RESUMEN

Un vehículo finalizado, a fin de poder salir al mercado, ha de pasar unas auditorías internas, lo que también se puede llamar control de calidad. En estas auditorías se controlan múltiples funciones del vehículo, seguridad, confort buen funcionamiento. Dentro de los aspectos de confort, se encuentra el cierre de puertas. SEAT establece que el parámetro para evaluar el confort del cierre de una puerta, es la energía que se le debe otorgar a esa puerta a fin de realizar un cierre correcto.

En el cierre de puertas, se producen fenómenos de compresión de aire introducido durante el cierre, que junto con la resistencia mecánica de los componentes, ralentizan la puerta y por consiguiente aumentan la energía necesaria, para el correcto cierre. De todos los fenómenos anteriores el que más interesa para el estudio presente es la compresión del aire. Cuanto mayor sea el pico de presión al cierre mayor será la energía. Sin embargo una correcta evacuación del aire introducido, reduciría estas sobre presiones y proporcionaría un cierre menos duro.

El proyecto tiene como objetivo establecer un modelo estadístico-matemático a través de la experimentación, que permita realizar predicciones de respuesta futuras en lo que concierne la energía mínima de cierre. En un principio se buscan correlaciones entre este parámetro de confort y los parámetros dimensionales del vehículo. Si esto se logra con éxito permitirá establecer unas directrices, con la ayuda de las cuales, se podrá en etapas más tempranas de desarrollo de vehículo, diseñar con un mayor grado de fiabilidad.

Para alcanzar los objetivos el proyecto se dividirá en varias partes. En una primera parte, se procede al diseño y construcción de un útil de cierre de puerta externo, que permita a su vez calcular la energía aplicada con el fin de relacionarla con otros parámetros, y realizar un menor número de cierres en las experimentaciones, en contraposición con los que serian necesarios si se realizasen a mano.

En una segunda parte, la más extensa del proyecto, se procederá a la experimentación. Esta se basará principalmente en el estudio del cierre de puertas, con la ayuda del útil construido en la primera parte del proyecto, para diferentes configuraciones de vehículo, intentando así relacionar las diferentes variables, que podrían intervenir en el proceso de cierre.

Por último, pero no menos importante, cabe mencionar que el proyecto se desarrollará en el cuadro de un convenio de cooperación educativa, con el Centro Técnico de SEAT.

SUMARIO

Resumen 1
Sumario 3
INDICE DE FIGURAS: 5
Prefacio 12
Origen del proyecto 12
Motivación 12
1. Introducción 13
1.1. Objetivos del proyecto 13
1.2. Alcance del proyecto 13
2. Estado del arte 14
2.1 Estructura de puertas 14
2.1.1 Funciones 14
2.1.2 Tipos de puertas 15
2.1.3 Partes principales de una puerta 18
2.1.4 Despiece de una puerta (elementos principales de constitución) 20
3. Precedentes de las mediciones de energía en el cierre de puertas. 32
4. Filosofía de la experimentación 35
4.1. Método experimental y método de la medición. 35
4.2 Ciclo de la investigación científica. 36
5. Diseño y construcción útil externo medición energía cierre puerta 37
5.1. Justificación 37
5.2 Requerimientos previos para la construcción del útil. 39
5.3 Mediciones de energía 39
5.4. Diseño 41
5.4.1. Elemento actuador. 41
5.4.2 Circuito neumático 42
5.4.3. Soporte 44
5.4.4. Instrumentación útil. 46

5.5. Calibrado del útil. 48

5.5.1. Dinámica del ensayo 49

5.5.2. Adquisición de datos 52

5.5.3 Tratamiento de datos 54

5.5.4 Resultados 57

6. Caracterización del comportamiento de una puerta en el cierre dinámico de puertas. 61

6.1. Modelo matemático 62

6.2. Energía cinética. 64

6.2.1. Determinación teórica de la inercia de una puerta 65

6.2.2. Cálculo teórico de la energía cinética rotacional de una puerta. 71

6.3. Energía potencial (inclinación del eje de bisagras) 72

6.3.1. Medición del ángulo de inclinación real de las bisagras 73

6.3.2. Determinación del levantamiento de puertas (Catia V5) 76

6.3.3. Influencia de la inclinación en la energía de cierre (cálculo del término energía potencial) 77

6.4. Elementos de rozamiento. 78

6.4.1. Bisagras 78

6.4.2. Retenedor 81

6.5. Relación E = f(v) ensayos 88

6.5.1. Dinámica del ensayo 88

6.5.2. Tratamiento de datos 96

6.5.3. Resultados 98

6.6. Correlación teoría-ensayos 102

6.7. Gráficas de tolerancias 104

6.7.1. Determinación de las cotas de tolerancia 104

6.7.2. Cálculo de los términos límite 108

6.7.3. Resultados 108

7. Influencia de las juntas de estanqueidad. 110

7.1 Juntas vano puerta 110

7.1.1 Juntas de perfil variable 111

7.3 Cotas de estanqueidad 112

7.4 Ensayos comparativos 114
7.4.1 Dinámica del ensayo 114
7.4.2 Resultados 115
8. Influencia de la compresión del aire en el cierre dinámico de puertas 118
8.1. Ventilación del habitáculo. 118
8.1.1 Habitáculo – maletero: 119
8.1.2 Maletero salidas dinámicas 120
8.1.3 Salidas dinámicas exteriores 121
8.2. Presiones en el habitáculo 122
8.2.1 Dinámica del ensayo 122
8.2.2 Resultados 125
8.3. Caudales de aire en las salidas dinámicas de un vehículo 127
8.3.1 Diseño de los conductos 128
8.3.2 Dinámica del ensayo 129
8.3.3 Resultados 133
9. Impacto medioambiental 135
9.1 Proceso de fabricación 136
9.2 Uso diario 136
9.3 Fin de vida útil. 137
10. Presupuesto 139
10.1 Análisis de costes 139
10.2 Beneficios 142
11. Conclusiones 145
Agradecimientos 147
Bibliografía 148
Referencias bibliográficas. 148

INDICE DE FIGURAS:

Fig. 2. 1 Puerta convencional 15
Fig. 2. 2 Puerta convencional sin marco 16
Fig. 2. 3 Montaje convencional 17

Fig. 2. 4 Montaje con AGT 17
Fig. 2. 5 Montaje con DTM 18
Fig. 2. 6 Ejemplo de montaje DTM en el Ibiza 2008 18
Fig. 2. 7 Definición zona húmeda y zona seca 19
Fig. 2. 8 Estructura básica de una puerta 20
Fig. 2. 9 Armazón puerta posterior 21
Fig. 2. 10 Conjunto refuerzo marco integral 22
Fig. 2. 11 Refuerzo externo Marco en Cintura 22
Fig. 2. 12 Barra de protección lateral montada en armazón 23
Fig. 2. 13 Revestimiento externo de puerta 23
Fig. 2. 14 Modelo CAD 3D de bisagra de puerta 24
Fig. 2. 15 Cinemática de giro de puerta 25
Fig. 2. 16 Partes de una bisagra 25
Fig. 2. 17 Partes de una bisagra con retenedor incorporado 26
Fig. 2. 18 Vista tornillo retenedor y rodamientos con muelle de retención. 27
Fig. 2. 19 Refuerzos bisagra inferior y refuerzo bisagra superior 28
Fig. 2. 20 Retenedor de puerta 29
Fig. 2. 21 Despiece de un retenedor de puerta 29
Fig. 2. 22 Cinemática de retenedor de puerta 30
Fig. 2. 23 Definición del primer punto de retención 31
Fig. 3. 1 Energía cierre mínimo PAI SE 254 32
Fig. 3. 2 Energía cierre mínimo PAD SE 254 33
Fig. 3. 3 Energía cierre mínimo PAD SE 350 33
Fig. 4. 1 Diagrama ciclo de la investigación científica. 36
Fig. 5. 1 Montaje dinamómetro de muelle 37
Fig. 5. 2 trabajo elemental dW 40
Fig. 5. 3 Estimación de las curvas de esfuerzo y desplazamiento en el tiempo que serán obtenidas 41
Fig. 5. 4 Cilindro neumático FESTO doble efecto 41
Fig. 5. 5 Circuito neumático del útil de cierre de puertas 42
Fig. 5. 6 Grifo mano-reductor con manómetro incorporado 43
Fig. 5. 7 Válvula distribuidora FESTO 5/3 44
Fig. 5. 8 Útil de medición 45

Fig. 5. 9 Detalle regulación inclinación útil y escuadra de fijación y regulación a la altura del útil. 45
Fig. 5. 10 Transductor de presión 0-10 bar 46
Fig. 5. 11 Racores del transductor de presión en la admisión del cilindro 47
Fig. 5. 12 Célula de carga y sensor de desplazamiento montados sobre útil 48
Fig. 5. 13 Definición de los puntos de empuje en la carrocería del automóvil 49
Fig. 5. 14 Contacto útil-puerta 50
Fig. 5. 15 Regulación en proximidad sobre raíles con fijación por tornillos 50
Fig. 5. 16 Apertura de la puerta, a la izquierda en el primer punto de retención, a la derecha en una posición estable aproximada al cierre. 51
Fig. 5. 17 Amplificador de señal QuantumX MX840 52
Fig. 5. 18 Desplazamiento del vástago en el tiempo, definición del inicio del intervalo de muestra 53
Fig. 5. 19 Esfuerzo leído en la célula de carga, final del intervalo de muestra 54
Fig. 5. 20 Representación gráfica del esfuerzo leído en la célula de carga 55
Fig. 5. 21 Representación gráfica del desplazamiento del gráfico 55
Fig. 5. 22 Representación gráfica de la presión a la entrada del sistema 56
Fig. 5. 23 Esfuerzo de empuje y presión a la entrada del sistema en función del desplazamiento del vástago 56
Fig. 5. 24 Resultados obtenidos para la posición 1 del útil 57
Fig. 5. 25 Rectas de calibración según punto de apoyo del útil 58
Fig. 5. 26 Rectas de calibración para dos grados de apertura de puerta diferentes. 59
Fig. 6. 1 Ensayos sobre cierre dinámico de puertas. 61
Fig. 6. 2 Coordenadas coche 63
Fig. 6. 3 Cálculo del momento de inercia de las puertas anteriores de un Seat León. 66
Fig. 6. 4 Cálculo analítico del momento de inercia de las puertas posteriores de SEat León 66
Fig. 6. 5 Paleta Measure con el comando 'Measure Inertia' de CATIA V5 67
Fig. 6. 6 Resultados de una medida de peso de la PA del SE 254 antes del colocar la masa puntual. 68
Fig. 6. 7 Measure Inertia Customize 68
Fig. 6. 8 Momentos de inercia medidos en la PA y PP del Seat León en el entorno CATIA V5 69
Fig. 6. 9 Resultados de las mediciones de los momentos de Inercia PA y PP SE 370 69
Fig. 6. 10 Cálculo analítico de inercia de las puertas anteriores del SEAT León 70
Fig. 6. 11 Medida del momento de inercia de la PA del SE 254 en el entorno de CATIA V5 70
Fig. 6. 12 Resultados de las mediciones de los momentos de Inercia PA SE 254 70

Fig. 6. 13 Comparación resultados del cálculo de los momentos de inercia 70
Fig. 6. 14 Coeficiente K transformación de velocidad en energía cinética 72
Fig. 6. 15 Velocidad alcanzada durante la caída de puertas. 73
Fig. 6. 16 Coordenadas reales CIR de las bisagras del SE 254 74
Fig. 6. 17 Inclinación real ejes de bisagras del SE 254 74
Fig. 6. 18 A la izquierda eje en plano XoZ a la derecha en eje en plano YoZ 75
Fig. 6. 19 Determinación del levantamiento de puertas 76
Fig. 6. 20 Energía potencial de las puertas para una apertura total. 77
Fig. 6. 21 Energía potencial de las puertas para una apertura de 27 grados 77
Fig. 6. 22 Definición proyecto de las bisagras de un SE 254 78
Fig. 6. 23 Bisagra PAI SE 254 montada en posición coche sobre un pedestal 79
Fig. 6. 24 Aplicación del esfuerzo de giro de bisagras 79
Fig. 6. 25 Resultados de los Esfuerzos obtenidos para el giro de bisagras según puerta. 80
Fig. 6. 26 Resultados de los cálculos del Momento resistente sobre el eje de bisagras 81
Fig. 6. 27 Resultado final de los ensayos sobre bisagras 81
Fig. 6. 28 Vista de un retenedor de puertas de un SE 254 con corte en sección 81
Fig. 6. 29 Definición par de giro del eje del retenedor de puerta 82
Fig. 6. 30 Geometría retenedor y cálculo de esfuerzos 83
Fig. 6. 31 Evolución de los parámetros geométricos según las posiciones de apertura 84
Fig. 6. 32 Útil con retenedor instalado 85
Fig. 6. 33 Disposiciones para los ensayos de tracción y de compresión 86
Fig. 6. 34 Lectura de la máquina universal de ensayos mecánicos, a la izquierda en tracción a la derecha en compresión 86
Fig. 6. 35 Resultados del ensayo en tracción. 87
Fig. 6. 36 Resultados de los ensayos de compresión del retenededor. 88
Fig. 6. 37 Contribución detallada de cada elemento de la puerta a la velocidad de cierre de la misma 89
Fig. 6. 38 Rebotes en el cierre de la PAI del SE 254 con escape libre de aire y una apertura de 15 grados 90
Fig. 6. 39 Esfuerzo de cierre de la PAI del SE 254 con escape libre de y apertura de puerta a 27 grados 91
Fig. 6. 40 Ayuda gráfica para la comprensión del fenómeno de rebote en las puertas 92
Fig. 6. 41 Sellado del respiradero del tablero 93
Fig. 6. 42 Elementos básicos de un maletero 93

Fig. 6. 43 Sellado de una de las salidas dinámicas de aire..... 94
Fig. 6. 44 Transductor de velocidad de puertas en su posición de medida 94
Fig. 6. 45 Colocación correcta del sensor magnético 95
Fig. 6. 46 Resultados de las medidas para un ensayo sobre la..... 96
Fig. 6. 47 Calculo de los coeficientes K y del error para K = 9.512 97
Fig. 6. 48 Ajuste de datos obtenidos mediante ensayo a curva teórica..... 97
Fig. 6. 49 Curva E = f(v) extrapolada. Para un ensayo sobre la PAI del SE 254..... 98
Fig. 6. 50 Ajuste de los datos a curva teórica Energía – Velocidad PAD SE 254 99
Fig. 6. 51 Relación final Energía - Velocidad PAD SE 254 (extrapolación) 99
Fig. 6. 52 Ajuste de los datos a curva teórica Energía - Velocidad PAI SE 254 100
Fig. 6. 53 Relación final Energía - Velocidad PAI SE 254 100
Fig. 6. 54 Resumen resultados ensayos sobre retenedor y bisagras..... 101
Fig. 6. 55 Relación final Energía-Velocidad PAD SE 254 101
Fig. 6. 56 Relación final Energía - velocidad PAI SE 254 102
Fig. 6. 57 Tabla resumen resultados ensayos accionamiento puertas..... 102
Fig. 6. 58 Contraposición de las curvas teórica y curva empírica para la PAD del SE 254..... 103
Fig. 6. 59 Contraposición de las curvas teórica y curva empírica para la PAI del SE 254 104
Fig. 6. 60 Tolerancia para el eje de bisagras..... 105
Fig. 6. 61 Cuadrilátero de tolerancia de eje de bisagras 105
Fig. 6. 62 Plano medio eje bisagra..... 106
Fig. 6. 63 Ejes límite en bisagra superior 106
Fig. 6. 64 Ejes límite 107
Fig. 6. 65 Expresiones límite teóricas de la relación E = f(v)..... 108
Fig. 6. 66 Curvas de comportamiento de puertas. 108
Fig. 7. 1 Estanqueidad básica en un automóvil 110
Fig. 7. 2 Perfil junta de serie del SE 254..... 111
Fig. 7. 3 Espesor según el tipo de tramo de la junta vano puerta..... 111
Fig. 7. 4 Sección transversal a la izquierda perfil nominal nuevo a la derecha perfil variable..... 112
Fig. 7. 5 Secciones de control de las cotas de estanqueidad..... 112
Fig. 7. 6 Masilla en sección de control después de cierre estático 113
Fig. 7. 7 Medida de la cota de estanqueidad..... 113
Fig. 7. 8 Cotas de estanqueidad..... 114

Fig. 7. 9 Disminución de la energía mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAI 115

Fig. 7. 10 Disminución de la energía mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAD 116

Fig. 7. 11 Disminución de la velocidad mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAI 116

Fig. 7. 12 Disminución de la velocidad mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAD 117

Fig. 7. 13 Tabla resumen resultados. 117

Fig. 8. 1 Entrada, recorrido y salida de aire en el habitáculo de un vehículo de pasajeros en movimiento. 118

Fig. 8. 2 Cota Asiento - Bandeja posterior SE 254 119

Fig. 8. 3 Cota bandeja posterior - revestimiento portón 119

Fig. 8. 4 Cota bandeja posterior - soportes de bandeja. 120

Fig. 8. 5 Respiraderos adicionales 120

Fig. 8. 6 Orificios que componen el área de paso del ladekante. 121

Fig. 8. 7 Salida dinámica de aire con superficie de escape de aire. 122

Fig. 8. 8 Sonda reposa-cabezas asiento conductor 123

Fig. 8. 9 Sonda presión en bandeja posterior 123

Fig. 8. 10 Posicionamiento de sondas de presión en maletero y salida dinámica de aire izquierda. 124

Fig. 8. 11 Evolución de la presión durante un cierre de 4 Nm 125

Fig. 8. 12 Incrementos de presión en los diferentes puntos del habitáculo según distribución de los elementos del interior 126

Fig. 8. 13 Solución anterior para soporte de los anemómetros 127

Fig. 8. 14 Conducto izquierdo salida dinámica de aire 128

Fig. 8. 15 Anemómetro y parte trasera del SE 254 sin parachoques ya instrumentado. 129

Fig. 8. 16 Salidas dinámicas a la izquierda y con toberas antiguas montadas a la derecha. 130

Fig. 8. 17 Influencia de los conductos sobre el incremento de presión en el interior del habitáculo durante el cierre 130

Fig. 8. 18 Incrementos de presión provocados por la tobera y los conductos. 131

Fig. 8. 19 Comparación entre posiciones de los anemómetros. 132

Fig. 8. 20 Posiciones selladas con cinta americana. 132

Fig. 8. 21 Presiones en el habitáculo y velocidades en las salidas dinámicas en configuración estándar del vehículo 133

Fig. 8. 22 Resultados más significativos de las mediciones de velocidad 133

Fig. 8. 23 Cantidad de aire evacuado en un cierre 134
Fig. 9. 1 Tabla resumen emisiones de CO2 a la atmósfera. 137
Fig. 9. 2 Código de reciclaje del aluminio 137
Fig. 10. 1 Tabla del coste del útil de medición de energía cierre de puertas 140
Fig. 10. 2 Coste elementos de instrumentación. 141
Fig. 10. 3 Coste de los vehículos utilizados en el estudio 142
Fig. 10. 4 Coste de las horas invertidas en el proyecto 142

PREFACIO

ORIGEN DEL PROYECTO

Este proyecto tiene su origen en un PFC anterior cuyo objetivo era el estudio de la evacuación del aire en un vehículo durante el cierre de puertas. Este estudio resulto interesante a la hora de exponer la influencia de la compresión del aire en el habitáculo con el correcto cierre de las puertas.

Este estudio llego a relacionar la velocidad tangencial de la puerta en el cierre, con parámetros dimensionales del vehículo tales como la masa de la puerta, el volumen interior del habitáculo y el área de paso para la evacuación del aire.

MOTIVACIÓN

Sin embargo el proyecto precedente, no llego a relacionar ninguna de estas magnitudes con la energía mínima de cierre. Ya que este es el parámetro utilizado en las auditorias de SEAT para comprobar el confort de cierre, en el presente proyecto se pretende dar un paso más, y llegar a relacionar esta magnitud con otros parámetros del vehículo, principalmente la velocidad tangencial de la puerta en el cierre, con el fin de que sea posible predecir el confort de cierre, y también proporcionar una directriz a tener presente en el diseño y dimensionado de algunos elementos del vehículo.

Hablamos principalmente de relacionarlo con la velocidad de cierre, ya que esta es una magnitud mesurable de una manera rápida, sencilla y eficaz. Con lo que si se consiguen establecer las relaciones, antes mencionadas una lectura rápida, sería suficiente para conocer la energía necesaria, a aplicar para un correcto cierre.

Hablando personalmente, el campo de la mecánica en general me gusta y creo que es donde podré desarrollar mi potencial en un futuro, por lo que haber desarrollado este proyecto resulta, para mi muy enriquecedor a la par que satisfactorio.

En particular el mundo de la automoción siempre me ha fascinado y atraído.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. OBJETIVOS DEL PROYECTO

El objetivo principal de este proyecto, es conseguir establecer un modelo matemático fiable que permita transformar mediante el cálculo, la velocidad tangencial mínima de cierre de una puerta, en energía mecánica que debe ser otorgada a esa misma puerta para realizar el cierre. Haciendo entrar en juego parámetros dimensionales del vehículo. Este modelo ha de ser fiable y válido para toda la gama de vehículos de SEAT S.A. y debe permitir mediante el cálculo realizar previsiones de la energía necesaria para el cierre de una puerta, previamente a la construcción del prototipo y prescindiendo de la experimentación.

1.2. ALCANCE DEL PROYECTO

Se han llegado a establecer el procedimiento necesario para caracterizar el comportamiento de una puerta durante el cierre, relacionando energía y velocidad tangencial para las puertas del modelo SE 254 (Ibiza Sport Coupé 3p), así mismo se ha establecido el modelo matemático teórico que permite predecir este comportamiento a través de datos teóricos, establecidos durante la fase de concepción del modelo. Esto constituyo el núcleo principal del presente estudio.

Con los ensayos necesarios, este modelo puede ser extrapolado para los diferentes modelos de la gama SEAT.

En lo que concierne, la compresión de aire en el interior del habitáculo y las juntas de estanqueidad, se ha llegado a un nivel básico de investigación, pudiendo ser estos parámetros, objeto de estudio de un proyecto posterior.

2. ESTADO DEL ARTE

El objetivo de este apartado es dar unas nociones básicas sobre los elementos concernientes a este estudio, las puertas.

Se define puerta como aquel elemento móvil de la carrocería que permite el acceso al volumen del vehículo destinado a los ocupantes. [1]

2.1 ESTRUCTURA DE PUERTAS

2.1.1 FUNCIONES

La función principal de una puerta es facilitar un paso confortable al interior del vehículo, en un segundo plano junto con el resto de la carrocería cumplen también con la función de resguardar a los ocupantes del vehículo de elementos externos, como pueden ser el ruido, agentes climáticos, accidentes o incluso robos.

Como el resto de elementos constituyentes de un vehículo, las puertas deben cumplir unas ciertas normas de ergonomía y confort de cierre. Por ejemplo debe de permitir un accionamiento fácil y cómodo para el usuario al mismo tiempo que los esfuerzos necesarios para su apertura y cierre sean moderados, es decir, ni muy elevados, ya que serían incomodas y pesadas a la apertura, ni muy bajos, ya que darían una sensación de debilidad y baja calidad al usuario.

La puerta debe disponer de posiciones intermedias estables entre su estado de cierre y su apertura máxima, para que en caso de que una apertura completa no sea posible el usuario pueda entrar y salir del vehículo cómodamente sin la necesidad de retener el mismo a puerta. Estos puntos de retención, deben de ser posiciones estables en todo momento, tanto en pendiente como en plano, pero al mismo tiempo el esfuerzo a realizar por el usuario para superar estos puntos de enclavamiento, no debe ser muy elevado.

Una parte importante dentro del confort de cierre de puertas es la acústica, el sonido debe de ser agradable, e incluso en orden de marcha ninguno de los componentes de la puerta debe emitir sonidos desagradables que repercutirían en una percepción negativa de la calidad del producto por parte del cliente final. Así mismo, también deben de ser capaces de atenuar al máximo los ruidos provenientes del entorno exterior, especialmente cuando se circula a alta velocidad.

2.1.2 TIPOS DE PUERTAS

Las puertas pueden ser clasificadas según dos criterios diferenciados, según su construcción exterior y según su construcción interior. A continuación se realizará una descripción breve de los tipos de puertas más interesantes para este proyecto.

Según su construcción exterior:

- Puertas convencionales: Son aquellas cuya apertura se realiza por bisagras ubicadas en la parte anterior del armazón de la puerta y cuyo marco se realiza en estampación de chapa, formando una sola pieza con el armazón de la puerta. Su estructura rígida, funcionalidad robusta y sus relaciones de coste y peso óptimas hacen de este concepto de puerta el más extendido de todos, la inmensa mayoría de turismos montan este tipo de puertas.

Fig. 2. 1 Puerta convencional

Se ha de mencionar que dentro de este concepto existen múltiples variantes como marco de chapa visible u oculta por la junta de ventana. O si el espejo exterior está montado en cintura de puerta o en triángulo. Si tiene o no embellecedor de marco de puerta o si lleva o no triángulo anterior.

- Puerta convencional con marco de montaje: Es una variante de puerta convencional, en la que el marco de ventana es un conjunto de montaje que incorpora las juntas de ventana, el cristal y el sistema alza cristales como elementos principales.

Tiene la ventaja con respeto a la puerta anteriormente expuesta, que el montaje de alza cristales, las juntas de ventana y el cristal se realizan simultáneamente, con el consiguiente ahorro de tiempo.

