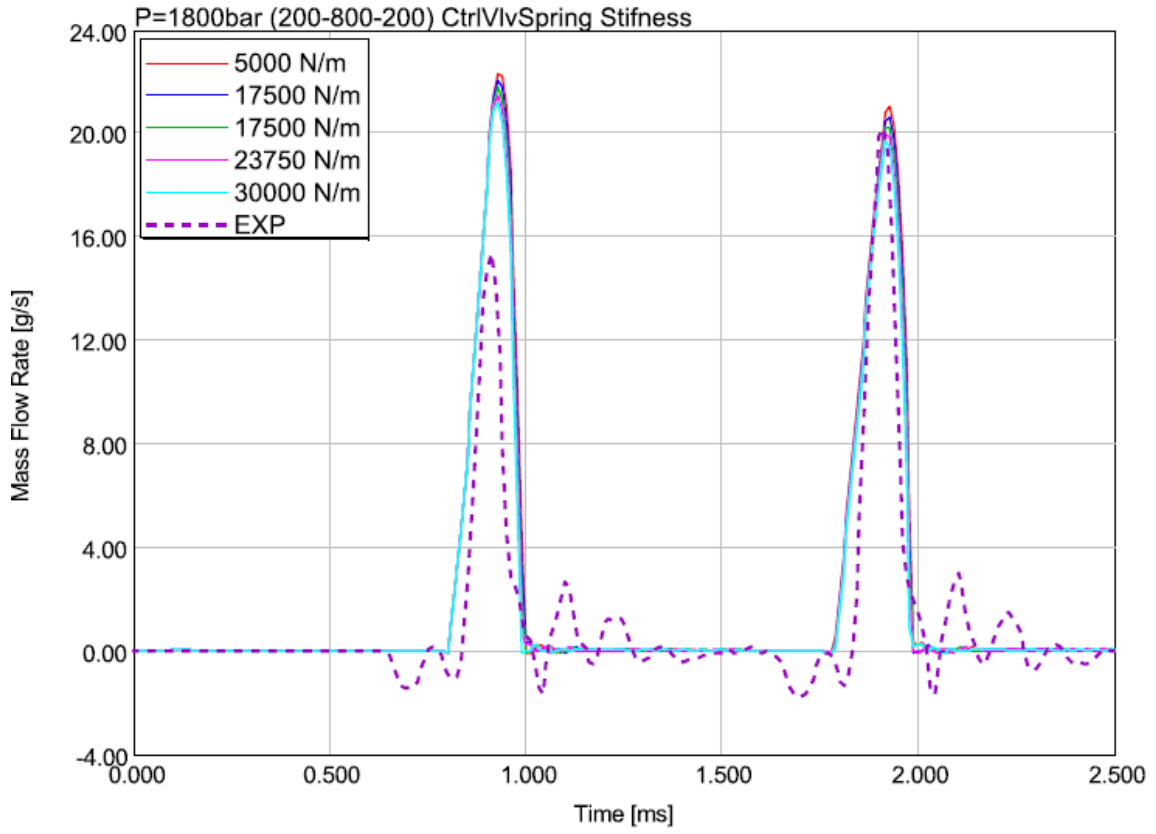


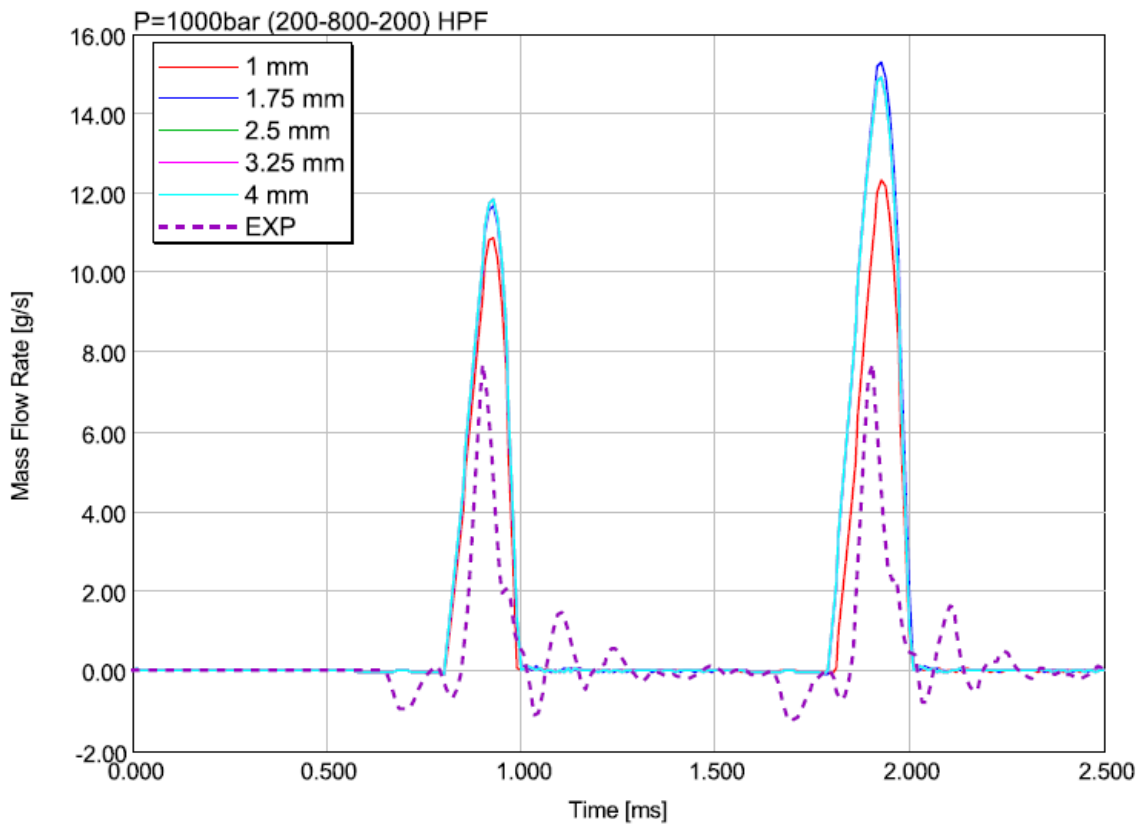
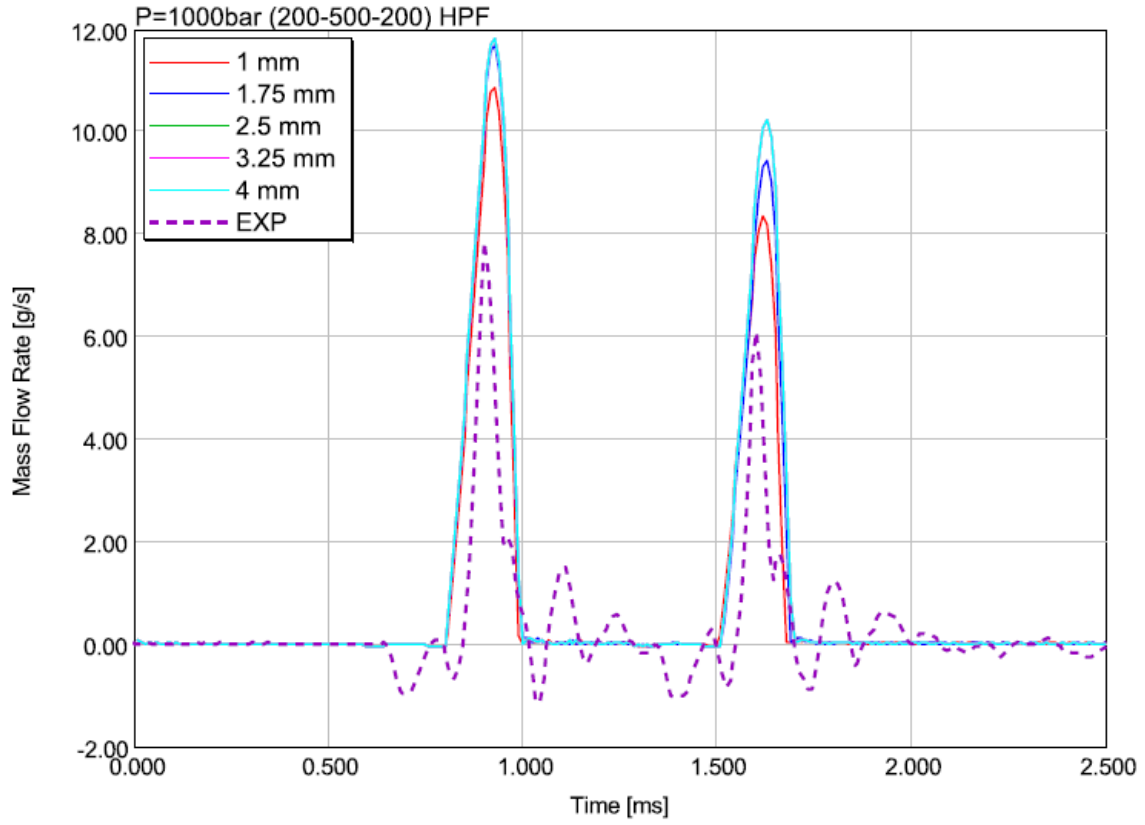


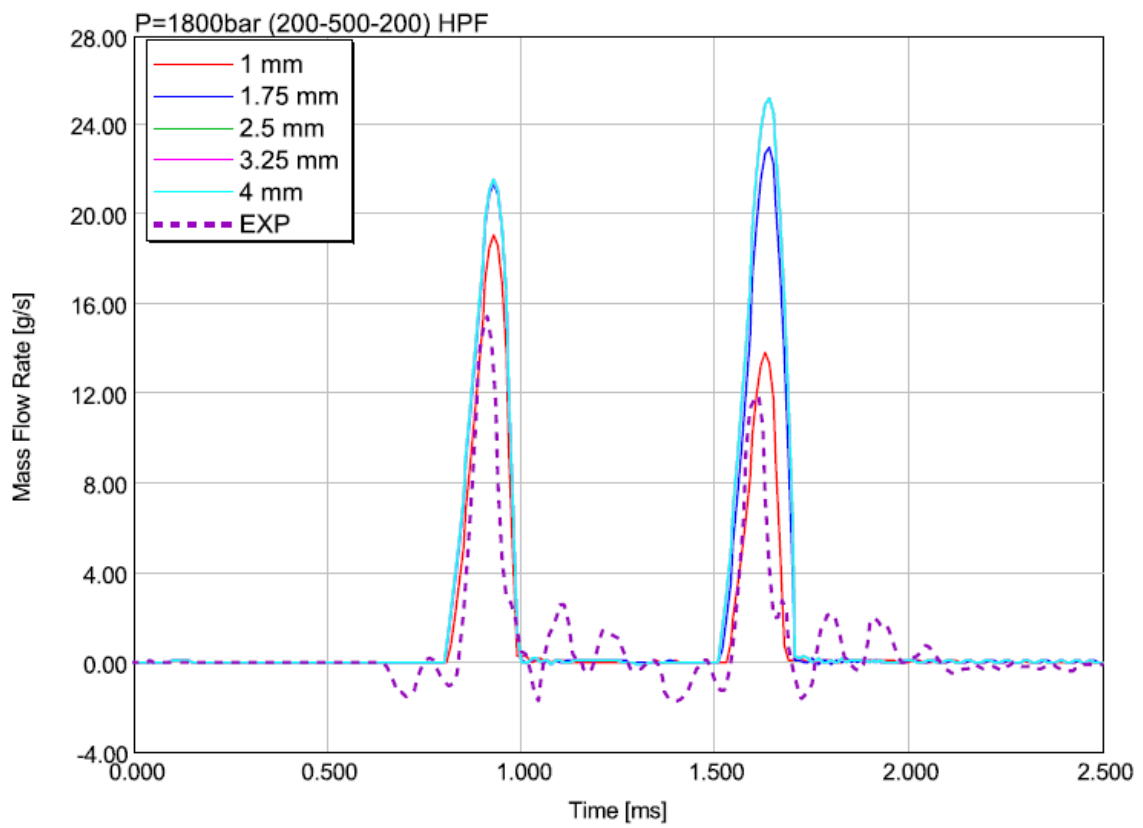
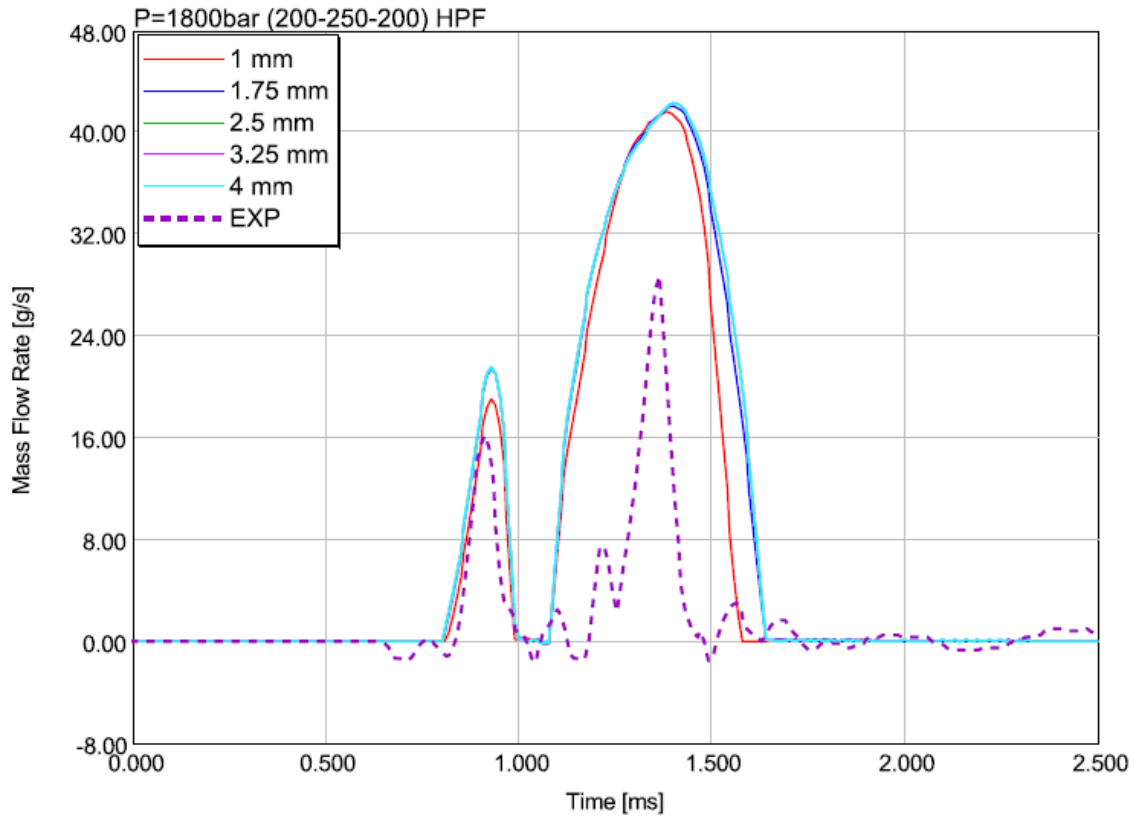


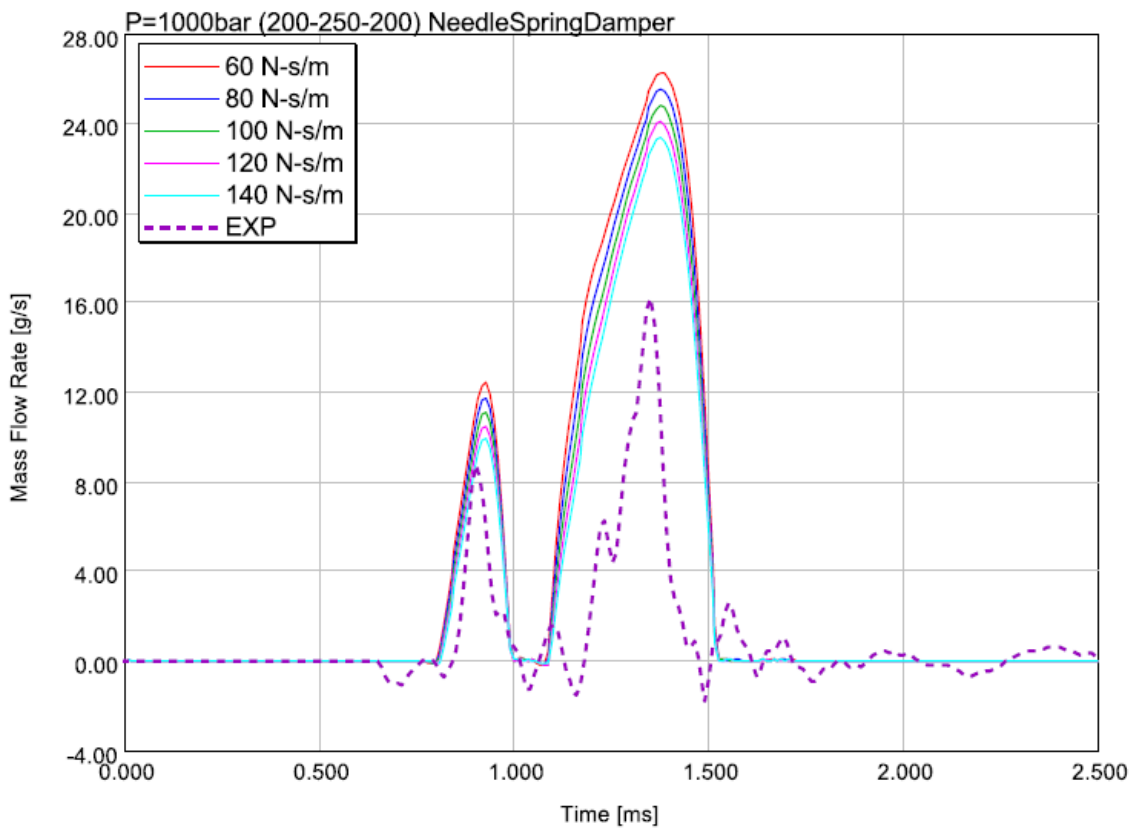
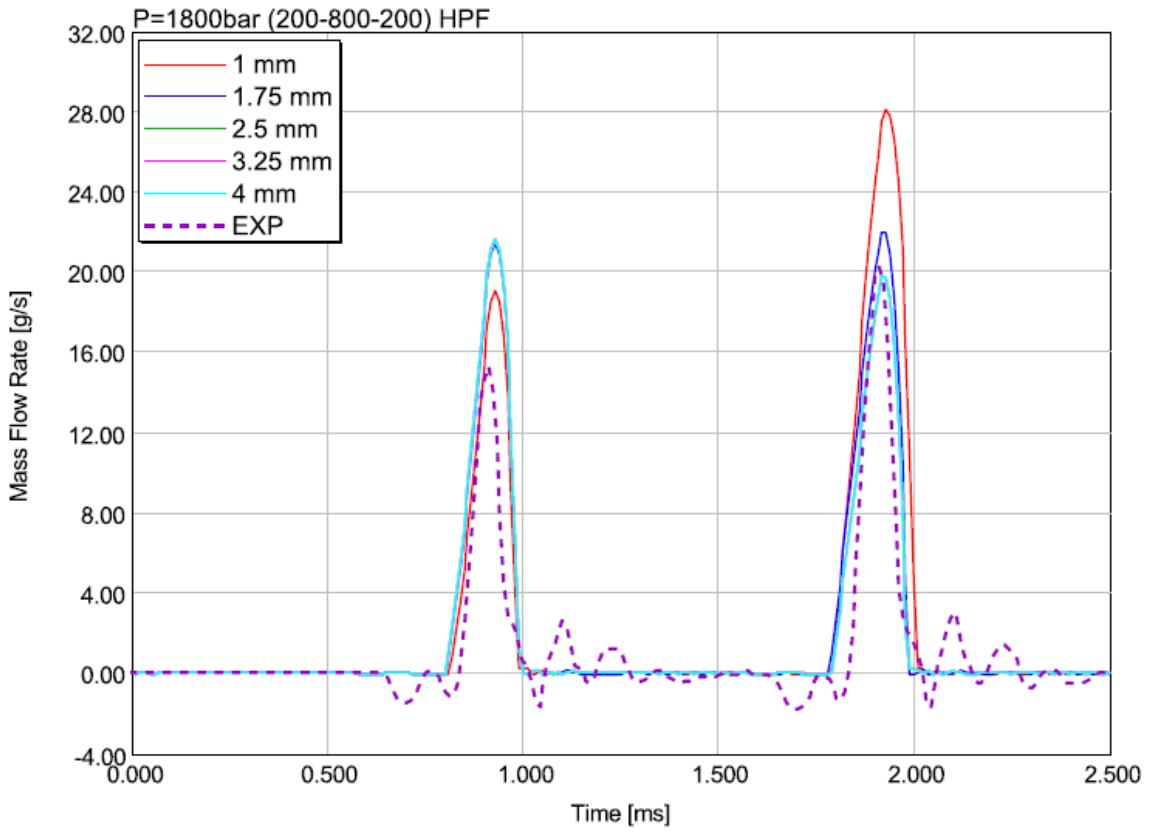


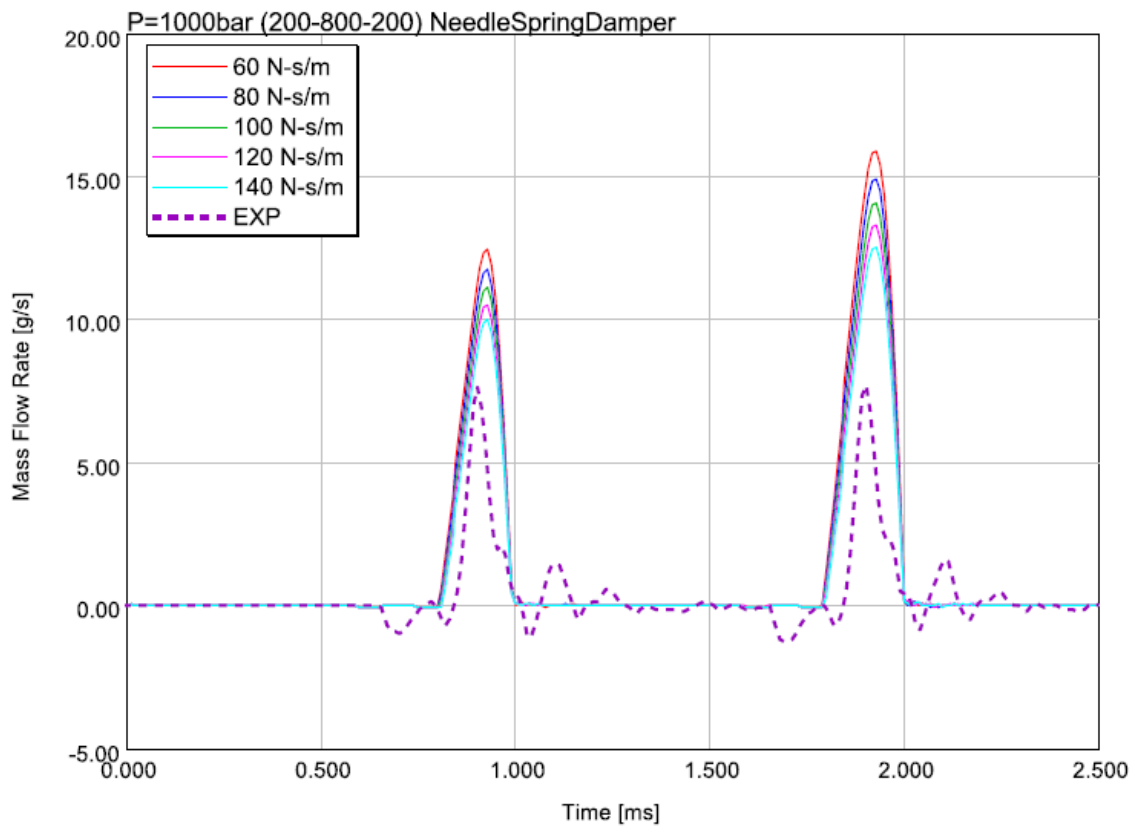
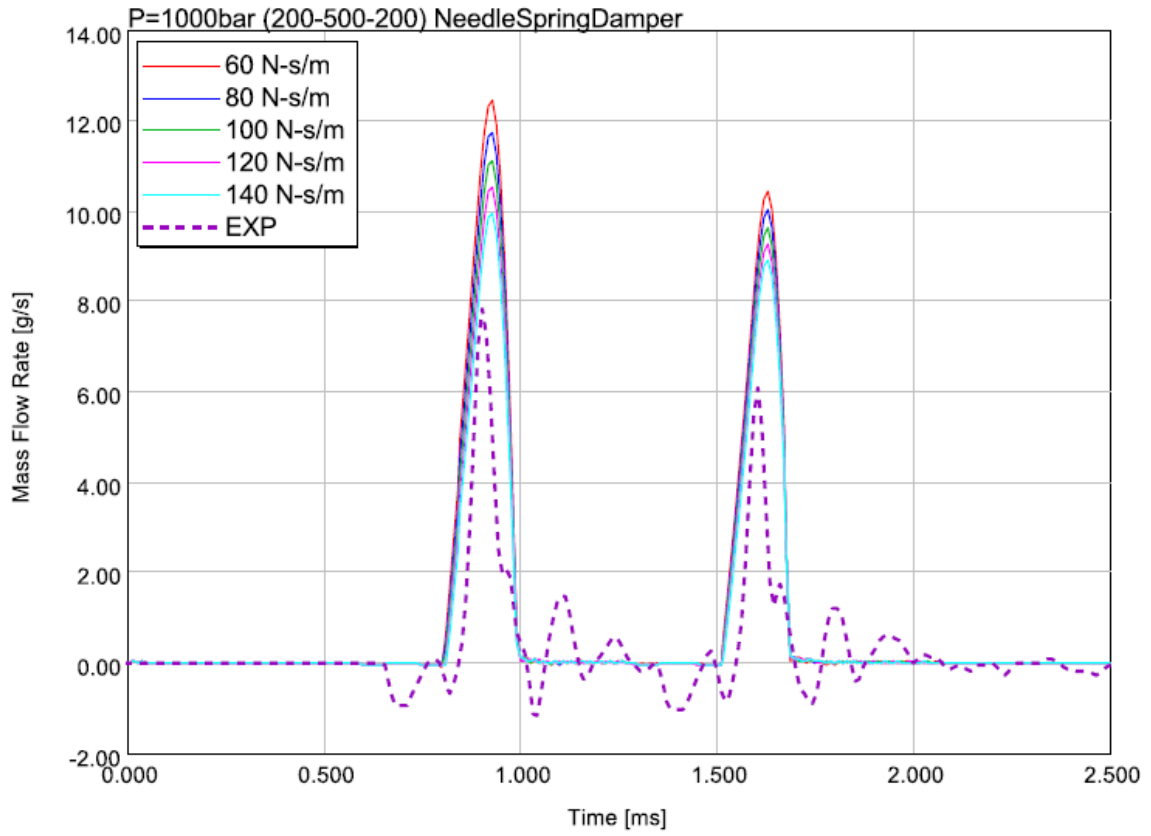