- Puerta convencional sin marco: Es una vez más una puerta convencional con la única diferencia de que no posee un marco de ventana. Este tipo de puertas suelen ir montadas en vehículos deportivos y descapotables, debido a una cuestión de estética y estilo deportivo, en los automóviles descapotables, este tipo de puerta es imprescindible para conseguir una correcta estética sin techo. Dentro de las ventajas que presenta se encuentra su estilo deportivo y su menor peso, y dentro de los inconvenientes su mayor coste debido al sistema de alza cristales necesario para este tipo de puerta. (más robusto y costoso)

Fig. 2. 2 Puerta convencional sin marco

-Puerta corredera: Su principal diferencia con las puertas convencionales es que su apertura no se realiza por bisagras, si no en un carril guía por el que se desplaza un sistema de ruedas. Otra gran diferencia con respecto a las puertas convencionales es la situación de la manecilla y de la cerradura, que en este caso se sitúan en la parte anterior de la puerta y no en la parte posterior. Su principal ventaja es un mayor confort de acceso al vehículo que en el resto de puertas, sin embargo su accionamiento requiere un mayor esfuerzo. También es remarcable que la instalación de este tipo de puertas implica un coste más elevado que las puertas convencionales, debido a la mayor complejidad de la cerradura.

Según su construcción interior:

- Puerta de montaje convencional: El montaje se realiza pieza a pieza, no se emplean suministros en grandes subconjuntos, compuestos por varios grupos de piezas principales, si no que los conjuntos principales se montan por separado, es decir, cerradura, conjunto alza cristales, motor elevalunas, centralitas, altavoces, cableados eléctricos y revestimientos internos. La principal ventaja es su robustez y estanqueidad, su principal inconvenientes el tiempo de montaje, que es superior al de los otros tipos y por lo tanto más costoso.

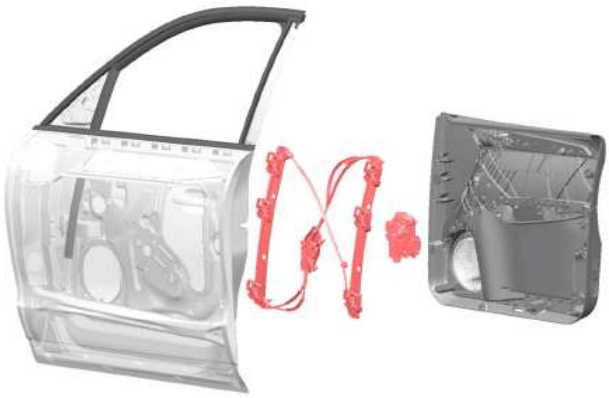


Fig. 2. 3 Montaje convencional

- Puerta de montaje por subconjuntos de mecanismos o AGT: En este tipo de puerta, el montaje de alza cristales, cerradura, cableado eléctrico, altavoz, motor de elevalunas y centralita, se realiza todo en un subconjunto denominado AGT. Estos elementos vienen montados todos en una placa metálica o plática que se fija después mediante tornillos al contorno de puerta. Ventajas, montaje rápido y mismo nivel de estanqueidad que el diseño anterior, sin embargo su robustez es intermedia y no es un concepto tan versátil como el montaje convencional.

Fig. 2. 4 Montaje con AGT

- Puerta de montaje por subconjuntos de mecanismos y revestimiento internos o DTM: Este concepto es similar al montaje por AGT, solo que en este concepto los elementos principales de puerta van montados sobre el propio revestimiento interno de puerta, formando el módulo panel de Puerta. Su mayor ventaja es que de los tres conceptos presentados este es el de montaje más rápido, sin embargo la modularidad del montaje hace que la estanqueidad del resultado final, sea más crítica, ya que en este caso es el propio revestimiento interno el que hace de barrera para

los agentes externos (ruido). Por otro lado también cabe mencionar que existen más restricciones al diseño que en los dos casos anteriores.

Fig. 2. 5 Montaje con DTM

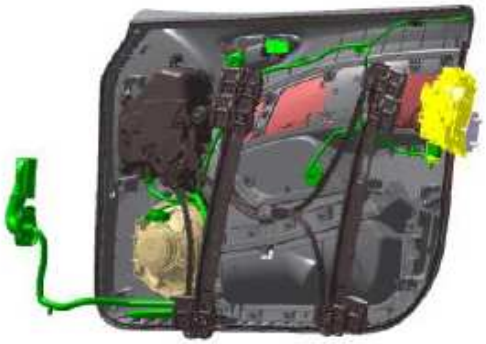


Fig. 2. 6 Ejemplo de montaje DTM en el Ibiza 2008

2.1.3 PARTES PRINCIPALES DE UNA PUERTA

A continuación se presentaran las diferentes zonas de una puerta, los términos utilizados son más argot automovilístico, que vocabulario técnico, pero sin embargo son palabras de uso común.

Zonas húmeda y seca

Ha de tenerse en cuenta que la puerta no es 100% estanca. Hay una determinada zona en el hueco interior de la puerta en la que los agentes climáticos, como el polvo o el agua, penetran de manera parcial. No es que se permita un libre acceso a este tipo de agentes en esta zona, sin embargo, debido a las características constructivas de la puerta, como la existencia de cristales descendentes, cerraduras, etc., se hace necesario definir una zona controlada en la que

elementos externos puedan entrar en el interior de la puerta, sin que por ello se ponga en peligro el funcionamiento de todos los componentes del conjunto.

Se define como zona húmeda de puerta, aquella zona en el hueco interior de la puerta en la que agentes climáticos pueden entrar de manera parcial.

En oposición, la zona seca de puerta, es aquella zona 100% estanca a los agentes climáticos. Debe de ser así ya que una entrada de este tipo de agentes, a esta zona, por pequeña que sea, puede poner en riesgo la funcionalidad de los componentes que en ella se encuentran, o bien, puede suponer un detrimento en el confort de los ocupantes del vehículo.

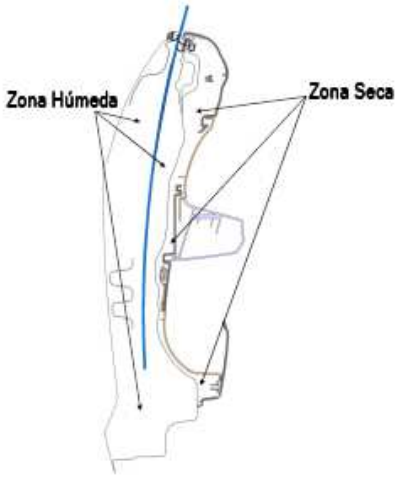


Fig. 2. 7 Definición zona húmeda y zona seca

Marco, cintura, triángulo y talonera de puerta

El ***marco de puerta***, es la parte que rodea al cristal por las partes anterior, superior y posterior.

La ***cintura de puerta***, es la parte delimitante con el cristal por su parte inferior. Se extiende desde el extremo anterior hasta el posterior y unos 100mm por debajo del cristal.

El ***triángulo de puerta*** es la parte con forma triangular situada en la parte delantera de la puerta anterior o en la parte trasera de la puerta posterior. Dependiendo de la forma y diseño, como hemos visto en la descripción de los tipos de puerta, la puerta puede no tener triángulo.

La ***talonera de puerta*** corresponde a la zona que delimita la puerta por su parte inferior.

Montantes A, B y C, corbatas de puerta y franquicias.

Los ***montantes*** son los pilares de la estructura del vehículo. El montante A corresponde al pilar anterior, que separa el parabrisas y el paso de rueda delantero de las puertas anteriores. El montante B corresponde al pilar central que separa los huecos de acceso a plazas anteriores y posteriores. El montante C divide el hueco e acceso a las plazas traseras por su parte posterior del volumen destinado al maletero y el paso de rueda posterior. Análogamente, los montantes A y B en puertas anteriores corresponden respectivamente a las líneas verticales anterior y posterior. Del mismo modo para puertas posteriores los montantes B y C corresponden respectivamente las líneas verticales anterior y posterior.

Las ***corbatas de puerta*** son unos embellecedores del marco de puerta en su tramo vertical en los montantes B y C, tanto para puerta anterior como posterior. Existen variantes de puertas según el diseño que incorporan bien las tres corbatas, bien sólo las del montante B, bien sólo la de montante C, o bien que no incorporan ninguna de los tres.

Las ***franquicias de puerta*** son los espacios existentes entre la puerta y el entorno, bien sea el flanco del vehículo, bien otra puerta o bien el guardabarros. Las franquicias de puerta suelen tomar nombre según el componente con el que delimitan, así son llamadas: franquicia de montante A, montante B o entre puertas, montante C y talonera.

2.1.4 DESPIECE DE UNA PUERTA (ELEMENTOS PRINCIPALES DE CONSTITUCIÓN)

En este apartado nos centraremos principalmente en los elementos de chapa que forman parte del conjunto puertas. A continuación se presenta una imagen con el despiece de una puerta.

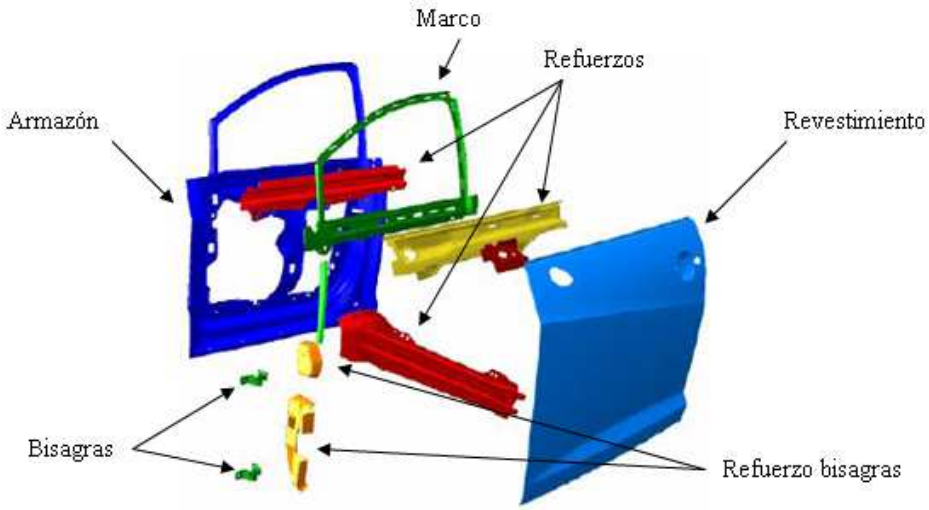


Fig. 2. 8 Estructura básica de una puerta

Mientras que se proporcionará una descripción breve de la mayoría de estos elementos, me gustaría presentar en mayor profundidad el conjunto de bisagras y retenedor, ya que estos elementos constituirán uno de los parámetros influyentes e importantes a tener en cuenta en el estudio realizado. Cabe mencionar también que las explicaciones dadas a continuación incumben a los componentes del conjunto puerta del diseño convencional, ya que es este el más utilizado. Empezaremos por el armazón.

Armazón

El ***armazón*** es la pieza más grande y más importante de todo el conjunto de puerta. Es la pieza que forma la estructura principal del conjunto y la que aporta la rigidez de base de la puerta. Está formado por una única pieza de estampación de chapa de acero de alta resistencia, incluyendo el marco de ventana, característico del diseño de puerta convencional. La geometría del armazón está adaptada de tal forma que la puerta pueda cumplir con todas sus especificaciones mecánicas, ergonómicas, estructurales, funcionales, de montaje, etc. Uno de los puntos cruciales de esta pieza es el espesor de la chapa, si es demasiado gruesa, cada mm de espesor añade peso innecesario a la puerta. Y si es demasiado fina puede no ser lo suficientemente rígida y conllevar problemas estructurales. La determinación de este espesor es uno de los aspectos más importantes, dentro del diseño del conjunto ya que determina de manera fundamental, el comportamiento final del mismo.

Fig. 2. 9 Armazón puerta posterior

Debido a la creciente necesidad de reducir el peso de puertas, para la reducción de consumos y de contaminación, hace que los espesores del armazón sean cada vez más ajustados y por lo tanto se presenta la necesidad de recurrir a otras soluciones para asegurar la rigidez final del conjunto.

A este propósito existen los diferentes ***refuerzos***

Refuerzos

- Refuerzo integral marco: Este es un conjunto compuesto por un refuerzo de marco integral en forma de anilla más un refuerzo de cintura por la parte interior de la puerta y un canal guía de chapa de cristal descendente en montante A. Estas piezas son soldadas entre sí normalmente por puntos y su fabricación se realiza como la del armazón por estampación de chapa de aceros de alta resistencia.

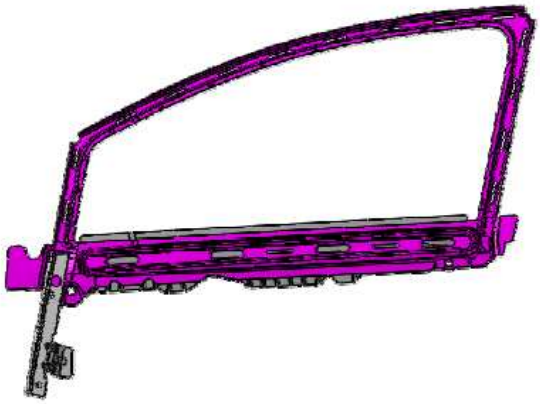


Fig. 2. 10 Conjunto refuerzo marco integral

- Refuerzo Externo en cintura: Es un conjunto formado por una o más piezas estampadas e aceros de alta resistencia. El conjunto incorpora el refuerzo espejo retrovisor y el refuerzo externo en cintura. En el caso de que el espejo se montase en triángulo y no en cintura, el refuerzo espejo retrovisor formaría parte del refuerzo integral marco y no del refuerzo externo en cintura.

Fig. 2. 11 Refuerzo externo Marco en Cintura

- Barra de protección lateral: El tipo de barra lateral más extendido en el mercado, consiste en una sola pieza de chapa estampa de de acero de alta resistencia. Aunque cabe mencionar que también existen barras construidas por extrusión de aluminio o acero. Estas últimas presenta la gran ventaja de una mayor rigidez pero son más costosas, ya que su montaje en el conjunto puerta es más complicado. A diferencia de los otros tipos de refuerzos anteriormente expuestos, cuya principal función es aportar rigidez al conjunto, las barras de protección lateral, cumplen

una segunda función de seguridad, absorber la energía de choque, resultante de un impacto lateral. Como resultado impide que el conjunto intrusione por completo en el habitáculo pasajeros.

Fig. 2. 12 Barra de protección lateral montada en armazón

Revestimiento externo

El revestimiento está formado por una única pieza estampada en chapa de acero de alta resistencia. En ella se encuentran todos los elementos de estilo del lateral del coche, la manecilla de apertura y, en caso de llevar espejo montado en cintura, el hueco para el espejo retrovisor.

Fig. 2. 13 Revestimiento externo de puerta.

La función del revestimiento externo es sobre todo estética. El acabado final de estampación debe ser muy bueno para obtener una calidad óptima en el pintado. No tiene grandes solicitaciones mecánicas, salvo en las zonas de cintura y de manecilla. Y por esta razón es la pieza con el espesor de chapa más bajo de todo el conjunto.

A continuación se expone una descripción sobre los dos elementos que consideramos claves para la obtención de un buen cierre, ya que todos los presentados con anterioridad, solo tendrían

influencia sobre la masa de la puerta, parámetro a tener en cuenta también en el estudio realizado pero fácilmente cuantificable, con respecto a los esfuerzos de rozamiento que pueden producirse en las bisagras, o el esfuerzo necesario a realizar para superar uno de los puntos de retención del retenedor de puerta. Por eso es necesario conocer su constitución mecánica y su funcionamiento.

Bisagras de puerta

Tanto las bisagras de puerta como el retenedor, jugarán un papel importante en el desarrollo del proyecto.

La función de las bisagras es facilitar la apertura de la puerta alrededor de su eje de giro. Las bisagras de puerta son piezas de un solo eje y poseen una elevada resistencia. Al contrario que las bisagras del resto de elementos móviles, las cargas mecánicas a las que están sometidas especialmente verticales, son muy elevadas, lo que limita en gran medida la diversidad de construcción de las mismas.

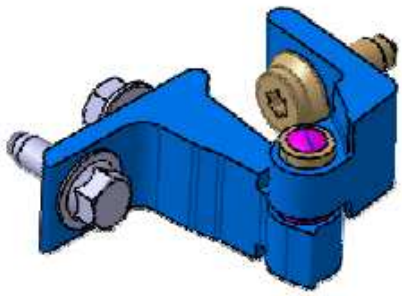


Fig. 2. 14 Modelo CAD 3D de bisagra de puerta

Las bisagras de puerta, al igual que en el resto de elementos móviles de la mayoría de vehículos, quedan ocultas en el interior del hueco que existe entre la puerta y el montante de carrocería. Hay pocas excepciones en este aspecto, como las puertas de carga en la zona posterior de vehículos industriales y algunos vehículos todo terreno.

Todas las bisagras de puerta convencional son de giro interior, es decir, el eje de giro se sitúa dentro del volumen ocupado por la puerta. Esto provoca que parte de la puerta se desplace hacia el interior del vehículo, lo que condiciona en gran medida el diseño de la puerta en la zona de bisagras. Esto se ve de forma más clara en la imagen inferior.

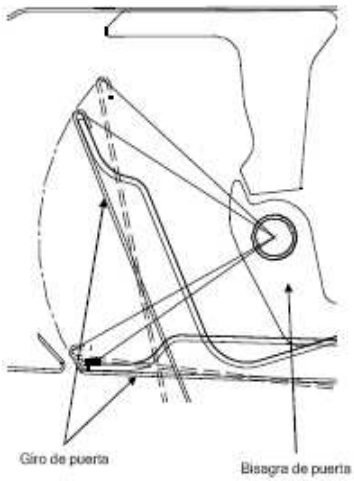
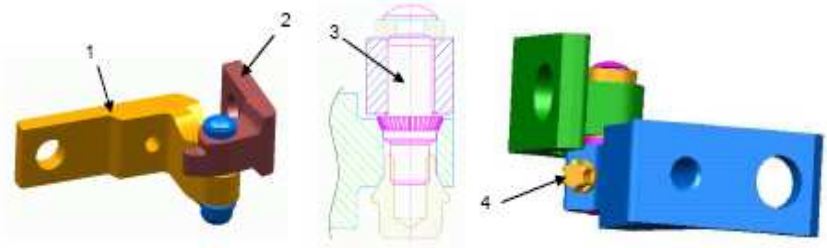


Fig. 2. 15 Cinemática de giro de puerta

Las bisagras de puertas están compuestas fundamentalmente por una mitad de bisagra fija a la puerta, otra mitad de bisagra fija al montante, un eje y un tornillo prisionero.

La bisagra de puerta debe de ser desmontable por el eje, de manera que la puerta se pueda separar de la carrocería fácilmente para ser ensamblada por separado. De este modo, una mitad de la bisagra permanece fijada a la carrocería la otra mitad a la puerta. La fijación de las dos mitades de la bisagra se realiza mediante un tornillo prisionero, que al liberarse, permite separarlas con un desplazamiento vertical de la puerta respecto a la carrocería. Una vez finalizado el proceso de montaje, las partes se vuelven a unir al montar de nuevo la puerta en el vehículo.



1. mitad fija a carrocería

2. mitad fija a puerta

Fig. 2. 16 Partes de una bisagra

En este tipo de concepto de bisagra, la bisagra inferior y superior de puerta es la misma. Igualmente la bisagra es la misma para puertas anteriores como posteriores.

Existen también otro tipo de bisagras, las cuales llevan un retenedor de puerta incorporado. Estas se utilizan solo en las bisagras inferiores de puertas. En este caso el retenedor de puerta está incorporado dentro del cuerpo de la propia bisagra. Esta bisagra, por tanto, tiene una doble

función, la de permitir la apertura de la puerta y la de mantener la puerta abierta en los puntos de retención definidos en el proyecto.

Esta bisagra, al igual que la anterior, está compuesta de una parte que va fijada a carrocería (1), otra parte que va fijada a la puerta (2 y 3) y un eje (4). Adicionalmente, está el muelle de retención (5), los rodamientos (6), por los que patina el muelle y que realizan la función de retención, y un distancial para mejorar el asentamiento de la bisagra en la puerta (7).

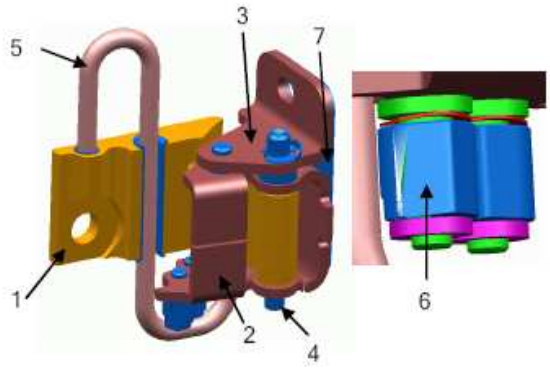


Fig. 2. 17 Partes de una bisagra con retenedor incorporado.

La parte de la bisagra fijada a la puerta está dividida en dos mitades para poder separar fácilmente la bisagra y así desmontar la puerta. Para ello debemos desmontar uno de los dos tornillos de fijación de la bisagra a puerta, más concretamente el inferior, y realizar un movimiento ascendente de la puerta respecto a la carrocería. Los conocimientos básicos sobre como desmontar la puerta, son importantes ya que como veremos más adelante, son necesarios para llevar a cabo alguno de los ensayos.

La función de retención se realiza gracias al muelle y los rodamientos. El muelle tiene como posiciones de reposo las zonas intermedias entre cada uno de los rodamientos. Al abrir la puerta, el muelle debe levantarse para pasar de una posición de retención a otra, ofreciendo una determinada resistencia al movimiento. De esta manera se obtienen las fuerzas de retención deseadas.

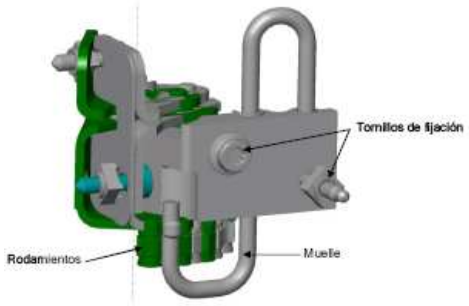


Fig. 2. 18 Vista tornillo retenedor y rodamientos con muelle de retención.

En este concepto, la bisagra superior de puerta es la misma que en el caso anterior y la bisagra inferior es la que lleva el retenedor incorporado, puede ser la misma para puertas anteriores que para puertas posteriores, aunque, dependiendo del vehículo, se prefiere montar una bisagra con menos puntos de retención en puertas posteriores, con lo que se obtiene un pequeño ahorro de costes.

Este sistema tiene como ventaja principal el que el diseño es muy compacto y no necesita de un sistema de retención de puerta independiente, de manera que se puede prescindir de un componente importante. Como desventaja fundamental está el coste del componente, que es muy elevado comparado con una bisagra sin retenedor y al contrario que en un sistema de retención independiente, el número de puntos de retención se afecta al coste.

Las bisagras al igual que el armazón y el revestimiento llevan unos refuerzos, llamados, ***conjuntos refuerzo bisagra Superior e Inferior***.

Los refuerzos de bisagras son piezas de menor tamaño, comparadas con las anteriores salvo el refuerzo espejo. Son piezas estampadas de chapa de acero de alta resistencia con espesores muy superiores al de las piezas grandes, en ocasiones hasta tres veces el espesor del armazón. Su geometría es muy variada y responde a una evolución del proyecto marcada por las soluciones encontradas para resolver los problemas planteados por los requerimientos del proyecto, tanto mecánicos como de estilo.

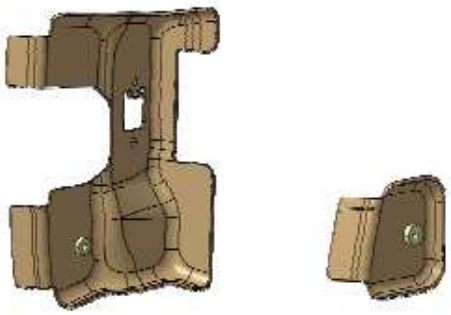


Fig. 2. 19 Refuerzos bisagra inferior y refuerzo bisagra superior

Los refuerzos de bisagra tienen como cometido el aumentar locamente la rigidez tanto transversal como longitudinal, del armazón en el entorno de las bisagras y el retenedor de puerta. Se hace necesario el aumentar de manera significativa la rigidez en estas zonas debido a que las cargas transmitidas por las bisagras y el retenedor sobre el armazón son muy elevadas, de manera que, si aumentáramos el espesor del mismo hasta que localmente se cumplieran los requisitos mecánicos, elevaríamos tanto el peso de la puerta que se haría inviable por funcionalidad y coste. De esta forma, colocando refuerzos pequeños y de espesores elevados, podemos aumentar la rigidez de manera localizada, en aquellas zonas que estén sometidas a cargas elevadas sin penalizar el peso de la puerta.

En la imagen anterior, el refuerzo inferior bisagra también actúa como refuerzo retenedor de puerta, formando una única pieza compacta y sólida. Otros fabricantes optan por realizar tres piezas pequeñas o un único esfuerzo para las tres. De la misma forma que con la barra, todo es válido siempre que se cumplan los objetivos de rigidez, peso y coste.

Retenedor de puerta

La función del retenedor de puerta, al igual que en el caso de bisagra con retenedor integrado, es el mantener la puerta abierta en los puntos de retención definidos en proyecto y así evitar que la puerta se cierre cuando se desea entrar o salir del vehículo. Generalmente son dos puntos intermedios y un punto de apertura total de puerta. El retenedor debe mantener la posición retención de puerta incluso en pendiente pronunciada. Además, también debe ayudar al cierre de la puerta.

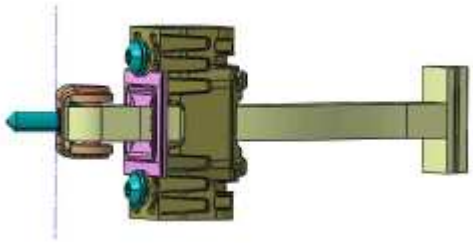


Fig. 2. 20 Retenedor de puerta

El retenedor no soporta cargas verticales, estas son absorbidas por las bisagras y la estructura de la puerta y de la carrocería. En cambio, el retenedor de puerta debe estar preparado para soportar las cargas de sobre apertura de la puerta, es decir, las cargas aplicadas en la dirección de apertura de puerta cuando esta ha llegado a su ángulo de apertura máxima. Estas cargas pueden ser debidas bien a un mal uso como un impulso excesivo al abrir la puerta del vehículo, o bien debidas a un golpe de viento sobre la puerta en la dirección de apertura.

El retenedor está compuesto por una carcasa (1) que va fijada al armazón de puerta por tornillos (9), un brazo (2), en el que se sitúan los puntos de retención (3), una fijación al montante (4), un eje (5), el mecanismo de retención compuesto por un patín (6) y un muelle de reacción (7), el tope final de carrera (8) y una junta anti polvo (10).

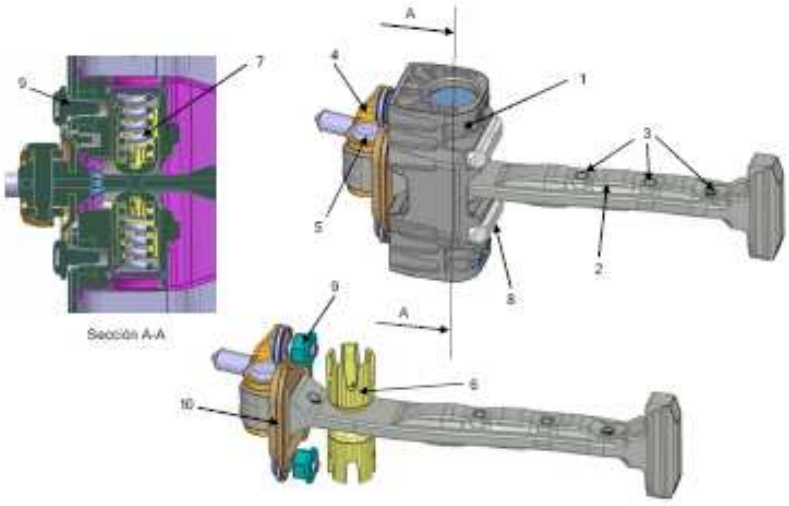


Fig. 2. 21 Despiece de un retenedor de puerta

El mecanismo de retención es simple, la función de retención tiene lugar al pasar el patín por los puntos de retención. El muelle del mecanismo debe comprimirse para permitir al patín superar las crestas existentes entre los puntos de retención, de esta forma se produce una fuerza de retención en la dirección de desplazamiento del brazo. Mediante el tarado del muelle y de la

geometría de las crestas el brazo se consigue ajustar la fuerza de retención hasta los valores prescritos por el proyecto.

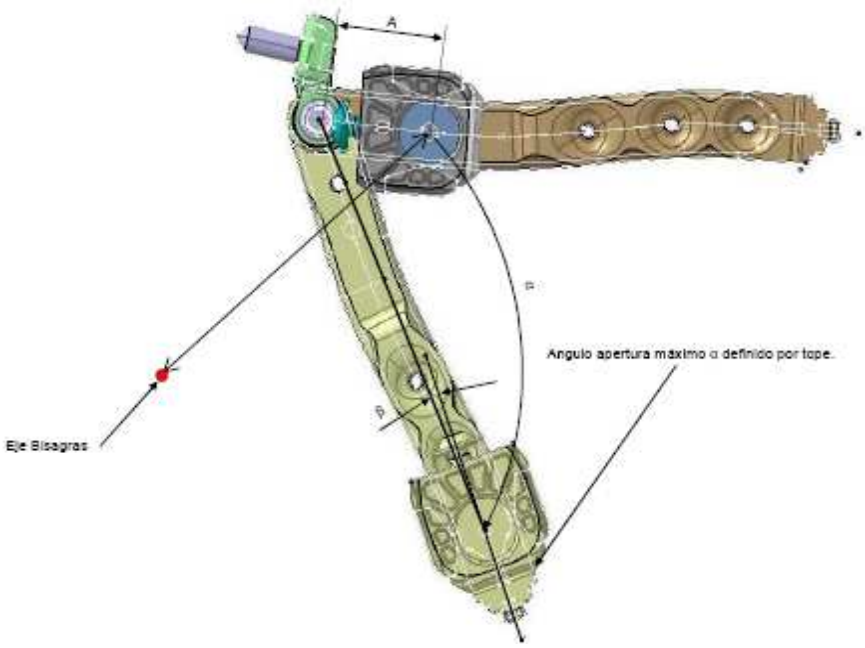


Fig. 2. 22 Cinemática de retenedor de puerta

El plano de desplazamiento del retenedor debe ser perpendicular al eje de bisagras para obtener una cinemática correcta, es decir, el eje de giro del retenedor debe ser paralelo al eje de bisagras. La geometría del brazo del retenedor se obtiene del barrido que realiza la carcasa del retenedor en su recorrido desde puerta cerrada hasta el ángulo de máxima apertura. La longitud del brazo queda definida por la posición de máxima apertura de la puerta prescrita en proyecto, en este punto el tope en forma de T del brazo debe hacer contacto con la carcasa del retenedor. Tope final debe definirse unos grados antes del tope de giro de las bisagras, tal y como hemos explicado anteriormente.

Las posiciones de los puntos de retención en el brazo del retenedor dependen de los ángulos de apertura de la puerta. Estos a su vez dependen de las dimensiones de la puerta y del ángulo máximo de apertura definido en el proyecto. Por lo general, se suele buscar el primer punto de retención a un ángulo que permita una entrada fácil al vehículo, tal y como se representa en la figura siguiente: cotas A y B. Esta cota es ergonómica, de tal forma que la puerta se abre suficientemente para acceder al vehículo, pero no en exceso para evitar, por ejemplo golpear a un vehículo adyacente en un aparcamiento en batería. El tercer punto coincide con el ángulo máximo de apertura de la puerta es un valor que depende de los estándares de ergonomía de cada

fabricante. Por último, el segundo punto de retención se ubica equidistante entre el primer punto y la apertura máxima.

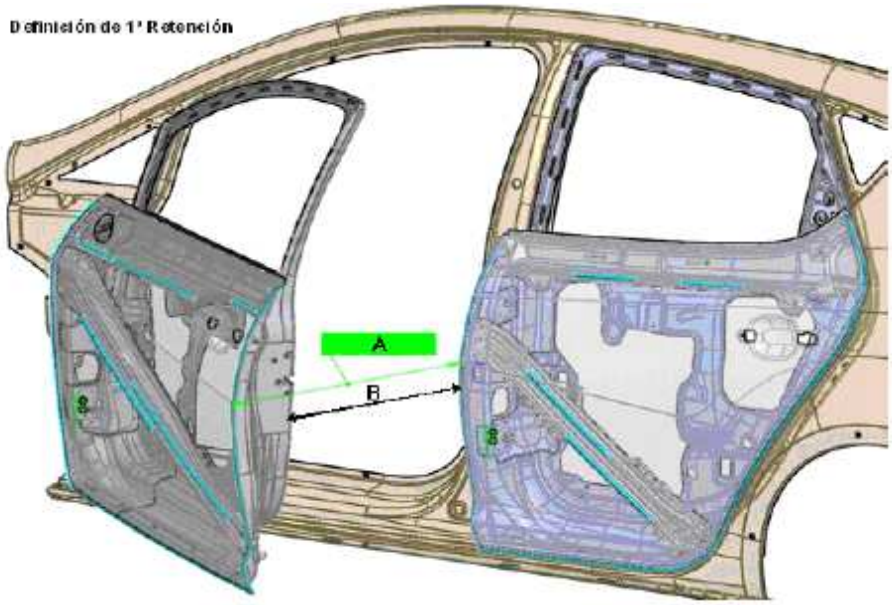


Fig. 2. 23 Definición del primer punto de retención

Este concepto es más ventajoso por coste que el concepto de bisagra con retenedor integrado, ya que a pesar de ser una pieza adicional, el coste final es favorable al concepto de retenedor independiente. Adicionalmente, el ajuste de puerta que se consigue es mejor, al ser este más sencillo que en el caso de bisagra con retenedor integrado. Por otro lado, el retenedor independiente permite un mayor abanico de conceptos, como por ejemplo el retenedor sin puntos de retención, que permite detener la puerta en cualquier posición hasta la apertura máxima, con lo que se consigue una mejora sustancial en el confort.

La principal desventaja es que el espacio necesario en el interior de la puerta es grande y, en ocasiones, dificulta la bajada del cristal.

3. PRECEDENTES DE LAS MEDICIONES DE ENERGÍA EN EL CIERRE DE PUERTAS.

El esfuerzo asociado al cierre de una puerta es recibido por el cliente final (usuario), como un factor de calidad del vehículo e incluso confort. El hecho de que la energía necesaria para un cierre correcto sea demasiado elevada, influyen negativamente en los factores antes mencionados.

El 3 % de los vehículos finales que salen de fábrica son sometidos a unas auditorias muy exhaustivas en las que se tienen en cuenta todo tipo de parámetros de calidad. Entre ellos se encuentra el ensayo de cierre mínimo en el cual miden la energía de cierre necesaria. Esta auditoría tiene lugar a diario sobre diferentes vehículos, pudiendo calificar así a lo largo de un cierto tiempo, un modelo en concreto. Para esto se fijan unos objetivos a cumplir. En las siguientes gráficas se puede ver el resultado de las auditorías de el modelo SE 254 (Ibiza 3p)

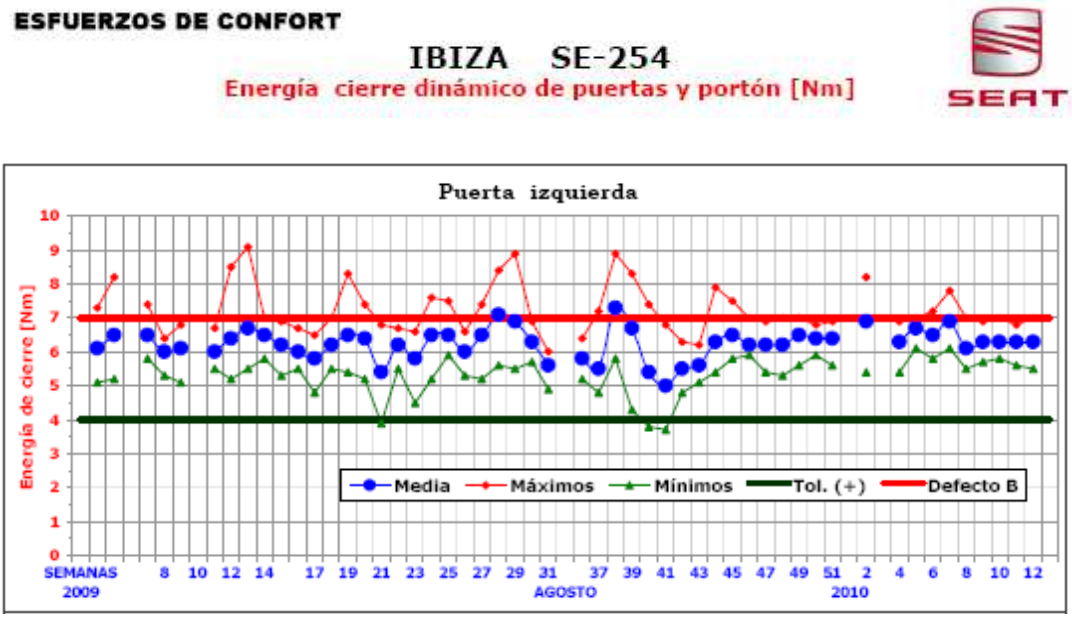


Fig. 3. 1 Energía cierre mínimo PAI SE 254

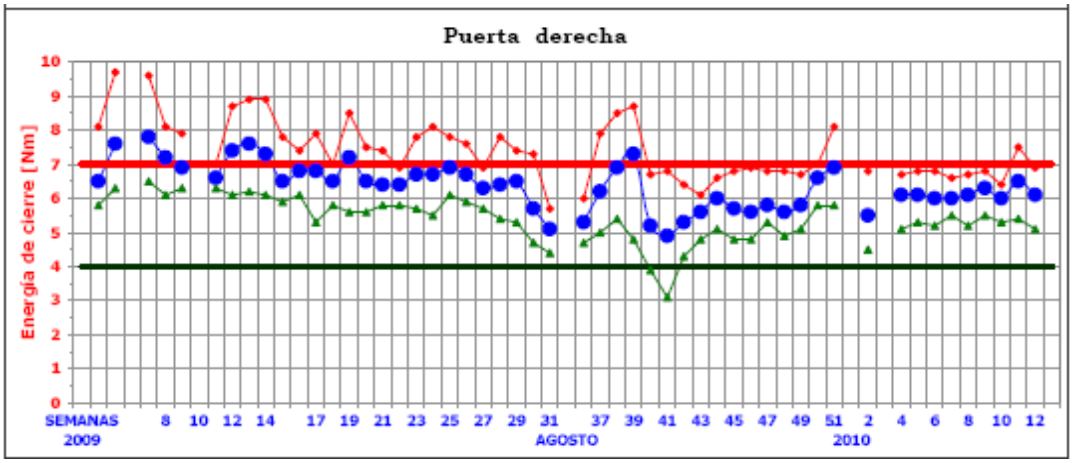


Fig. 3. 2 Energía cierre mínimo PAD SE 254

Como es evidente para poder calificar un modelo, la medición de un parámetro, en sí misma no es suficiente. Es decir existe una necesidad de comparación de este parámetro medido con lo que se considera un valor aceptable del mismo, una cota, en este caso máxima aunque no necesariamente siempre.

Estos valores objetivos, son determinados y fijados por el consorcio Volkswagen. En el caso que tratado aquí se pueden observar dos cotas, denominadas tolerancia máxima y defecto B. La tolerancia máxima marca el límite de energía, por debajo del cual se considera un cierre confortable y en consecuencia un buen cierre, este valor se establece en 4 Nm. Por otro lado se observa una cota aún mayor el defecto B, situado en 7 Nm, los cierres que se encuentran entre estos dos valores, son considerados como cierres poco confortables pero aceptables. Por último por encima de la cota defecto B el cierre es considerado no confortable y no aceptable.

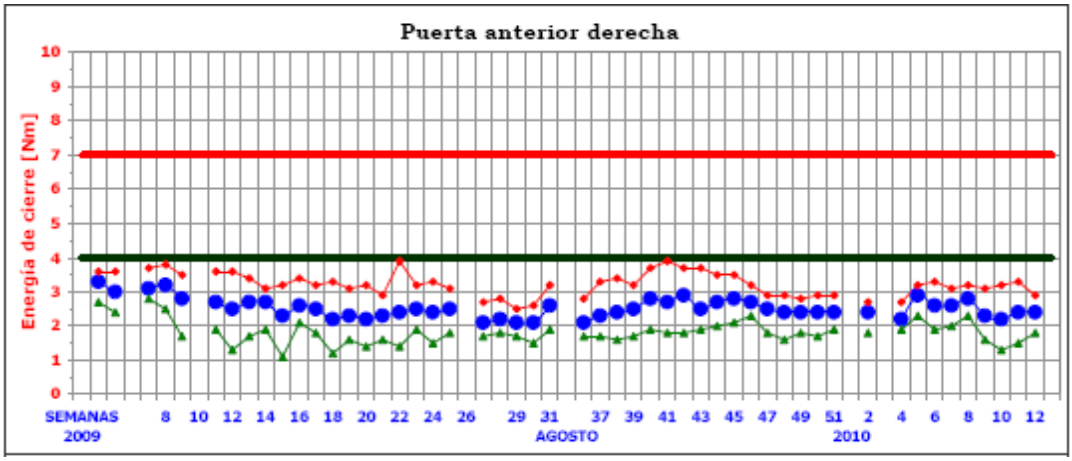


Fig. 3. 3 Energía cierre mínimo PAD SE 350

Como se puede observar en las Fig. 3. 1 y Fig. 3. 2 el modelo SE 254, no cumple con los valores establecidos. Este es uno de los principales motivos, para el estudio presente, encontrar una correlación fiable que permita prever y solucionar este tipo de problema, en etapas más tempranas del desarrollo del vehículo.

En la Fig. 3. 3 se presenta el mismo procedimiento de medida realizado en otro modelo de la gama SEAT, el SE 350, actual Seat León, para que se pueda apreciar, lo que se considera un cierre correcto de puertas. Como se puede observar todos los cierres incluso, los valores máximos, se encuentran por debajo de la tolerancia máxima.

4. FILOSOFÍA DE LA EXPERIMENTACIÓN

Este proyecto tiene un carácter puramente investigador, y todo lo que será presentado en el tiene su base en la experimentación. Una de las facetas más interesantes de la investigación es la variedad de posibilidades, la flexibilidad y adaptabilidad que este método presenta a la hora de solucionar problemas. Es decir, una vez presente un problema, es posible diseñar un ensayo que se adapte perfectamente al mismo, y que mediante este procedimiento se obtengan las respuestas deseadas.

Esto es lo que se denomina el método empírico-analítico, caracterizado principalmente por basarse en hechos, fenómenos que realmente acontecen y la verificación empírica de las hipótesis. Existe una clasificación de diferentes formas de aplicación de este método en el Centro Técnico de SEAT se llevan a cabo dos de ellas. El método experimental y el método de la medición.

4.1. MÉTODO EXPERIMENTAL Y MÉTODO DE LA MEDICIÓN.

Método experimental: Es el más complejo y eficaz de los métodos empíricos, por lo que a veces se utiliza erróneamente como sinónimo de método empírico. Algunos lo consideran una rama tan elaborada que ha cobrado fuerza como otro método científico independiente con su propia lógica, denominada lógica experimental [10]. En este método el investigador interviene sobre el objeto de estudio modificándolo, directa o indirectamente para crear las condiciones necesarias que permitan revelar sus características fundamentales y sus relaciones esenciales, bien sea:

- Aislando al objeto y las propiedades de estudio de la influencia de otros factores.
- Reproduciendo el objeto de estudio en condiciones controladas.
- Modificando las condiciones bajo las cuales tiene lugar el proceso o fenómeno que se estudia.

Así, los datos son sacados de la manipulación sistemática de variables en un experimento, una diferencia clara con el método empírico en general es que éste además trata de considerar los errores de modo que una inferencia pueda ser hecha en cuanto a la causalidad del cambio observado (carácter auto correctivo).

Método de la medición: Es el método empírico que se desarrolla con el objetivo de obtener información numérica acerca de una propiedad o cualidad del objeto, proceso o fenómeno,

donde se comparan magnitudes mesurables conocidas. Es la asignación de valores numéricos a determinadas propiedades del objeto, así como relaciones para evaluarlas y representarlas adecuadamente. Para ello se apoya en procedimientos estadísticos.

Cabe mencionar que a lo largo del proyecto se ha trabajado principalmente sobre el método de la medición, aunque en alguna ocasión se han aplicado principios del método experimental.

4.2 CICLO DE LA INVESTIGACIÓN CIENTÍFICA.

El ciclo de la investigación científica es una forma de presentar los pasos generales a seguir en el momento de aplicar el método empírico-analítico, este procedimiento es un extracto de la obra del científico Neil J.Salkind [11].

Fig. 4. 1 Diagrama ciclo de la investigación científica.

Pasos previos: La formulación del problema, siempre necesita dos pasos anteriores. Por un lado la selección de una idea o tema a investigar, y la realización de una investigación exploratoria del tema.

Paso 2: Identificación de factores importantes.
Paso 3: Formulación de hipótesis de investigación.
Paso 4: Recopilación de la información.
Paso 5: Probar la hipótesis.
Paso 6: Trabajar con la hipótesis
Paso 7: Reconsideración de la teoría
Paso 8: Confirmación o refutación.

5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN ÚTIL EXTERNO MEDICIÓN ENERGÍA CIERRE PUERTA

En el centro técnico disponen de un útil de medida consistente en lo siguiente:

- Cadena, muelle, y ventosas de sujeción.

La energía se calcula mediante la constante de elasticidad del muelle, multiplicándola por el desplazamiento del mismo. Se cree que este sistema de medición no es muy exacto, a esta conclusión se llega a través de la experiencia en precedentes ensayos, se cree que puede ser debido a la pretensión que el artefacto aplica a la puerta y también al poco efectivo sistema de posicionamiento que posee (ventosas).

Fig. 5. 1 Montaje dinamómetro de muelle

5.1. JUSTIFICACIÓN

La construcción de un nuevo útil se justifica mediante un ensayo simple. En una primera aproximación hipotética, se piensa que el útil ya existente no es fiable ya que aplica una pretensión de 20N a la puerta. Para demostrar la poca fiabilidad del sistema de medición de energía ya existente, se proceden a tomar un número determinado de medidas, posicionando el útil en distintos puntos de la puerta del vehículo. Se realizaran para cada posición 10 cierres de puerta a distintas velocidades y se compararan los resultados de la medición para velocidades de

cierre iguales. Las velocidades de miden a partir de un sensor magnético que al pasar la puerta (ferromagnética) traduce su posición en velocidad tangencial.

Los resultados obtenidos del ensayo se presentan en la siguiente tabla.

Posición	1	2	3	4
Energía [Nm]	4,678	5,21	4,89	4,36
Tensión cadena [N]	68,5	72	70	67
Velocidad [m/s]	0,83	0,83	0,83	0,83
Deltas Energía [Nm]		0,532	0,212	0,318

Tabla 5.1. Ensayo dinamómetro de muelle.

* Leyenda de tabla. Posición 1: Esquina inferior exterior. Posición 2: Esquina superior exterior. Posición 3: Centrado sobre el extremo exterior del cristal. Posición 4: Panel interior.

** Los deltas de energía se realizan con respecto a la medida estándar de energía definida por el consorcio, que en estos ensayos equivale a la posición 1.

Las variaciones observadas son demasiado significativas, para una magnitud que debería de ser independiente del punto de aplicación siempre y cuando se aplique en un mismo eje longitudinal.

Un segundo punto importante, es la observación realizada en un estudio anterior, a mayor número de cierres, mayor variación en las mediciones de Vc (velocidad mínima de cierre), este fenómeno fue atribuido al efecto de juntas, y hacía que la comparación entre estados fuese difícil y por lo tanto las conclusiones del experimento poco fiables. Este fenómeno se producía debido a que los cierres durante la experimentación eran realizados a la mano, lo que dificultaba encontrar Vc y requería un mayor número de cierres.

La construcción del útil, tiene también por objetivo, evitar que se produzca este fenómeno, ya que se podrá ajustar con una cierta precisión la energía que se le da a la puerta, y por lo tanto la velocidad, (de la cual los valores son conocidos gracias al estudio precedente).

5.2 REQUERIMIENTOS PREVIOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL ÚTIL.

A continuación se presentan las principales necesidades que deben ser satisfechas por el útil a construir.

1. Lo primero y fundamental es que las medidas deben ser repetibles, fiables y precisas.
2. La energía debe ser aplicada a la puerta exteriormente, de forma similar a como cerraría una puerta una persona.
3. La energía también debe ser regulable, para poder tratar diferentes cierres, como el cierre mínimo: energía mínima necesaria para un correcto cierre de la puerta, el cierre funcional: este se refiere al cierre medio determinado por un muestreo heterogéneo de población, y también debe de poder simular el mal cierre, este último puede darse en el caso de que alguien de un portazo o que la puerta reciba un golpe de viento.
4. La regulación de la energía debe ser fácil y rápida.
5. La estructura que soporte el útil, o el útil en sí mismo, debe de ser regulable tanto en altura como en ángulo, para poder simular diferentes puntos de apoyo al cierre, y diferentes ángulos de ataque.
6. La estructura soporte debe ser estable, para evitar posibles interferencias con las medidas y fallos a la hora de tomar las medidas.
7. La estructura debe ser transportable para poder realizar medidas en diferentes puertas en un mismo día.

5.3 MEDICIONES DE ENERGÍA

Cuando hablamos de energía de cierre de puertas, hablamos de la energía que el usuario debe aplicar a la puerta para que esta cierre correctamente. Es decir hablamos de energía mecánica, trabajo. La energía mecánica, como tal no puede ser medida directamente, pero si puede ser calculada a partir de otras magnitudes medibles.

Si volvemos a la mecánica clásica nos encontramos con la siguiente definición: '*la energía necesaria para mover un cuerpo es equivalente al trabajo realizado por un fuerza sobre este mismo cuerpo*' [14]

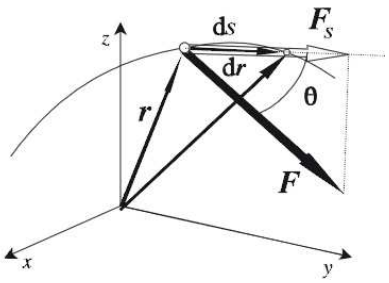


Fig. 5. 2 trabajo elemental dW

Si consideramos un desplazamiento elemental dr, de una partícula, sobre la que se ejerce un esfuerzo F, como en la ilustración siguiente. El trabajo elemental se define como

$$dW = F.dr \qquad \text{[Ec. 5.3.1]}$$

Ahora bien si la fuerza aplicada no es tangente a la trayectoria, esta se descompondrá y el trabajo no será el mismo, si llamamos ds, a la tangente al desplazamiento y θ al ángulo que forma la dirección de aplicación de la fuerza con esta tangente, la expresión anterior se escribirá de la siguiente manera:

$$dW = F.cos\theta.ds = Ft.ds \qquad \text{[Ec. 5.3.2]}$$

Para obtener el trabajo total, solo queda integrar la expresión sobre todo ds, entre los puntos A y B.

En la práctica aplicamos exactamente este mismo principio, asegurándonos de que la fuerza se aplique de forma tangencial, a la trayectoria de la puerta, la manera de obtener la energía aplicada a la puerta, será obtener unas mediciones precisas y simultaneas del esfuerzo aplicado por el útil durante el empuje y del recorrido realizado por la puerta durante este empuje.