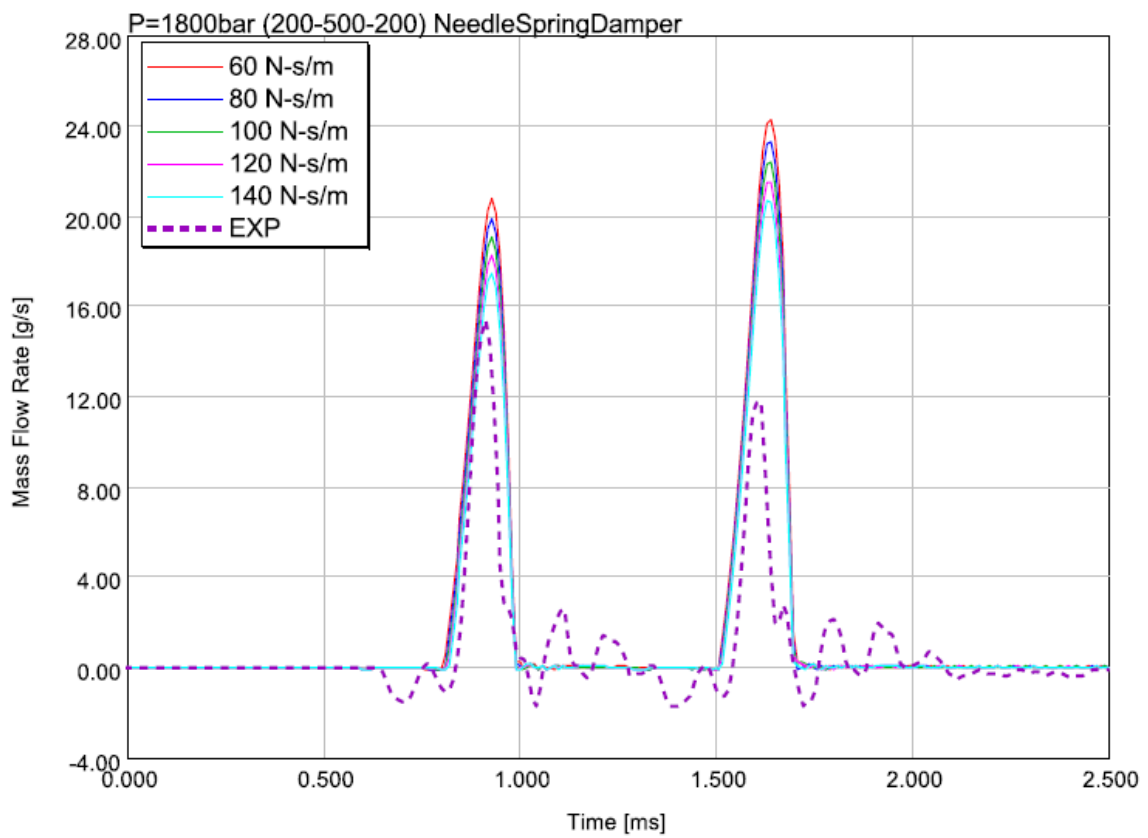
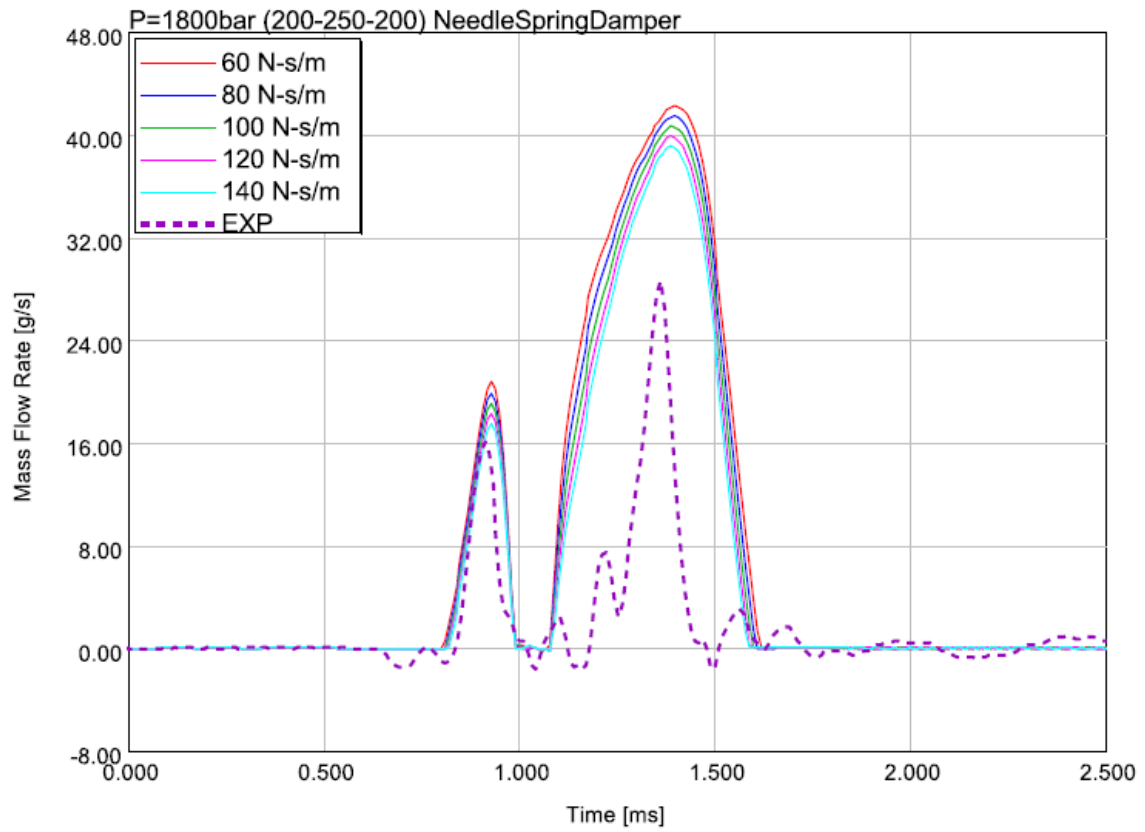


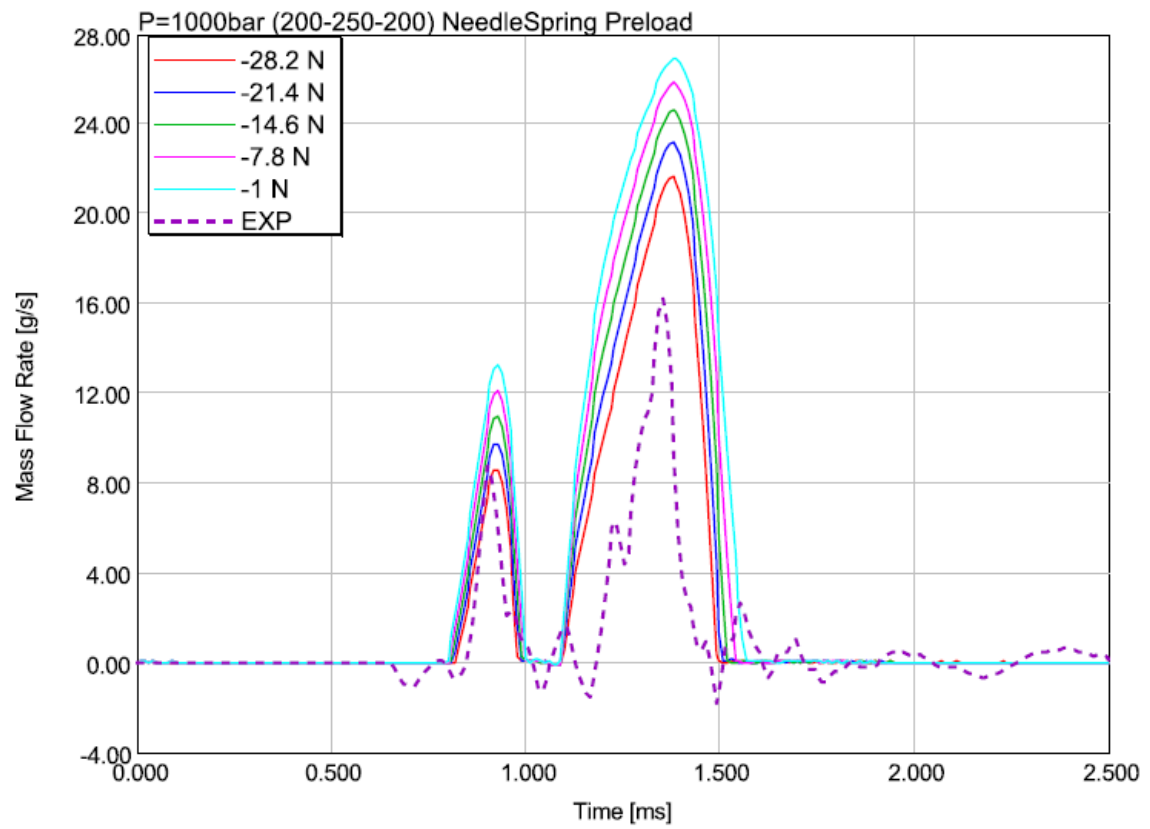
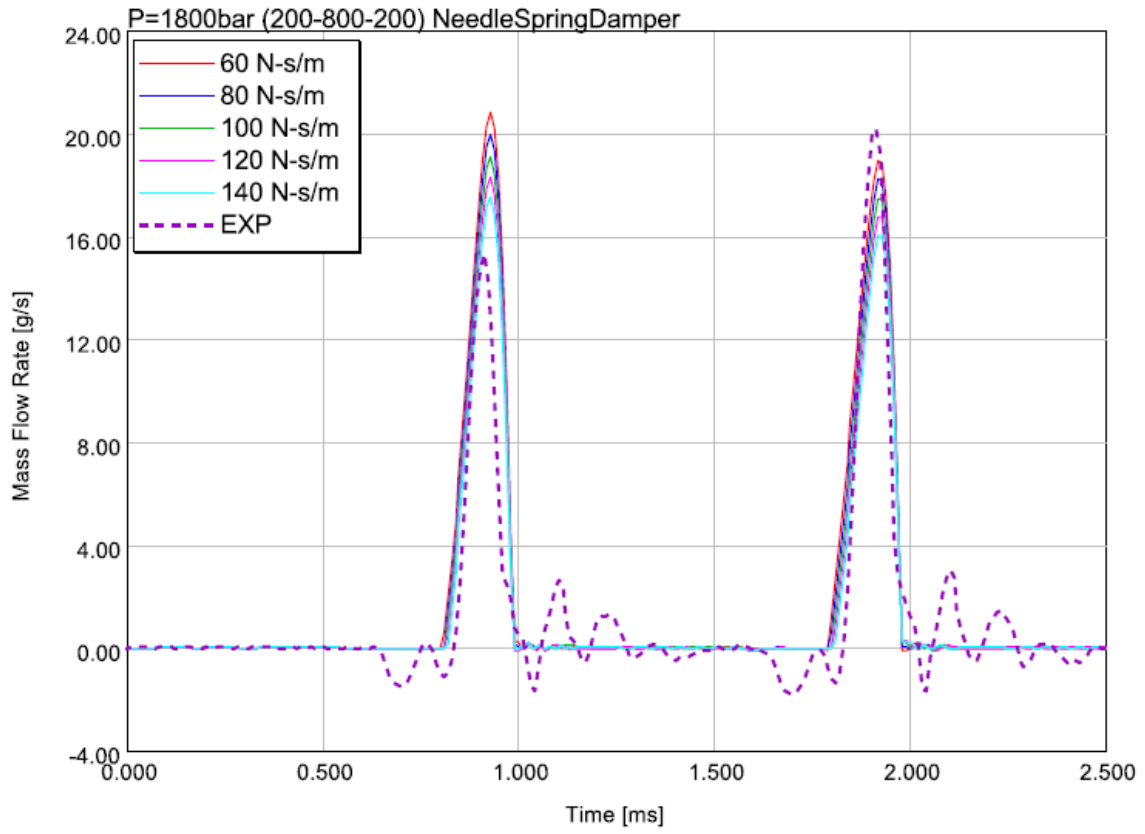


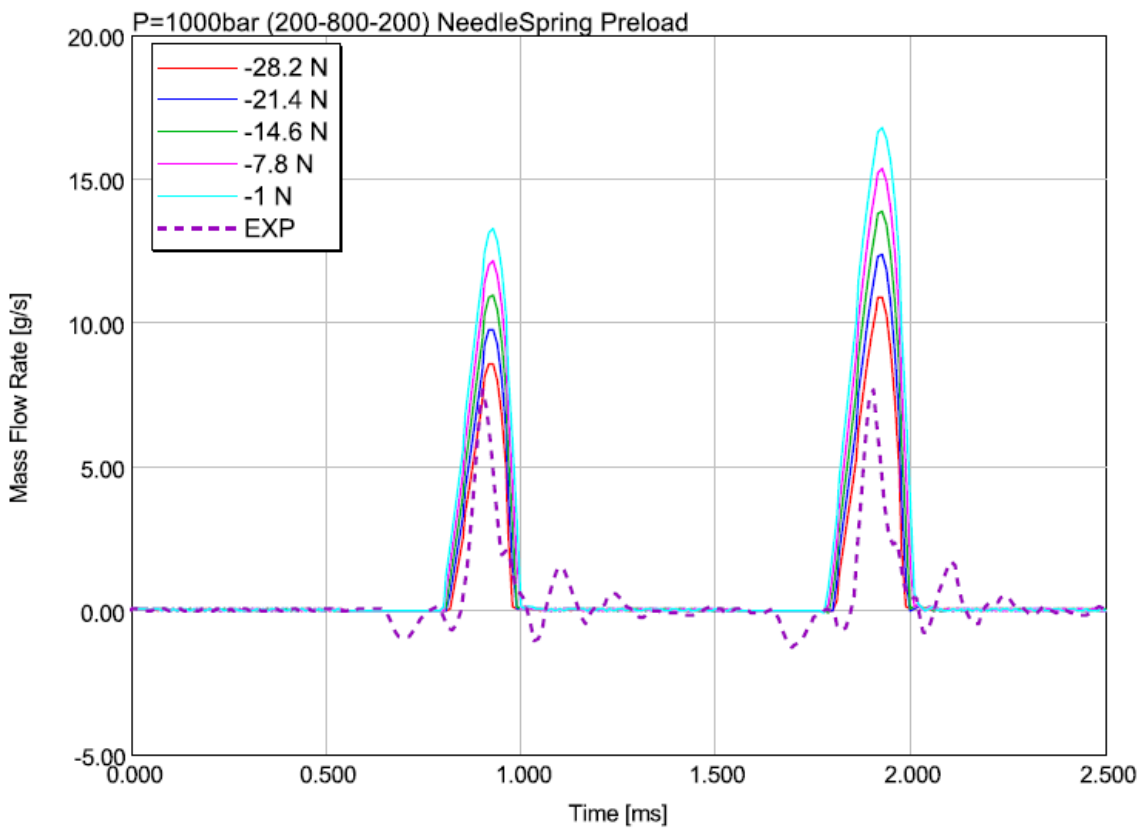
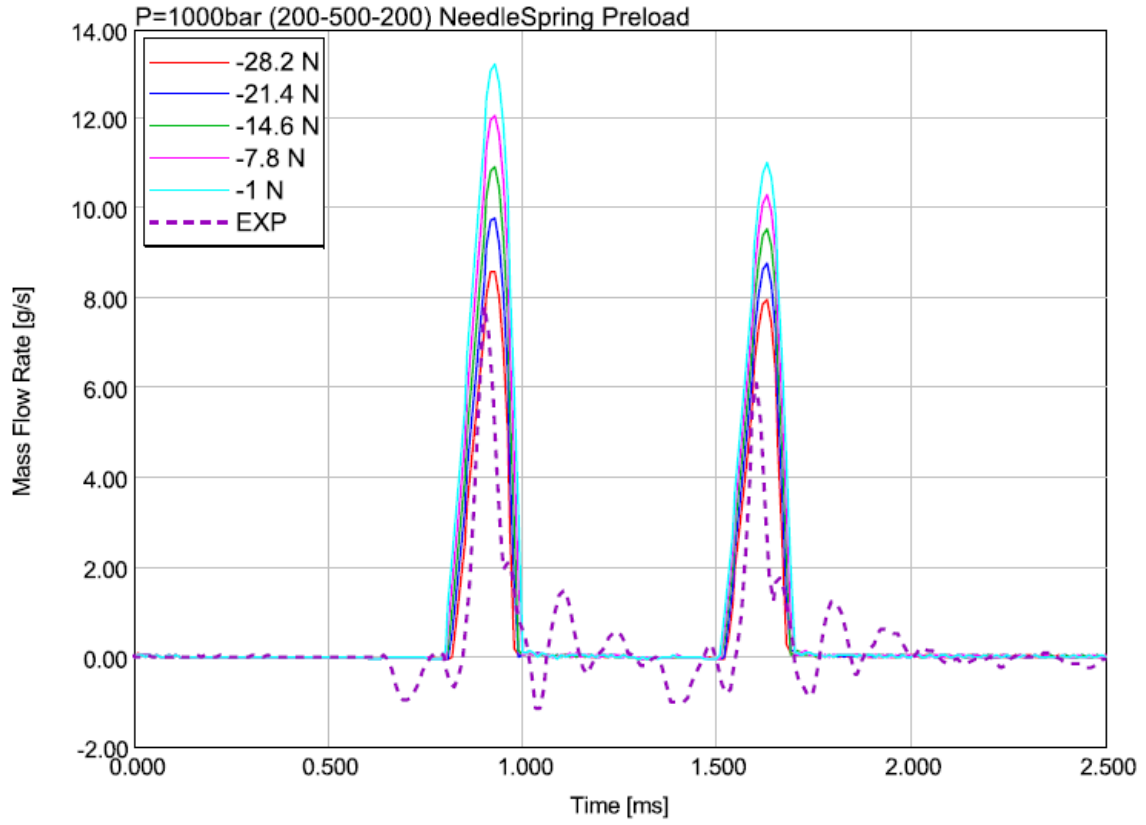


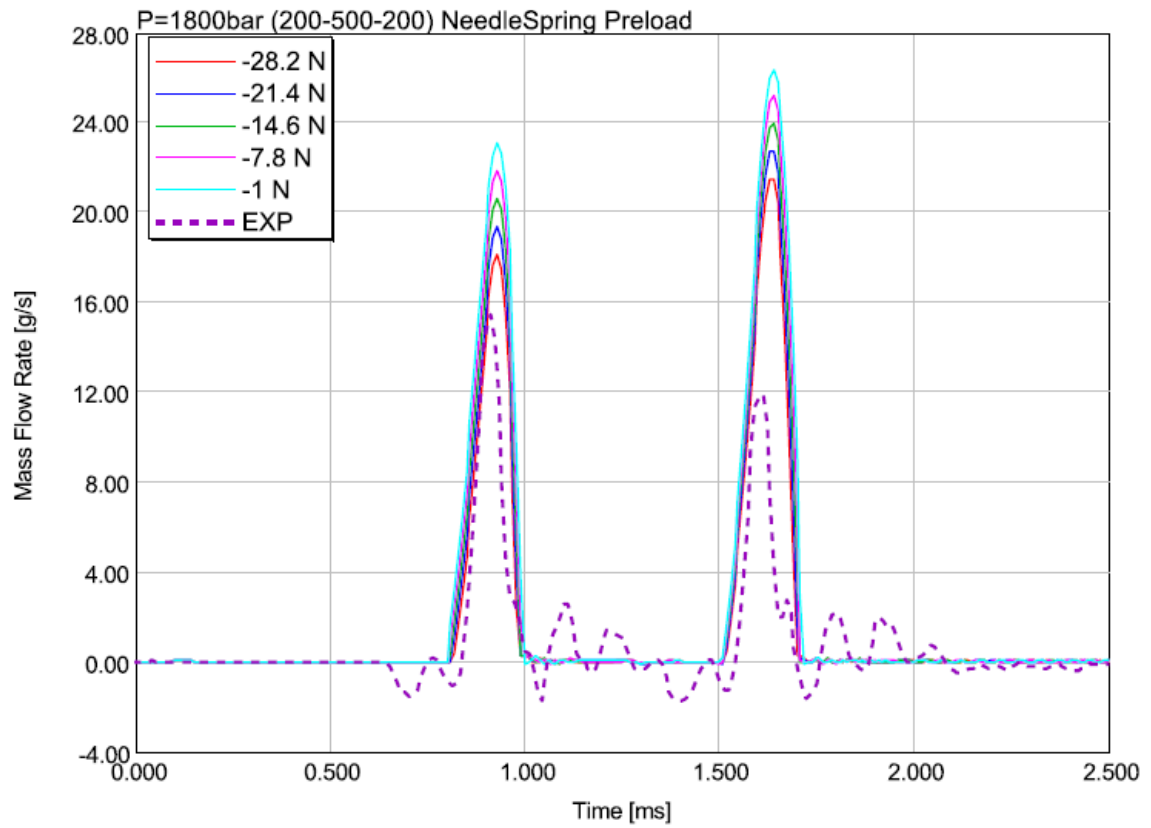
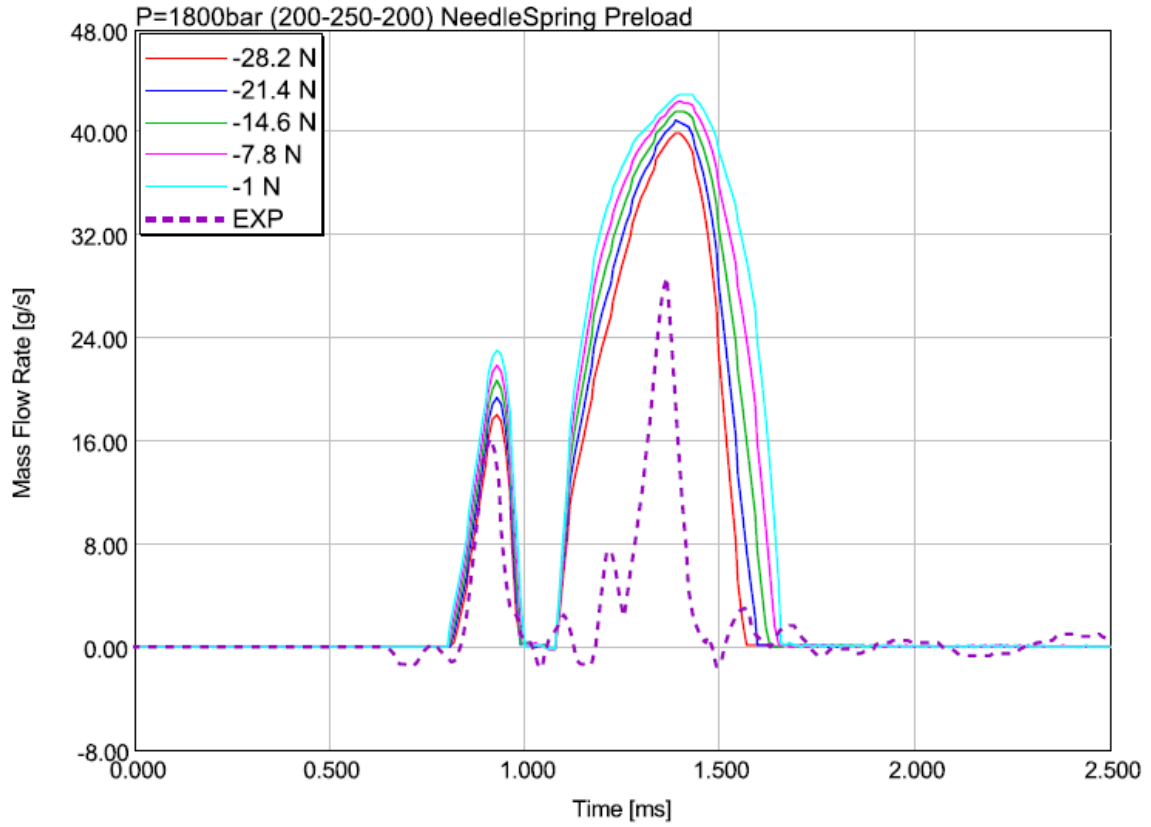