La idea es utilizar un actuador al que se le acople una célula de carga y un sensor de desplazamiento. Estos detalles son explicados más adelante en el apartado 5.4 Diseño, Pero con la ayuda de estos dos sensores, podremos obtener unas curvas en función del tiempo, que sean simultáneas y que creemos tendrán la forma que se presenta en la gráficas de a continuación.

Posteriormente mediante un tratamiento de datos, que es detallo en mayor profundidad en el apartado 5.5 Calibrado del útil, se representará el esfuerzo en función del desplazamiento del útil, para después obtener el área debajo de la curva, lo que corresponde a la integral.

$$W = \int_A^B F.cos\theta.ds = \int_A^B Ft.ds \qquad \text{[Ec. 5.3.3]}$$

Obteniendo así la energía aplicada a la puerta durante el cierre.

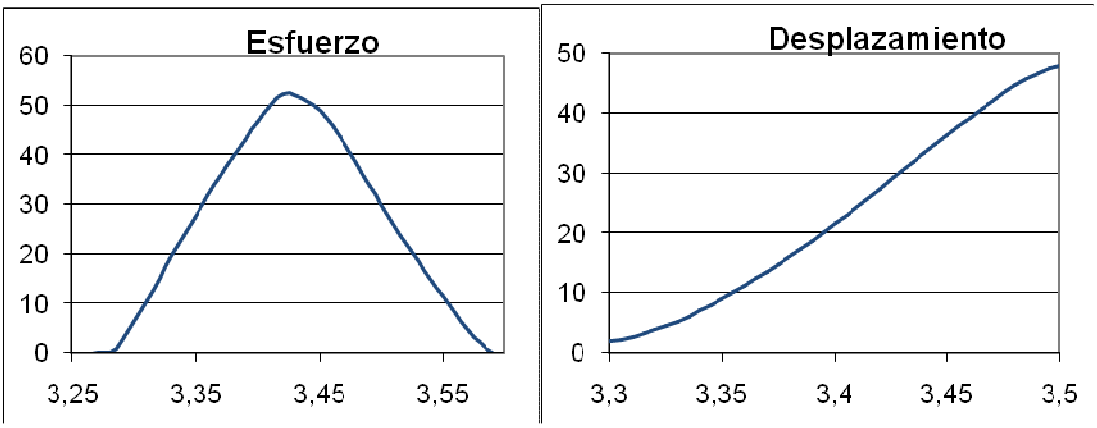


Fig. 5. 3 Estimación de las curvas de esfuerzo y desplazamiento en el tiempo que serán obtenidas

5.4. DISEÑO

A fin de evitar precargas aplicadas a la puerta, se concibe un sistema de cierre de puertas, que se aproxime a la realidad cotidiana. Este sistema estará constituido por un cilindro neumático que impulsará la puerta otorgándole una energía determinada de cierre.

5.4.1. ELEMENTO ACTUADOR.

La elección de este elemento y las características del mismo, es una de las partes más importantes dentro de la construcción del útil, ya que el correcto cierre de la puerta y las posibilidades con respecto a la regulación de la velocidad de cierre, vienen determinadas por el mismo.

La solución adoptada es la utilización de un cilindro neumático, ya que deseamos realizar un movimiento lineal de empuje que sea lo suficientemente rápido y explosivo para cerrar la puerta, es una parte importante, ya que este debe ser capaz de desplazar la masa de la puerta dándole un impulso, lo suficientemente grande para que el cierre sea efectivo, en un corto periodo de tiempo.

Fig. 5. 4 Cilindro neumático FESTO doble efecto

Otra de las razones fundamentales para escoger un actuador neumático y no un actuador eléctrico, es el hecho de que SEAT dispone de una red de aire a presión por todo el taller del Centro Técnico S.A. lo que facilita la movilidad del útil. Esta instalación llega a dar una presión de red de hasta 7 bar, lo que es más que suficiente.

Se elige un actuador doble efecto y no simple efecto, para poder controlar la vuelta del vástago a la cámara y asegurarnos así que el empuje se realiza por completo hasta el final de la carrera del cilindro. El modelo elegido es el cilindro DCNB -32-50-PPV-A, donde 32 indica el diámetro del émbolo en mm, 50 la carrera del vástago en mm y PPV-A que la amortiguación en final de carrera es neumática y ajustable.

Lo que concierne al dimensionado del útil, se puede ver en detalle en el Anexo D, donde se presenta el razonamiento completo y los cálculos que justifican la elección precedente.

5.4.2 CIRCUITO NEUMÁTICO

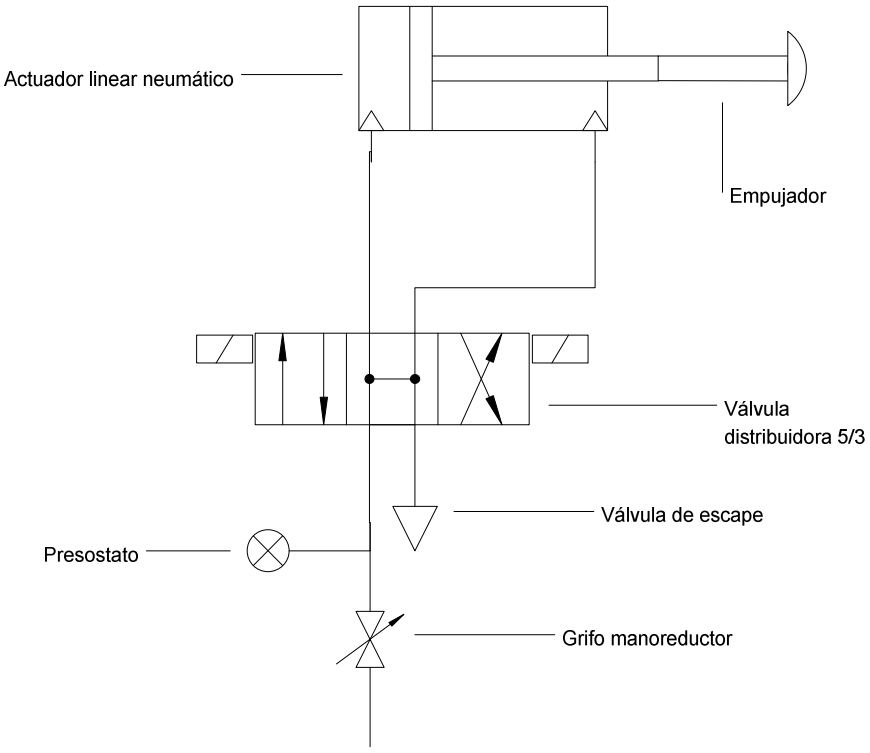


Fig. 5. 5 Circuito neumático del útil de cierre de puertas

En este apartado se presentan rápidamente el resto de componentes del circuito neumático, que permiten que el útil funcione.

Grifo mano-reductor:

Este elemento, nos permite regular la presión a la entrada del cilindro. Dispone de un diafragma y de una pequeña cámara en la que se expande el aire y la presión en el circuito queda a presión atmosférica. Si el grifo está en su posición abierto, el diafragma se encuentra en lo alto de la cámara y no hay presión en el circuito, a medida que se va cerrando el grifo, el diafragma baja, actuando como un estrangulamiento en la cámara y aumentando así progresivamente la presión en el circuito.

Fig. 5. 6 Grifo mano-reductor con manómetro incorporado

Manómetro

En el caso de este estudio, el manómetro viene incorporado con el grifo mano-reductor, aunque su utilidad se refuerza con transductores de presión, básicamente, este elemento está ahí para tener una lectura rápida, como primera aproximación, a la hora de regular la presión. Cuando más adelante se entre más en materia de ensayos, se verá la importancia de tener un reglaje grueso para la presión.

Válvula distribuidora 5/3

Se presenta en una foto a continuación, y es la responsable del control del cilindro, a través de ella controlamos la entrada y salida del vástago, es una válvula 5/3 de Festo, eso quiere decir que tiene tres posiciones, avance, retroceso y reposo.

Fig. 5. 7 Válvula distribuidora FESTO 5/3

5.4.3. SOPORTE

Todos los componentes anteriormente citados, deben de ser montados sobre un soporte, que permita el fácil traslado del útil, que garantice su inmovilidad durante las mediciones, y que permita una regulación de diferentes parámetros como la altura y la inclinación de empuje. El soporte se concibe como una estructura de perfilería de aluminio robusta, las principales razones, para la elección de este material son, entre otras, las siguientes:

- Fácil de manipular.
- Ligero, lo que facilitará el transporte del útil para el operario.
- La perfilaría de aluminio presenta un amplio abanico de posibilidades, para la construcción de estructuras, sin necesidad de recurrir a elementos complejos o adicionales.

Es necesario que la estructura soporte sea regulable tanto en altura como en inclinación, ya que así podrá adaptarse según las necesidades, a la hora de realizar ensayos sobre diferentes puertas, de diferentes modelos de vehículos.

El resultado final de la estructura se presenta a continuación, Fig. 5. 8.

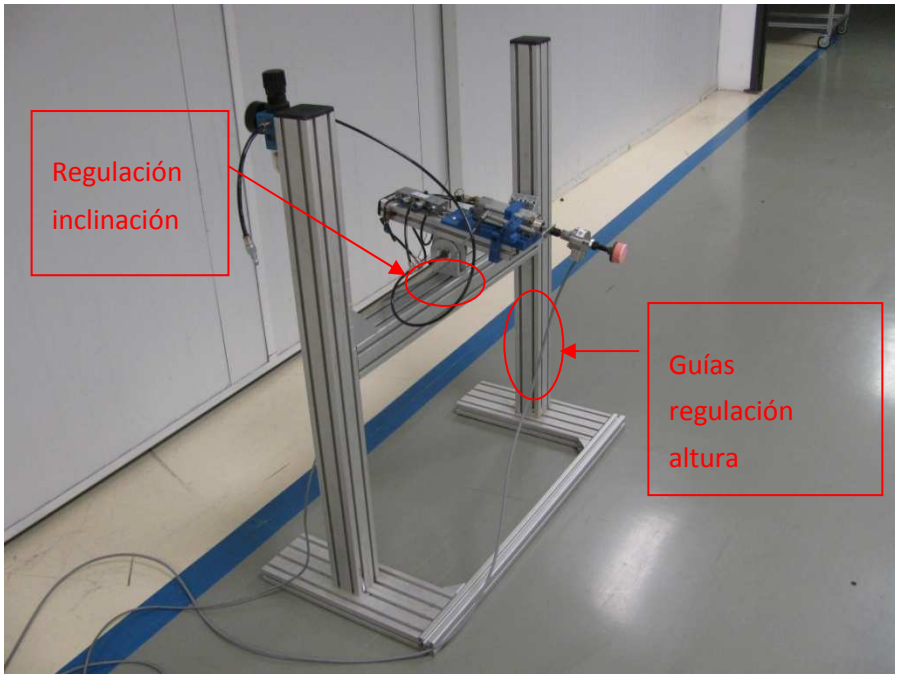


Fig. 5. 8 Útil de medición

La regulación en altura (barra horizontal) se realiza, mediante las escuadras situadas a los laterales del perfil horizontal, estas escuadras están sujetas por 8 tronillos al perfil horizontal y por otros 8 tornillos al perfil vertical, estos últimos, una vez aflojados, realizan la función de guías sobre las columnas laterales, pudiendo desplazar así verticalmente el soporte del usillo.

La regulación en inclinación se realiza, mediante dos plataformas una solidaria a la estructura y otra al cilindro neumático, entre ellas existe un pivote ajustable.

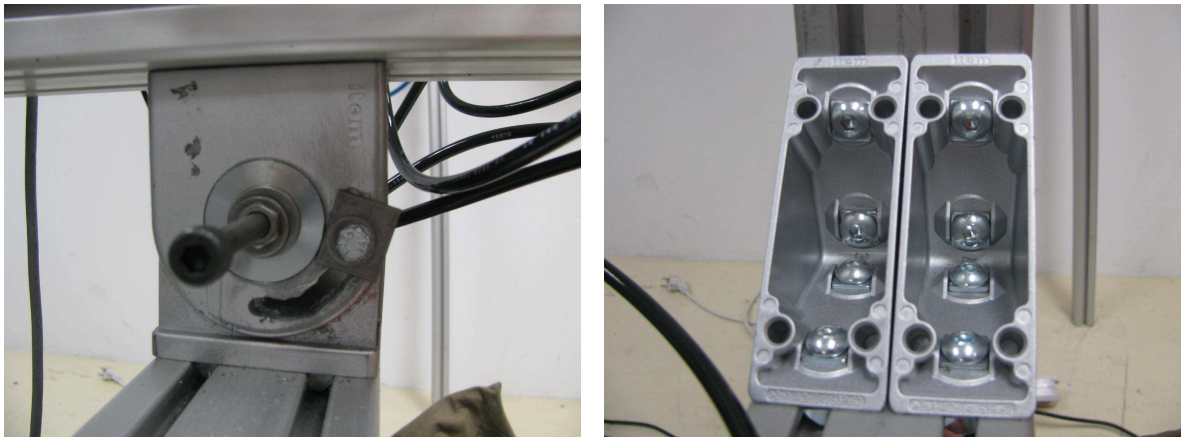


Fig. 5. 9 Detalle regulación inclinación útil y escuadra de fijación y regulación a la altura del útil.

La inmovilidad de la estructura podría asegurarse mediante pernos, ajustándola a un banco de pruebas en el caso de que se necesiten realizar ensayos muy precisos. En el caso de este estudio, durante los ensayos llevados a cabo, se evito el deslizamiento, situando el pie sobre una alfombra de caucho y anclando la estructura al suelo, situando 4 sacos de 20 kg cada uno, sobre las esquinas del pie de la estructura.

5.4.4. INSTRUMENTACIÓN ÚTIL.

En primer lugar instrumentamos los sensores de control de presión, que servirán no solo para verificar y controlar la presión que estamos dándole a la entrada al útil, sino que también para calcular el rendimiento del útil.

Teóricamente la energía de empuje aplicada a la puerta será la energía de entrada multiplicada por un factor K, que correspondería al rendimiento del útil de cierre. Este rendimiento es desconocido. A fin de poder calcular la energía de empuje, la energía del aire transmitido y por consiguiente el rendimiento del útil, se colocan una serie de sensores sobre el mismo.

Transductores de presión:

Se colocan 2, uno entre el mano-reductor y la entrada de aire de la válvula distribuidora Fig. 5. 10, este transductor permitirá, mediante cálculo, determinar de una manera aproximada la energía inicial que proporciona el aire comprimido, una vez regulada la presión de red, a esta energía nos referiremos desde este punto como $E_{0.}$

Fig. 5. 10 Transductor de presión 0-10 bar.

El segundo transductor de presión se sitúa justo antes de la entrada de admisión de aire para la carrera de expansión del cilindro, así en conjunto con el transductor numero 1 podremos calcular empíricamente las pérdidas de carga en la válvula distribuidora, aparte de poder determinar también la energía del aire comprimido a la entrada del cilindro. Esta energía será E_1.

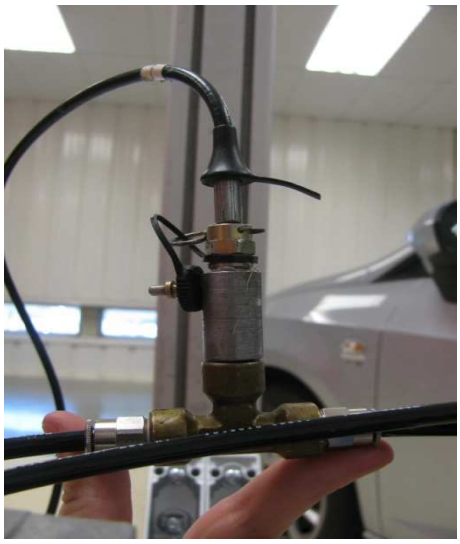


Fig. 5. 11 Racores del transductor de presión en la admisión del cilindro

Estos transductores a diferencia del resto de sensores utilizados en este proyecto, necesitan ser alimentados independientemente a tensión de batería, por lo que es necesaria una fuente de alimentación auxiliar, para alimentarlos. Una única fuente es suficiente, ya que el sistema de cableado de los transductores incluye una caja de conexión intermedia, con la que podemos conectar hasta 4 transductores de presión en serie.

Sensor de desplazamiento:

La idea es montarlo solidario al vástago del cilindro Fig. 5. 12, para conocer así la carrera del mismo, ya que es este desplazamiento durante el que se aplica el esfuerzo a la fuerza, y por lo tanto es con respecto a este desplazamiento que tendremos que integrar el esfuerzo para poder calcular la energía. Esto ya ha sido explicado teóricamente en el apartado 5.3. Mediciones de energía y el método numérico seleccionado para la realización se explica en el apartado 5.5 Cálculos de energía.

Célula de carga:

La célula de carga se monta solidaria al vástago en su extremo exterior Fig. 5. 12, es decir el extremo utilizado para el empuje, con ella obtenemos el esfuerzo en cada instante realizado por el vástago, para desplazar la puerta durante el impulso inicial. A la salida de la célula de carga se

monta un empujador, para no dañar la puerta. Este elemento se realiza con un adaptador, y es de un material, lo suficientemente rígido, para que no existan pérdidas de energía en la compresión del material. Así el cálculo resulta más fiable.

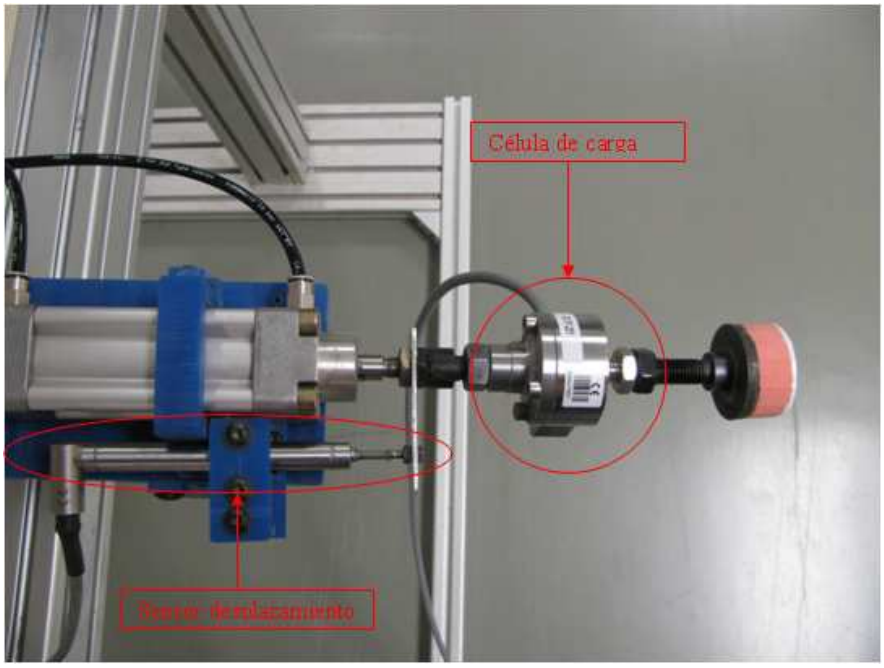


Fig. 5. 12 Célula de carga y sensor de desplazamiento montados sobre útil

La documentación técnica, así como los manuales de todos los sensores utilizados puede ser encontrada en el Anexo C.

5.5. CALIBRADO DEL ÚTIL.

Una vez construido, se procede al calibrado. El objetivo de esta operación es disponer de unas gráficas que traduzcan la magnitud de entrada en la magnitud de salida, en este caso Presión de red Pr en Energía mecánica de empuje Ep. Aunque esto no exonerara en etapas posteriores del proyecto el tratamiento de datos para obtener la Ep, sí que ayudará a la hora de buscar una Ep determinada, a saber en qué rango de Pr debemos situarnos.

Así mismo la operación de calibrado se aprovechará para determinar, la posición estándar del útil con respecto a la puerta, que se utilizará en el resto de ensayos, esto es tanto el punto de empuje en la puerta, como la inclinación del útil.

5.5.1. DINÁMICA DEL ENSAYO

Se realizan una serie de cierres, utilizando el útil, regulando a cada cierre la presión de entrada, y leyendo a la salida, los esfuerzos en la célula de carga y el desplazamiento del vástago, sincronizando las medidas. De esta manera se realiza un barrido desde la menor presión capaz de empujar la fuerza, hasta la mayor disponible en la red. El experimento se realiza sobre una, única puerta, en este caso no se tendrá en cuenta el correcto cierre de la puerta, ya que lo que se intenta es caracterizar el útil y no la puerta.

Posicionamiento del útil:

Se definen tres puntos de empuje para el cierre, que se pueden observar en la foto siguiente, marcados sobre la puerta.

Fig. 5. 13 Definición de los puntos de empuje en la carrocería del automóvil

En el borde de la puerta a la altura de la cerradura (2), a la altura de la cerradura debajo de la manilla (1) y en la manilla (3). Es necesario especificar que el empuje en la manilla, no se realiza exactamente en el centro de ella, si no a un dedo índice de separación del extremo anterior de la misma. Esto se establece así dentro de SEAT después de un estudio, en el que se llego a la conclusión que es este el punto más común de agarre de la manilla por los usuarios.

Fig. 5. 14 Contacto útil-puerta

El contacto entre empujador y puerta debe ser plano, es decir superficie-superficie. Como se puede ver en la imagen superior. El empujador es de unas dimensiones no muy exageradas para aproximarse mejor a la realidad del cierre humano. Para poder conseguir este contacto, el cilindro neumático está montado sobre una plataforma de PVC que se desliza sobre los raíles del perfil de aluminio que lo soporta.

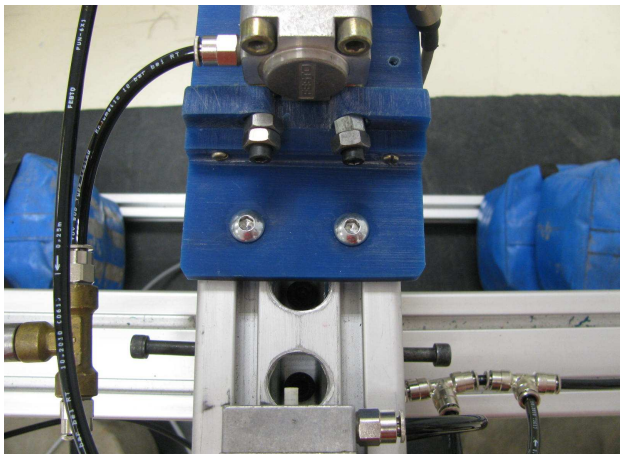


Fig. 5. 15 Regulación en proximidad sobre raíles con fijación por tornillos

Por último, el útil se regulará en inclinación, de manera que el empuje se realice completamente paralelo a la horizontal, y no tengamos así una descomposición de esfuerzos, y el aprovechamiento del trabajo desarrollado por el útil sea óptimo.

Apertura de la puerta:

Como se ha explicado en el capítulo 2, la apertura de una puerta de automóvil se define en grados de apertura. Todas las puertas suelen tener tres posiciones estables que son los llamados, puntos de retención. La definición de estos puntos está condicionada a la geometría del retenedor. (cf. Capítulo 2, apartado 2.1.4.5)

Los ensayos de regulación se realizan sobre un SE254 ya que sus puertas son las más pesadas de la gama y este es el vehículo objeto de estudio, también cabe mencionar que el tipo de puerta de este modelo, permite tener posiciones estables fuera de los puntos de retención, esto no pasa en todos los modelos de la gama, y depende del tipo de retenedor que lleve integrado.

Así para analizar las posibles variaciones según el grado de apertura de la puerta, se repite el ensayo desde las dos posiciones definidas en la Fig. 5.16 El primero desde el primer punto de retención, cierre posible en todos los modelos de la gama, el segundo desde una posición de proximidad.

Fig. 5. 16 Apertura de la puerta, a la izquierda en el primer punto de retención, a la derecha en una posición estable aproximada al cierre.

Como se ha dicho antes, la segunda posición de cierre no es posible en todos los modelos de la gama SEAT, ya que las puertas, antes del primer punto de retención, tienden a caer sobre la carrocería. Sin embargo la posibilidad de realizar los dos cierres, nos permite comprobar el esfuerzo adicional, necesario para superar la resistencia mecánica de los retenedores. Mientras que el segundo nos permite eliminar este factor.

Planificación ensayos:

Finalmente se realizaran 6 tomas de datos diferentes, resultantes de la combinación de los 2 grados de apertura definidos, y de los tres puntos de empuje.

Un dato importante a tener en cuenta durante las mediciones experimentales, son las condiciones ambiente. Como se comentó con anterioridad, la neumática no es una ciencia muy precisa debido a las fluctuaciones que puede sufrir, por cambios de temperatura y presión atmosférica. Por lo que los resultados se presentaran con los datos de presión y temperatura ambiente, presentes a la hora del experimento.

Para asegurar la fiabilidad de los datos obtenidos, en todo momento debe llevarse un control sobre la de la manipulación, es decir que la estructura permanezca estática a lo largo de toda la toma de datos, en todos sus grados de libertad.

5.5.2. ADQUISICIÓN DE DATOS

La adquisición de datos se realiza a través de Catman®Easy, programa de adquisición de datos de la empresa HBM. Que es el programa utilizado para la mayor parte de ensayos en el Centro Técnico. El material necesario para la operación, se compone de un ordenador portátil con el software un amplificador de señal y los correspondientes cables conectores, según el número de sensores que entren en juego.

Fig. 5. 17 Amplificador de señal QuantumX MX840

Como amplificador de señal se utiliza el QuantumX MX840A de 8 canales también del mismo fabricante. Para poder llevar a cabo las mediciones es necesario realizar una serie de configuraciones en el programa. Los pasos a seguir al igual que una descripción breve de las características del programa y del amplificador de datos, pueden ser encontrados en el Anexo A. La documentación técnica del amplificador de señal puede encontrarse en el Anexo C.