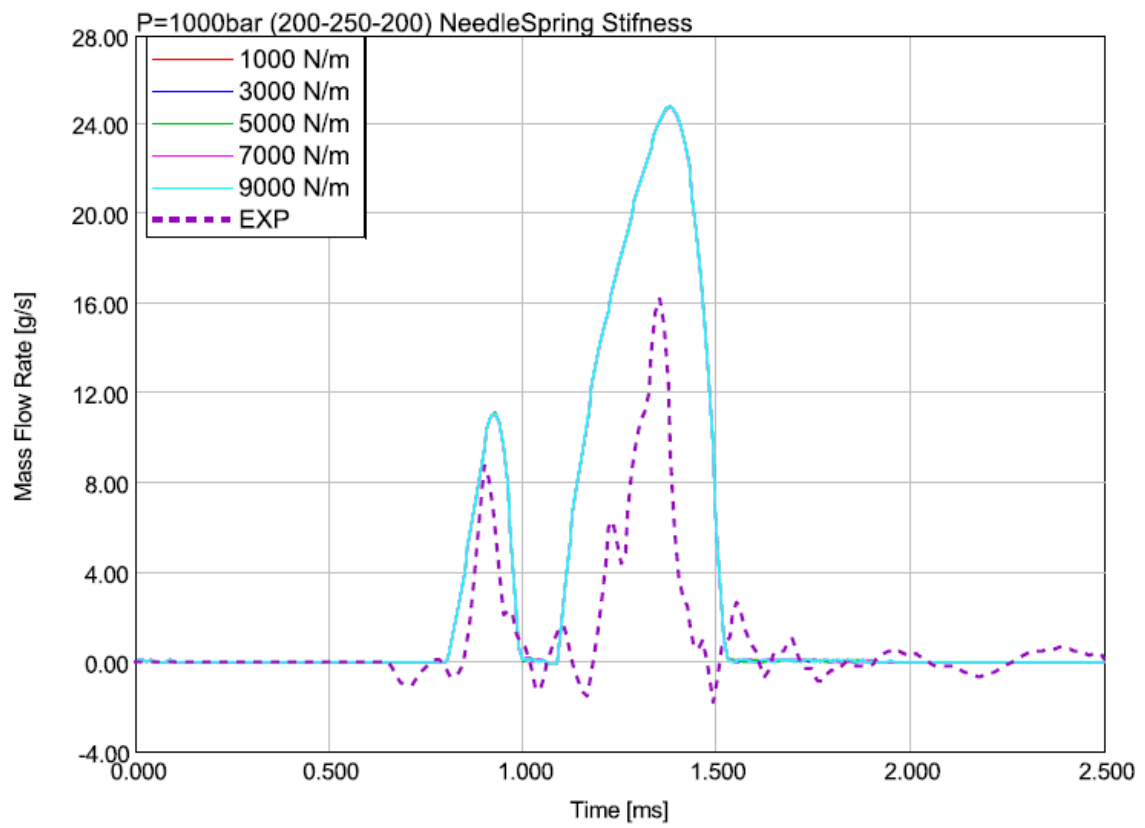
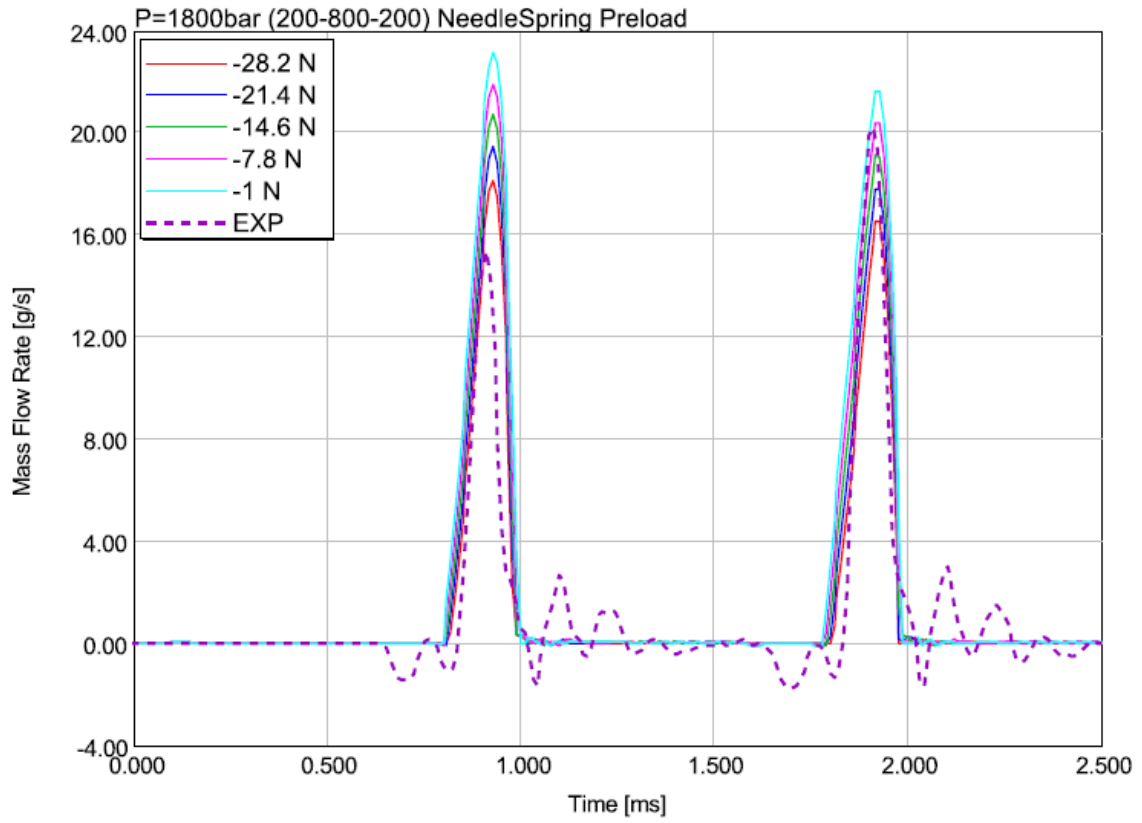


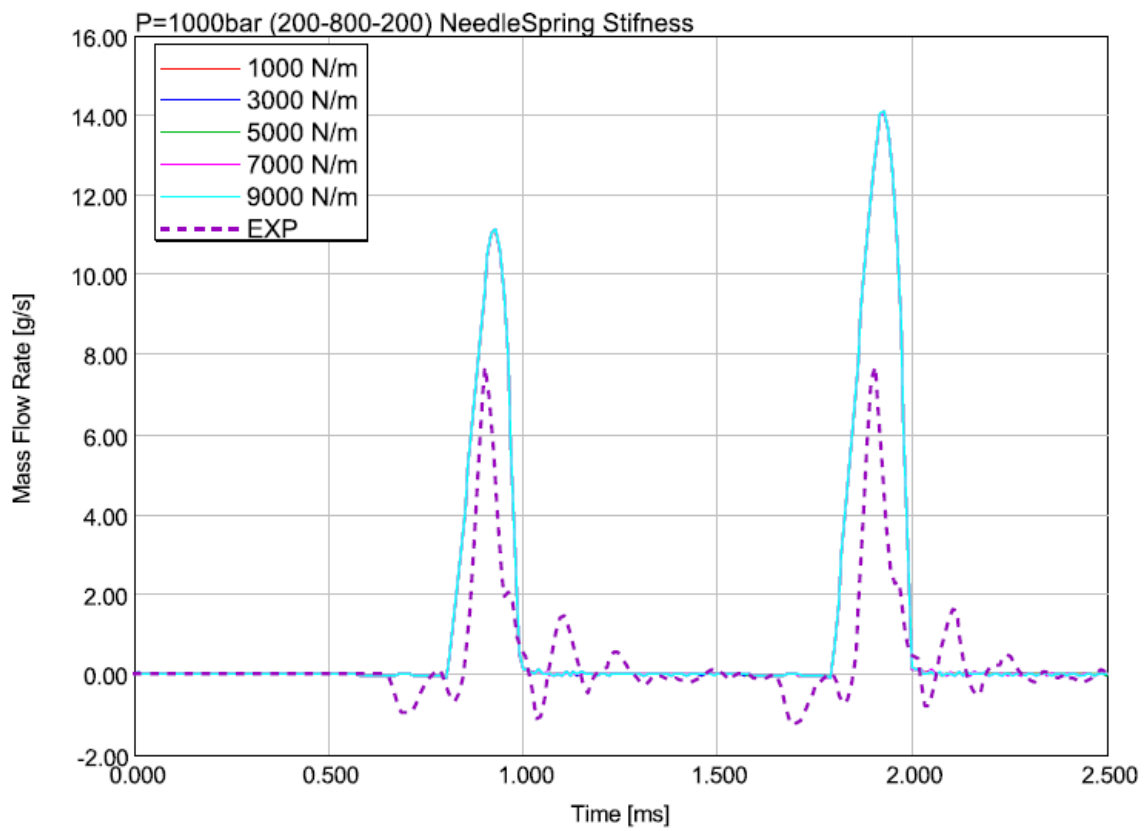
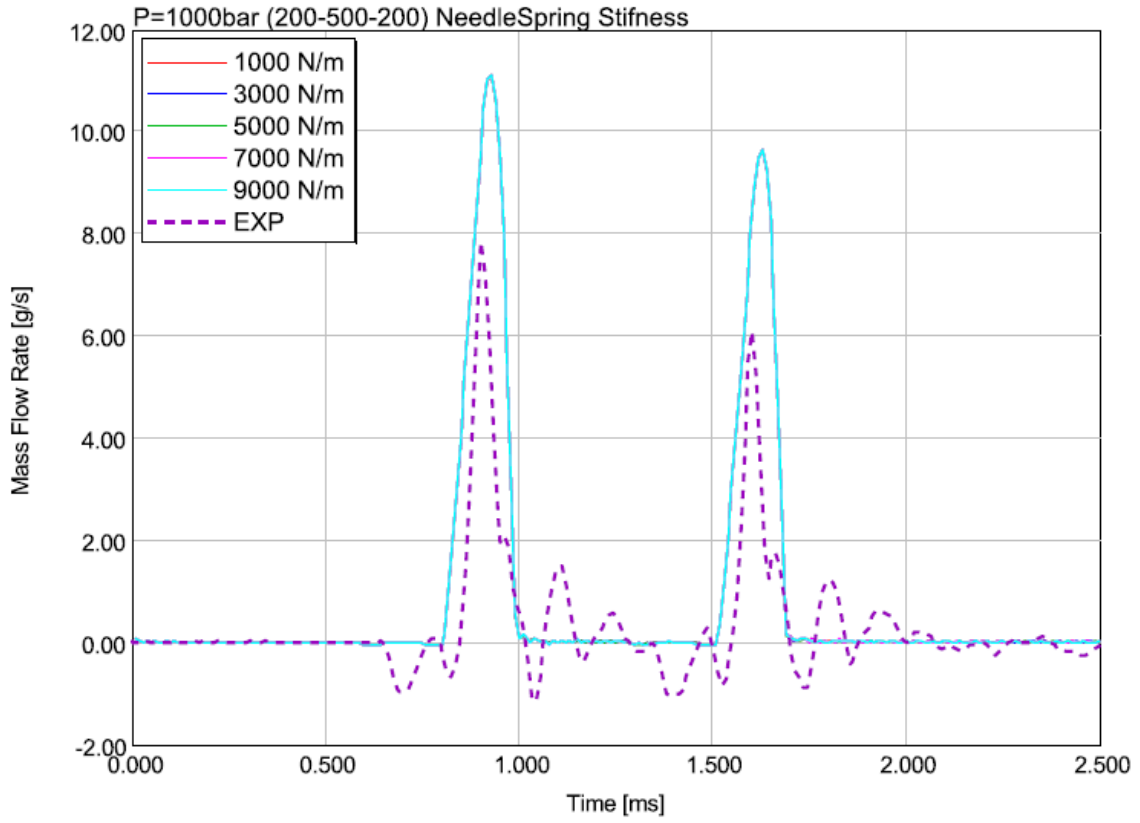


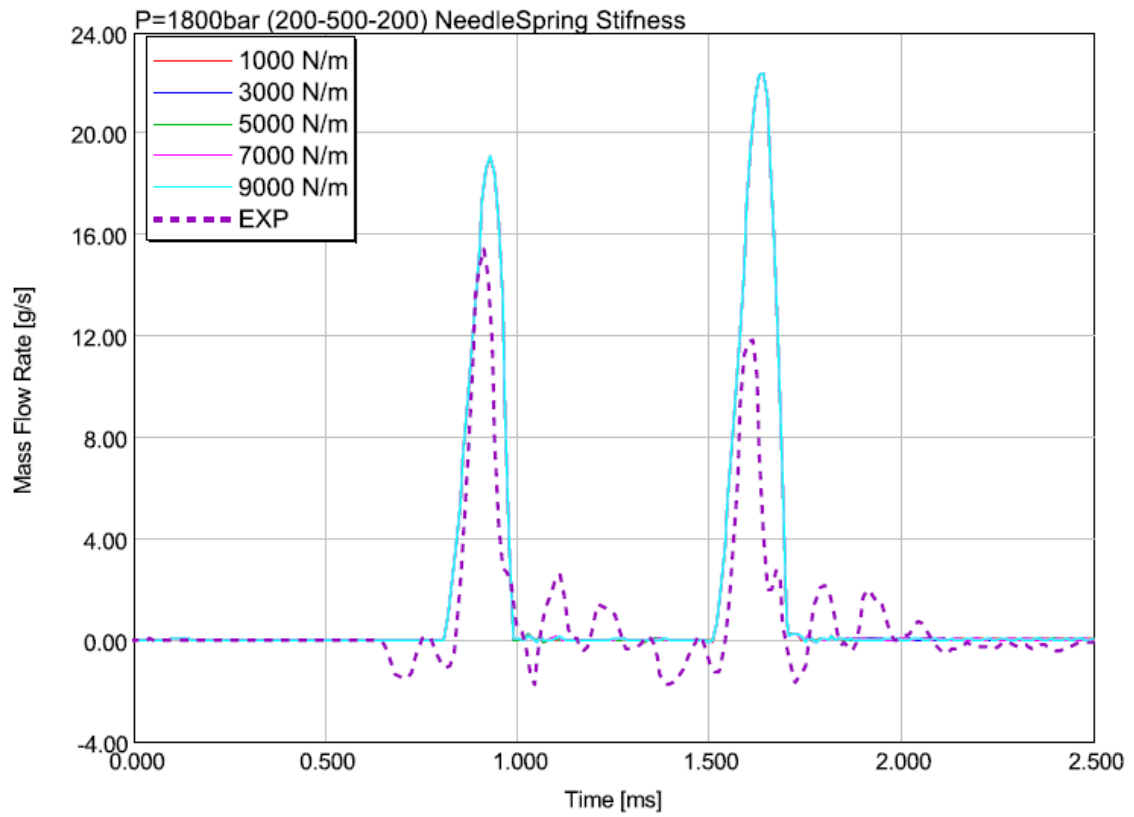
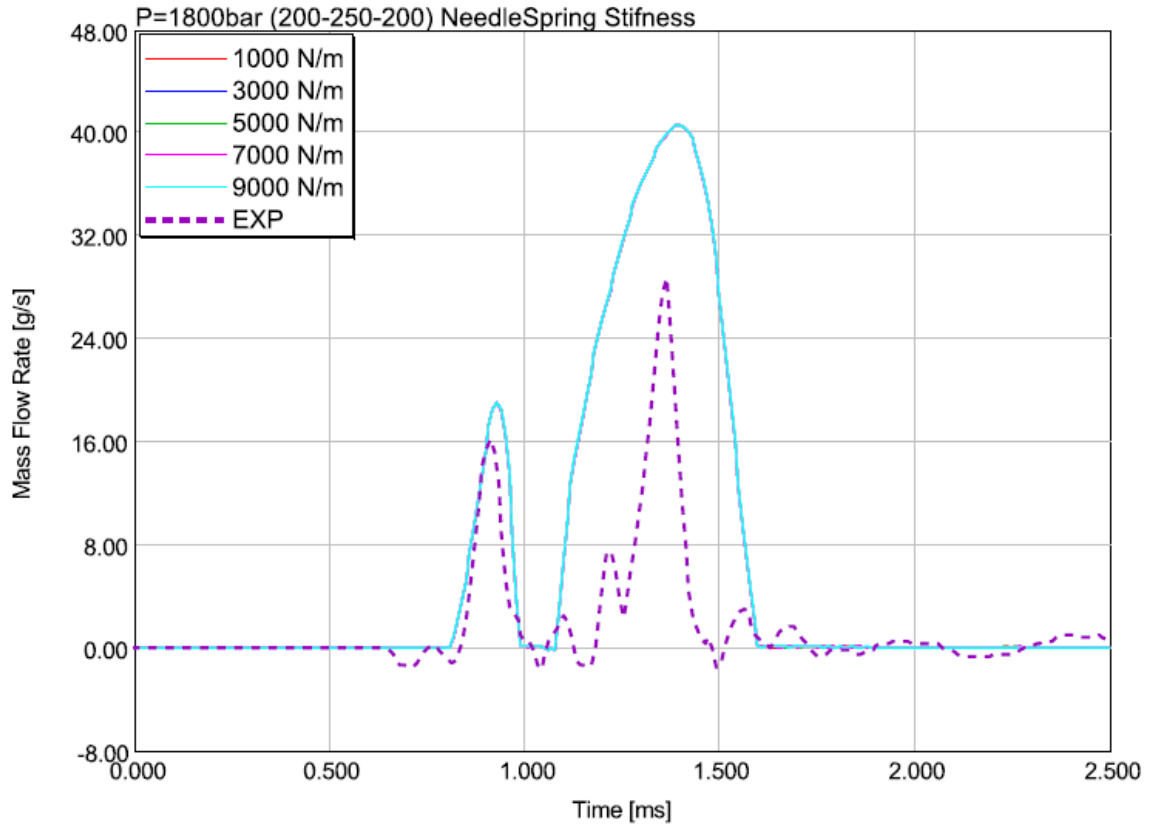


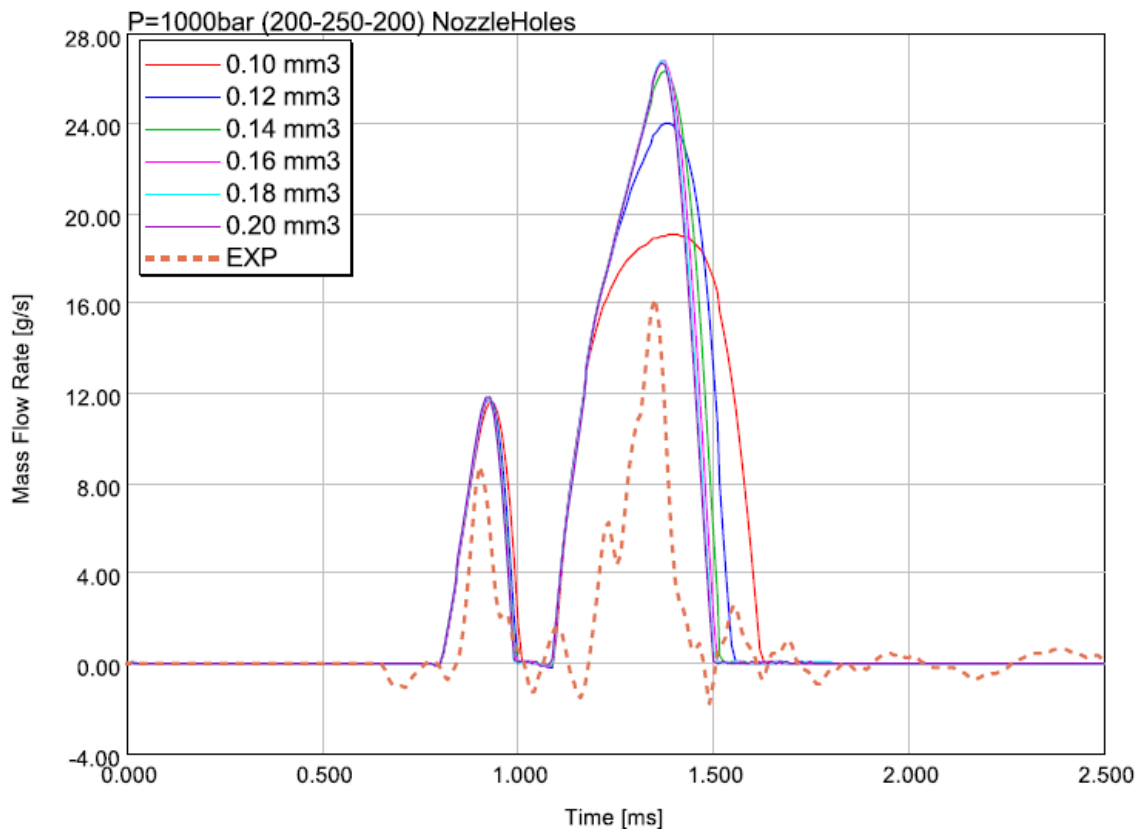
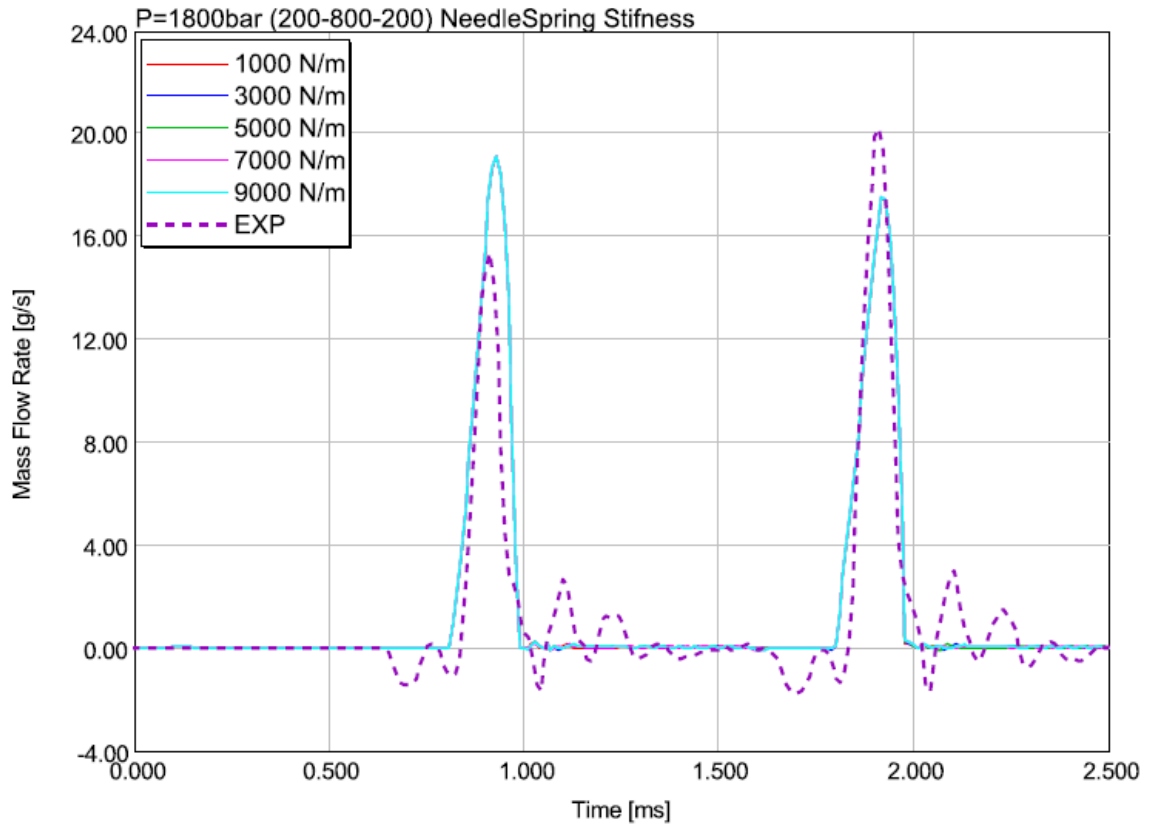


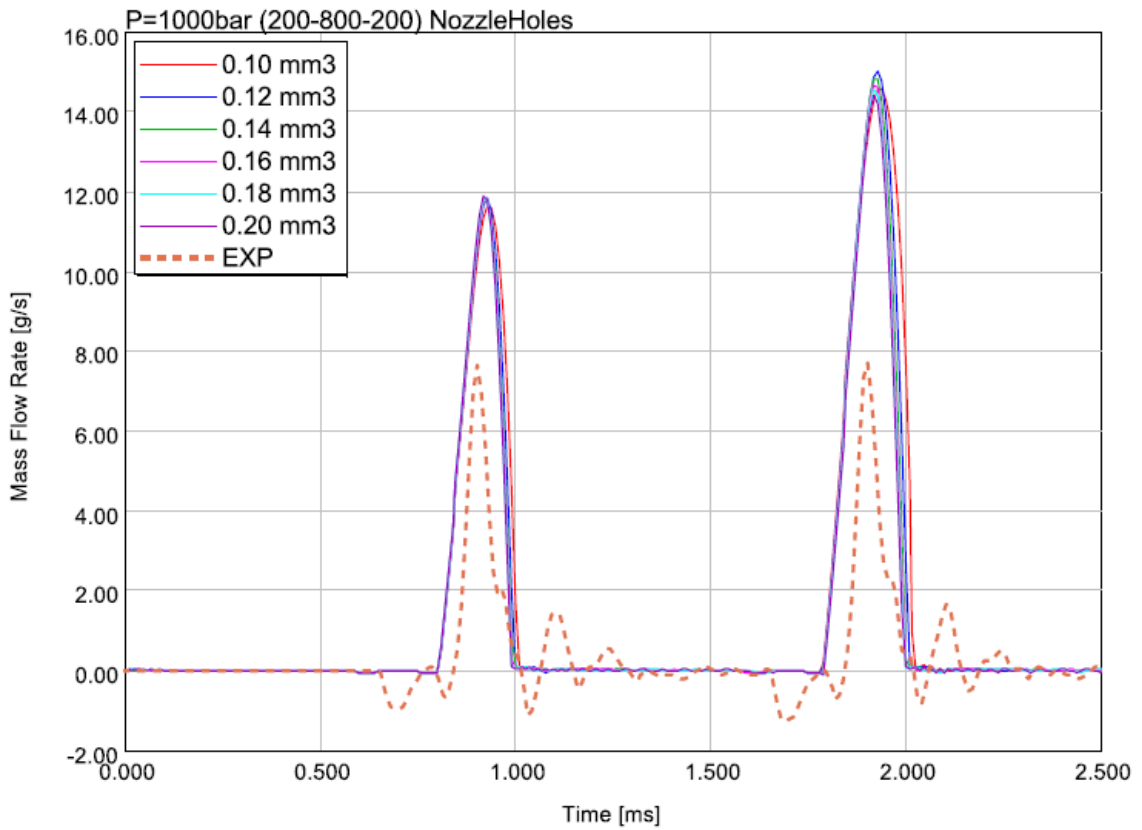
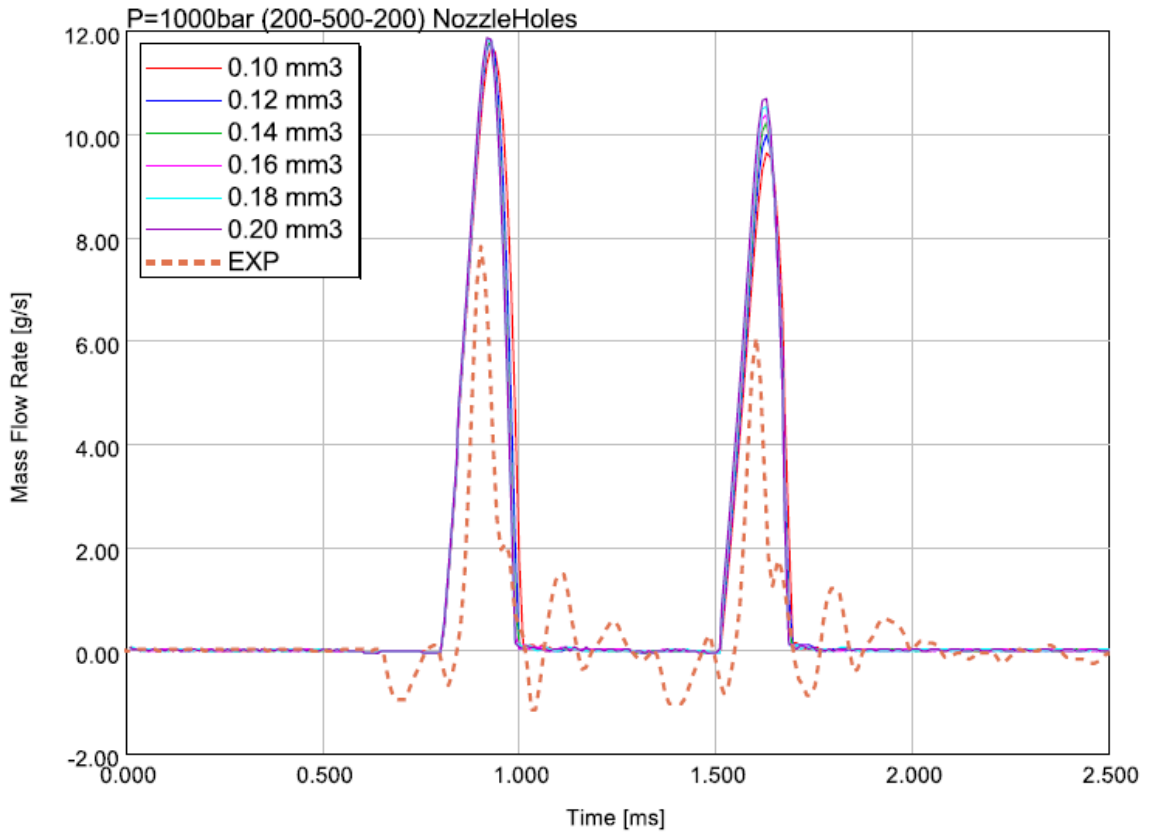


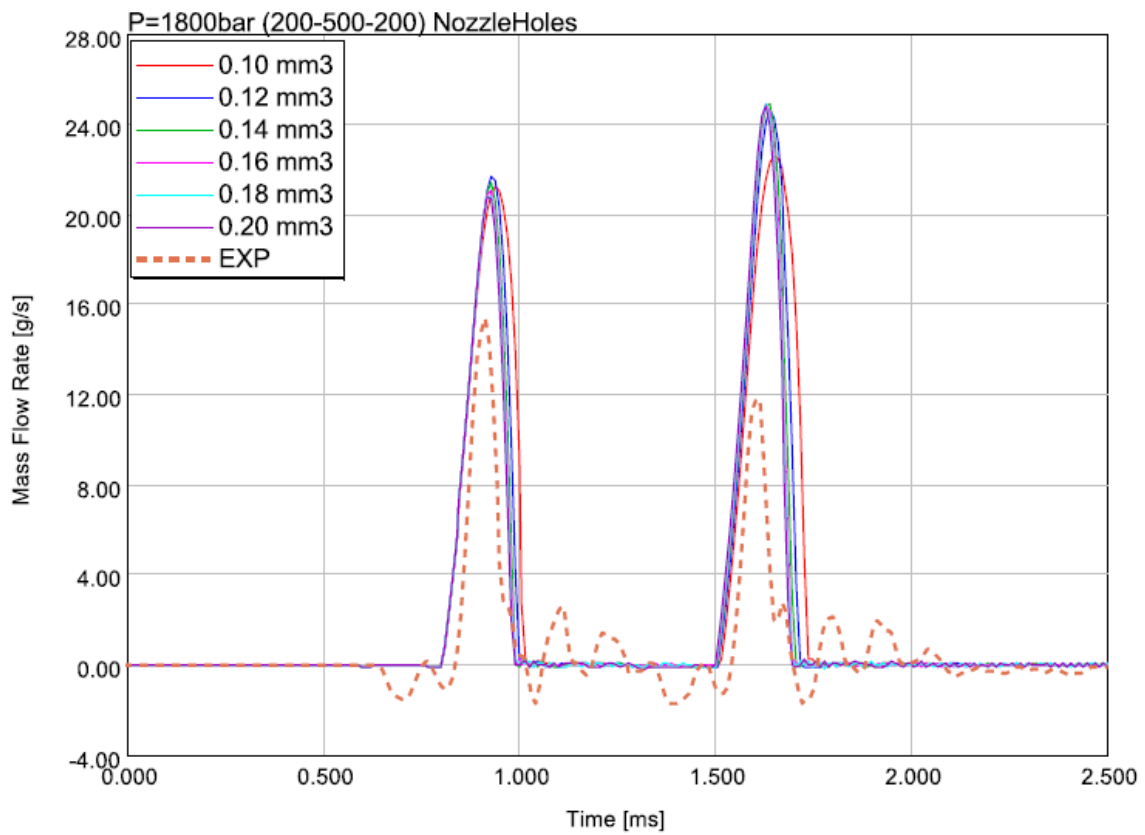
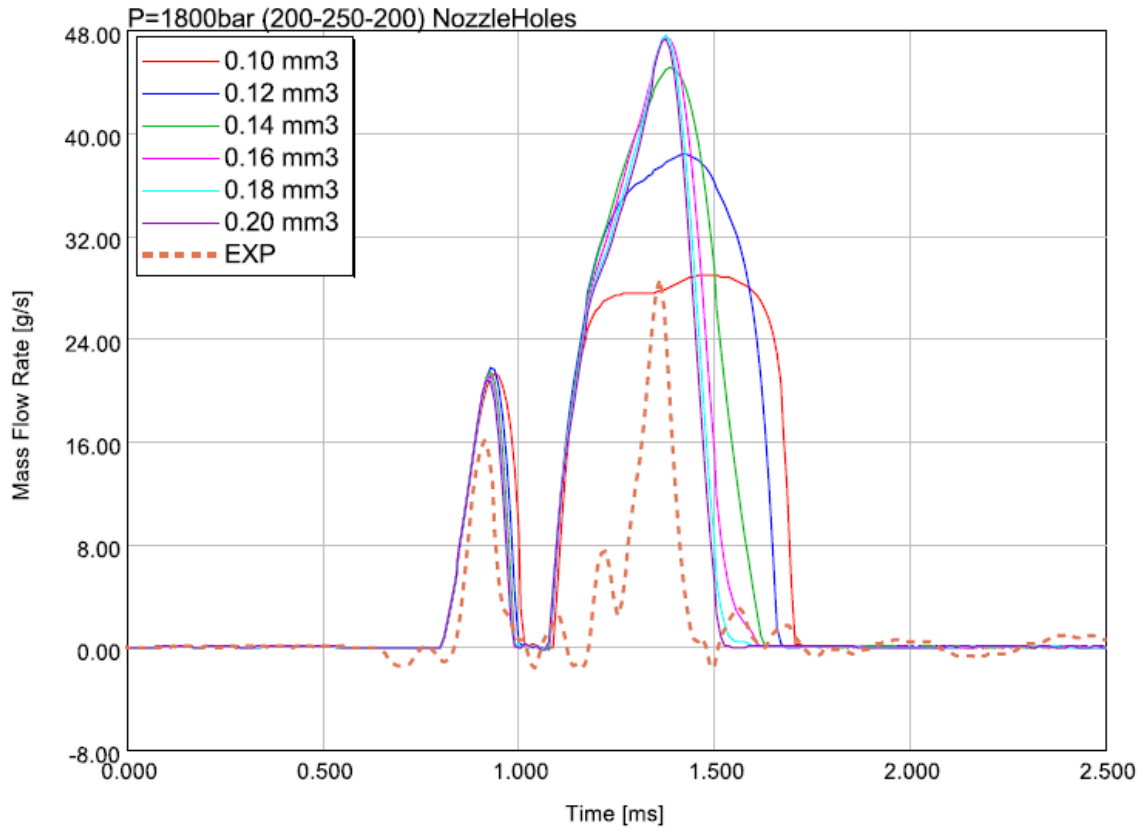


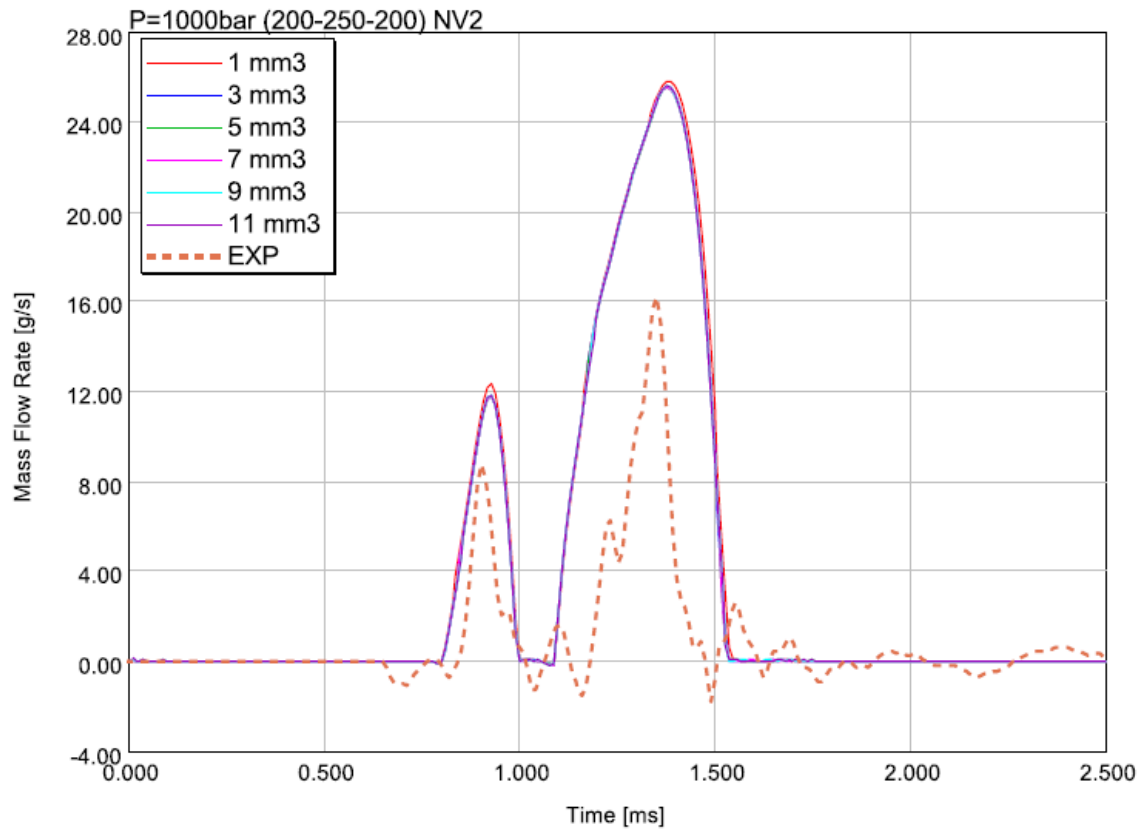
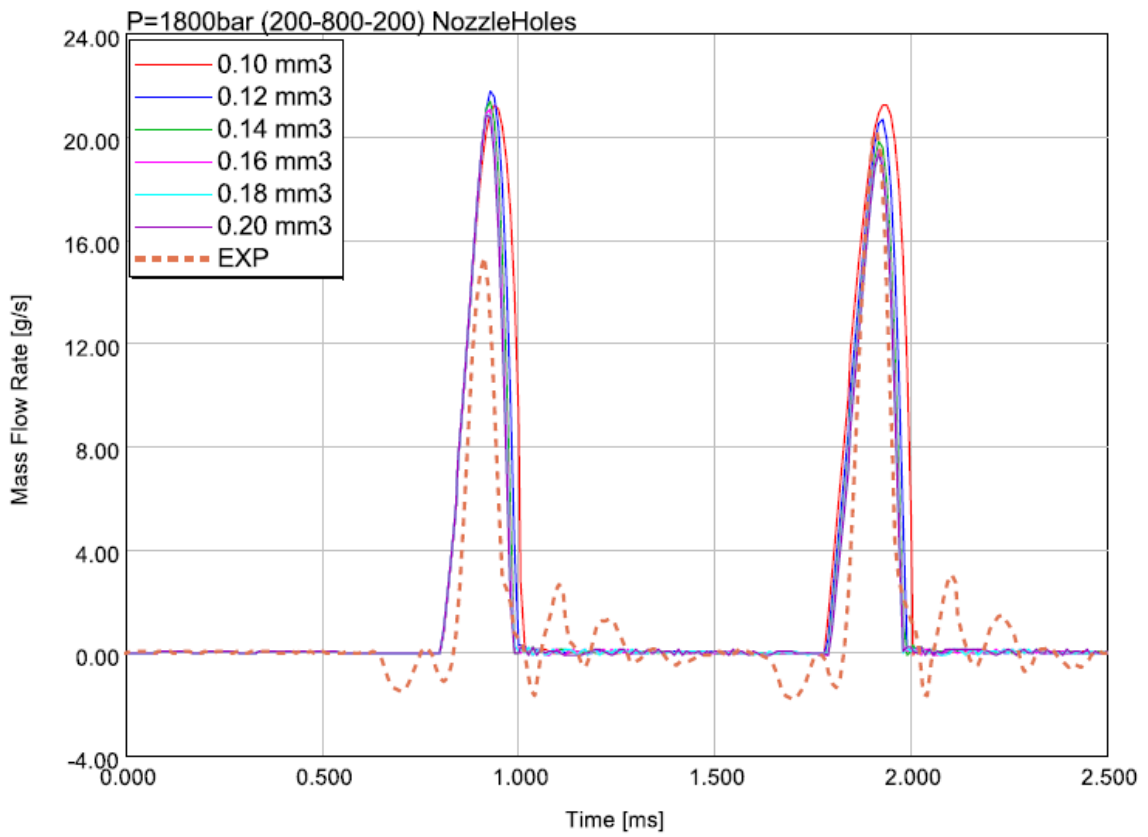


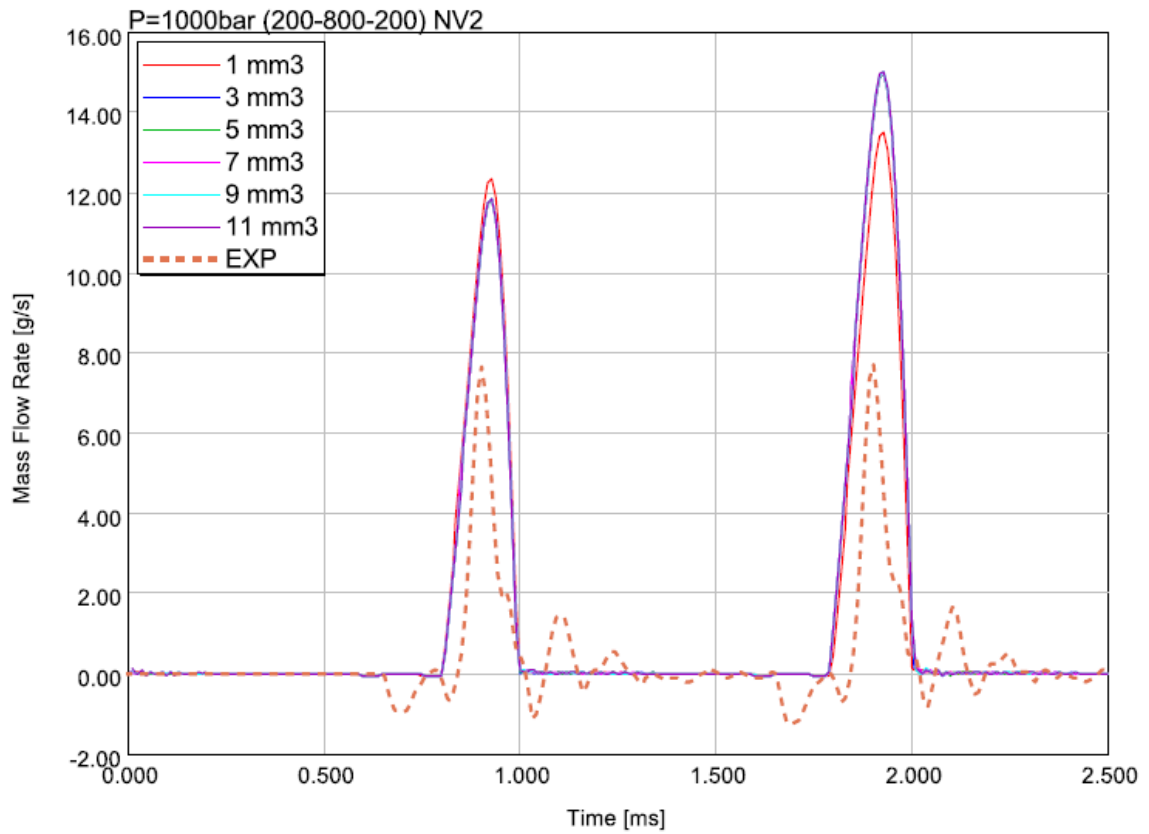
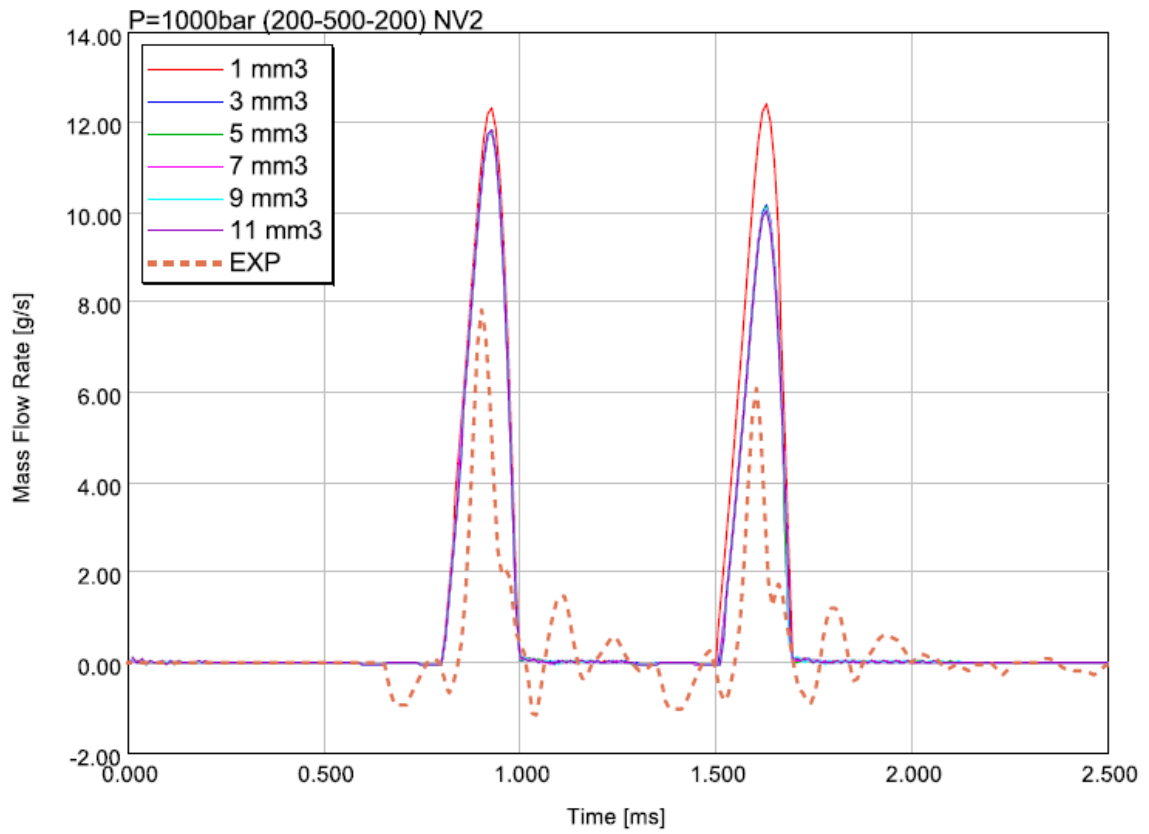


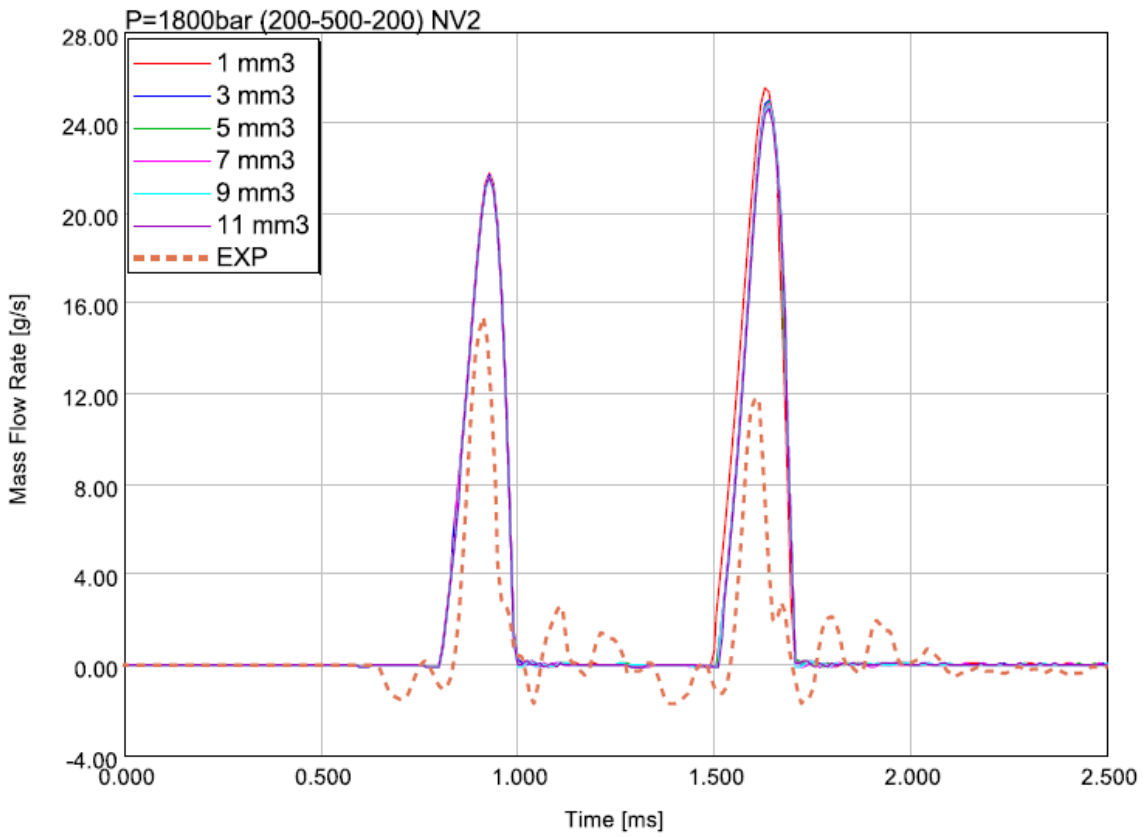
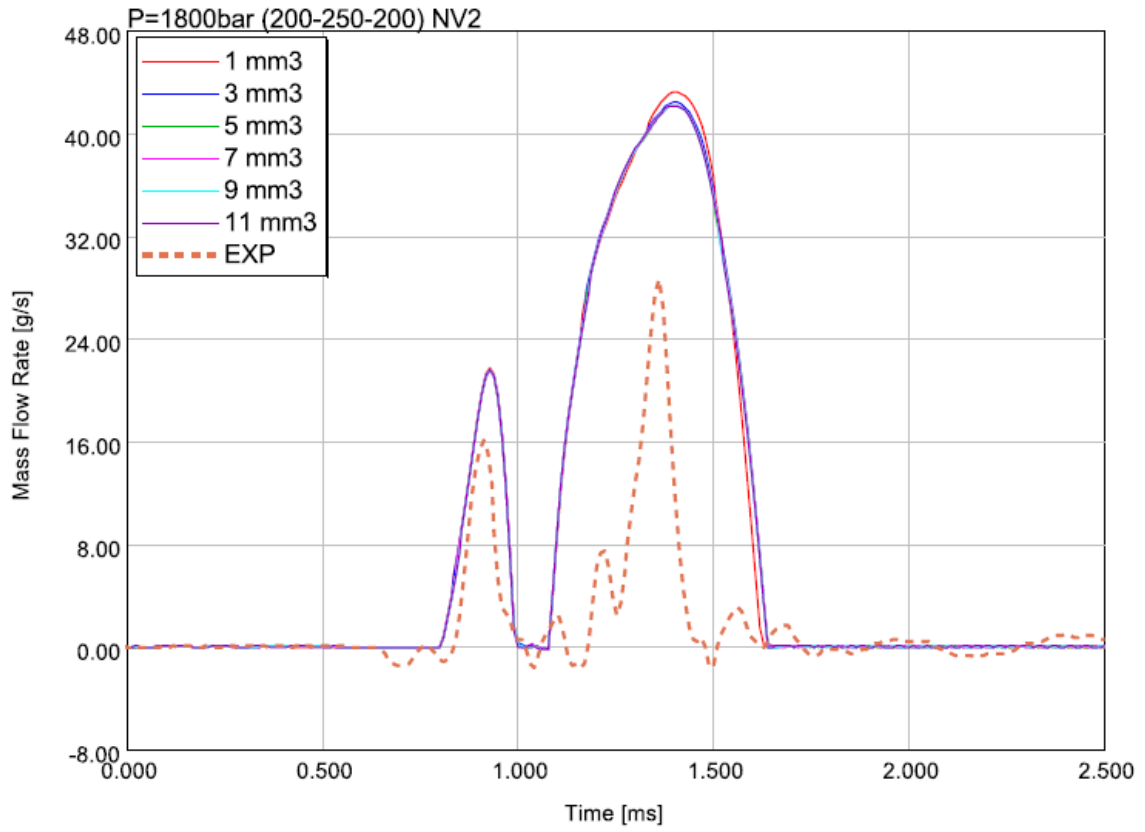