Definición del tamaño de muestra:

Para poder definir el tamaño de muestra, se realizan unos cierres preliminares. En estos lo que se intenta determinar es la frecuencia de adquisición más oportuna. Hay que tener en cuenta que cuantos más datos tengamos por segundo, más precisos serán nuestros datos y por lo tanto los resultados.

Para la calibración del útil utilizamos una frecuencia de adquisición de 200 Hz. Esta frecuencia no es fija para todo el proyecto y podrá ser modificada en función de las necesidades de cada ensayo. En este caso estamos interesados en el empuje de la puerta, este fenómeno dura aproximadamente 1 s con lo que dispondremos de 200 datos de información, para calcular la energía otorgada a la puerta.

Para que todos los cálculos sean comparables, ha de ser definido un tamaño de muestra, igual para todos los casos. Se define este intervalo comprendido entre el instante anterior en que el vástago comienza su carrera, Fig. 5. 18 y el instante en que el esfuerzo leído por la célula de carga, cae de nuevo por debajo de cero Fig. 5. 19. Aunque las gráficas representan magnitudes diferentes, los datos son recogidos de manera síncrona en el tiempo, con lo que los fenómenos representados en las gráficas, tienen una correlación entre ellos, por lo que es perfectamente factible, determinar un intervalo único de tiempo, observando dos magnitudes diferentes.

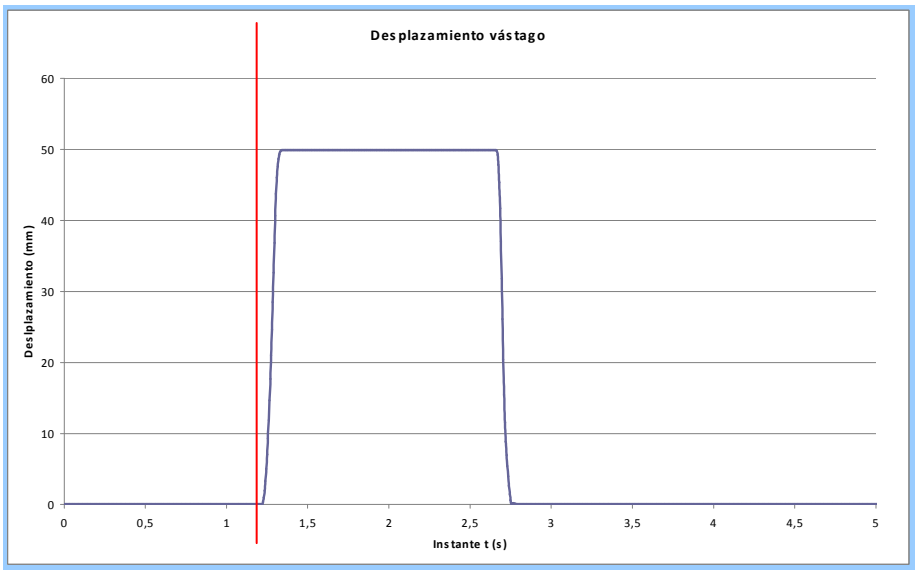


Fig. 5. 18 Desplazamiento del vástago en el tiempo, definición del inicio del intervalo de muestra

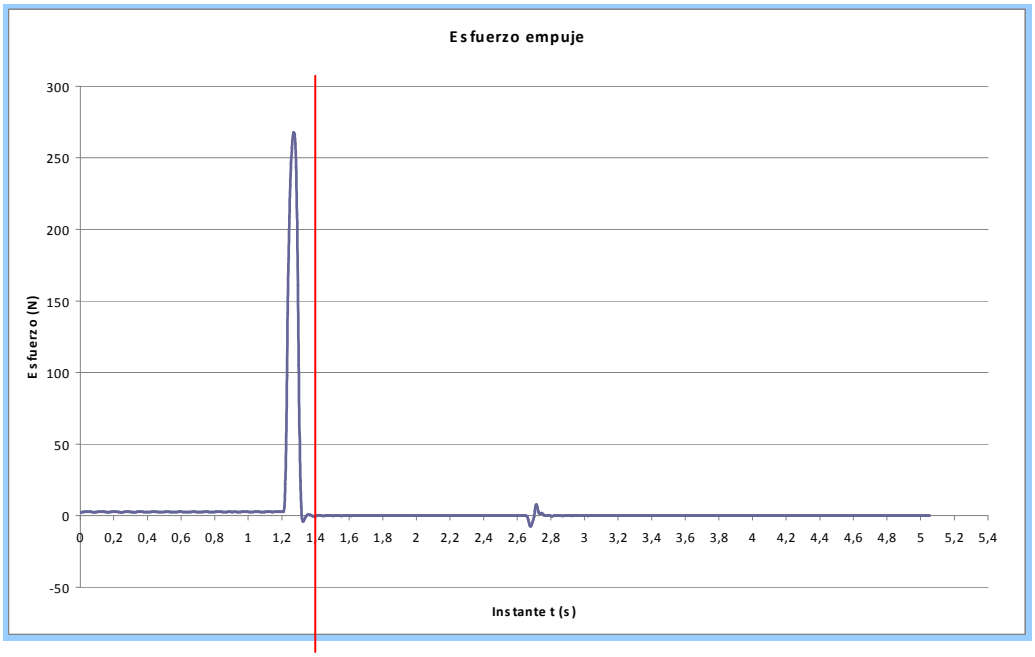


Fig. 5. 19 Esfuerzo leído en la célula de carga, final del intervalo de muestra.

Aunque lo que vemos aquí, es el intervalo real en el que se produce el empuje, durante los ensayos constatamos, que el fenómeno puede ser más lento o más rápido según, otorguemos una energía mayor o menor a la puerta. Por lo que para la simplificación del cálculo, la muestra en la práctica se define como 150 datos antes del pico de esfuerzo y 150 datos posteriores al mismo pico, dejando así un margen de 100 datos para las energías más pequeñas.

5.5.3 TRATAMIENTO DE DATOS

Para complementar la construcción del útil, lo que se desea es implementar un programa sencillo en VBA que automatice el cálculo de las variables de salida deseadas, en este caso, la Energía otorgada a la puerta. Para que una vez la medida realizada, la única operación necesaria sea importar los datos, en una hoja de Excel que reenviará los resultados.

A continuación se detalla el método utilizado para el cálculo de la Energía de cierre. Los programas que han sido escritos para la automatización del cálculo se presentan en el Anexo B.

Como las medidas realizadas son discretas el método elegido para realizar los cálculos es el método de los trapecios. El proceso de los cálculos se ilustra a continuación con un cierre ejemplo. Una vez importados los datos a la hoja Excel, lo primero que reenvía el programa, son los datos representados en el intervalo de tiempo que concierne al cierre. Fig. 5. 20, 21 y 22.

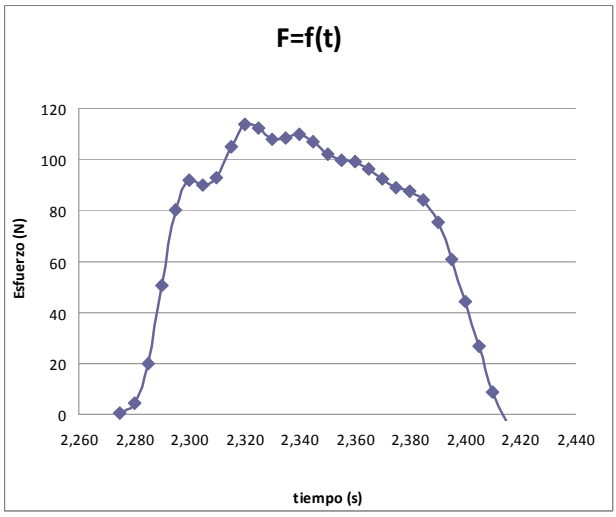


Fig. 5. 20 Representación gráfica del esfuerzo leído en la célula de carga

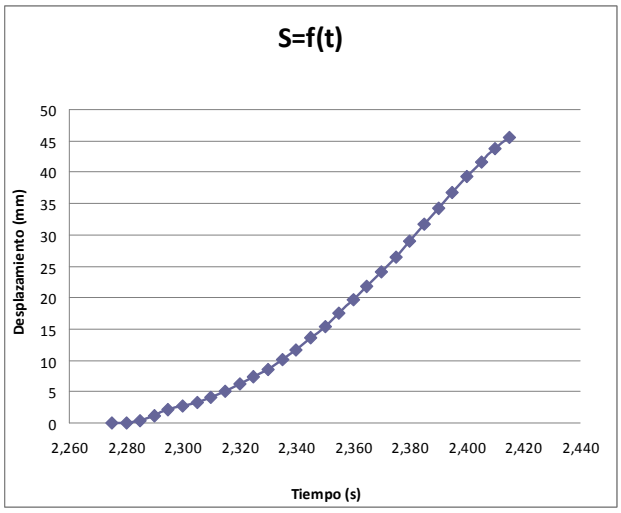


Fig. 5. 21 Representación gráfica del desplazamiento del gráfico

A parte de estos dos datos necesarios para el cálculo de la energía otorgada a la puerta, también se recoge la evolución con respecto al tiempo de la presión a la entrada del sistema Fig. 5. 22. Esto es así porque podremos traducir esta presión en Energía de entrada al sistema y una vez conocida la Energía de salida, calcular el rendimiento del útil.

El programa una vez ha seleccionado los datos correspondientes al empuje de la puerta procede a realizar dos cálculos diferentes el de la energía de entrada (E_0, energía que da el aire al cilindro) y la energía de salida Ep (energía otorgada durante el empuje a la puerta).

En primer lugar lo que hace es representar tanto el esfuerzo de la célula de carga como la evolución de la presión, con respecto al desplazamiento del vástago, Fig. 5. 23.

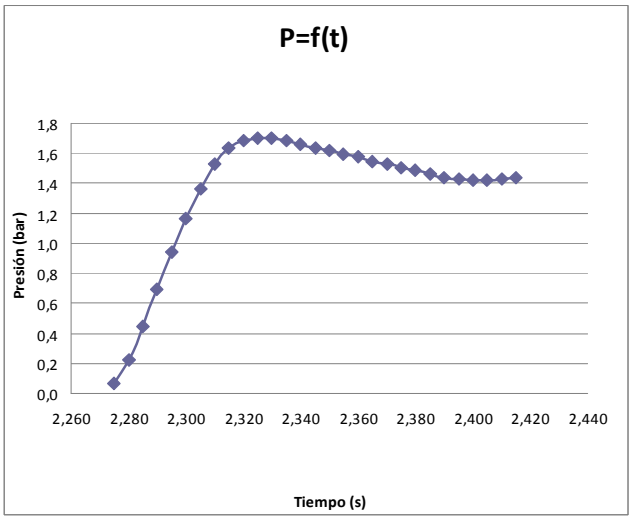


Fig. 5. 22 Representación gráfica de la presión a la entrada del sistema

El área debajo de estas curvas representa respectivamente la energía mecánica otorgada a la puerta durante el empuje y la energía de entrada al útil. Es decir las integrales con respecto al desplazamiento realizado por el vástago del esfuerzo y de la presión.

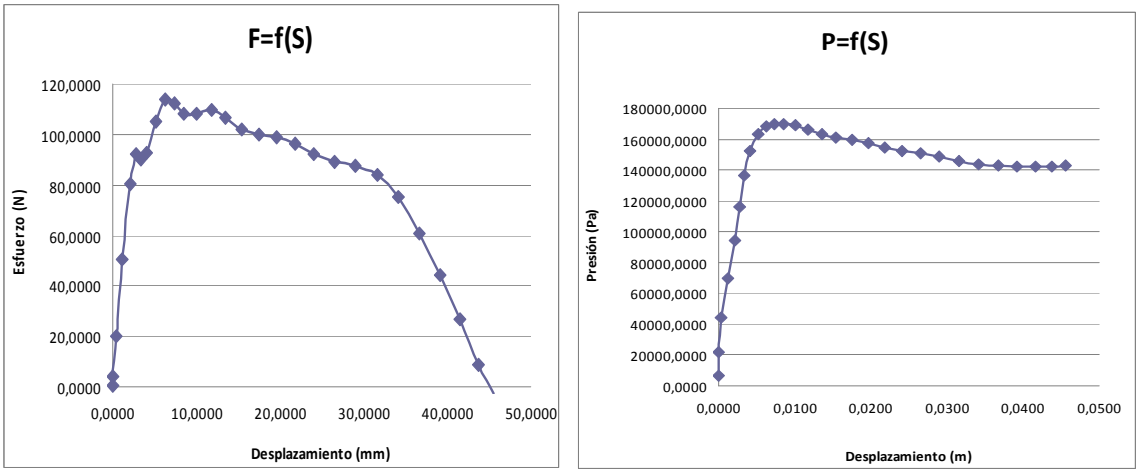


Fig. 5. 23 Esfuerzo de empuje y presión a la entrada del sistema en función del desplazamiento del vástago

Como se ha dicho antes, se utiliza el método de los trapecios, que nos dice que la integral de una función con respecto a una variable x entre dos puntos es igual a:

$$\int_a^b f(x)dx \approx (b-a).\frac{f(a)+f(b)}{2} \qquad \text{[Ec. 5.5.1]}$$

La regla se base en aproximar el valor de la integral de f(x) por el de la función lineal que para a través de los puntos (a, f(a)) y (b, f(b)). La integral es igual al área del trapecio bajo la curva de la función lineal.

En el caso que nos ocupa esta método es aplicable de manera fiable gracias a la alta frecuencia de adquisición que nos permite obtener los equipos de medida, ya que el intervalo de tiempo entre dos puntos es de 5.10^{-3} s. Cuanto mayor sea la frecuencia de adquisición, menor será este intervalo, y mayor será la precisión con la que se realicen los cálculos.

Así finalmente las energías se calcularan como sigue:

$$Ep = \sum_{i=1}^{n} (i - (i-1)).\frac{F(i) + F(i-1)}{2} \qquad \text{[Ec. 5.5.2]}$$

$$Eo = \sum_{i=1}^{n} (i - (i-1)).\frac{P(i) + P(i-1)}{2} \qquad \text{[Ec. 5.5.3]}$$

5.5.4 RESULTADOS

A continuación presentamos los resultados obtenidos, primero comparando resultados para distintos puntos de apoyo del útil y un mismo grado de apertura y en un segundo momento para dos grados de apertura diferentes y un mismo punto de apoyo.

- *Transformación Presión-Energía para diferentes puntos de apoyo. Grado de apertura: primer punto de retención 27 grados.*

Para cada apoyo se hace un total de 20 cierre calculando cada vez, la energía de entrada E_0 y la energía de salida Ep.

Apoyo 1	E_0 [Nm]	Ep [Nm]	P [bar]	Rendimiento [%]
Cierre 1	2,681	1,852	0,888	69,08
Cierre 2	8,146	5,523	2,512	67,80
Cierre 3	11,38	7,684	3,546	67,522
Cierre 4	13,663	8,955	4,217	65,542
Cierre 5	16,074	10,196	5	63,432

Fig. 5. 24 Resultados obtenidos para la posición 1 del útil

En la Fig. 5. 24 se presentan los resultados, obtenidos después de cálculo de una muestra de cinco cierres para el punto de apoyo número 1, como bien se ha mencionado antes para cada apoyo se han realizado 20 cierres, pero exponer las tablas con todos los resultados numéricos puede volver la lectura, pesada, a continuación se presentan estos resultados graficados en rectas de calibración, donde se presenta la evolución de la Energía de empuje en función de la energía de entrada. Para revisar los datos al completo dirigirse al CD adjunto donde se encontrará un fichero con el nombre Calibración útil.xls, allí se encuentran todos los datos adquiridos.

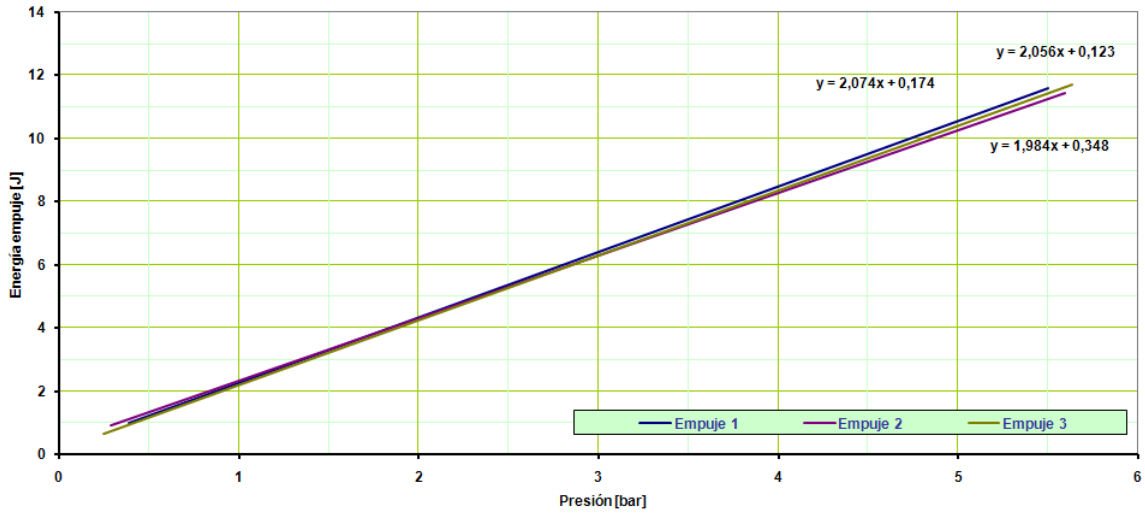


Fig. 5. 25 Rectas de calibración según punto de apoyo del útil

Como bien muestra la figura las rectas para los diferentes puntos de apoyo son muy similares:

- Apoyo 1 y = 2,074.x + 0,174
- Apoyo 2 y = 1,984.x + 0,348
- Apoyo 3 y = 2,056.x + 0,123

Como era de esperar estos resultados nos indican que el rendimiento del útil, no se ve influenciado por el posicionamiento del mismo, es decir empujemos desde la manilla desde el cristal o un punto inferior en el armazón de puerta, para una misma presión de entrada obtendremos la misma Energía de cierre.

- *Transformación Presión-Energía para diferentes grados de apertura de la puerta. Punto de apoyo: sobre la manilla (apoyo numero 3)*

En primer lugar cabe mencionar, que dado que con anterioridad hemos sido capaces de concluir que el punto de apoyo del útil sobre la puerta no influye sobre la energía transmitida a la misma, se ha decidido que de ahora en adelante, los cierres se realicen empujando desde la manilla, ya que estadísticamente es donde la mayoría de la gente suele apoyarse para cerrar la puerta. Siendo así los resultados más representativos.

El procedimiento exacto al anterior, con la diferencia de que ahora comparamos las rectas de calibración para dos puntos diferentes de apertura de puerta, el primero a 15 grados y el segundo a 27, estando situada la puerta en el primer punto de retención. El tratamiento de datos ha sido similar al seguido con anterioridad y los datos completos pueden encontrarse en el mismo fichero antes mencionado.

Así las rectas de calibración obtenidas son:

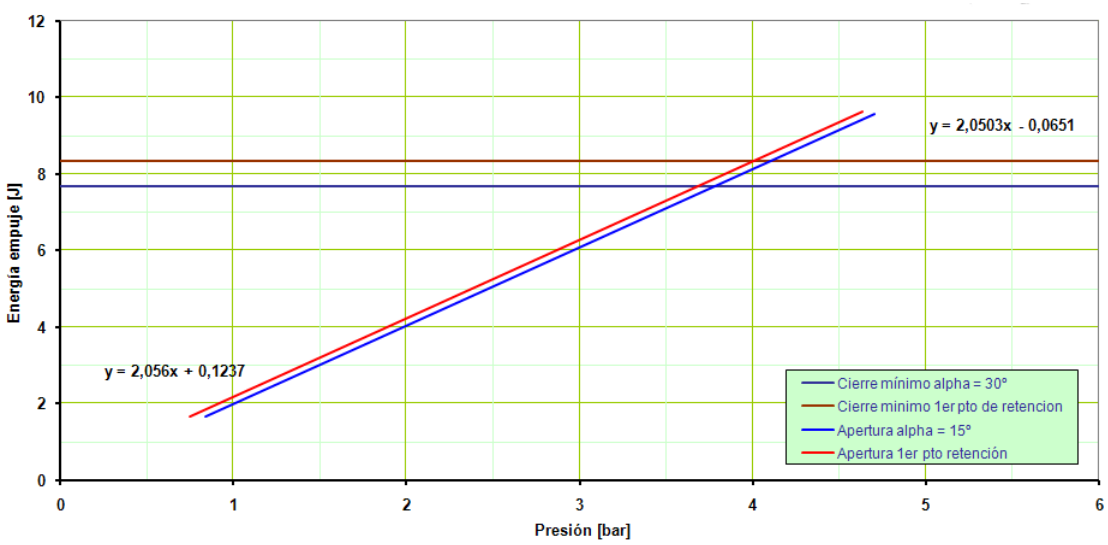


Fig. 5. 26 Rectas de calibración para dos grados de apertura de puerta diferentes.

Como era de esperar la transformación de energía, si comparamos las ecuaciones de las rectas de calibración, permanece casi invariable para los dos casos.

- Apertura a 15 grados y =2,0503.x – 0,0651
- Apertura 27 grados y = 2,056.x + 0,1237

Sin embargo una observación interesante en este primer ensayo, es que la Energía para el cierre mínimo disminuye cuando se cierra la puerta desde 15 grados. Esto se debe a que en el primer punto de retención la puerta para poder cerrar debe superar una resistencia, que presenta el mismo retenedor. Sin embargo cuando aproximamos primero la puerta y luego cerramos esta resistencia desaparece, por lo que la Energía para el cierre mínimo disminuye. Esto se ve en mayor profundidad en el apartado elementos de rozamiento del siguiente capítulo.

Para concluir este capítulo, se hace hincapié sobre porque las rectas de calibración son muy similares pero no perfectamente iguales. Como en todo experimento, hay una variabilidad externa no controlable, esto puede ser algo como que para el primer cierre la temperatura ambiente, fuese una determinada y que 20 cierres más tarde esta subiese o bajase. Estos son parámetros no controlables a menos que los ensayos se realicen en una cámara climática. Pero como en todo proyecto se busca optimizar recursos en función de las necesidades. Para el caso que nos ocupa, no es necesario un grado de precisión tan alto, y visto las variaciones obtenidas, se puede seguir adelante menospreciándolas.

6. CARACTERIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UNA PUERTA EN EL CIERRE DINÁMICO DE PUERTAS.

Fig. 6. 1 Ensayos sobre cierre dinámico de puertas.

El comportamiento de una puerta al cierre, se puede dividir en dos etapas, la primera está constituida por el lanzamiento de la puerta y su comportamiento durante el mismo antes de que se produzca el cierre. La segunda etapa constituye el cierre en sí, cuando la puerta se encuentra a una pequeña distancia de la carrocería. En la primera etapa, se considera la puerta como un elemento móvil sobre un eje, cuyo comportamiento depende únicamente de sus características. Sin embargo en la segunda etapa, entran en juego fenómenos que se producen durante el cierre, tales como la compresión del aire introducido en el habitáculo, la compresión de juntas, o incluso es esfuerzo de enganche de la cerradura en el resbalón. Por convenio, se considera que la influencia de estos fenómenos, entra en juego cuando la puerta se encuentra a una distancia igual o menor, de 40 mm de la carrocería.

En este capítulo se trata únicamente, la primera etapa antes definida del cierre, y se intenta encontrar una relación entre la Energía mecánica otorgada a la puerta durante el impulso, Em y la velocidad tangencial de la puerta al final de su recorrido, v. Es importante relacionar la energía con la velocidad, ya que esta magnitud es una de las más simples de medir, con una precisión y fiabilidad aceptables, y también una de las más utilizadas para los ensayos de puertas dentro del Centro Técnico de SEAT S.A. Para esto se utilizará el útil construido anteriormente.

Los ensayos y cálculos se realizarán sobre el mismo vehículo que se ha realizado la calibración del útil, el SE 254 (Ibiza Sport Coupé 3p) Desarrollar el estudio sobre un solo coche, no llega a ser significativo ya que, si existen factores de variabilidad, con un solo vehículo no pueden tenerse en cuenta ni ser eliminados. Lo ideal sería llevar a cabo los ensayos sobre una muestra de 5 o 10 coches, pero esto no es posible debido a una cuestión de tiempo. Sin embargo para esta parte del proyecto se ha tenido acceso a otro modelo de la gama, un SEAT León 5p, que ayudará a verificar de una manera más fiable el modelo.

6.1. MODELO MATEMÁTICO

Con tal de conocer los elementos básicos que intervienen en el comportamiento de la puerta durante un cierre, se establece un pequeño modelo matemático teórico, que describe de forma básica la relación entre energía y velocidad de cierre. Sobre este modelo nos basaremos, para planificar los ensayos. Una vez obtenidos los resultados, la correlación ensayos teoría se realizará sobre este modelo.

Partiendo de la definición de energía mecánica y del principio de conservación de la energía obtenemos:

$$E_{mecánica} = E_{cinética} + E_{potencial} \qquad \text{[Ec. 6.1.1]}$$

La transformación de energía mecánica, en energía cinética y energía potencial en su totalidad solo podría producirse en un entorno ideal, donde no existiese ningún tipo de rozamiento y ningún elemento de disipación de energía. Por lo que a esta ecuación se le añade un término más.

$$E_{mecánica} = E_{cinética} + E_{potencial} \pm W_{rozamiento} \qquad \text{[Ec. 6.1.2]}$$

El término $W_{rozamiento}$ corresponde, al trabajo desarrollado por los elementos internos de la puerta que producen algún tipo de rozamiento durante el movimiento de la misma, como las bisagras o el retenedor, se profundiza en este término, en el apartado 6.4 de este capítulo. Cabe mencionar que se introduce en el modelo con la incógnita de si es positivo o negativo, ya que aunque algunos términos como el par resistente de las bisagras se oponen claramente al cierre, otros como el trabajo desarrollado por el retenedor, no está del todo claro, ya que aunque en un primer momento es necesario, superar el punto de retención, después el retenedor dispone de lo que, se llama coloquialmente ayuda al cierre y será necesario determinar de que manera influye este parámetro.

Cada término es tratado en un apartado individual a continuación, aunque preliminarmente pueden se pueden destacar dos puntos.

1. En el término de la energía cinética, interviene una de las variables e incógnitas más interesantes del proyecto, esta es el momento de inercia dinámico de la puerta con respecto al eje de bisagras. Es interesante ya que si se pudiese determinar con precisión, la energía cinética de la puerta sería podría ser conocida mediante el cálculo antes de realizar ninguna medición.

2. En segundo lugar, a partir de este punto todos los ensayos y referencias a los elementos del coche, se hacen con respecto a las coordenadas coche, por lo que es necesario definirlas.

El origen de las coordenadas coche se encuentra sobre el eje de ruedas delantero, a la altura de la palanca de cambios. A partir de ahí los ejes x, y, z, se definen como sigue.

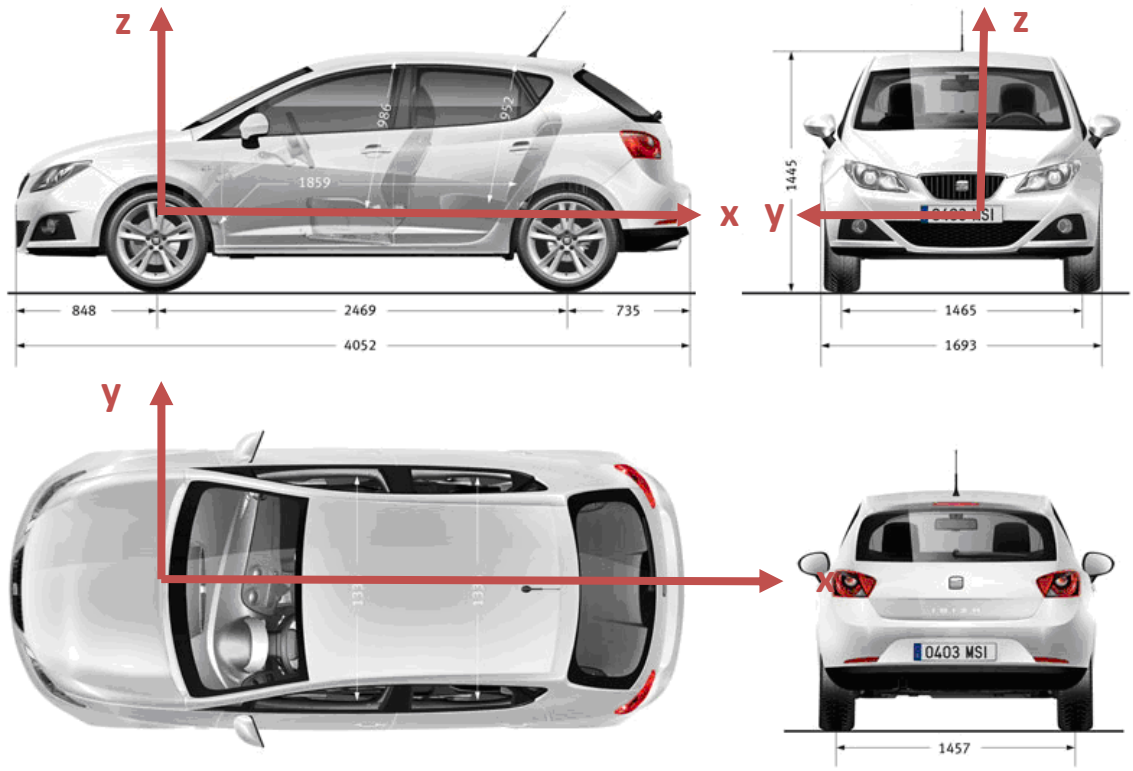


Fig. 6. 2 Coordenadas coche

Los planos más importantes para el estudio, serán el plano x-z y el plano y-z, ya que es sobre estos, que la puerta tiene una ligera inclinación que hará entrar en juego el término de la Energía potencial. (cf. Apartado 6.3 Energía potencial (inclinación eje de bisagras)).

6.2. ENERGÍA CINÉTICA.

Como todos sabemos, la energía cinética de un elemento en movimiento de translación rectilíneo puede definirse como:

$$E_{ctranslación} = \frac{1}{2} m.v^2 \qquad \text{[Ec. 6.2.1]}$$

Igualmente se puede definir de una manera casi equivalente, la energía cinética de un elemento en movimiento circular, como sería el caso de una puerta de automóvil, como:

$$E_{crotación} = \frac{1}{2} I.w^2 \qquad \text{[Ec. 6.2.2]}$$

Siendo esta última proporcional a la velocidad tangencial, podemos transformar la expresión de la energía cinética en una función dependiente del momento de inercia I y la velocidad tangencial al cuadrado.

Para un sólido rígido que está rotando puede descomponerse la energía cinética total como dos sumas de los términos anteriormente expuestos: la energía cinética de translación (que es la asociada al desplazamiento del centro de masa del cuerpo a través del espacio) y la energía cinética de rotación (que es la asociada al movimiento de rotación con cierta velocidad angular). La expresión matemática resultante es la siguiente:

$$E_{cinética} = E_{translación} + E_{rotación} \qquad \text{[Ec. 6.2.3]}$$

En el caso que nos incumbe, la puerta se encuentra anclada a la carrocería del coche, mediante las bisagras, las cuales constituyen el eje de rotación del movimiento. Es decir, no existe translación rectilínea en el fenómeno de cierre de puerta, y por lo tanto de la ecuación anterior se puede suprimir el término referente a la energía de translación. Siendo finalmente, la energía cinética, a la que posteriormente nos referiremos como energía de empuje la que se presenta en la ecuación [Ec. 6.2.2]

Como se ha podido ver la energía cinética en un modelo como el tratado depende en su mayor parte del momento de inercia de la puerta con respecto al eje de bisagras. A continuación se detalla el método seguido para determinar este parámetro de manera teórica.

6.2.1. DETERMINACIÓN TEÓRICA DE LA INERCIA DE UNA PUERTA

Una de las grandes incógnitas sobre los elementos móviles, es su inercia. Esta resulta muy complicada de calcular por métodos teóricos, debido al gran número de componentes que la constituyen, la diversidad de materiales y las complicadas geometrías, también ha de tenerse en cuenta las inclinaciones en dos planos diferenciados de la puerta, lo que dificulta aún más el cálculo por geometría de masas.

Este concepto desempeña en el movimiento de rotación un papel análogo al de masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. La masa es la resistencia que presenta un cuerpo a ser acelerado en traslación y el Momento de Inercia es la resistencia que presenta un cuerpo a ser acelerado en rotación, con lo que conociendo esta magnitud, seremos capaces de saber en una primera aproximación si la puerta se cerrara fácilmente o por el contrario tendrá una mayor resistencia al cierre.

A continuación se proponen 2 métodos, para determinar teóricamente la inercia de una puerta de manera teórica, uno realizando un cálculo discreto aproximado de la inercia y un segundo utilizando el programa CATIA V5.

Cálculo momento de inercia de puertas de un Seat León:

Cálculo analítico: El momento de inercia (símbolo I) es una medida de la inercia rotacional de un cuerpo. El momento de inercia desempeña un papel análogo al de la masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. Es el valor escalar del momento angular longitudinal de un sólido rígido. Dado un sistema de partículas y un eje arbitrario, el momento de inercia del mismo se define como la suma de los productos de las masas de las partículas por el cuadrado de la distancia r de cada partícula a dicho eje. (Meter referencia bibliográfica)

$$I = \sum_i m_i r_i^2 \qquad \text{[Ec. 6.2.3]}$$

Para un cuerpo de masa continua se generaliza como:

$$I = \int_m r^2 dm = \int_v \rho r^2 dV \qquad \text{[Ec. 6.2.4]}$$

El subíndice V de la integral indica que se integra sobre todo el volumen del cuerpo. Se resuelve a través de una integral múltiple.

La puerta de un automóvil no es un sólido rígido único, por lo que el momento de inercia debe ser calculado como el momento de inercia de un área compuesta.

Esto se hace dividiendo el sólido en grupos de áreas más simples, en el caso de la puerta chapa, piezas de montaje y paneles. Lo siguiente es determinar las coordenadas del centro de masas de cada grupo y a continuación el cdm del conjunto completo.

Aplicando el teorema de Steiner o de los ejes paralelos se calcula el momento de inercia de cada conjunto. El momento de inercia del área completa será la suma de los momentos de inercia de cada parte con respecto al eje de rotación.

En la base de datos del Centro Técnico el equipo de proyectos realiza la operación de calcular el peso y las coordenadas del cdm de las puertas para cada modelo, agrupando las piezas en tres conjuntos principales, chapa, piezas de montaje y paneles, así conociendo las coordenadas del cdm de cada grupo y la distancia al eje de rotación podremos calcular el momento de inercia del conjunto puerta. Las tablas con estos datos pueden encontrarse en el Anexo F.

Los resultados de este cálculo para las puertas anteriores y posteriores del Seat León son los siguientes:

Elemento	Masa [Kg]	Coordenada CGx [mm]	Distancia al eje de bisagras [mm]	Inercia Calculada [Kg.m^2]
Chapa	15.519	879.46	464	3.34
Piezas de montaje	8.656	1020.94	605.49	3.17
Paneles	3.989	990.00	574	1.32
Total	28.164	938.6	523.1	7.83

Fig. 6. 3 Cálculo del momento de inercia de las puertas anteriores de un Seat León.

Elemento	Masa [Kg]	Coordenada CGx [mm]	Distancia al eje de bisagras [mm]	Inercia Calculada [Kg.m^2]
Chapa	12.381	1825.95	3452.95	1.46
Piezas de montaje	6.299	1882.20	399.2	1.01
Paneles	3.048	1900.00	417.00	0.53
Total	21.728	1852.60	369.60	2.99

Fig. 6. 4 Cálculo analítico del momento de inercia de las puertas posteriores de SEat León

Utilización de CATIA V5:

En un segundo momento se utilizan los modelos CAD de las puertas para realizar el cálculo, mediante el comando del programa **'Measure Inertia'**, situado en la paleta **'Measure'**

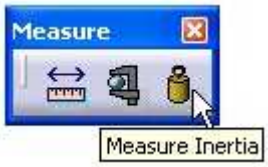


Fig. 6. 5 Paleta Measure con el comando 'Measure Inertia' de CATIA V5

Este comando permite la obtención de datos de pesos, momentos de inercia, y coordenadas del centro de gravedad, tanto del conjunto total de 'Assembly' como de elementos individuales.

Para obtener un resultado real es necesario que todos los elementos del conjunto tengan asociado un material, con su correspondiente densidad del material. Por lo que para aplicar este método, en el modelo solo se montan las piezas principales de la puerta, como la chapa, las piezas de montaje y los paneles. Una vez asignados los materiales, se verifica el peso mediante la misma herramienta, Fig. 6. 6. Como es lógico se encuentra una diferencia de peso entre el medido por CATIA y el peso real de la puerta. Este último es conocido y se recoge en las tablas presentadas en el Anexo F para cada uno de los modelos tratados.

La idea para suplir este error de cálculo proveniente de la diferencia de peso entre el modelo y la realidad, es crear un nuevo 'Product' en el entorno de CATIA que sea una masa puntual, de un material ficticio, con una masa que sea exactamente la diferencia entre, la que nos da el programa y la realidad.

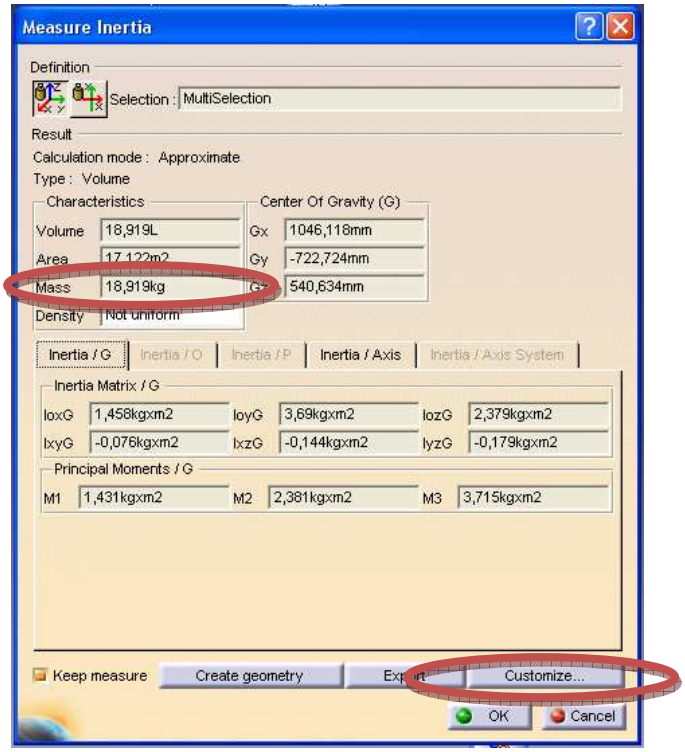


Fig. 6. 6 Resultados de una medida de peso de la PA del SE 254 antes del colocar la masa puntual.

Esta masa puntual debe situarse en las coordenadas del centro de masas, de esta manera no alteramos la repartición de masas, y el cálculo de la inercia será más exacto. Por último antes de proceder a lanzar el cálculo, debemos abrir la opción '**customize'** Fig. 6. 6, que permite determinar los parámetros que se desea que aparezcan a la hora de calcular las medidas de inercia.

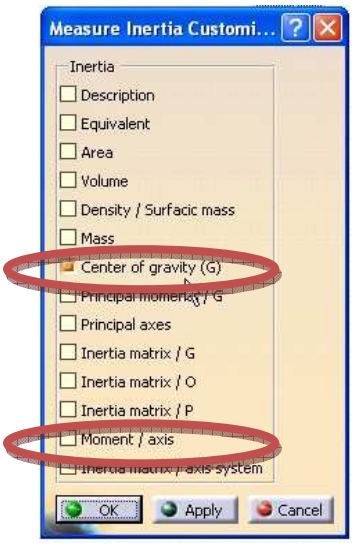


Fig. 6. 7 Measure Inertia Customize

Con este último paso le decimos al programa que lo que deseamos calcular es el Moment/axis, que es el momento de Inercia rotacional con respecto a un eje determinado. Este eje cuando nos pide determinarlo, seleccionamos el eje de bisagras.

De esta manera procedemos tanto con las puertas anteriores como con las puertas posteriores en la Fig. 6. 8. se puede apreciar la captura de pantalla de los resultado reenviados por el programa.

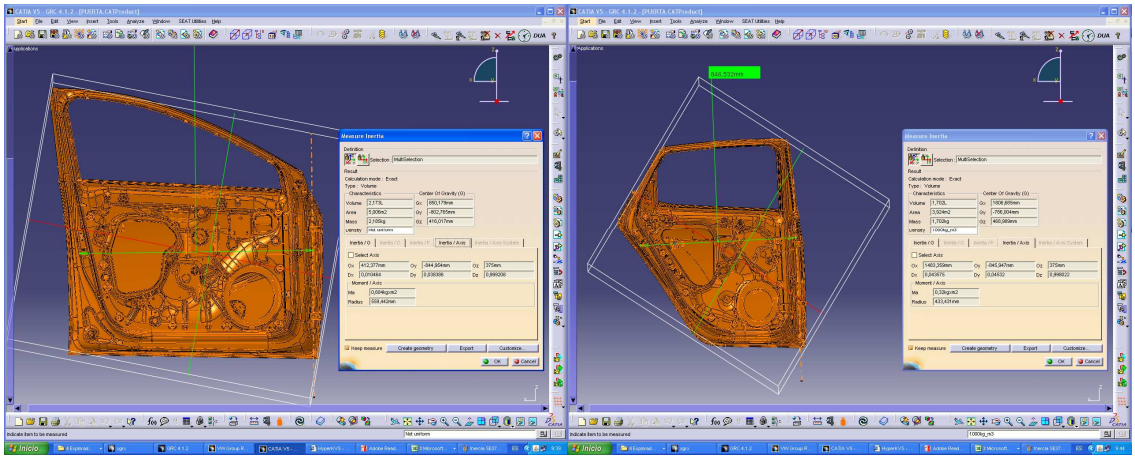


Fig. 6. 8 Momentos de inercia medidos en la PA y PP del Seat León en el entorno CATIA V5

Modelo	Masa puerta [kg]	Ma [Kg.m^2] (CATIA V5)
Seat León PA	28,164	8,577
Seat León PP	21,728	4,066

Fig. 6. 9 Resultados de las mediciones de los momentos de Inercia PA y PP SE 370

Por último cabe mencionar, que este método se aplica únicamente sobre una puerta indiferentemente de que sea la puerta izquierda o la puerta derecha, ya que a la hora de desarrollar los modelos CAD suelen utilizarse simetrías y se conciben ambos lados, exactamente simétricos.

Cálculo teórico momento de inercia de puertas de un Seat Ibiza Sport Coupé:

Para el modelo SE 254 se procede exactamente del mismo modo descrito para el SEAT León precedentemente. Como única diferencia se presenta que este es un modelo 3 puerta por lo que solo existen las puertas anteriores. A continuación se presentan los resultados:

Cálculo analítico:

Elemento	Masa [Kg]	Coordenada CGx [mm]	Distancia al eje de bisagras [mm]	Inercia Calculada [Kg.m^2]
Chapa	19,030	1002,75	598,65	6,82
Piezas de montaje	10,726	1180,77	776,67	6,47
Paneles	4,844	1147,91	743,81	2,68
Total	34.600	1046.12	641.513	15,98

Fig. 6. 10 Cálculo analítico de inercia de las puertas anteriores del SEAT León

Utilización de CATIA V5:

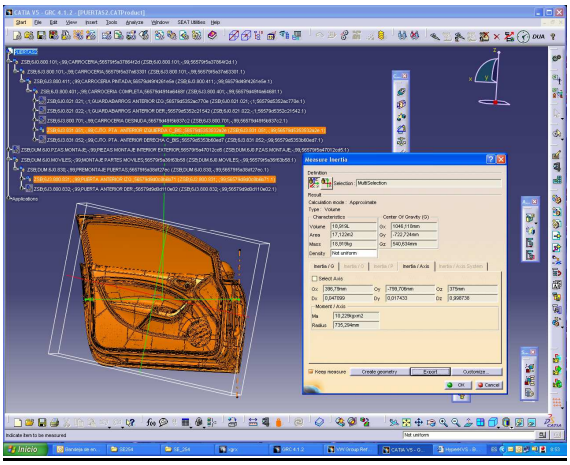


Fig. 6. 11 Medida del momento de inercia de la PA del SE 254 en el entorno de CATIA V5

Modelo	Masa puerta [kg]	Ma [Kg.m^2] (CATIA V5)
Seat Ibiza 3p sport coupé	34,600	18,7

Fig. 6. 12 Resultados de las mediciones de los momentos de Inercia PA SE 254

Comparación entre los dos métodos:

Modelo	Ma [Kg.m^2] (Estimación)	Ma [Kg.m^2] (CATIA V5)
Seat León PA	7.86	8,577
Seat León PP	2.9905	4.066
Seat Ibiza Sport Coupé PA	15.98	18.7

Fig. 6. 13 Comparación resultados del cálculo de los momentos de inercia

Como se puede observar en la tabla superior aunque aproximados existe un error entre los dos métodos, para saber cuál de los dos se acerca más a la realidad se realizan unos ensayos con el fin de caracterizar la puerta y realizar una correlación con la teoría para verificar o desechar las hipótesis realizadas.

A primera vista se podría decir que seguramente el cálculo realizado en CATIA V5 sea más exacto ya que este, tiene en cuenta la masa completa de la puerta, y el programa realiza el cálculo integral del sólido continuo, no como el primer método que se trata de un cálculo simplificado mediante hipótesis.

6.2.2. CÁLCULO TEÓRICO DE LA ENERGÍA CINÉTICA ROTACIONAL DE UNA PUERTA.

Habiendo encontrado el momento de inercia rotacional de la puerta, el cálculo de la energía cinética se simplifica. Pero aún queda por resolver la velocidad angular de la puerta. Para esto se hace una transformación de la fórmula teniendo en cuenta la relación siguiente:

$$\varpi = \frac{v}{r} \qquad \text{[Ec. 6.2.6]}$$

Esta relación es válida si hablamos en términos instantáneos. Aunque el cierre se produce a lo largo de un periodo de tiempo, este es muy corto y cuasi instantáneo. La diferencia de velocidades que se observa, en un ensayo preliminar es muy pequeña, inferior a 0,05 m/s, entre el inicio del recorrido y el final. Con lo que finalmente el término de la energía cinética se puede escribir en función de la velocidad tangencial libre de la puerta. Se denomina libre a la medición de velocidad que se realiza en un punto en el que el movimiento de la puerta no está influenciado por nada más que los elementos intrínsecos de la misma puerta.

$$E_{cinética} = \frac{1}{2}\frac{I}{r^2}v^2 \qquad \text{[Ec. 6.2.7]}$$

En donde:

I es el momento de inercia en Kg.m2

r es el radio de la puerta en m

v la velocidad tangencial libre de la puerta durante el cierre en m/s.

La forma de tomar la medida de la velocidad ya ha sido explicado con anterioridad en la introducción, de todas maneras se especifica con mayor detalle en el apartado 6.5 Relación empírica E = f(v).

La única incógnita que resta es el radio de la puerta, este se define como la distancia que hay entre el eje de bisagras hasta el cajetín de la puerta que alberga el retenedor. Para medir esto con precisión, se realiza en el entorno de CATIA V5 con la función '**Measure distance'**. En el Anexo E se presentan las capturas de pantalla de las mediciones de los radios de puertas. Conociendo esta constante y el momento de inercia la energía cinética se puede expresar como una constante por la velocidad tangencial al cuadrado.

$$E_{cinética} = K.v^2 \quad \text{con} \quad K = \frac{I}{2.r^2} \qquad \text{[Ec. 6.2.8]}$$

Este coeficiente tiene la misma dimensión que una masa [kg] aunque no corresponde a la masa de la puerta. En la tabla siguiente se recogen, el momento de Inercia, el radio de la puerta y el coeficiente K.

Modelo	Ma [Kg.m^2]	Radios puertas [m]	Coeficiente K [kg]
Seat León PA	8,577	0,989	4,384
Seat León PP	4,066	0,874	2,657
Seat Ibiza Sport Coupé PA	18,7	1,183	6,681

Fig. 6. 14 Coeficiente K transformación de velocidad en energía cinética

6.3. ENERGÍA POTENCIAL (INCLINACIÓN DEL EJE DE BISAGRAS)

Las puertas como ya se ha mencionado con anterioridad poseen una ligera inclinación con respecto a la vertical en dos planos de las coordenadas coche, en el plano x-z y en el plano y-z. Esta inclinación produce un ligero levantamiento de la puerta a medida que esta se abre, es decir entre la posición inicial de accionamiento en un cierre y la posición final (puerta cerrada), existe una diferencia de altura, lo que se traduce en una pérdida de energía potencial gravitatoria durante el recorrido, la cual, se transformará en energía cinética, según el teorema de conservación de la energía. A continuación veremos cómo y en qué medida afecta esta inclinación al cierre de puertas. Este término de energía se define como

$$\Delta E_{potencial} = m \cdot g \cdot \Delta h = m \cdot g \cdot (h_2 - h_1) \qquad \text{[Ec. 6.3.1]}$$

Donde m es la masa de la puerta, g la aceleración gravitatoria y delta h la diferencia de altura entre la posición inicial de la puerta y la posición final.

A simple vista podemos destacar que este término no es suficiente para superar los elementos de fricción (retenedor y bisagras), evidentemente el retenedor está diseñado para sujetar la puerta en unos puntos definidos, pero una vez superados estos puntos, las puertas del modelo SE 254 se mantienen en equilibrio en posiciones de mayor proximidad al cierre.

6.3.1. MEDICIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN REAL DE LAS BISAGRAS

En los ensayos preliminares que se realizaron sobre el vehículo, para la calibración del útil se observó que la puerta pasajero presentaba una mayor facilidad al cierre que la puerta del conductor. Este fenómeno no puede atribuirse a la diferencia de masas, entre las dos puertas, ya que esta es mínima. Los únicos componentes a mayores que presenta la puerta del conductor es el bloqueo de puertas y los controles de elevalunas centralizado. Estos componentes suponen únicamente una diferencia de 150 gr sobre los casi 35 Kg que pesa la puerta.

Por esta razón se pensó que podría existir debido a la variabilidad de los montajes en la cadena de producción, una diferencia entre la inclinación de cada puerta, por lo que se llevó a cabo una serie de ensayos y cálculos para determinar esta diferencia y poner en evidencia su efecto.

6.3.1.1. Ensayo preliminar

En un primer momento para determinar si merece la pena medir las bisagras, se realiza un ensayo simple consistente en soltar el retenedor de la puerta, para eliminar su influencia. Una vez hecho esto, dejando caer la puerta desde su apertura máxima, medimos en final de recorrido las velocidades alcanzadas.

Se realizan 5 caídas para cada puerta, y se observa que en cada una la puerta alcanza la misma velocidad en final de recorrido.

	Puerta anterior conducto	Puerta anterior pasajero
Velocidad [m/s]	0,69	1,01

Fig. 6. 15 Velocidad alcanzada durante la caída de puertas.

Se observa una diferencia de velocidad lo suficientemente grande como para justificar la medición del eje real de bisagras. A demás la puerta del pasajero consigue cerrarse con éxito mientras que la del conductor no lo hace.