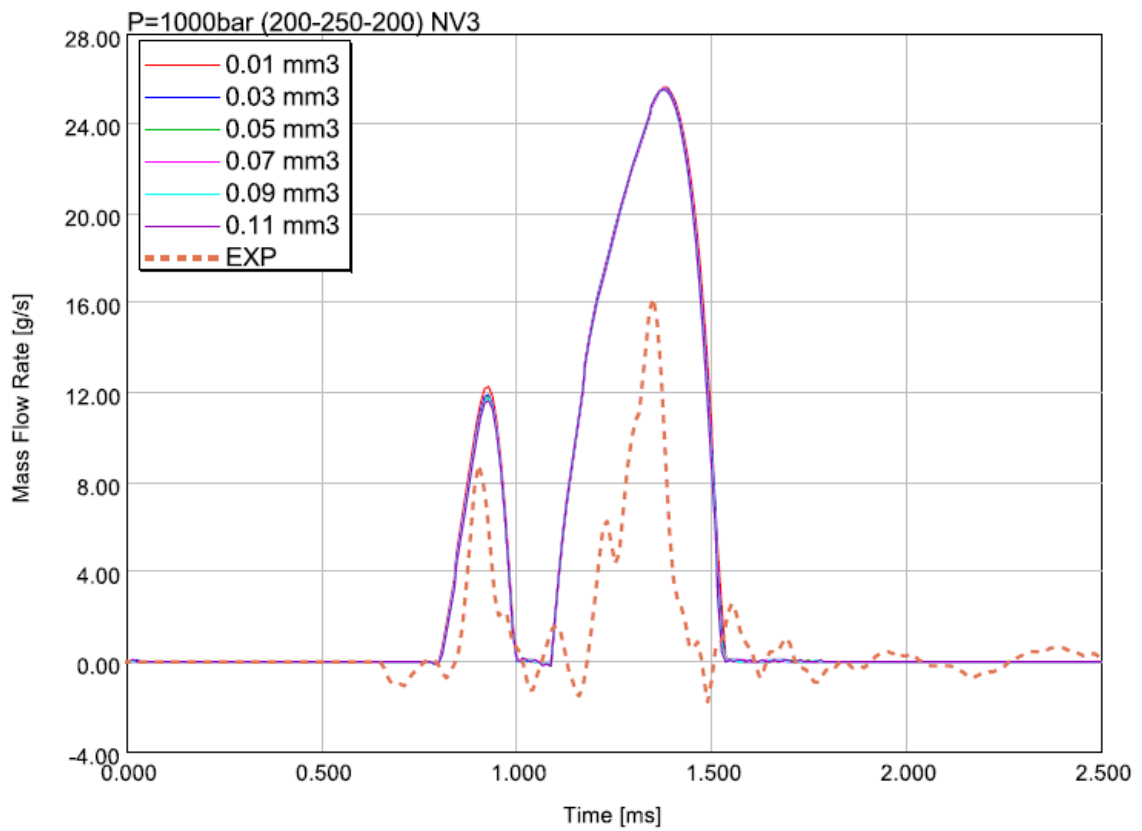
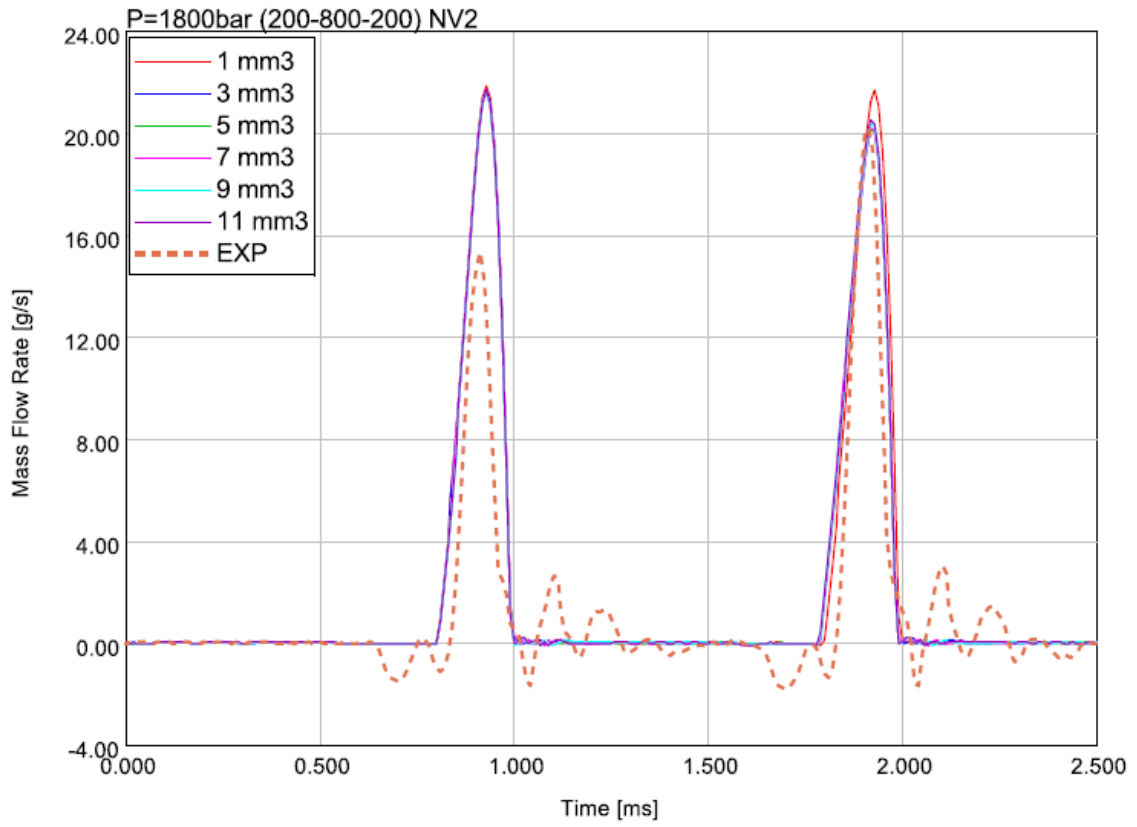


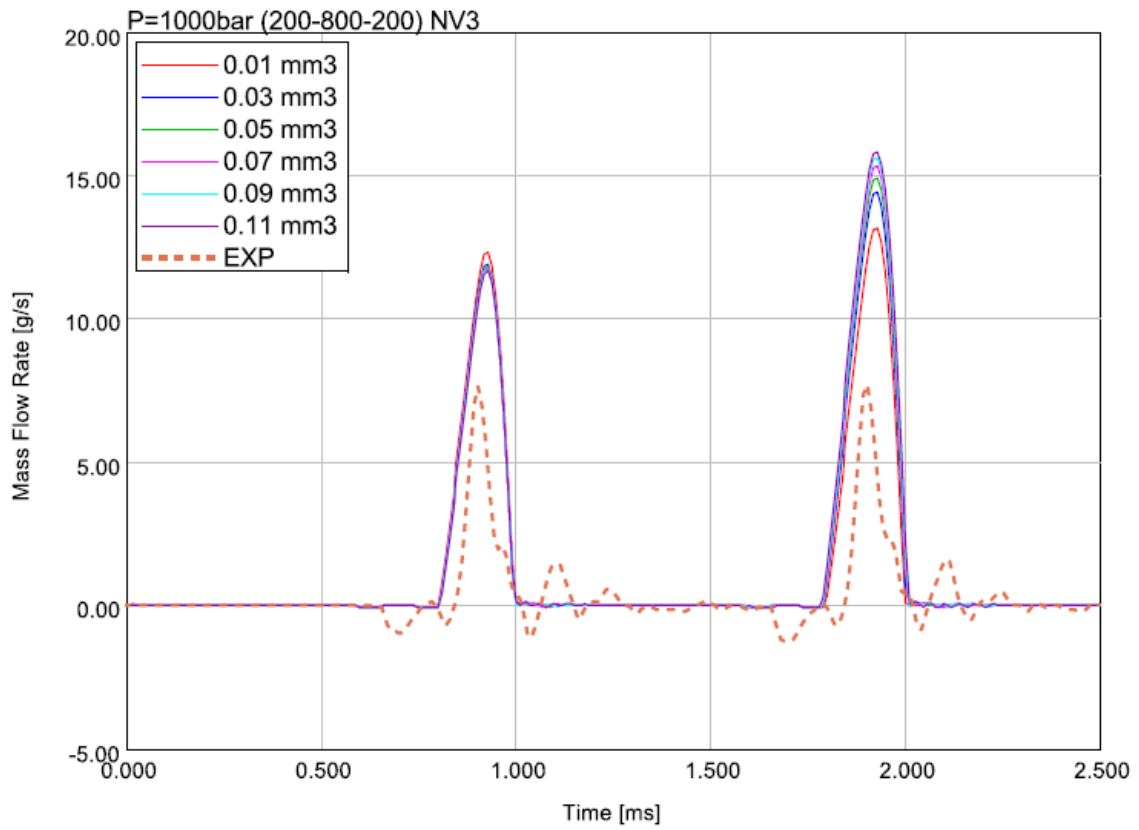
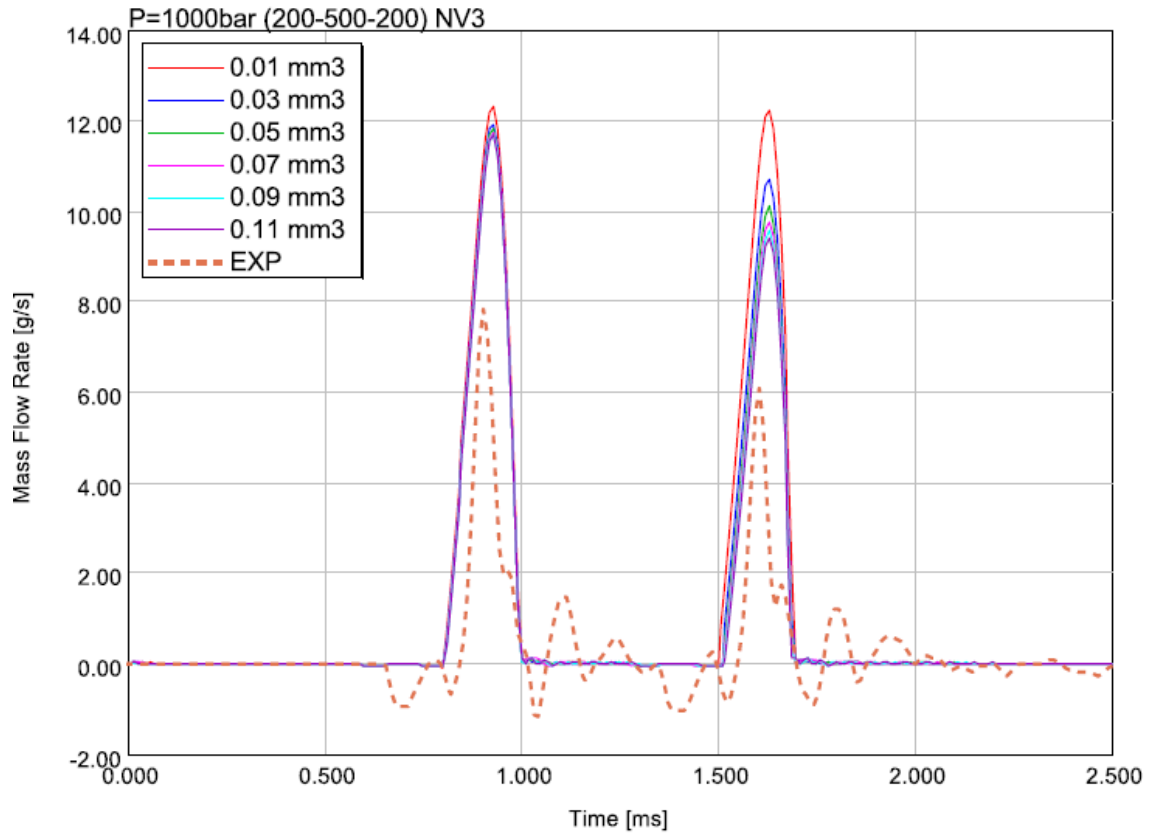


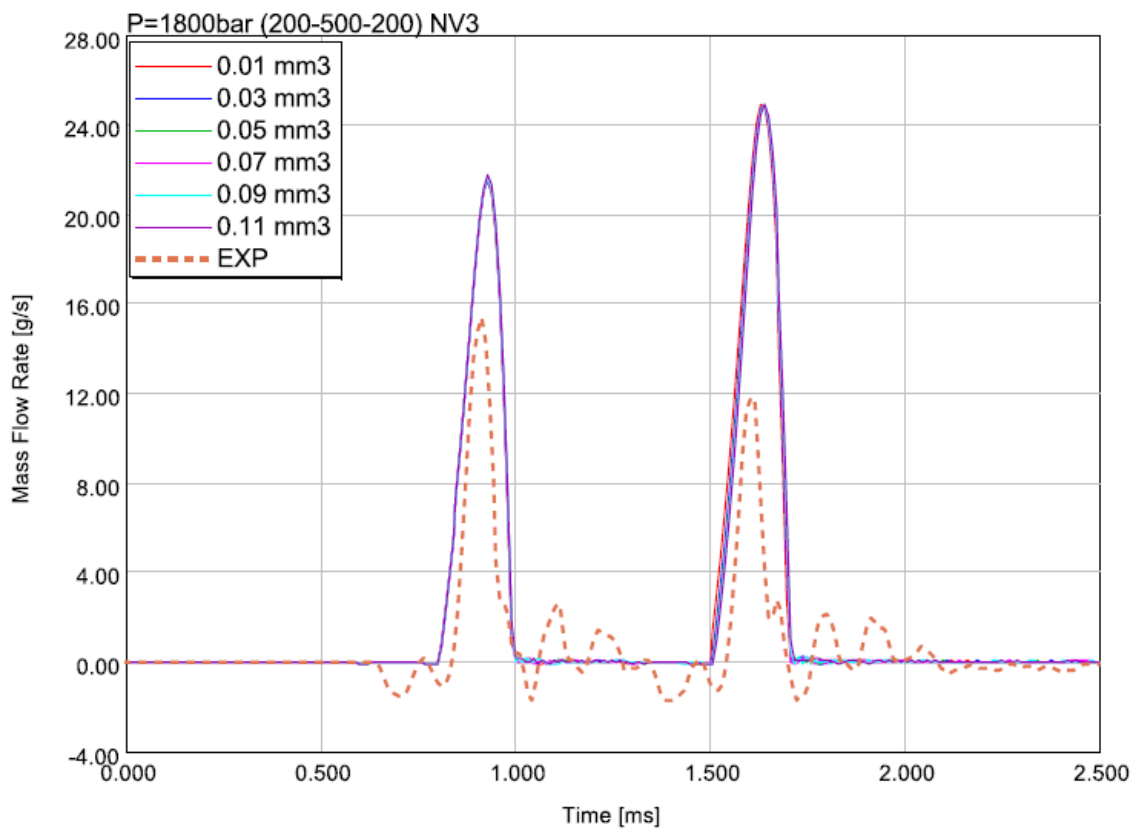
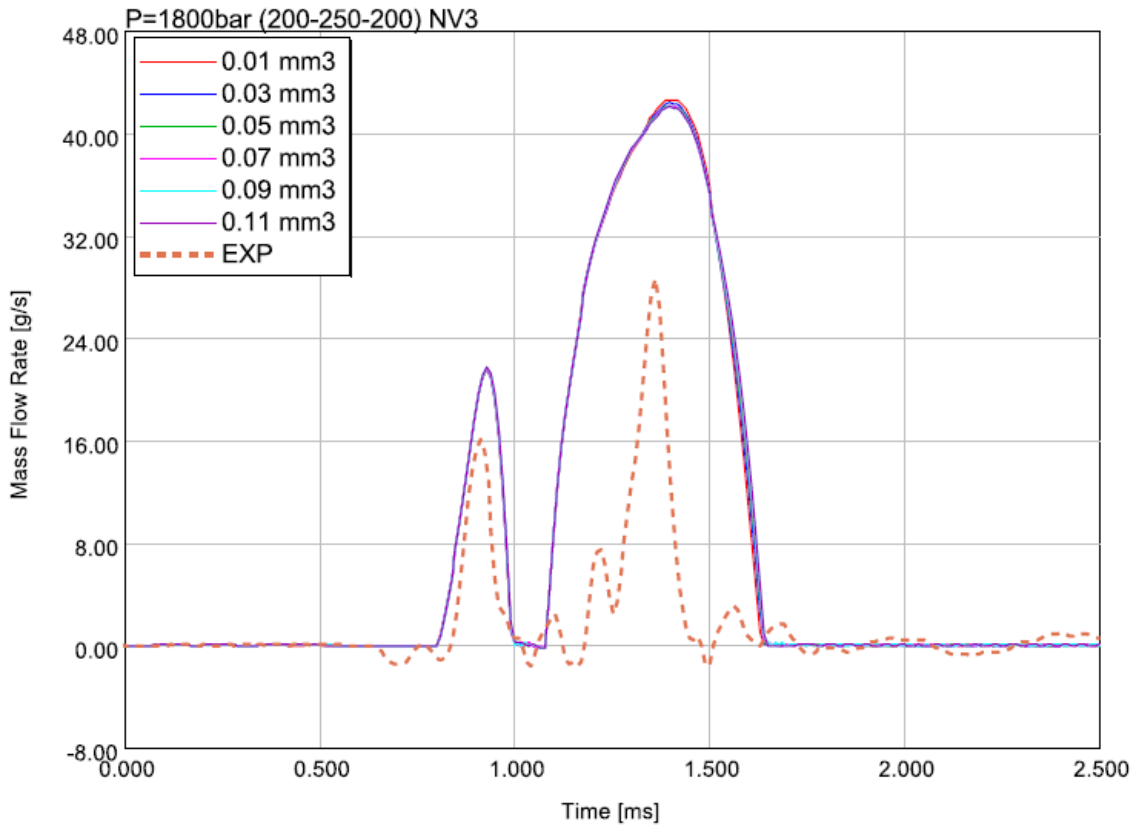


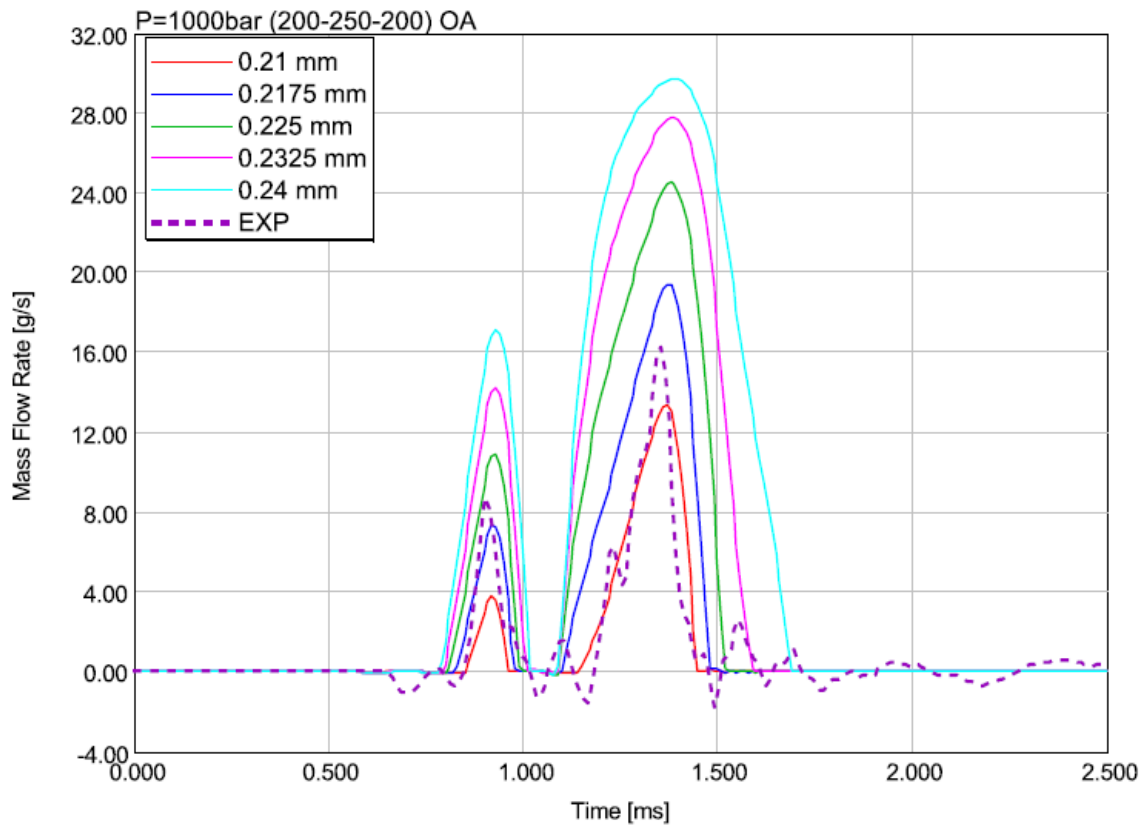
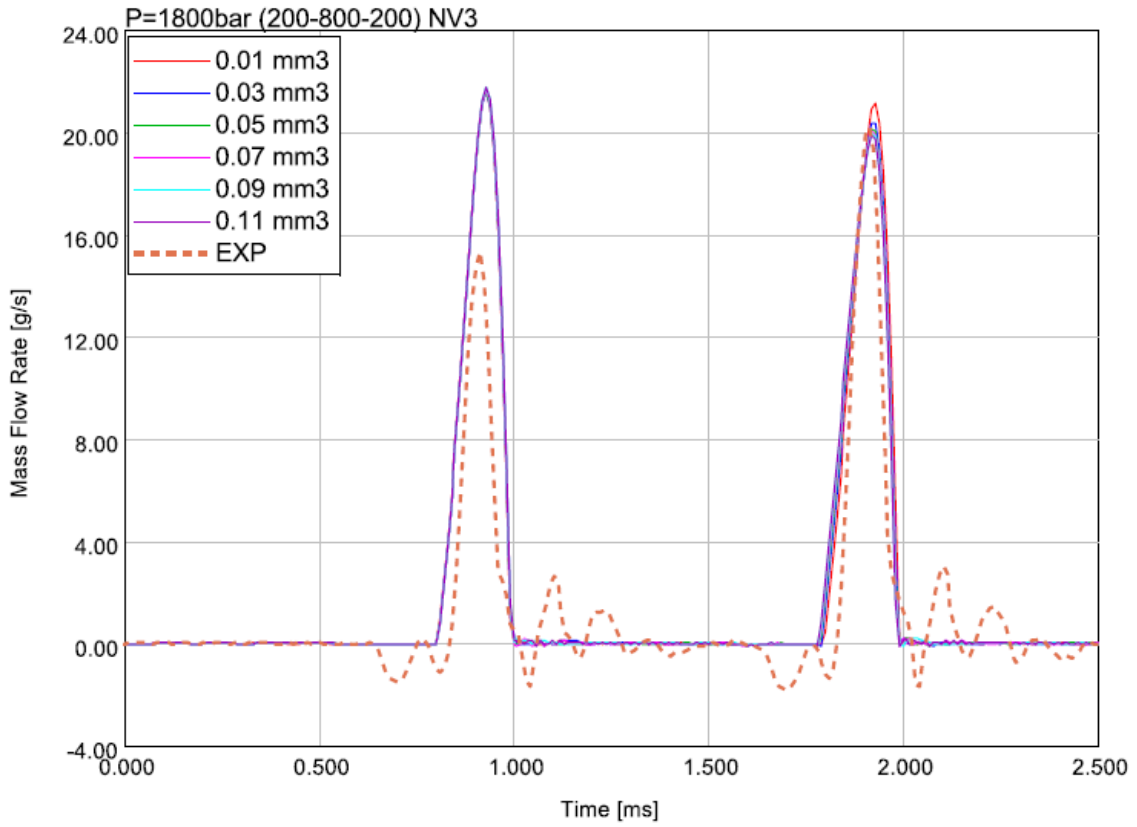


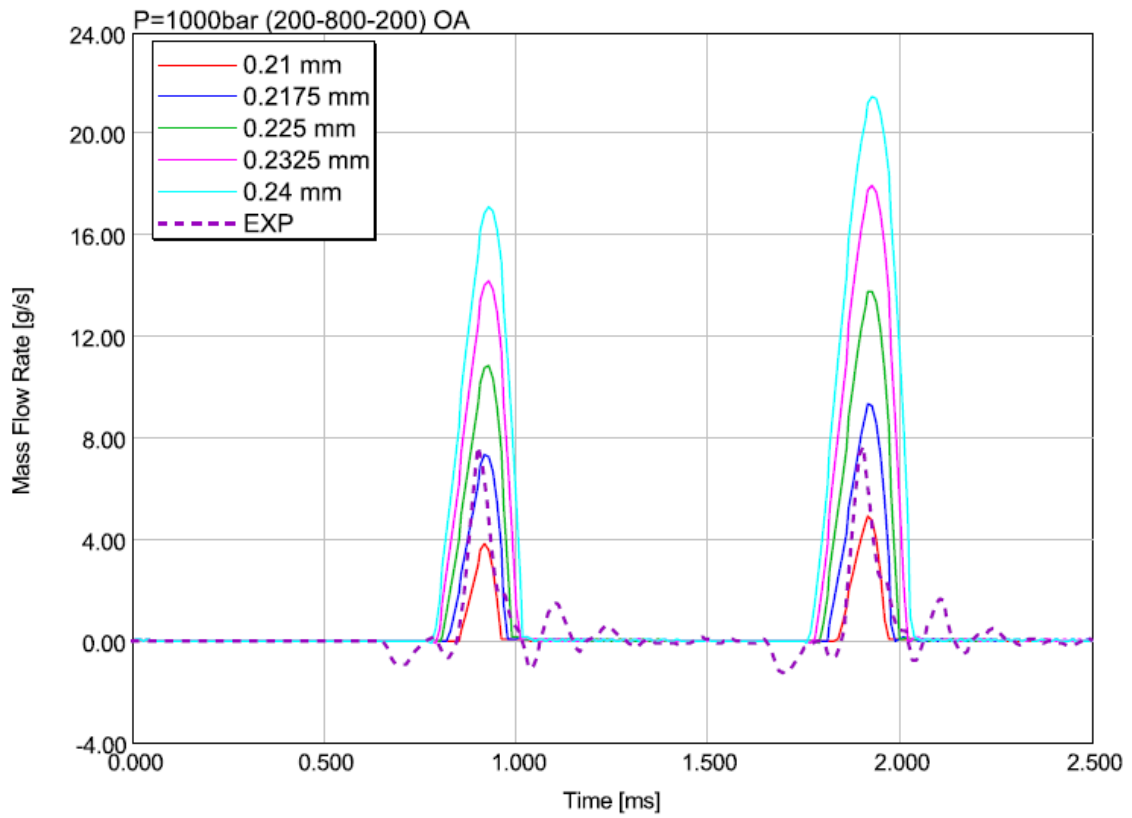
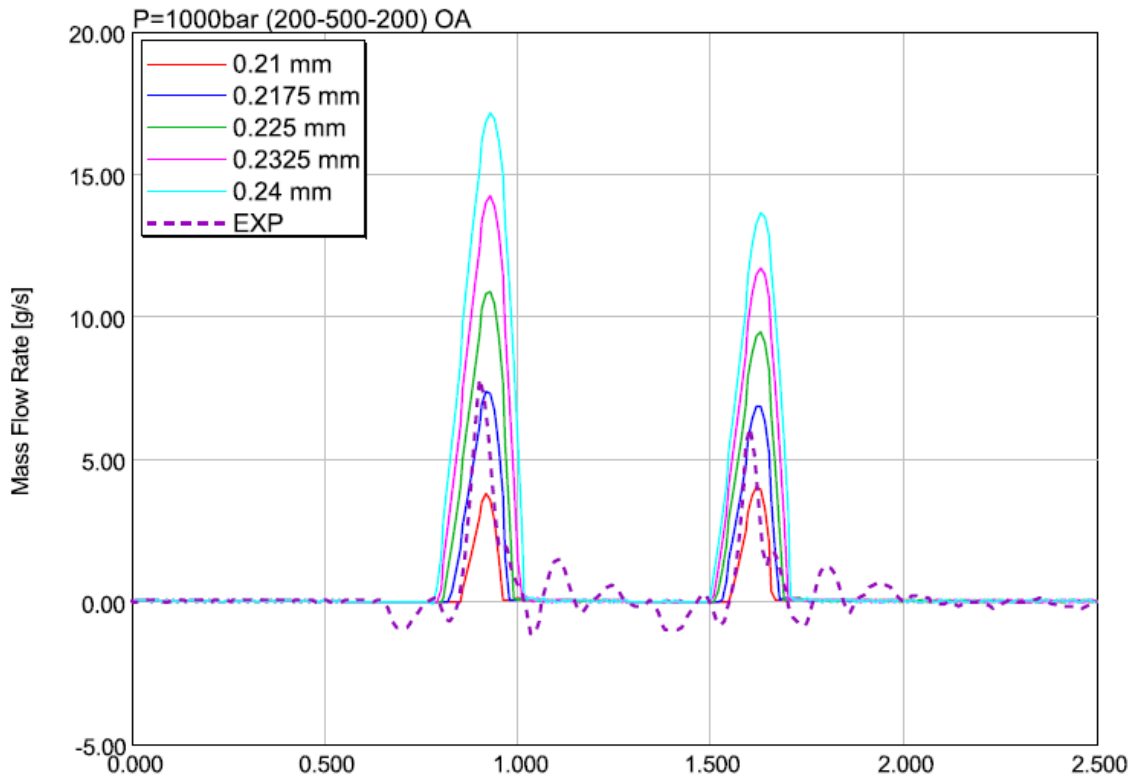


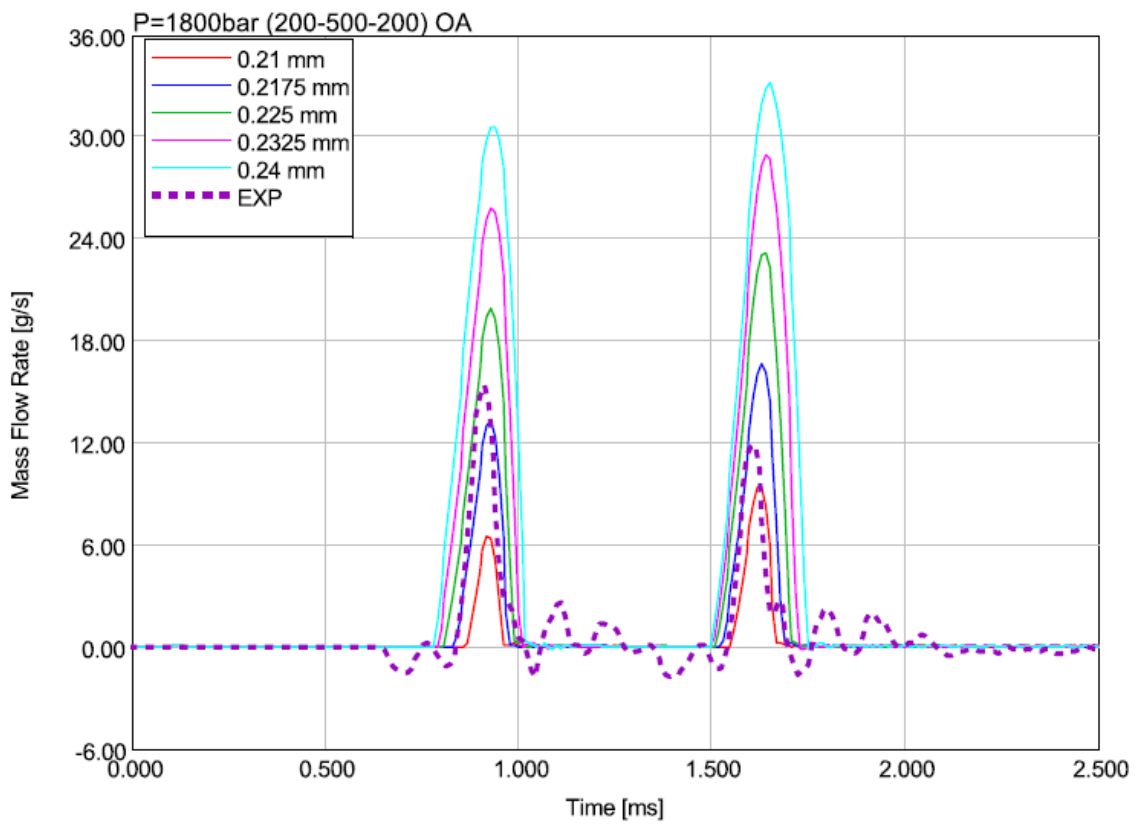
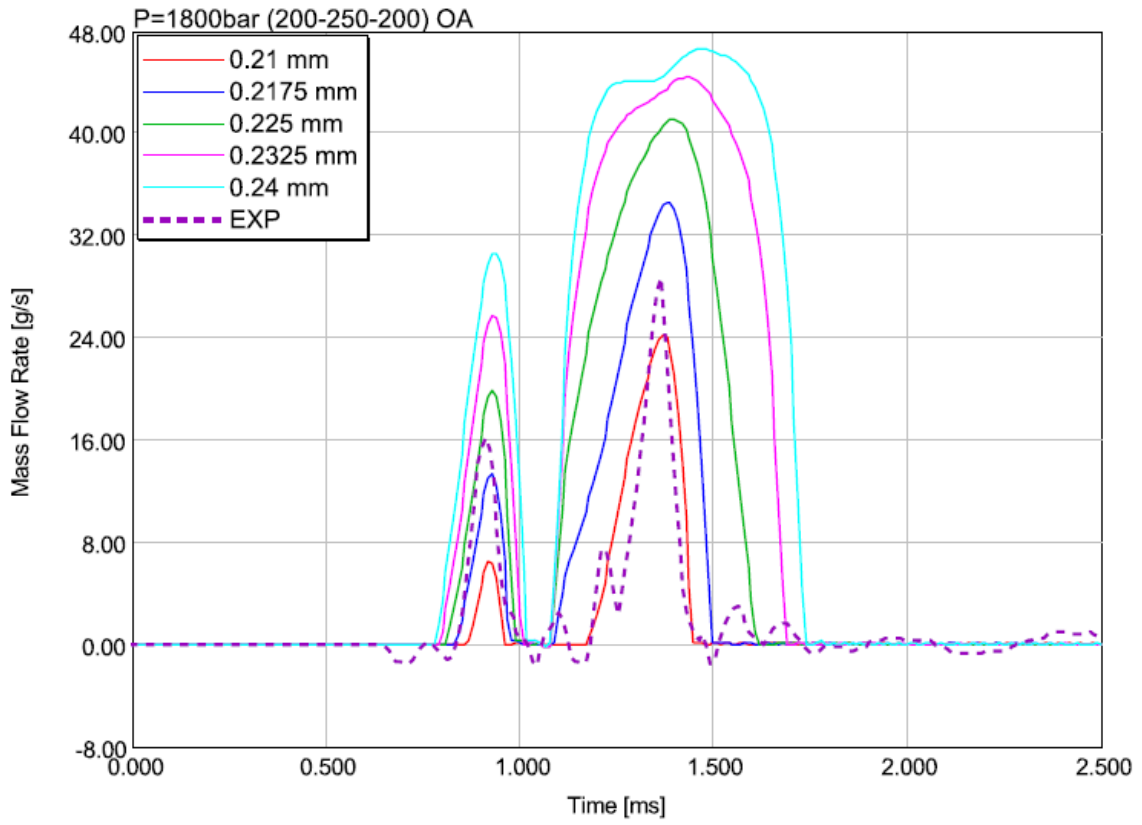


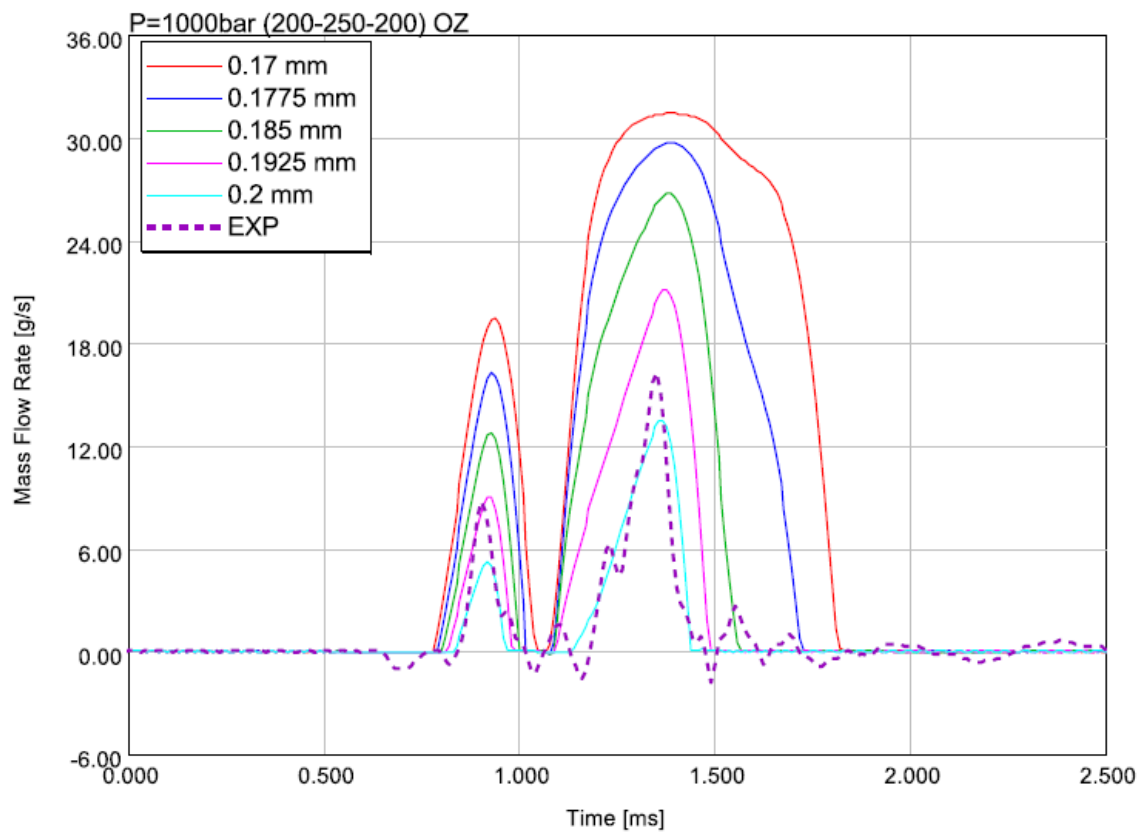
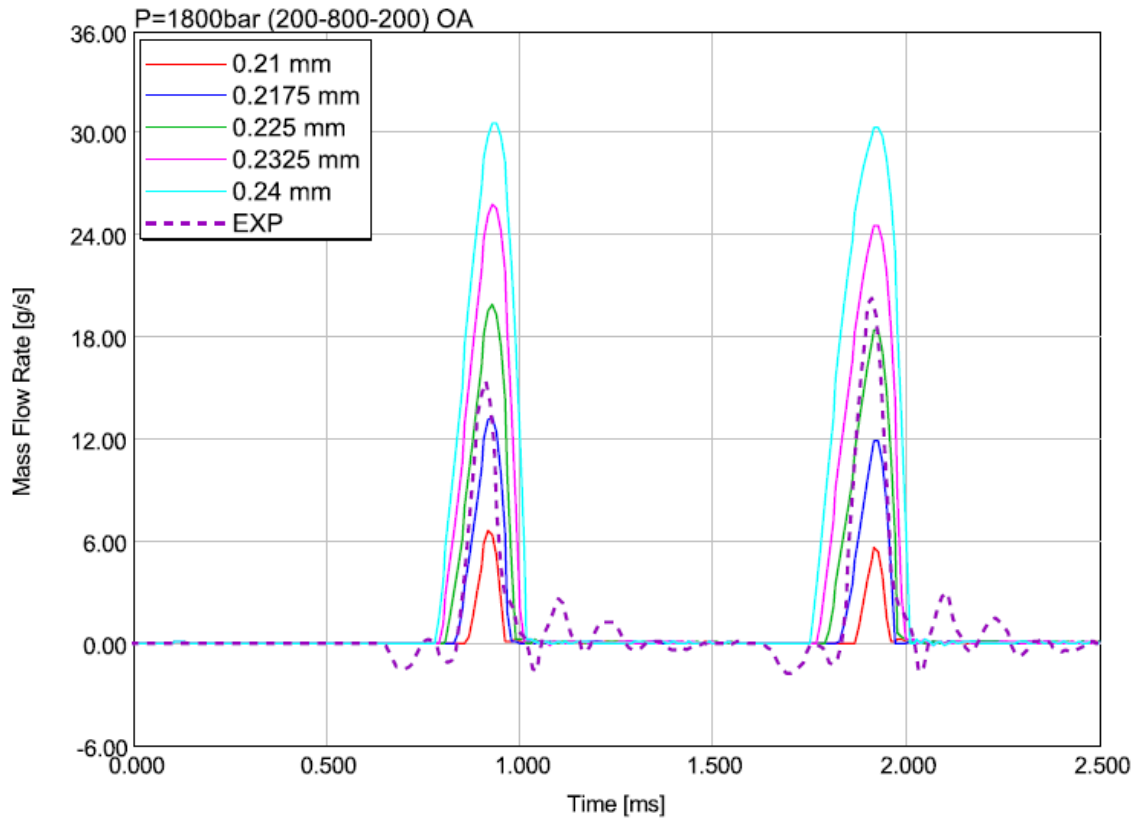


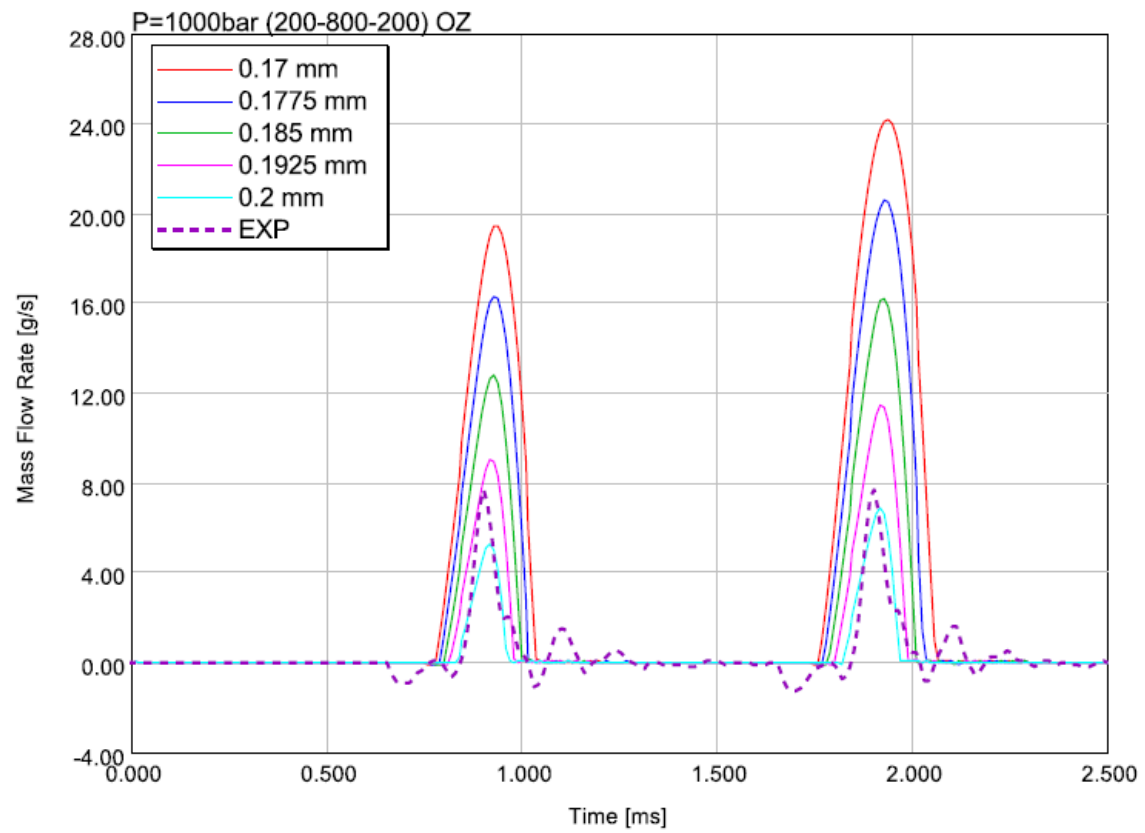
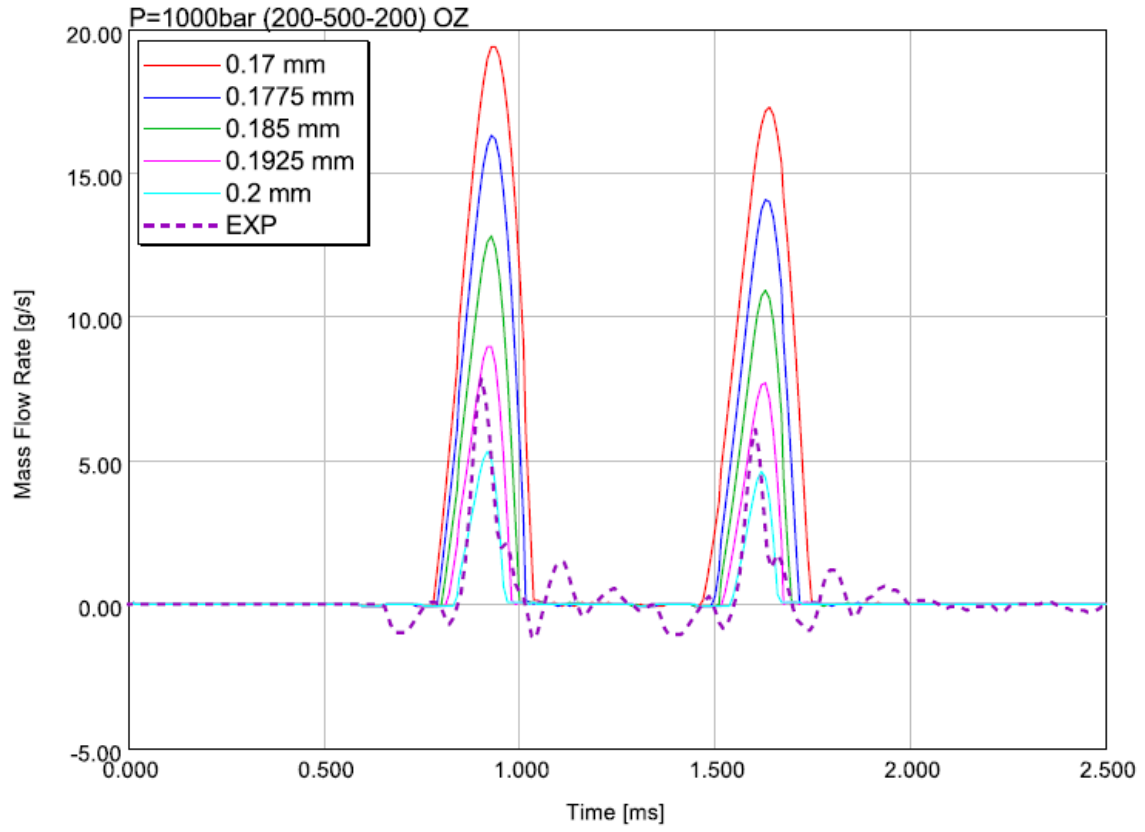


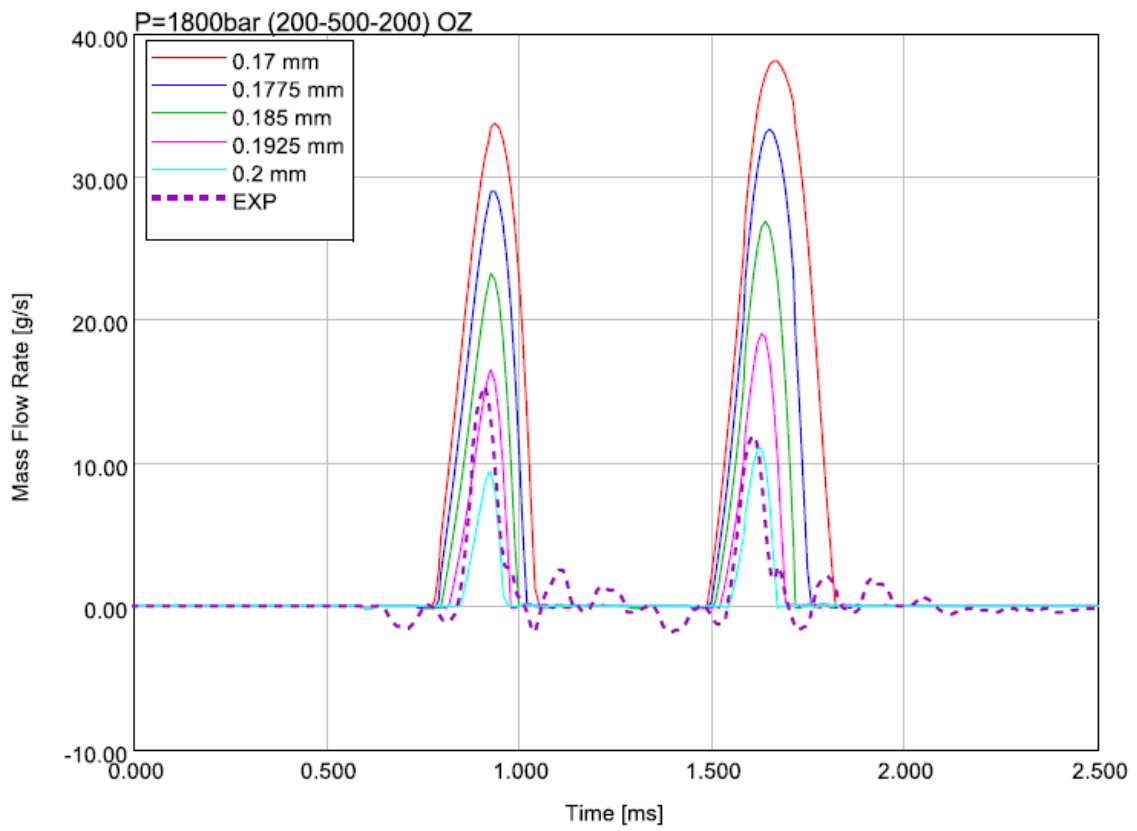
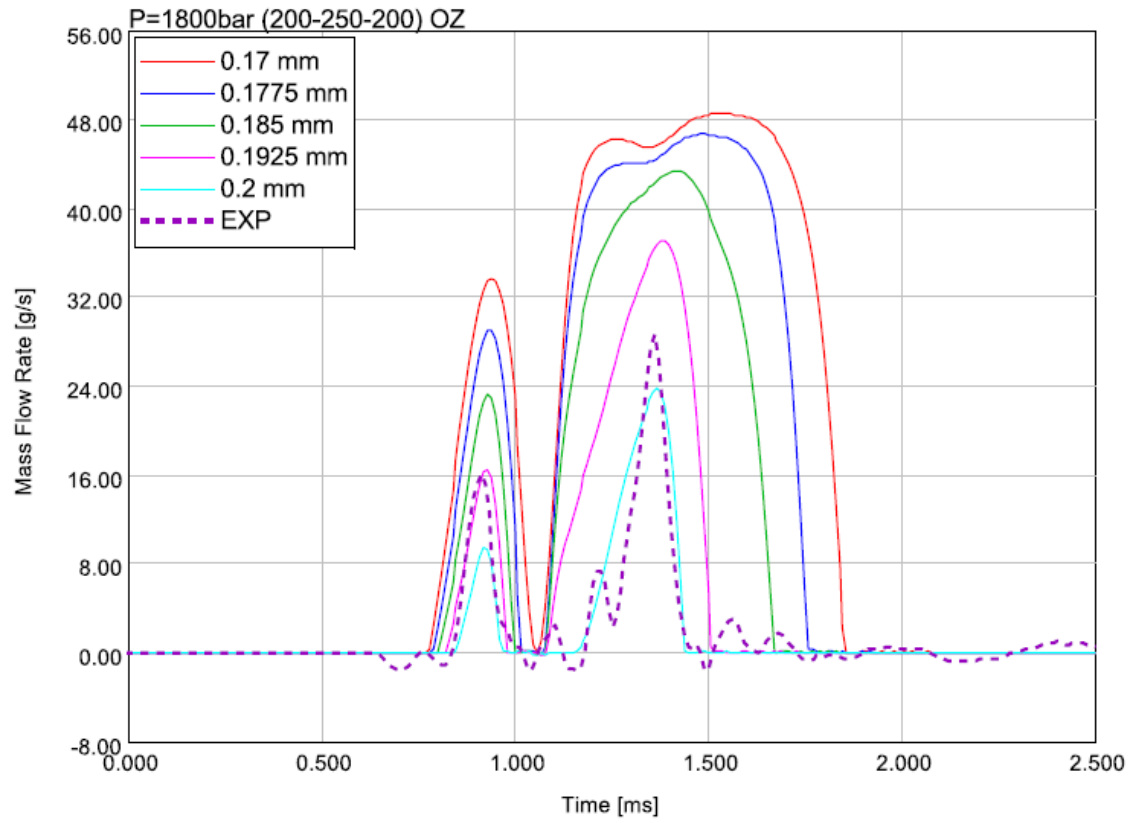


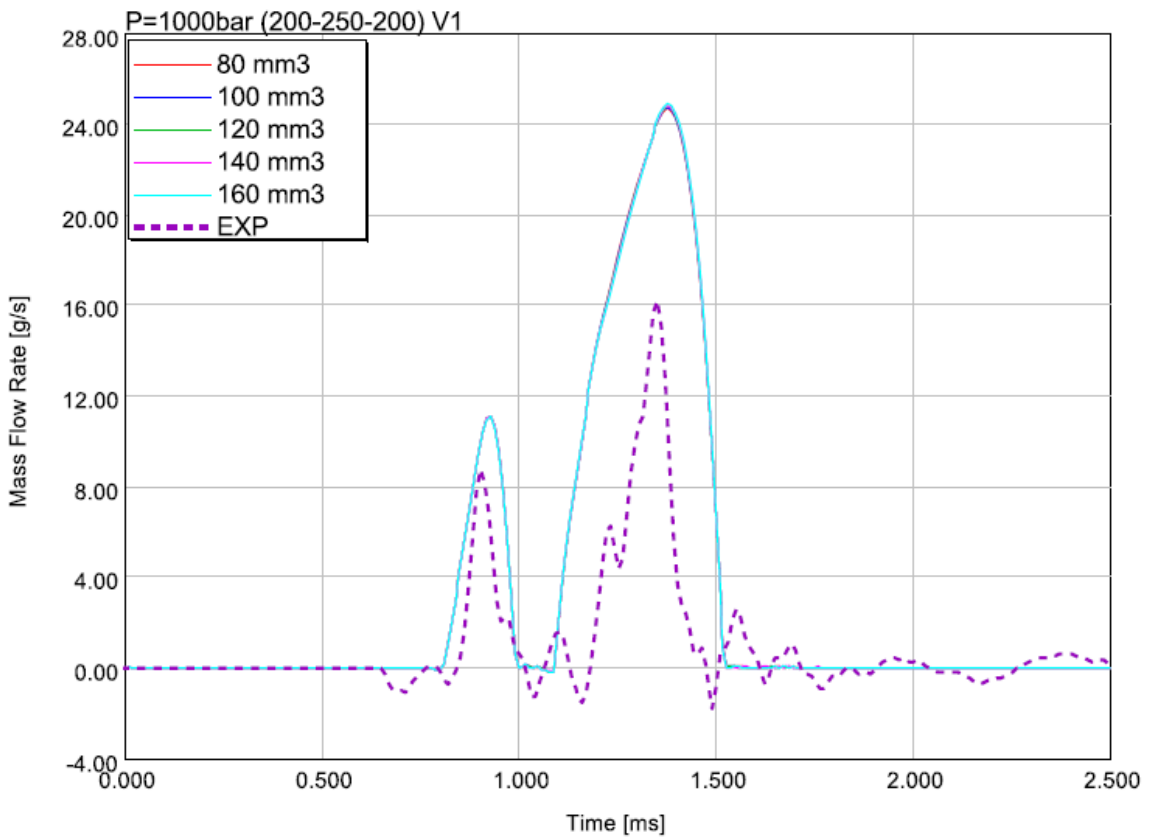
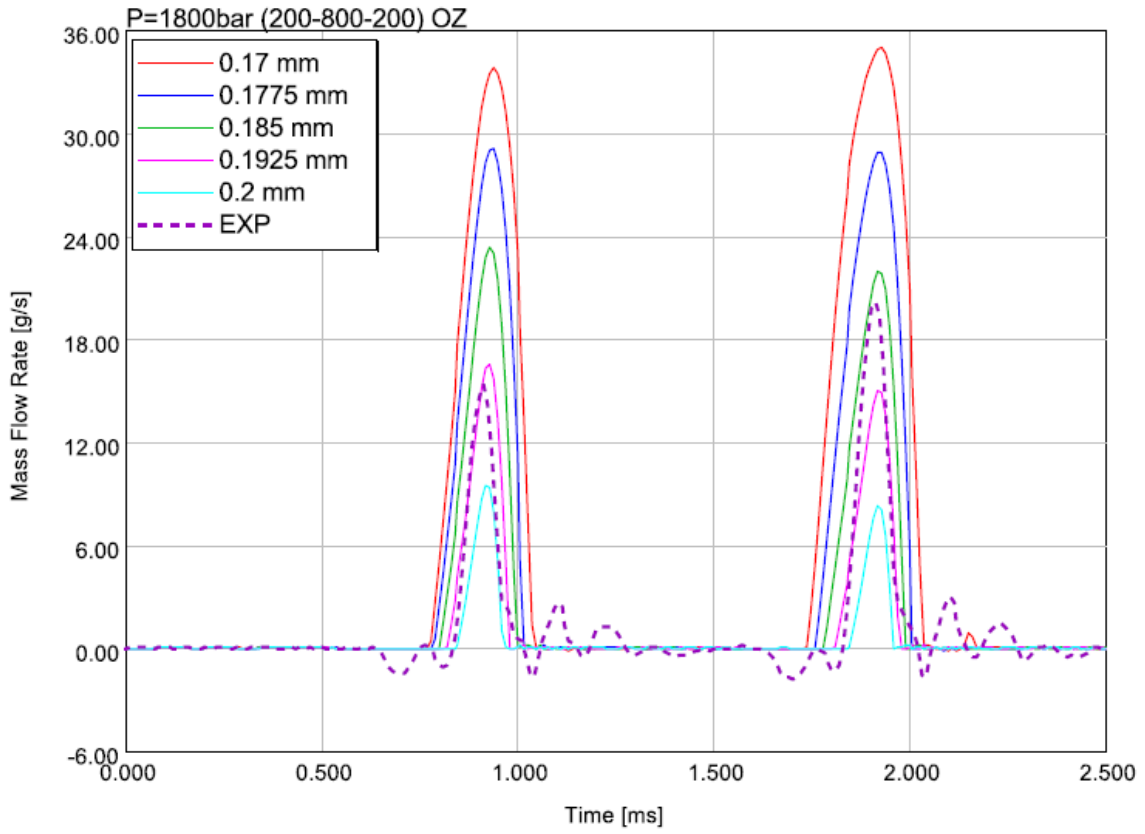