6.3.1.2. Equipo Krypton

Para determinar si realmente existe una diferencia entre la inclinación de puertas se realiza una orden de trabajo para medir los ejes reales del coche, con el equipo Krypton, este es un equipo que permite mediante una serie de sensores, medir las coordenadas de un punto deseado, con respecto a un sistema de referencia determinado en el espacio, este sistema de referencia es el correspondiente a las coordenadas coche.

Para obtener la inclinación del eje de bisagras se determina la posición en coordenadas coche del centro de cada una de las bisagras, de cada puerta y después se dibuja el eje. El resultado de estas medidas puede verse en las figuras 6.16 y 6.17

Coordenada [mm]	Bisagra superior conductor	Bisagra inferior conductor	Bisagra superior pasajero	Bisagra inferior pasajero
X	401,841	386,772	398,366	384,498
Y	-800,083	-803,110	799,853	805,048
Z	525,225	190,798	525,175	190,642

Fig. 6. 16 Coordenadas reales CIR de las bisagras del SE 254

Inclinación en plano [grados]	Eje conductor	Eje pasajero
XoY	89,482	90,890
YoZ	11,318	-20,535
ZoX	2,589	2,374

Fig. 6. 17 Inclinación real ejes de bisagras del SE 254

Con estos datos en una primera aproximación se puede determinar que la puerta pasajero tiene una mayor inclinación en el plano YoZ que la puerta del conductor.

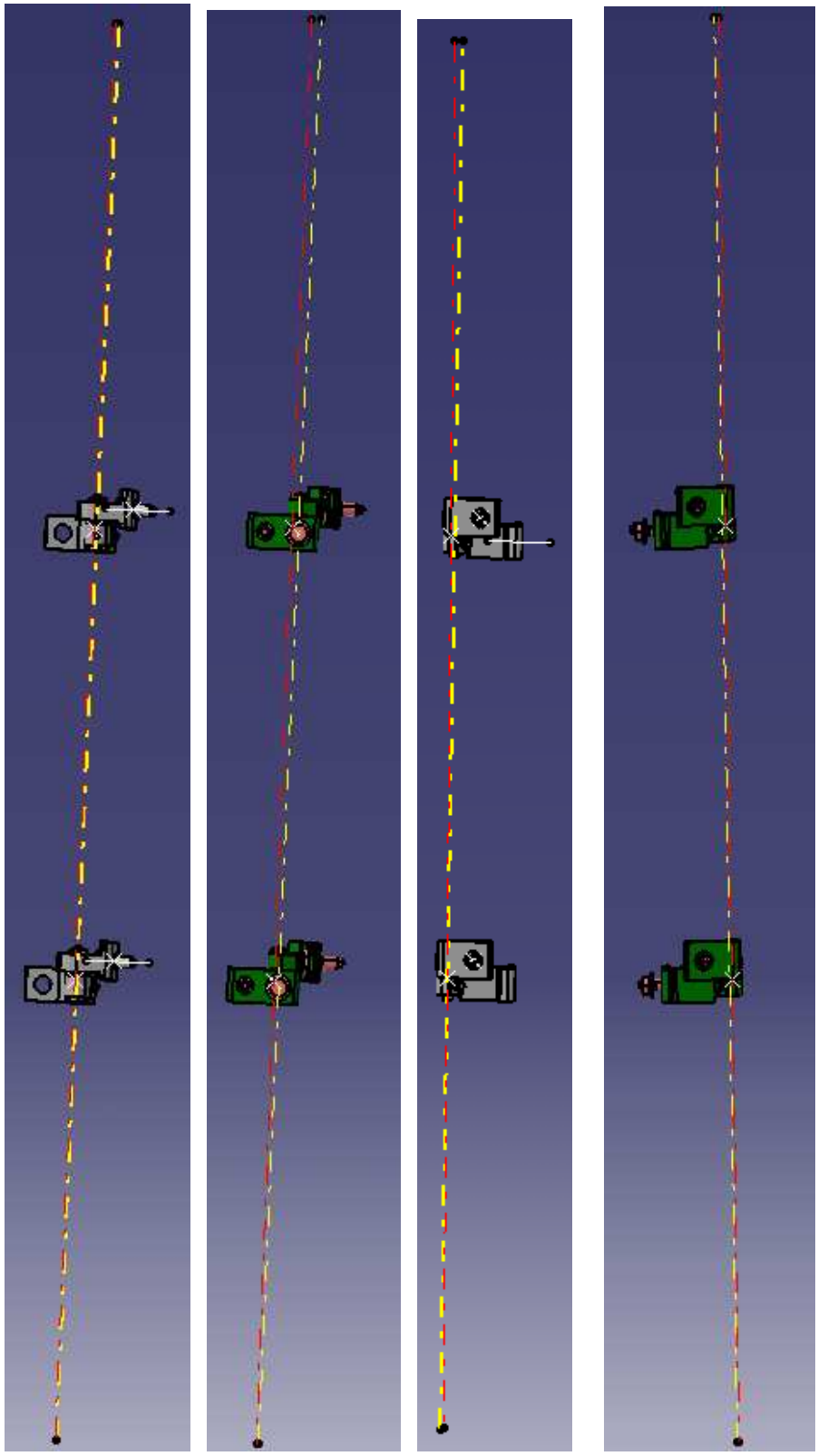


Fig. 6. 18 A la izquierda eje en plano XoZ a la derecha en eje en plano YoZ

Para apreciar realmente la diferencia de inclinación, dibujamos estos ejes en CATIA V5 y los colocamos sobre los ejes nominales diseñados en el proyecto Fig. 6. 18 ya que debido a las tolerancias de montaje estas coordenadas podrían encontrarse desplazadas en el espacio con respecto a las nominales del proyecto.

En las figuras, el eje nominal está representado en amarillo y el real en rojo, para diferenciar cada lado, las bisagras conductor se presentan en gris y las bisagras pasajero se presentan en verde.

Vemos que en el plano XoZ el eje real es casi paralelo al eje nominal sin embargo en el plano YoZ el eje real tiene una inclinación negativa con respecto al eje nominal, este fenómeno desfavorece el cierre. En el lado del conductor sin embargo observamos que en los dos planos los ejes dibujados son casi paralelos por lo que se puede decir que, el eje de bisagras del lado pasajero corresponde al eje nominal definido en proyecto.

6.3.2. DETERMINACIÓN DEL LEVANTAMIENTO DE PUERTAS (CATIA V5)

El levantamiento de puertas, depende evidentemente del grado de apertura de una puerta. Para medir el levantamiento de una puerta, nos centramos en el centro de masas. Con la ayuda de CATIA V5, creamos un 'product', que va a ser el centro de masas de la puerta, situado en las coordenadas. Con el modelo de la puerta, cargamos este 'product' dos veces, la primera lo fijamos a la puerta y la segunda lo fijamos en el sistema de coordenadas del coche.

Una vez hecho esto se simula la apertura de la puerta, dándole una rotación al modelo de la puerta alrededor del eje de bisagras, y mediante la herramienta 'Measure distance' obtendremos la distancia entre las dos posiciones del cdm, en el eje z.

Este proceso se realiza para cada puerta con las coordenadas de cada cdm (ver Anexo F) y sustituyendo los ejes por los que se han dibujado con anterioridad, también obtendremos el levantamiento de puertas para los ejes reales medidos con el equipo Krypton. Se pueden ver las capturas de pantalla de esta operación en el Anexo E.

Puerta	Masa puerta [Kg]	Δh_{total} [m]	Ah $real_{total}$ [m]	Δh_{27} [m]	$\Delta h\ real_{27}$ [m]
PAI SE 254	34,600	-0,0225	-0,0170	-0,0130	0,0075
PAD SE 254	34,600	-0,0225	-0,0204	-0,0130	0,0109
PA SE 37X	27,400	-0,0206	-	-0,0108	-
PP SE 37X	21,600	-0,0210	-	-0,0089	-

Fig. 6. 19 Determinación del levantamiento de puertas.

6.3.3. INFLUENCIA DE LA INCLINACIÓN EN LA ENERGÍA DE CIERRE (CÁLCULO DEL TÉRMINO ENERGÍA POTENCIAL)

Teniendo en cuenta la masa de las puertas y el levantamiento de puertas medido anteriormente podemos calcular el término de la energía potencial de forma teórica. Para los dos modelos estudiados.

Puerta	Masa puerta [Kg]	Δh [m]	Δh real [m]	ΔEp teórico [Nm]	ΔEp real [Nm]
PAI SE 254	34,600	-0,0225	-0,0170	-4,4142	-5,7713
PAD SE 254	34,600	-0,0225	-0,0204	-7,6405	-6,9396
PA SE 37X	27,400	-0,0206	-	-5,5372	-
PP SE 37X	21,600	-0,0210	-	-4,4401	-

Fig. 6. 20 Energía potencial de las puertas para una apertura total.

Si nos fijamos en la contribución energética de cada una de las puertas del SE 254 debido a la inclinación real de los ejes, le da una ventaja al cierre de la puerta del pasajero de 1,17 Nm con respecto a la del conductor, si eliminamos el efecto del retenedor. Esta diferencia es la que hace que la puerta del pasajero cierre correctamente y la del conductor no lo haga.

Puerta	Masa puerta [Kg]	Δh [m]	Δh real [m]	ΔEp teórico [Nm]	ΔEp real [Nm]
PAI SE 254	34,600	-0,0130	-0,0075	-4,4142	-2,5457
PAD SE 254	34,600	-0,0130	-0,0109	-4,4142	-3,6997
PA SE 37X	27,400	-0,0108	-	-2,8944	-
PP SE 37X	21,600	-0,0089	-	-1,8939	-

Fig. 6. 21 Energía potencial de las puertas para una apertura de 27 grados

En la tabla de arriba se presenta el mismo cálculo pero para una apertura de puerta de 27 grados, que corresponde a la posición inicial de la puerta en los ensayos (primer punto de retención del retenedor). Con estos datos se realizará en la sección 6.6 la correlación con la teoría.

Cabe destacar que si no hay datos para el modelo SE 37X del levantamiento real de puertas es porque tampoco se ha realizado la medición de la inclinación real del ángulo de bisagras, ya que para este modelo solo se ha tratado el lado izquierdo, ya que es un modelo en fase de prototipaje, y el lado derecho del vehículo no estaba en condiciones de realizar ensayos.

6.4. ELEMENTOS DE ROZAMIENTO.

En la sección anterior hemos visto, que entre la posición inicial y final de un cierre existe una pérdida de energía potencial, que en un entorno ideal se transformaría por completo en energía cinética rotacional durante el cierre. Sin embargo existen parámetros constructivos que presentan una resistencia al movimiento y que por lo tanto dicha pérdida de energía potencial se disipa en forma de rozamiento. Es lo que en el modelo matemático hemos denominado como $W_{rozamiento}$.

Los elementos de rozamiento son aquellos componentes que se oponen al avance de la puerta. En un cierre de puerta, los elementos más influyentes son la fricción de las bisagras y el retenedor independiente, cabe mencionar que estos elementos son comunes para los dos modelos estudiados, por lo que se presentarán resultados únicos.

6.4.1. BISAGRAS

Las bisagras presentan por definición de proyecto un par resistente de 2Nm sobre el eje de rotación de la puerta Fig.6. 22.

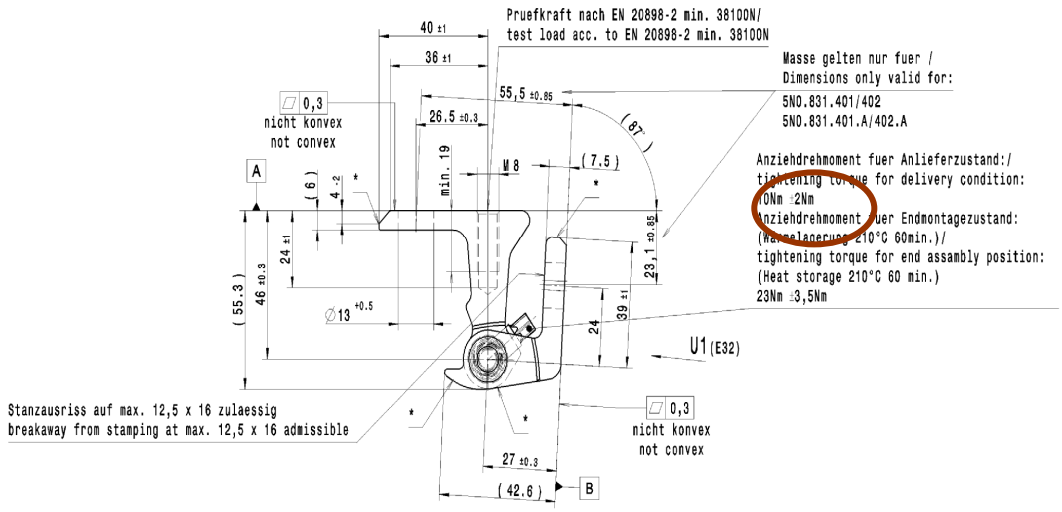


Fig. 6. 22 Definición proyecto de las bisagras de un SE 254

Determinación del par resistente de bisagras.

Aunque el par viene definido en proyecto, sobre un muestreo de 10 bisagras, se realiza un ensayo simple para determinar con precisión el par resistente de las bisagras de la puerta. El ensayo consiste en medir el esfuerzo necesario para girar la bisagra en su totalidad. Para hacer esto,

dicha bisagra se fija en un pedestal simulando la posición coche con la puerta abierta completamente.

Fig. 6. 23 Bisagra PAI SE 254 montada en posición coche sobre un pedestal

Para conocer el esfuerzo necesario para girar la bisagra en su totalidad, empujamos desde la posición de apertura total hasta la posición de cierre Fig. 6. 24, en el extremo exterior de la parte móvil de la bisagra y de manera tangencial al movimiento, con un dinamómetro digital memecsin (la documentación se puede ver en el Anexo C), que nos permite tomar la lectura del esfuerzo.

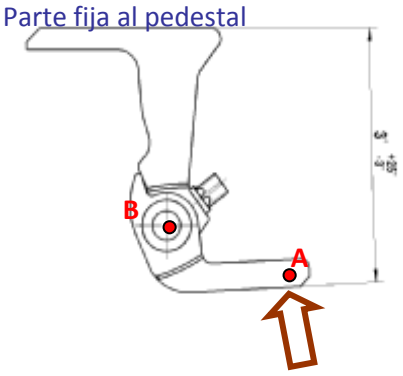


Fig. 6. 24 Aplicación del esfuerzo de giro de bisagras

Una vez obtenemos la lectura del esfuerzo aplicado en el punto, calculamos el momento generado por este esfuerzo en el punto B (eje de bisagras). Definimos un eje de coordenadas conveniente obtenemos que:

$$M_B = \begin{Bmatrix} Fx \\ Fy \\ Fz \end{Bmatrix} \otimes \begin{Bmatrix} ABx \\ ABy \\ ABz \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fy \cdot ABz - Fz \cdot ABy \\ Fz \cdot ABx - Fx \cdot ABz \\ Fx \cdot ABy - Fy \cdot ABx \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ Fy \cdot ABx \end{Bmatrix} \quad \text{[Ec. 6.4.1]}$$

Los resultados obtenidos para las bisagras ensayadas han sido los siguientes.

SE 254	Bisagra 1	Bisagra 2	Bisagra 3	Bisagra 4	Bisagra 5
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
PAI	55,8	62,55	35	56,7	58,6
	55,65	53,5	47,2	52,15	56,2
	56,8	52,6	44,75	60,5	60,75
	52,45	54,15	48,25	58,7	56,7
	54,85	54,95	54,5	54,9	54,5
PAD	50,5	46,35	46,1	52,4	51,3
	49,9	45,55	51,15	59,2	37,85
	49,75	42,85	45	54,5	36,35
	47,75	47,95	55,35	62,15	31,75
	45,15	45,15	46,9	58,7	36,35

Fig. 6. 25 Resultados de los Esfuerzos obtenidos para el giro de bisagras según puerta.

SE 254	Bisagra 1	Bisagra 2	Bisagra 3	Bisagra 4	Bisagra 5
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]
PAI	2,18	2,44	1,37	2,21	2,29
	2,17	2,09	1,84	2,03	2,19
	2,22	2,05	1,75	2,36	2,37
	2,05	2,11	1,88	2,29	2,21
	2,14	2,14	2,13	2,14	2,13
PAD	1,97	1,81	1,80	2,04	2,00
	1,95	1,78	1,99	2,31	1,48
	1,94	1,67	1,76	2,13	1,42
	1,86	1,87	2,16	2,42	1,24

	1,76	1,76	1,83	2,29	1,42

Fig. 6. 26 Resultados de los cálculos del Momento resistente sobre el eje de bisagras

Así se puede definir un par medio para las bisagras de cada eje Fig. 6. 29.

Puerta	SE 254 PAI	SE 254 PAD
Par resistente [Nm] por bisagra	2,11	1,87
Par resistente [Nm] por eje	4,22	3,74

Fig. 6. 27 Resultado final de los ensayos sobre bisagras.

Una vez más los resultados concuerdan con el hecho de que la puerta pasajero del vehículo estudiado tiene una mayor facilidad al cierre, en este caso las bisagras correspondientes al lado pasajero, presentan en general una menor resistencia que las del lado conductor. Esto puede ser debido a alguna operación en el proceso de fabricación que se realice de manera ligeramente diferente.

6.4.2. RETENEDOR

El segundo parámetro constructivo que presenta una resistencia al movimiento de la puerta es el retenedor. Sin embargo el análisis de esta pieza, es un poco más complicado, porque aparte de la oposición al movimiento que presentan los puntos de retención, el retenedor está diseñado para que una vez superadas las crestas que existen entre puntos de retención, se produzca una ayuda al cierre.

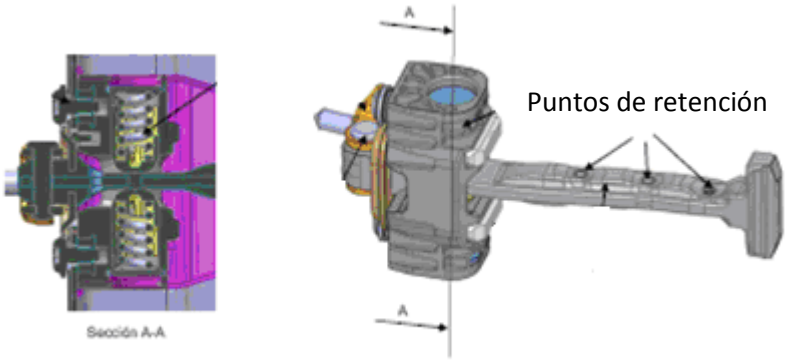


Fig. 6. 28 Vista de un retenedor de puertas de un SE 254 con corte en sección

La fricción se produce al desplazarse el patín sobre brazo, este patín se mantiene en posición con dos muelles, que deberán comprimirse en mayor o menor medida según el punto por el que estamos pasando.

A parte del rozamiento longitudinal del patín, se presenta también un par resistente sobre el eje de giro del retenedor Fig. 6. 29, que es paralelo al eje de bisagras. Con lo que el desplazamiento del patín y el brazo del retenedor son perpendiculares al eje de bisagras y aseguran una cinemática correcta. Este par resistente viene predefinido en proyecto.

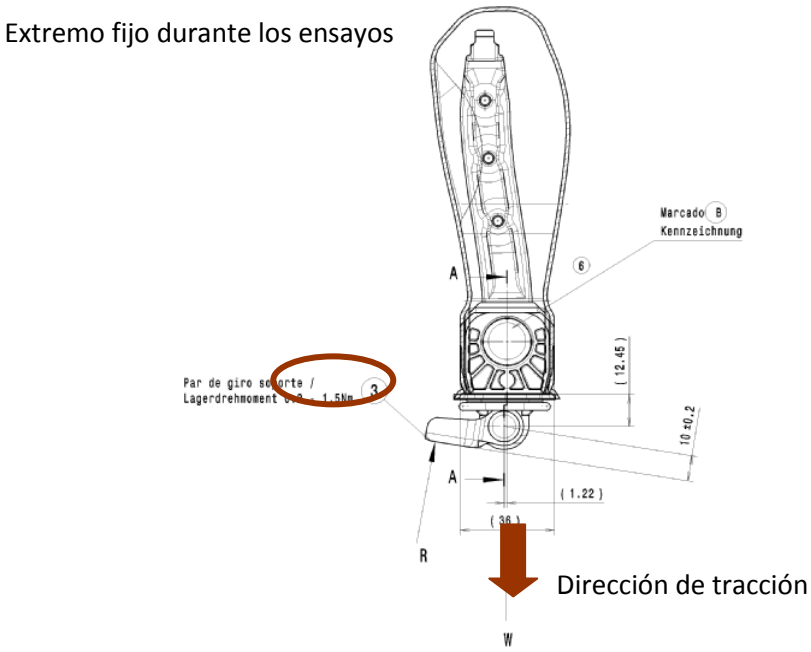


Fig. 6. 29 Definición par de giro del eje del retenedor de puerta

Determinación del trabajo desarrollado por el retenedor

El trabajo desarrollado por el retenedor se obtiene a partir de unos ensayos realizados en el laboratorio del Centro Técnico. Se trata de un ensayo de tracción, mediante el cual se mide el esfuerzo longitudinal, para extraer el retenedor de su cajetín. Fig. 6. 29 y Fig. 6. 33.

El esfuerzo longitudinal medido en el ensayo es lo que en la Fig. 6. 30 se define como Fr, este esfuerzo se descompone en Frh y Frv, según las coordenadas locales del retenedor, donde h se define como la dirección que une el centro de giro del retenedor y el centro del patín, y v su perpendicular.

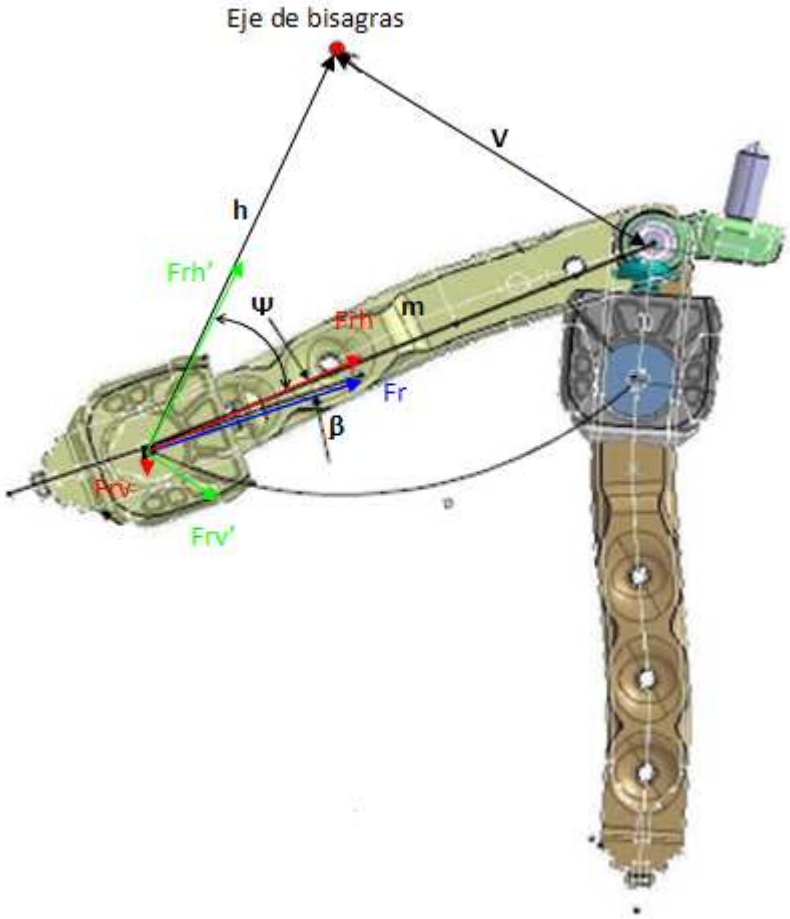


Fig. 6. 30 Geometría retenedor y cálculo de esfuerzos

A su vez Frh se descompone en dos esfuerzos, Frh' y Frv'. Frh' es la proyección de Frh sobre la dirección que une el centro del patín con el eje de bisagras, y Frv' sobre la perpendicular. Este último esfuerzo es la componente del esfuerzo de compresión Fr que genera un momento sobre el eje de bisagras. Este momento se calcula de la siguiente manera.

Teniendo en cuenta la geometría definida en la fig. 6. 30 donde

- h es la distancia entre el eje de bisagras y el centro del patín en el plano h-v y es constante e igual a 105,8 mm
- V es la distancia entre el eje de bisagra y el eje de giro del retenedor en el plano h-v, también constante durante el cierre e igual a 87 mm

- m es la distancia entre el centro del patín y el eje de giro del retenedor en el plano h-v, este es el parámetro variable durante el cierre, su valor es proporcionado por el ensayo.

- Ψ, es el ángulo que forman m y h, y también es variable a lo largo del cierre.

- β es el ángulo que forman la dirección h del retenedor y la dirección del esfuerzo de rozamiento longitudinal. Para los retenedores del modelo SE 254 este ángulo se mantiene constante durante el cierre y es igual a 0,5 grados.

En la fig. 6. 31 puede verse dibujada la evolución de estos parámetros durante el cierre.