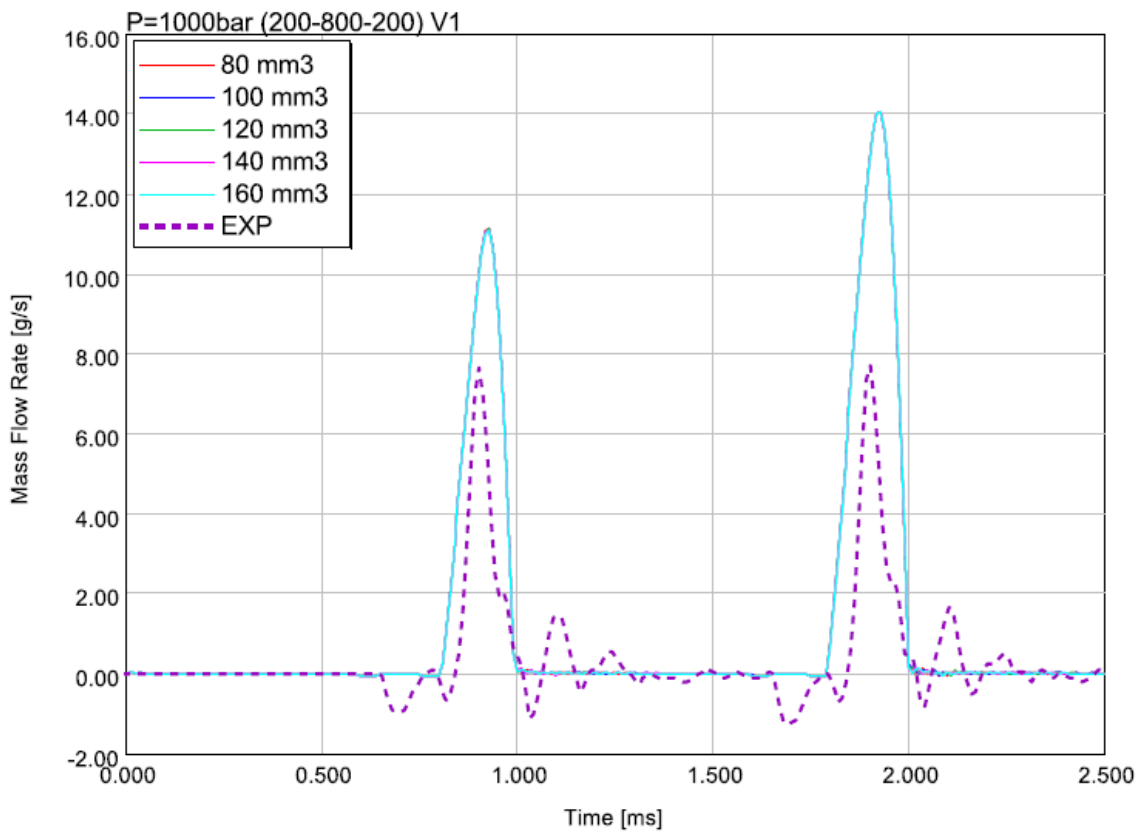
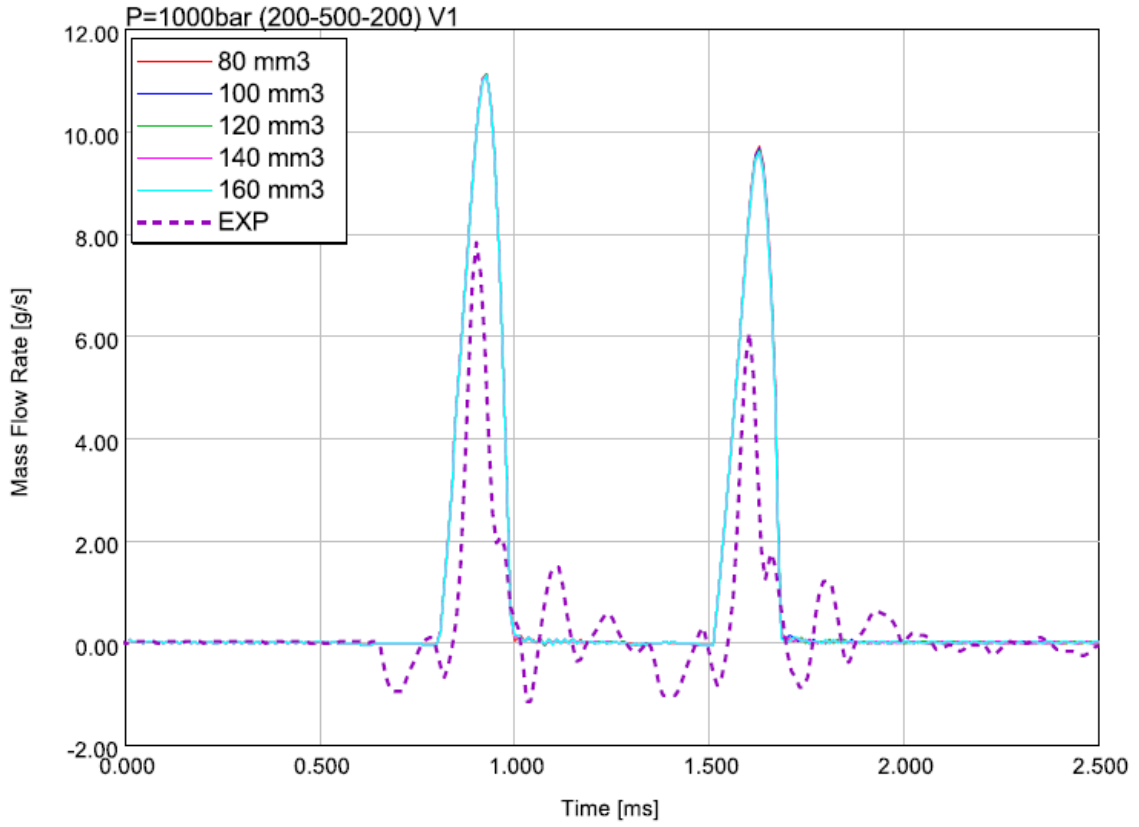


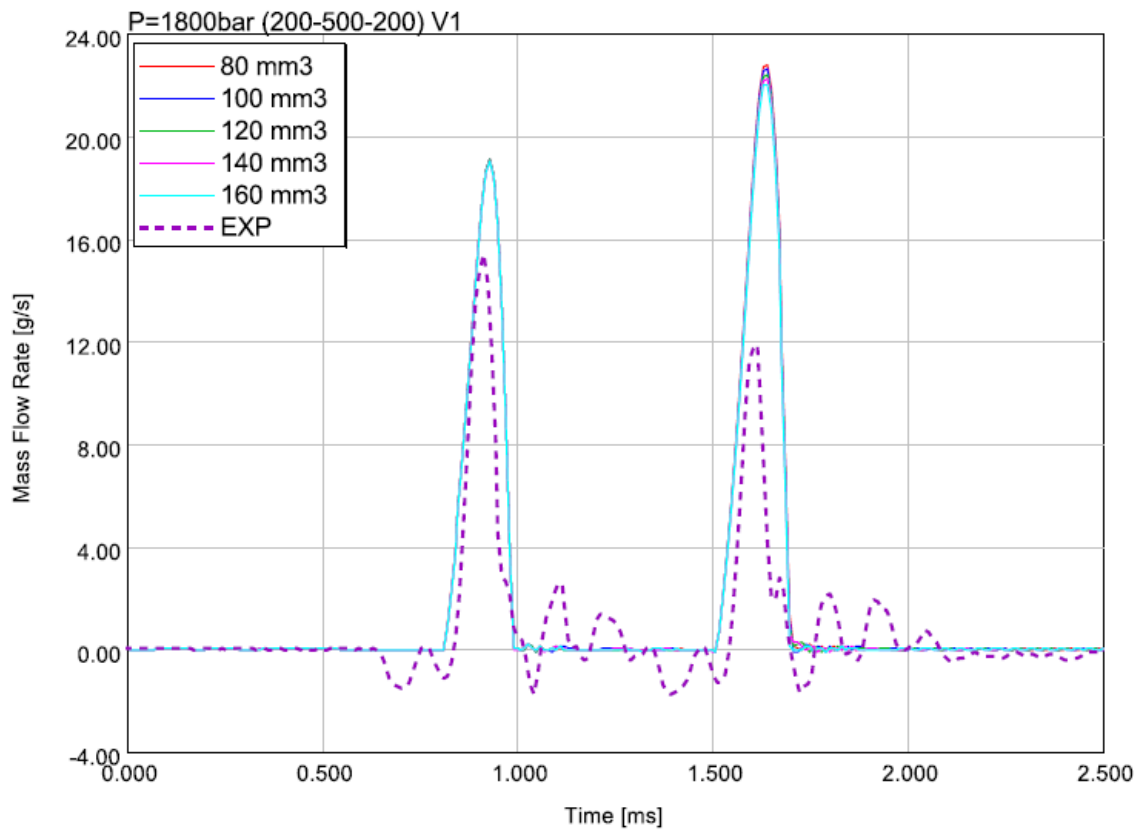
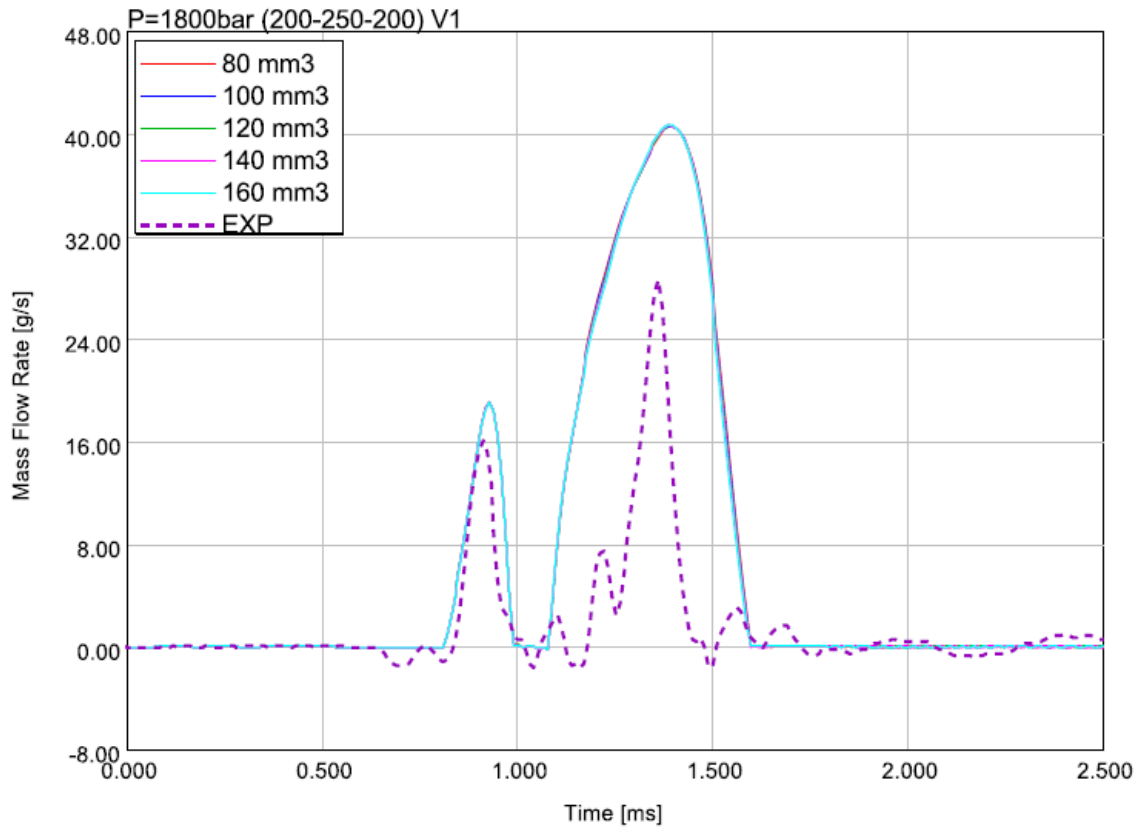


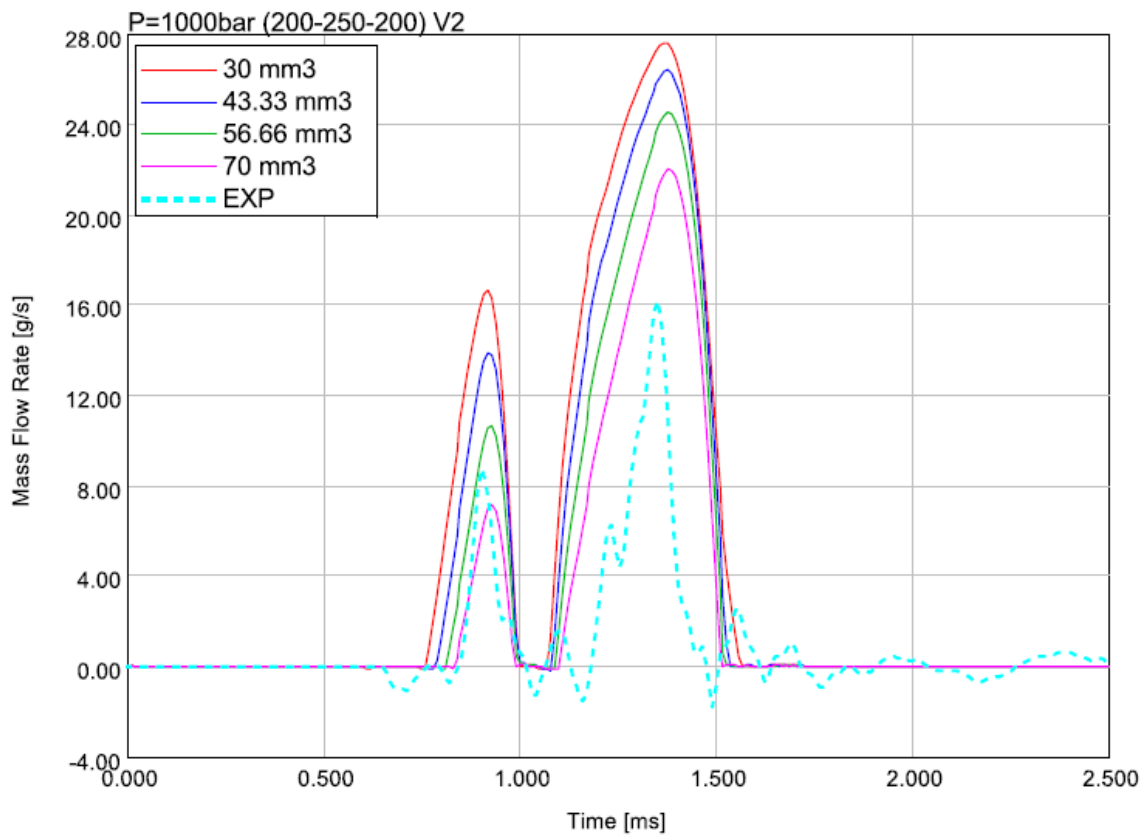
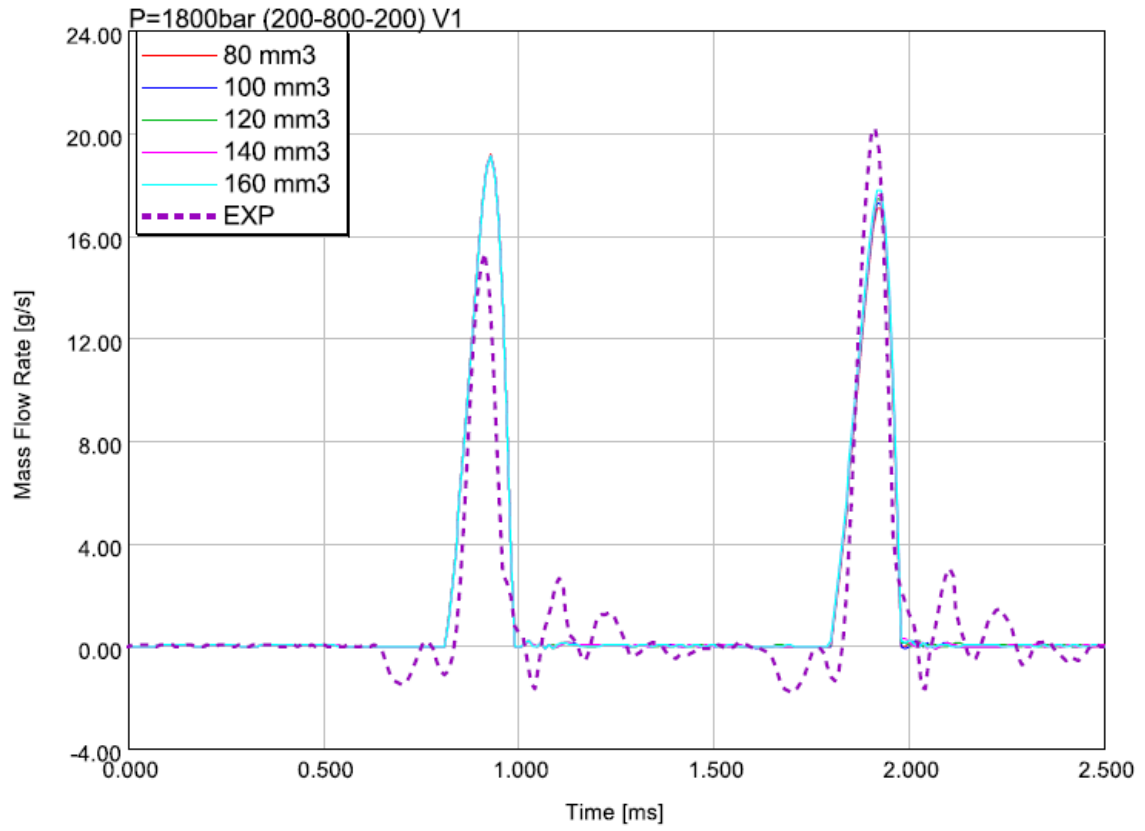


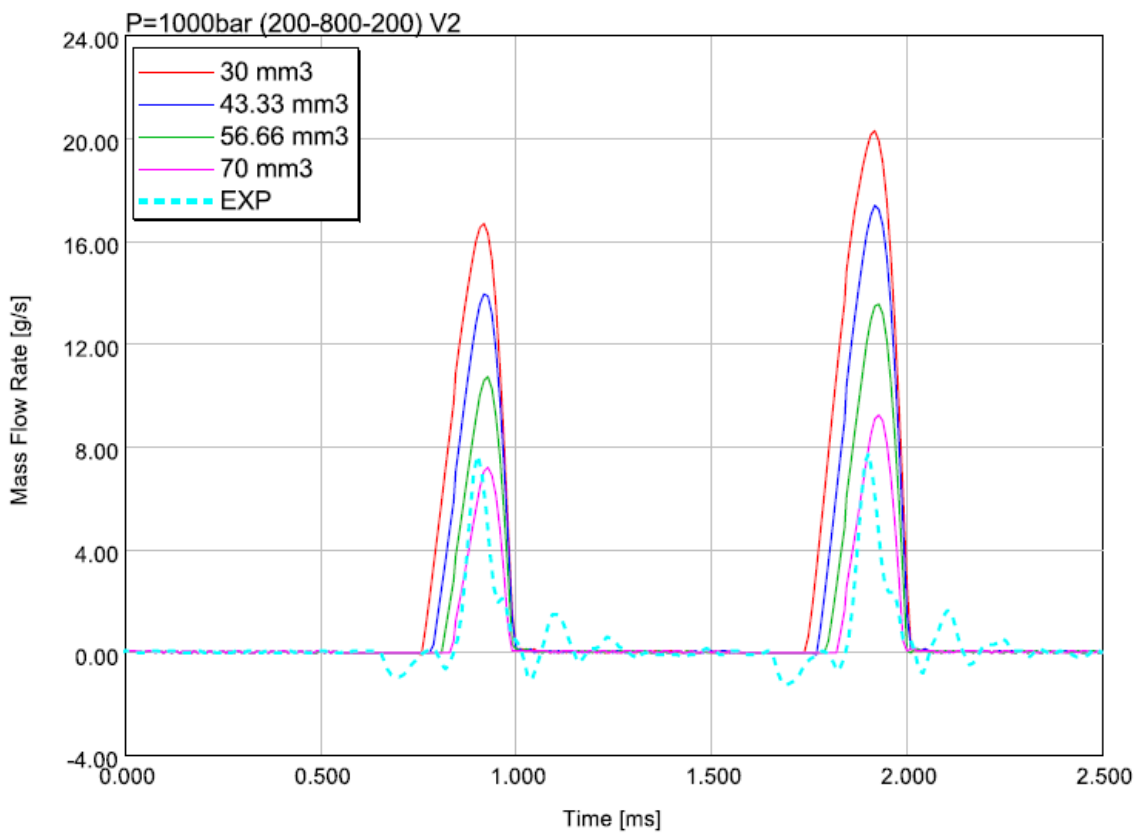
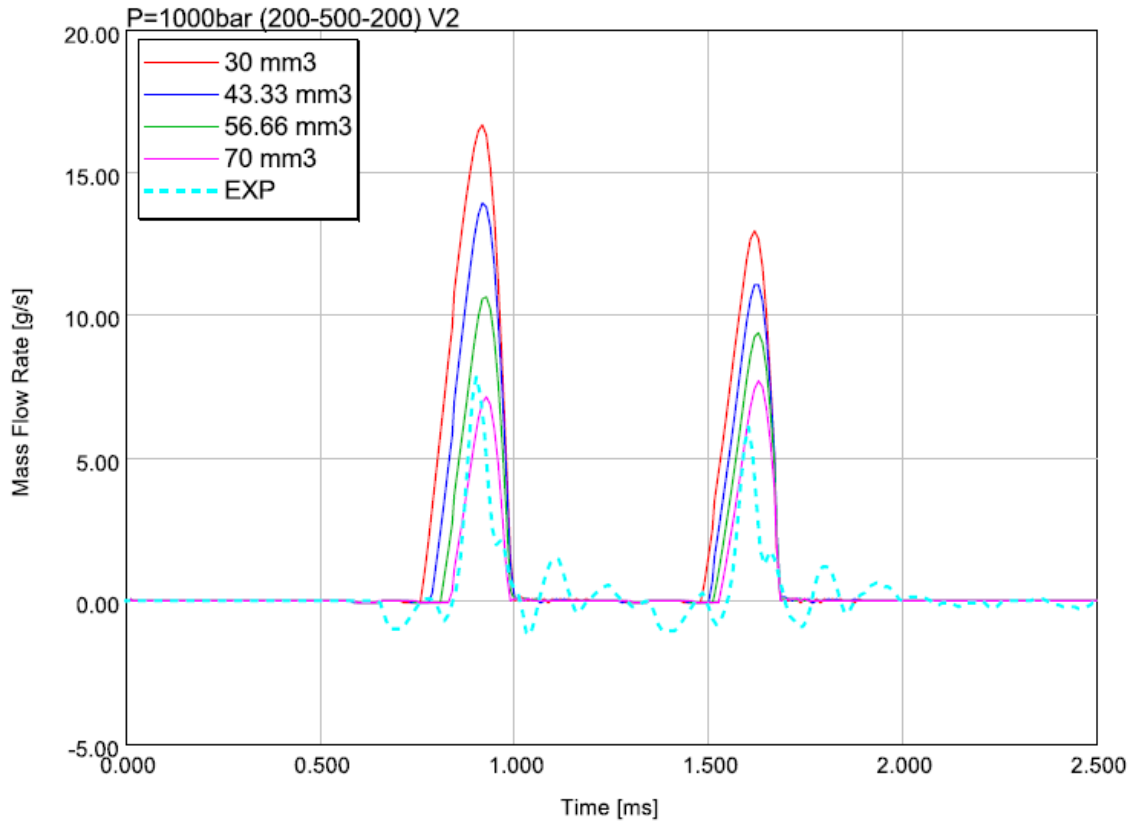


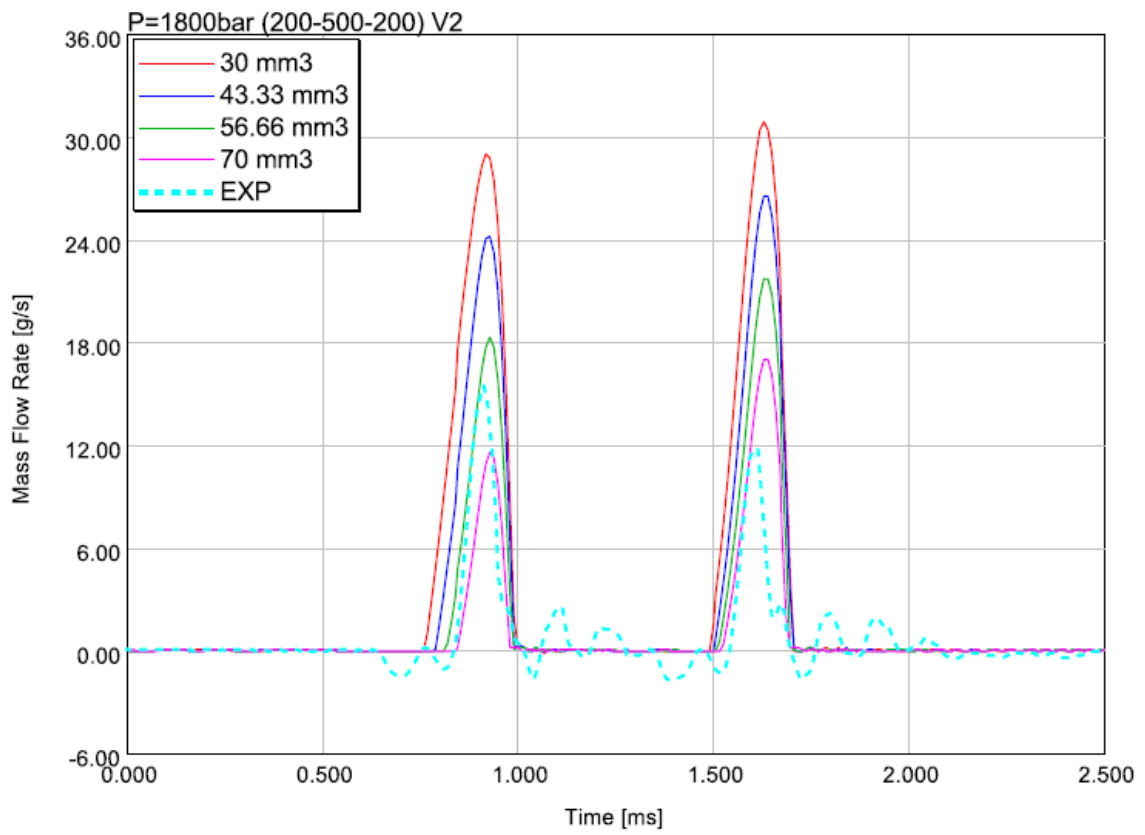
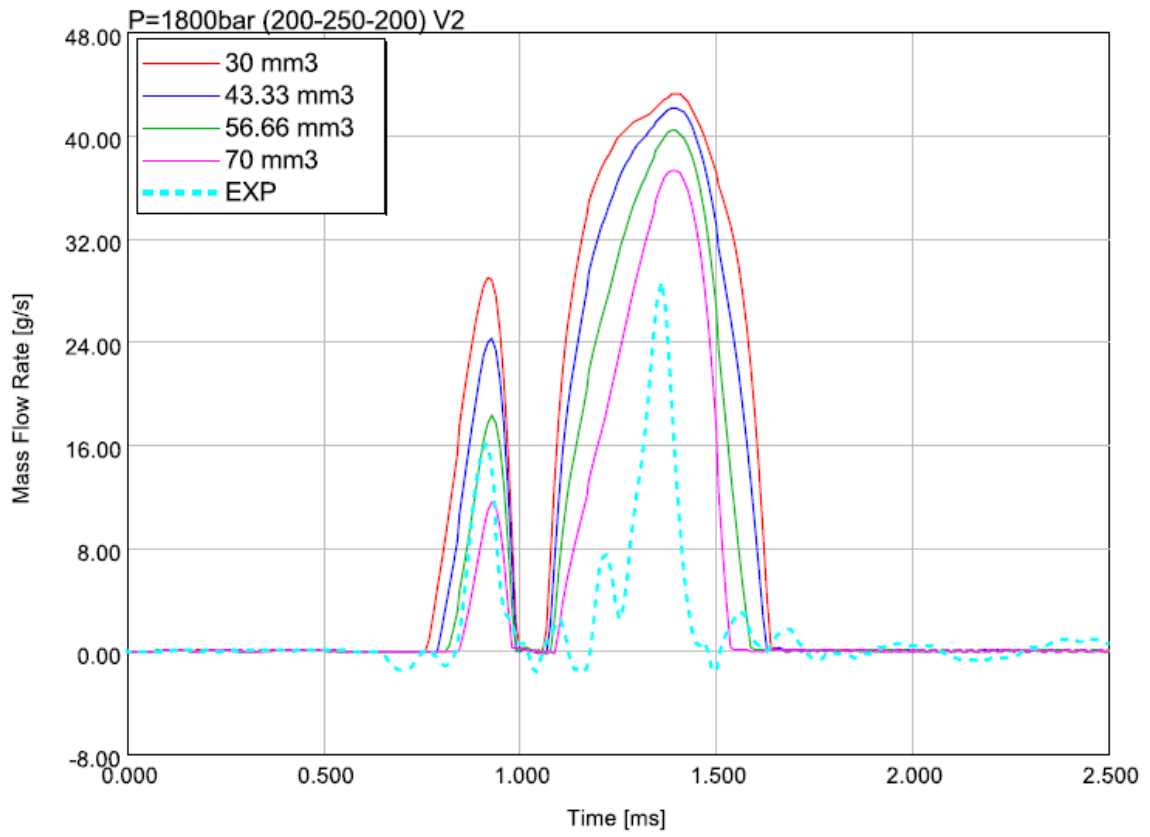


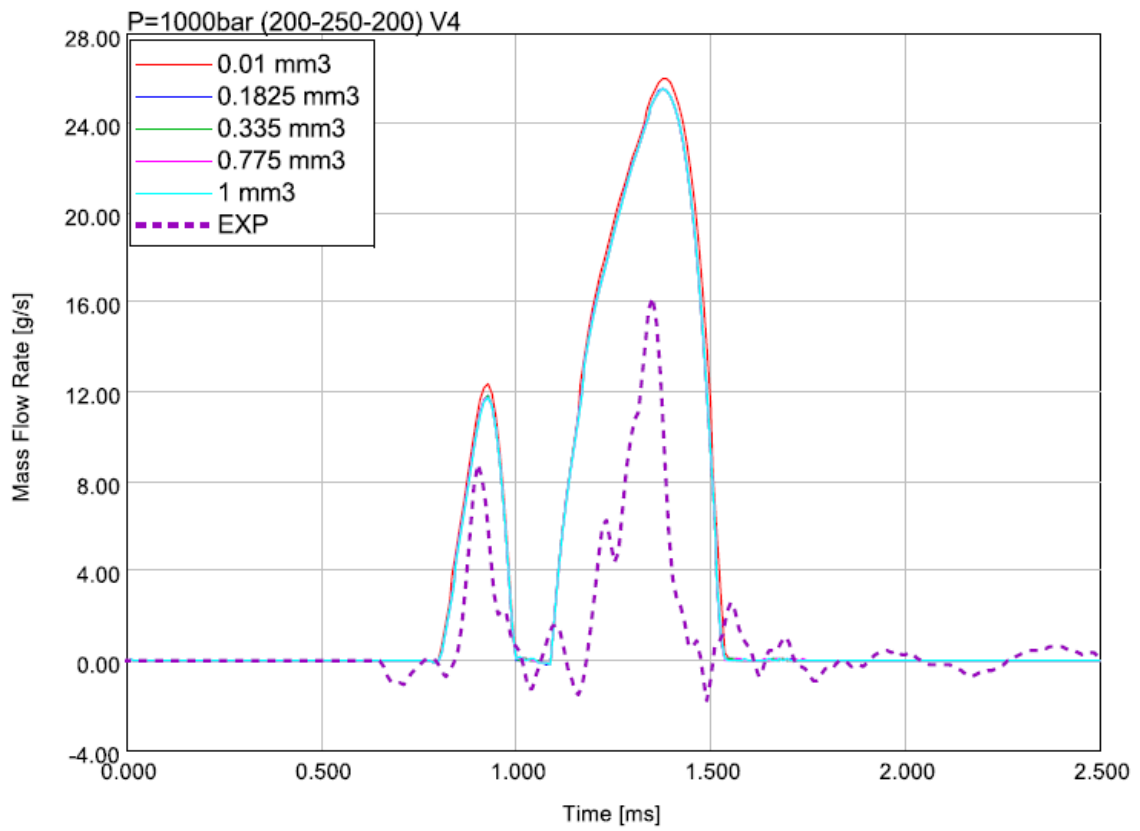
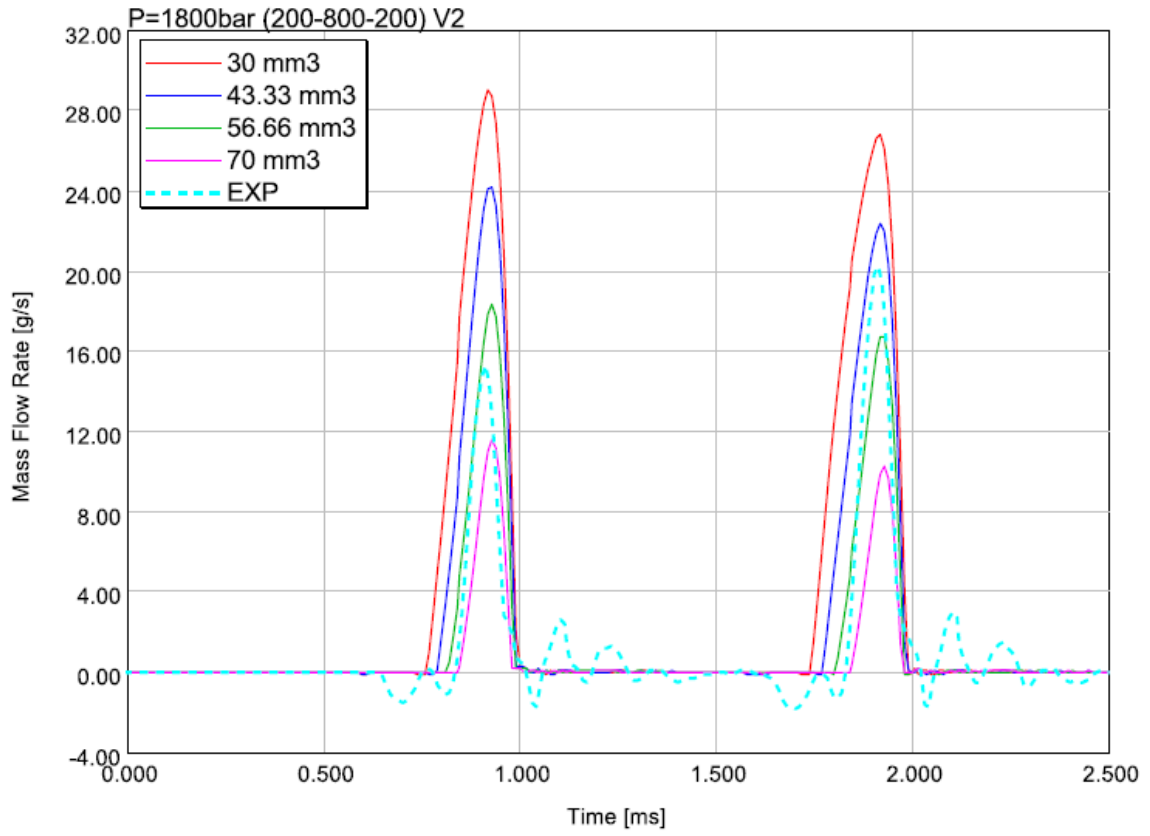


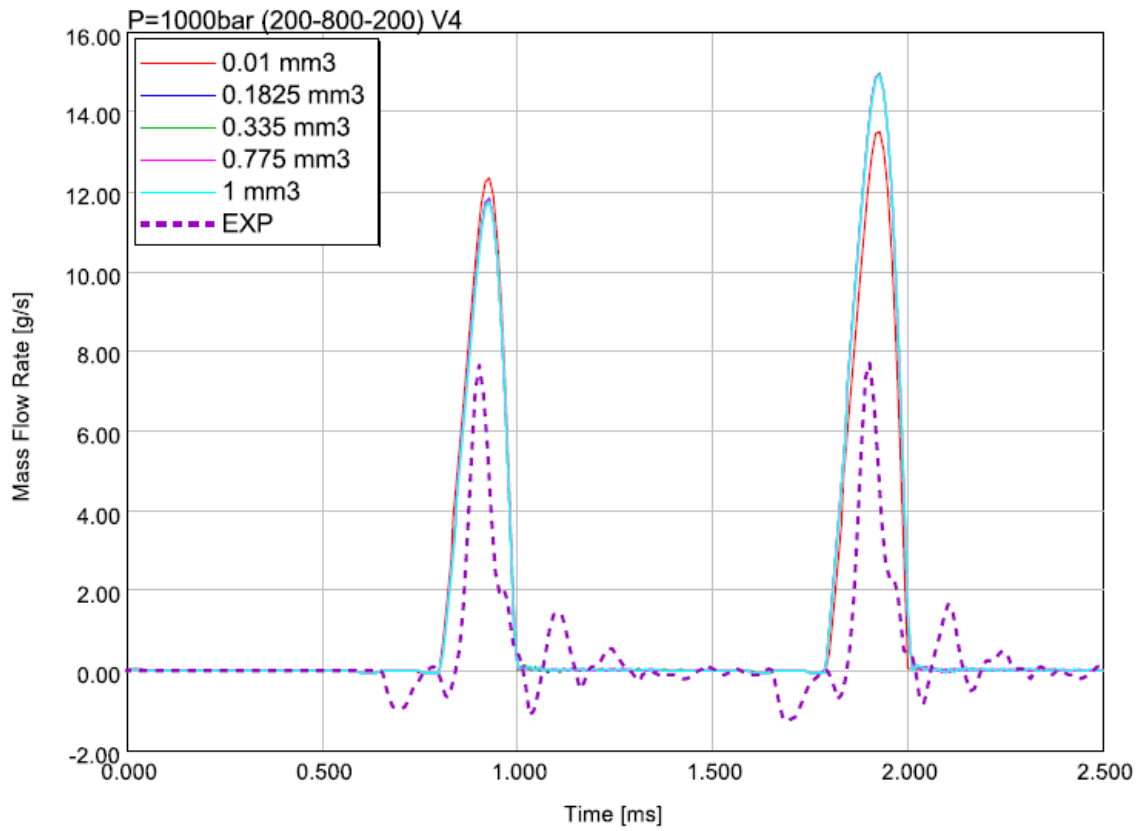
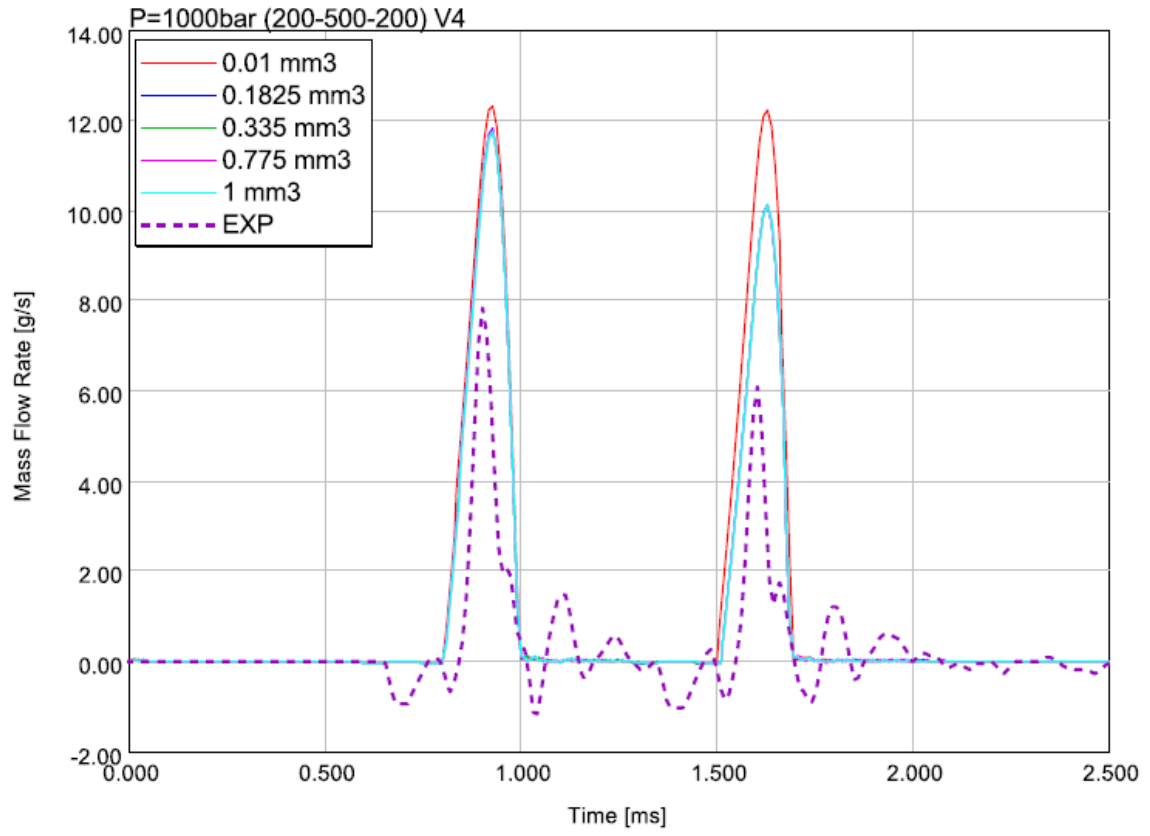


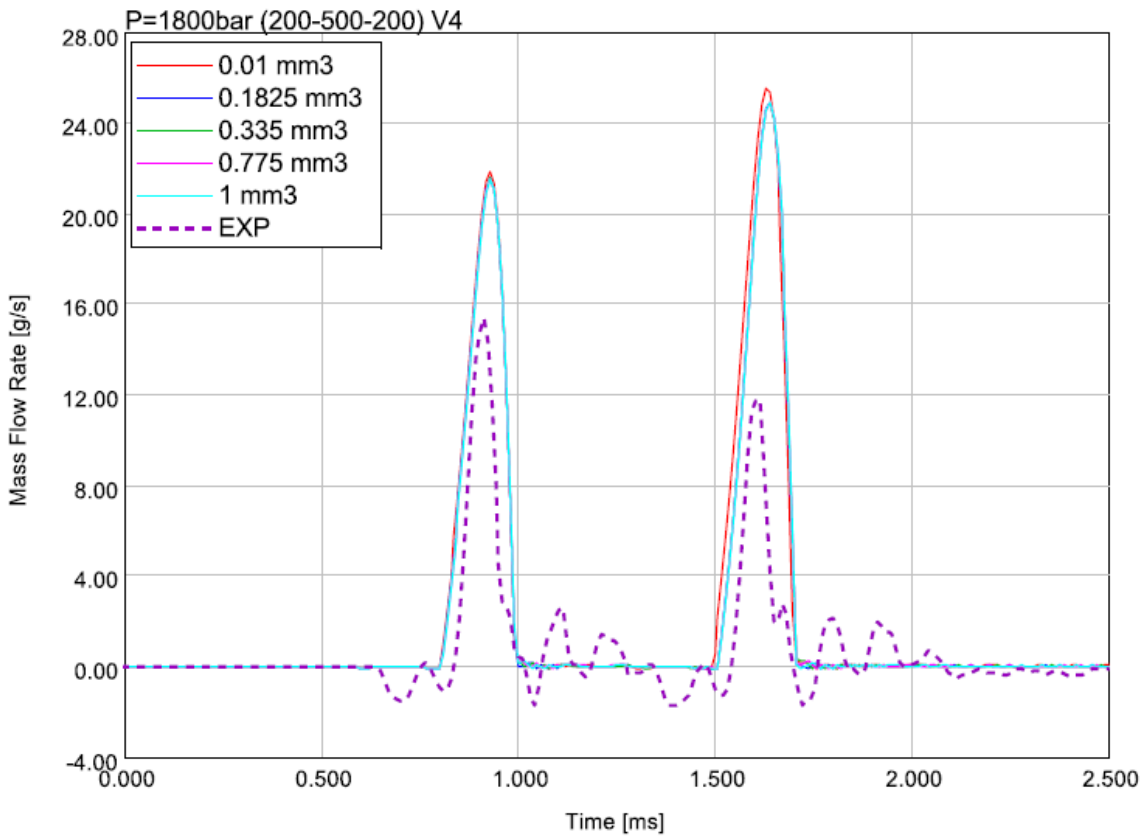
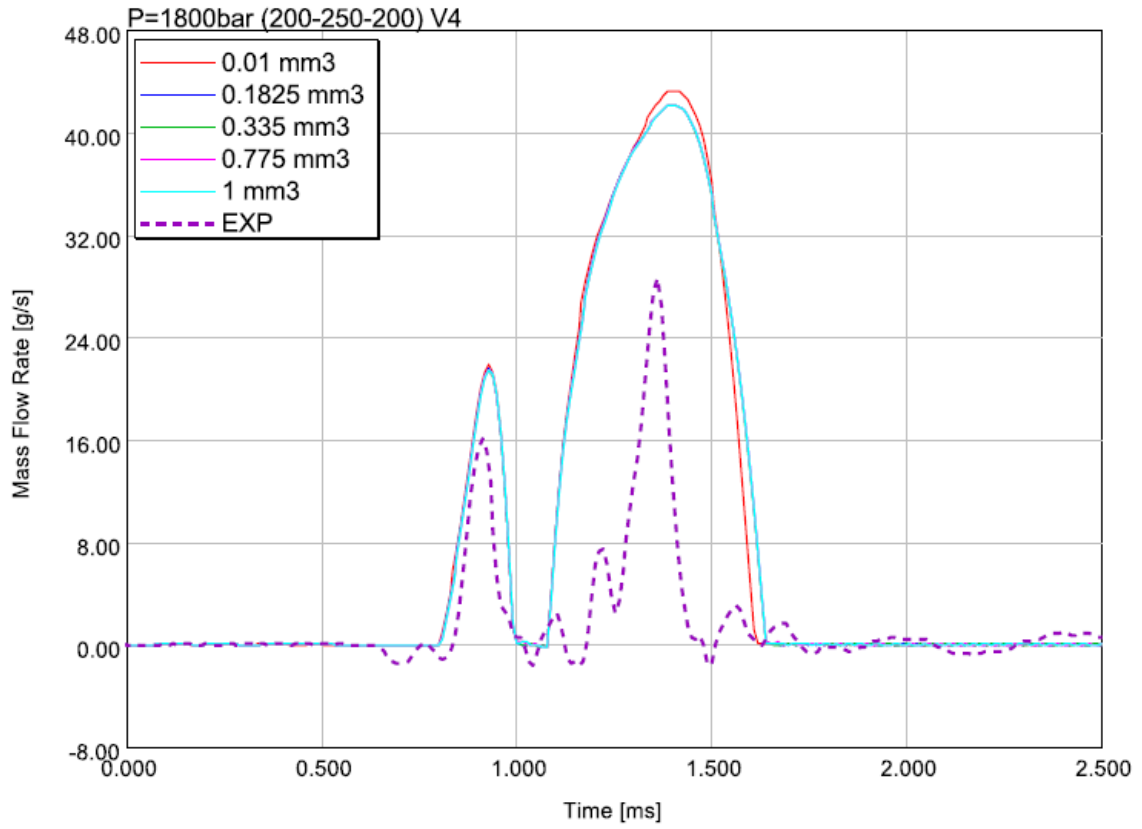


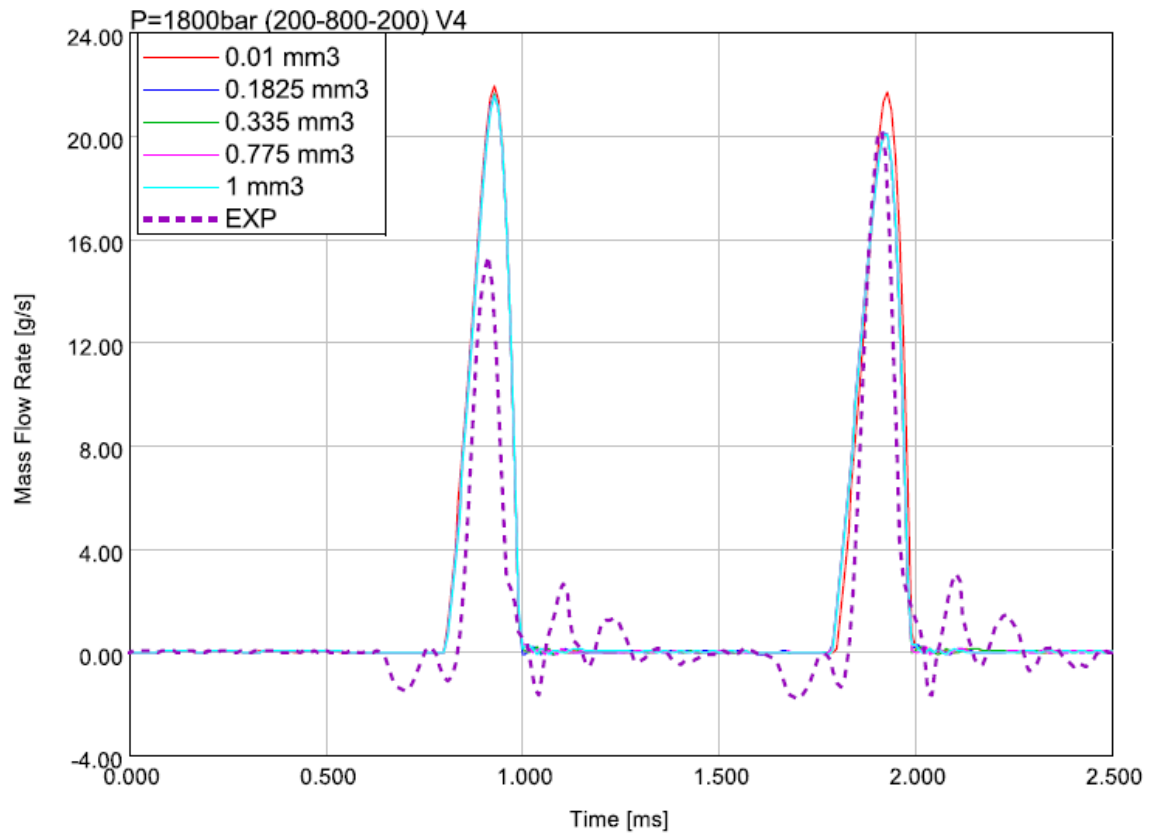












Anexo D:

Resultados de

inyección doble