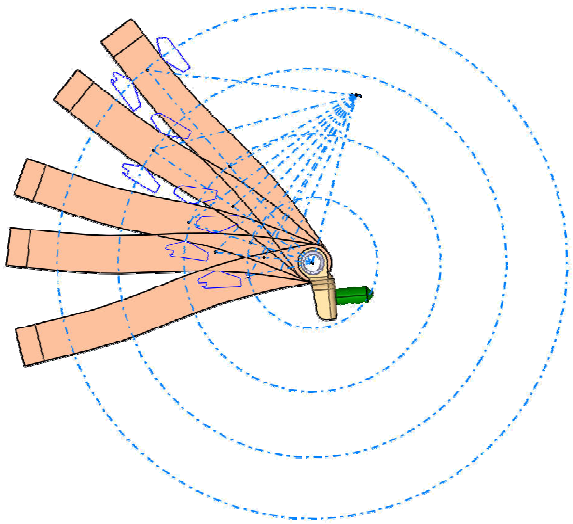


Fig. 6. 31 Evolución de los parámetros geométricos según las posiciones de apertura

Finalmente el cálculo del momento sobre el eje de bisagras debido al rozamiento longitudinal del retenedor:

$$Mb = Frv' \cdot h \qquad \text{[Ec. 6.4.2]}$$

$$Frv' = Frh \cdot \sin \Psi \qquad \text{[Ec. 6.4.3]}$$

$$Frh = Fr \cdot \cos \beta \quad \text{con} \quad \beta = 0{,}5 \qquad \text{[Ec. 6.4.4]}$$

Por el teorema del coseno obtenemos que

$$\Psi = ar\cos(\frac{h^2 + m^2 - V^2}{2hm}) \qquad \text{[Ec. 6.4.5]}$$

Finalmente introduciendo las ecuaciones 6.4.5 y 6.4.4 en la ecuación 6.4.3 y sustituyendo en 6.4.2 obtenemos que el momento Mb generado en el eje de bisagras por el esfuerzo longitudinal de rozamiento del retenedor es igual a:

$$Mb = \left[(Fr \cdot \cos\beta) \cdot \sin(ar\cos\left(\frac{h^2 + m^2 - V^2}{2hm} \right) \cdot h \right] \qquad \text{[Ec. 6.4.6]}$$

Finalmente este momento se calcula para cada punto del ensayo, con lo que el momento resultante, debido al trabajo del retenedor en el eje de bisagras, es una función del tiempo.

Integrando la curva obtenida con respecto al tiempo, obtendremos el momento resultante durante el cierre de la puerta.

Resultados:

Los ensayos han sido encargados al laboratorio de SEAT, S.A. ya que disponen de una máquina universal de ensayos mecánicos, en el laboratorio construyen un útil específico que se acople bien a la geometría del retenedor y prueban en tracción y en compresión, cada uno de los 6 retenedores que se les han proveído.

Fig. 6. 32 Útil con retenedor instalado.

Fig. 6. 33 Disposiciones para los ensayos de tracción y de compresión

Los resultados de los ensayos se presentan en la fig. . 6. 34, se han probado un total de 6 retenedores.

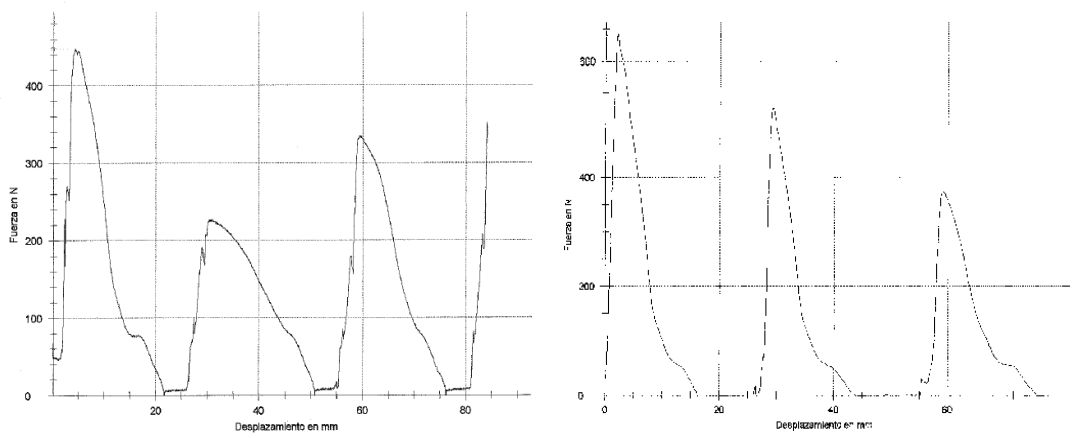


Fig. 6. 34 Lectura de la máquina universal de ensayos mecánicos, a la izquierda en tracción a la derecha en compresión

El informe completo del ensayo sobre las seis muestras utilizadas puede encontrarse en el Anexo G.

Para el caso de estudio resulta pertinente únicamente el ensayo en compresión. Sin embargo se observa en los del desplazamiento del útil que el recorrido en compresión ha sido menor que el recorrido en tracción. Esto ocurrió porque el útil de tracción se construyo de manera solidaria al cajetín del retenedor y no al patín. Con lo que la máquina no registró las lecturas pertinentes del patín cuando pasa por los valles del brazo del retenedor. Lecturas necesarias para poder cuantificar la ayuda al cierre que representa.

Se han lanzado una nueva serie de ensayos para intentar corregir el problema. Se construye un nuevo útil que sea solidario al patín y los resultados obtenidos son los siguientes:

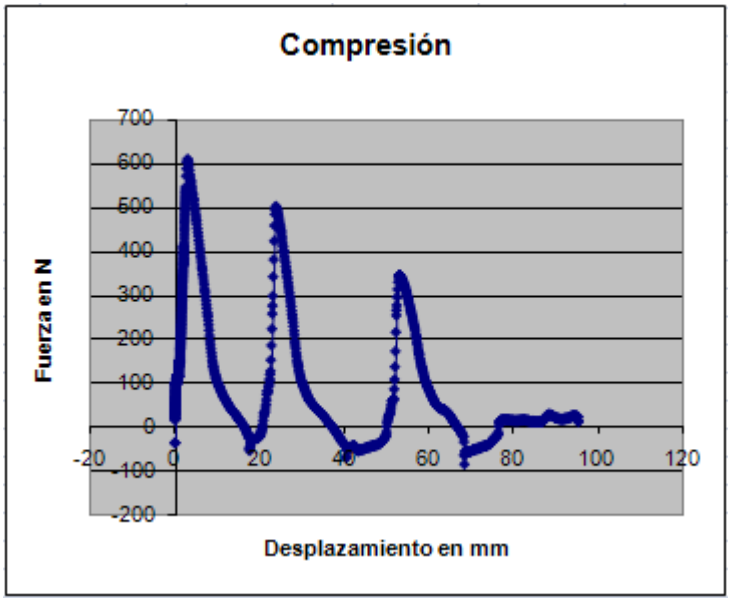


Fig. 6. 35 Resultados del ensayo en tracción.

Por una falta de tiempo, el nuevo ensayo solo se ha podido realizar sobre una única muestra, pero gracias al ensayo anterior hemos podido comprobar que los resultados son lo suficientemente repetitivos y la variabilidad lo suficientemente baja como para tener en cuenta, un único ensayo.

En la Fig. 6. 35 podemos observar que unos valles, en los que el esfuerzo desciende por debajo de 0, estos valles corresponder con los puntos de retención. Véase el primer valle con el tercer punto, el segundo con el segundo y el tercer valle con el primer punto.

El cierre de las puertas se ensayó desde el primer punto de retención con lo que el cálculo del trabajo de rozamiento del retenedor se realiza teniendo en cuenta únicamente el desplazamiento del mismo desde el tercer valle en adelante.

El resultado de los cálculos es el siguiente:

Esfuerzo máx [N]	Esfuerzo min [N]	Mb máx [Nm]	Mb min [Nm]	Mb resultante [Nm]
346,327	-85,174	26,362	-6,468	-0,156

Fig. 6. 36 Resultados de los ensayos de compresión del retenededor.

Como podemos observar finalmente el esfuerzo de rozamiento longitudinal sobre el retenedor se traduce como una par en el eje de bisagras de -0,156 Nm

6.5. RELACIÓN E = F(V) ENSAYOS

Finalmente para verificar lo que se ha expuesto anteriormente se llevan a cabo, unos ensayos sobre vehículo completo, para poder obtener las curvas de comportamiento, para cada una de las puertas de los vehículos estudiados. Currelando teoría y práctica podremos así confirmar o desechar las hipótesis realizadas con anterioridad. Se presentan a continuación los principales aspectos a tener en cuenta sobre estos ensayos y sus principales resultados.

6.5.1. DINÁMICA DEL ENSAYO

Variables influyentes.

Para poder determinar una correlación correcta entre energía y velocidad tangencial de la puerta, es necesario, variar de manera controlada, la energía aplicada a la puerta. Esto puede hacerse fácilmente variando la presión de entrada en el cilindro. Sin embargo si mantenemos la configuración inicial del coche y variamos simplemente la energía aplicada, los datos obtenidos de tales mediciones no serán comparables, ya que el tipo de cierre que se produzca no será el mismo.

Sin embargo si se establece un cierre estándar, como es el cierre mínimo y actuando sobre una de las variables conocidas que nos permita reducir o aumentar la energía necesaria de cierre, podremos obtener una curva energía velocidad fiable.

En este caso el principal problema que se presenta es determinar, la variable a modificar que mejor se ajusta a este tipo de ensayo, para optimizar el tiempo invertido en el ensayo, que resulte un ensayo fácil de realizar para el experimentador y que a su vez proporcione un número de datos suficientes para el análisis posterior.

Fig. 6. 37 Contribución detallada de cada elemento de la puerta a la velocidad de cierre de la misma

En la ilustración anterior, se presenta un desglose aproximado de la contribución de cada elemento de la puerta a la velocidad de cierre. Podemos observar que un 30 % de esta velocidad es debido a la evacuación del aire introducido en la cabina durante el cierre y el otro 70 % a los parámetros constructivos de la puerta.

Para realizar un ensayo eficaz y fiable, es necesario obtener como mínimo 10 medidas, la variable influyente más simple de manipular, es el área de evacuación de aire. Ya que los parámetros constructivos si bien son modificables, la mayor parte de ellos no dan más de 3 configuraciones diferentes. Mientras que modificar el área de evacuación de aire, bajando la ventana a diferentes niveles, proporciona muchas más configuraciones.

Restricciones/Condiciones de medida.

Posición útil de medida: Cuando hablamos de la posición del útil de medida hablamos de la regulación tanto en altura como en inclinación del útil, así como el punto de apoyo del empujador para realizar el cierre. En este ensayo el útil se coloca a 90º de la vertical, par que la fuerza se aplique perpendicularmente a la puerta y no exista una descomposición de fuerzas. Así desde un punto de vista teórico, la transferencia de energía mecánica del brazo neumático a energía cinética de la puerta en movimiento, será más eficaz. El empuje en si mismo se realiza desde la maneta, ya que como se ha comentado con anterioridad es el cierre estadístico. El punto desde que se empuja, determinará la regulación en altura del útil.

Apertura de la puerta: Como se ha presentado en el capítulo anterior, para realizar los ensayos de cierre de puerta, existen dos posibilidades. Cerrarla desde el primer punto de retención 27 grados o desde una posición de aproximación al cierre en los modelos de la gama que lo permitan, 15 grados de apertura. Para determinar qué posición es la más representativa se realizan 4 cierres y se comparan resultados. 2 cierre desde el primer punto de retención, uno con escape libre de aire y otro en la configuración normal del vehículo. Los otros dos cierres siguen las mismas configuraciones pero con una apertura de 15 grados.

Lo primero que se puede observar sin necesidad de analizar los resultados obtenidos, es que cuando la puerta está abierta se encuentra con una apertura de 15 grados, eliminamos el esfuerzo necesario para superar el primer punto de retención. Esto podría ser ventajoso, ya que la mayoría de las personas no lanzan la puerta des de una distancia considerable, si no que la aproxima hasta una posición cercana para después darle un último impulso.

Sin embargo, cuando realizamos el cierre con escape libre de aire, se puede observar que la curva de fuerza de la célula de carga tiene el siguiente aspecto.

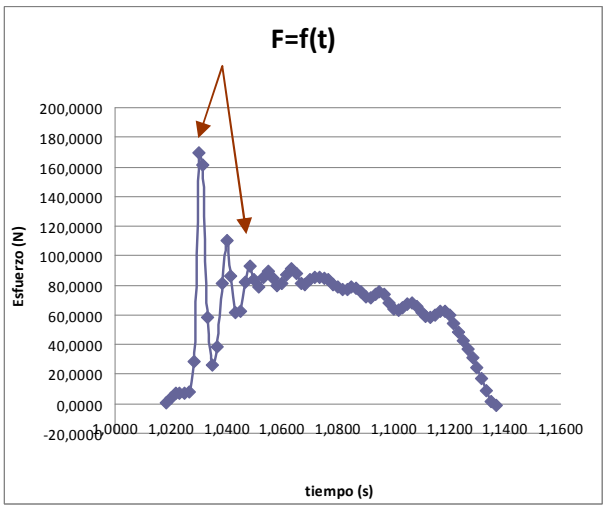


Fig. 6. 38 Rebotes en el cierre de la PAI del SE 254 con escape libre de aire y una apertura de 15 grados

Lo que se observa en esta gráfica, es una vibración de segundo orden en el esfuerzo aplicado a la puerta. Este fenómeno no tiene lugar cuando realizamos el mismo cierre pero desde el primer punto de retención, 27 grados de apertura, Fig. 6. 39.

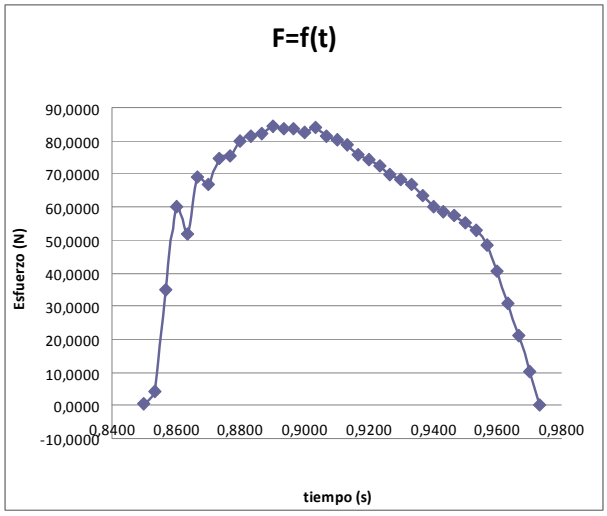


Fig. 6. 39 Esfuerzo de cierre de la PAI del SE 254 con escape libre de y apertura de puerta a 27 grados.

Si se analiza el proceso que tiene lugar durante el accionamiento del cilindro neumático, es razonable pensar que en el primer caso, la puerta sufre rebotes, es decir al no haber ninguna oposición mecánica al esfuerzo inicial la puerta se despega del empujador brevemente, siendo este primer esfuerzo insuficiente para impulsar la puerta hasta el cierre, esta vuelve cayendo con su peso sobre la célula de carga lo que produce los picos que podemos observar en la primera gráfica y lo que produce las vibraciones de segundo orden en la curva adquirida.

Aunque el fenómeno es observable también en la segunda curva, lo es en mucha menor medida, con lo que los cálculos realizados a partir de esta última medida serán mucho más fiables.

Existe por lo tanto, la necesidad de presentar un elemento que oponga una cierta resistencia al avance de la puerta para que no se den este tipo de lecturas en el esfuerzo de la puerta. Como se ha comprobado, la resistencia aerodinámica del aire y el rozamiento de las bisagras, no es suficiente, por lo que es necesario hacer trabajar al retenedor, posicionando la puerta en el primer punto de retención.

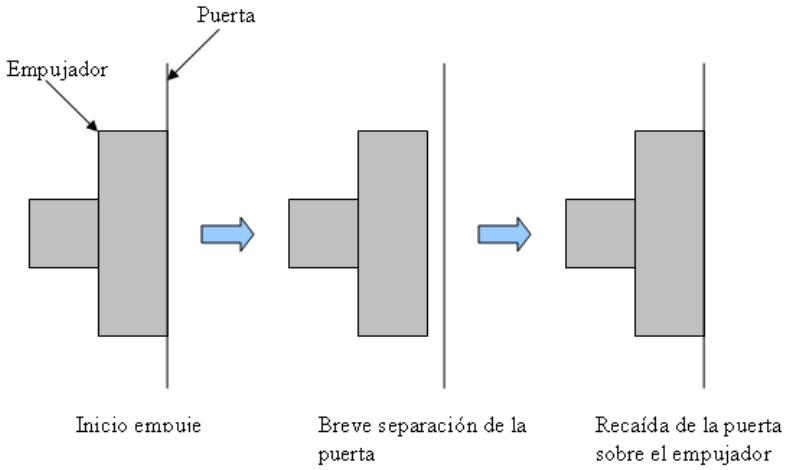


Fig. 6. 40 Ayuda gráfica para la comprensión del fenómeno de rebote en las puertas

Frecuencia de adquisición: La frecuencia de adquisición de datos se establece a 600 Hz, ya que después de realizar el cierre a escape libre desde 25º de apertura a 50, 150, 300 y 600 Hz, esta última era la única frecuencia que permitía visualizar las perturbaciones de una manera correcta.

Apertura de la ventana opuesta: Para controlar el área de evacuación de aire, se baja el cristal de la puerta opuesta, a la puerta sobre la que realizamos este ensayo. Esto es así porque en el caso en el que se bajase el cristal de la misma puerta, el centro de masas se desplazaría a lo largo del ensayo y por lo tanto, el momento de inercia con respecto al eje de bisagras, sería variable a lo largo del experimento.

Sellado del vehículo: A continuación se exponen las diferentes partes del vehículo que deben de ser selladas con el objetivo de garantizar la estanqueidad del mismo, sin entrar en detalle en la ventilación del habitáculo pasajero, ya que esto es expuesto en más detalle en el capítulo 9, donde se trata el flujo de aire dentro del habitáculo. El flujo de aire entra por la parte delantera del vehículo, por los llamados respiraderos, fluye a través del habitáculo hasta el maletero y finalmente sale al exterior por las salidas dinámicas de aire.

En primer lugar se sellan los respiraderos de entrada con cinta americana, como se puede apreciar en la imagen siguiente.

Fig. 6. 41 Sellado del respiradero del tablero

A continuación nos centramos en los elementos, que facilitan el paso de aire del habitáculo al maletero. Estos elementos son los revestimientos que se presentan en la Fig. 6. 42. Los principales pasos de aire se encuentran en los soportes bandeja, y en el ladekante. Los primeros facilitan el flujo del habitáculo al maletero y el segundo, del maletero al alojamiento de la rueda de recambio, donde se encuentran las salidas dinámicas de aire. Estos pasos son sellados también con cinta americana.

La última acción para asegurar la estanqueidad del vehículo es sellar las salidas dinámicas de aire, ya que estas son las responsables de evacuar el aire al exterior.

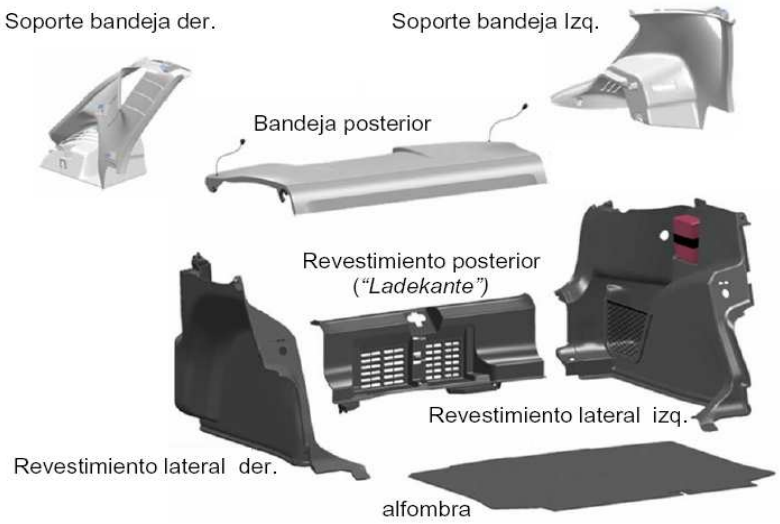


Fig. 6. 42 Elementos básicos de un maletero

Las salidas dinámicas de aire deben de ser selladas del lado interior del vehículo con el objetivo de no dañar los flaps, como se muestra en la Fig. 6. 43.

Fig. 6. 43 Sellado de una de las salidas dinámicas de aire.

Definición de velocidad tangencial libre: Es necesario definir lo que en este proyecto se denomina velocidad tangencial libre. Este término se refiere a la velocidad que alcanza en movimiento libre, es decir en el momento en que ningún factor externo tiene influencia, ni en su aceleración ni su deceleración. Para medir esta velocidad el transductor de velocidad de puertas debe de ser colocado de tal manera, que al paso de la puerta, esta no esté bajo la influencia, ni del cilindro neumático, ni de la compresión del aire, ni del resbalón. Por convenio esta posición se define como una distancia igual o mayor a 40 mm de la carrocería del vehículo.

Posicionamiento del medidor de velocidad de puertas: Existen dos maneras de posicionarlo. Situándolo en un pedestal a la altura que mejor nos parezca, o siguiendo la norma del consorcio, en la que definen y consideran que la velocidad tangencial libre de la puerta, se mide a la altura del resbalón a una distancia de la carrocería de unos 40 mm.

Fig. 6. 44 Transductor de velocidad de puertas en su posición de medida

Procedimiento para los ensayos:

Ya se ha mencionado al inicio de esta sección que un ensayo debe componerse como mínimo de 10 cierre diferentes comparables. El ensayo transcurre de la manera siguiente. Una vez todas las condiciones anteriormente citadas han sido establecidas, se parte del estado vehículo sellado completamente con todas sus ventanas subidas.

En este estado se buscará la energía de cierre mínimo con la ayuda del útil construido, y del medidor de velocidad de puertas.

Para localizar un cierre mínimo hay que tener en cuenta las siguientes normas:

- El cierre mínimo, corresponde al cierre correcto que se produce con la menor velocidad posible. Es decir hay que determinar que un lanzamiento de puertas a la velocidad inmediatamente inferior, no tiene como resultado un correcto cierre de puertas.

- Si un lanzamiento tiene por resultado un cierre fallido, es decir un cierre incompleto, antes de seguir con las mediciones la puerta deberá cerrarse correctamente, ya que existe la posibilidad de que el mecanismo de la cerradura se haya quedado en una posición intermedia e influencie en el siguiente cierre.

- El sensor magnético del transductor debe de tener una inclinación tan que, el recorrido de la puerta cuando pasa, sea tangente a su lateral, en caso contrario las medidas podrían verse afectadas.

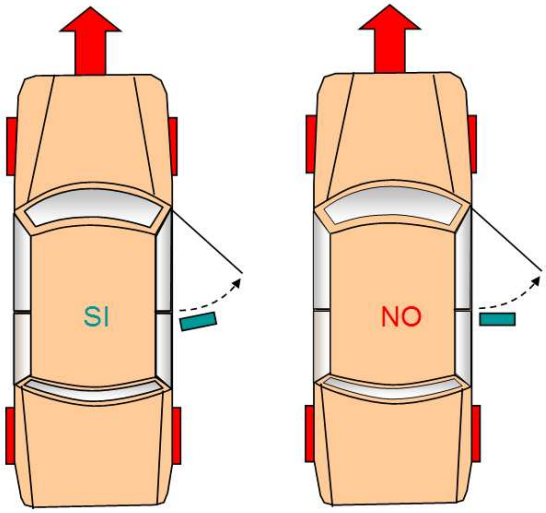


Fig. 6. 45 Colocación correcta del sensor magnético

Una vez establecida la energía mínima de cierre para la primera configuración, Procedemos a bajar el cristal de la puerta opuesta, a la puerta en la que realizamos el ensayo 10 mm, y volvemos a realizar el proceso hasta encontrar el cierre mínimo.

Se procede de la misma manera a cada paso, bajando un poco más el cristal hasta su apertura completa que puede considerarse como escape libre de aire, teniendo en cuenta de que tendremos que haber obtenido como mínimo 10 cierres para poder, en un paso posterior extrapolar los datos.

6.5.2. TRATAMIENTO DE DATOS

En primer lugar todos los datos recogidos de los cierres mínimos, son tratados con el programa de VBA de cálculo de energía, (cf. Capítulo 5, sección 5.5.3)

Una vez obtenidos los resultados de los cálculos y se tiene asociado a cada cierre del ensayo una energía calculada y una velocidad Fig. 6. 46, se ajustan los datos a una curva potencial en x^2

Apertura cristal [cm]	Energía calculada [Nm]	Vmin [m/s]	Presión [bar]
0	9,093	0,97	4,822
2	6,625	0,83	3,286
3,5	5,249	0,74	2,587
4	4,424	0,68	2,211
5,5	3,726	0,63	1,905
6,5	3,567	0,61	1,820
7,5	3,196	0,58	1,670
8	2,977	0,57	1,586
8,5	2,884	0,55	1,528
e.libre	2,478	0,52	1,336

Fig. 6. 46 Resultados de las medidas para un ensayo sobre la

Como se ha establecido en la sección 6.2.2, la energía se escribe como $E = k. v^2$, lo que se pretende es determinar K para el conjunto completo de cierres, es decir la constante que caracteriza la puerta. Para esto, se calcula K para cada cierre Fig. 6. 47. Con cada constante obtenida se calcula teóricamente la energía para las velocidades medidas, y se calcula también el

error obtenido entre las medidas y estos datos teóricos, al final de los cálculos elegiremos el coeficiente que menor error de en conjunto para todos los cierres.

Coeficiente K	E teórica [Nm]	Delta E [Nm]	Error [%]
9,664	8,949	0,143	1,576
9,616	6,552	0,072	1,091
9,585	5,208	0,040	0,768
9,567	4,398	0,025	0,581
9,387	3,775	0,049	1,321
9,586	3,539	0,027	0,775
9.512	3.196	0	0
9,500	3,199	0,003	0,118
9,533	2,877	0,006	0,231
9,164	2,571	0,093	3,793

Fig. 6. 47 Calculo de los coeficientes K y del error para K = 9.512

En el caso que se presenta anteriormente de todas las medidas el cálculo que presenta menor error es K = 9.512, con un error inferior al 3%

Para visualizar mejor el ajuste de los datos se representa sobre una gráfica Energía-velocidad, los datos empíricos y el resultado del cálculo de la energía para el coeficiente K = 9.512.

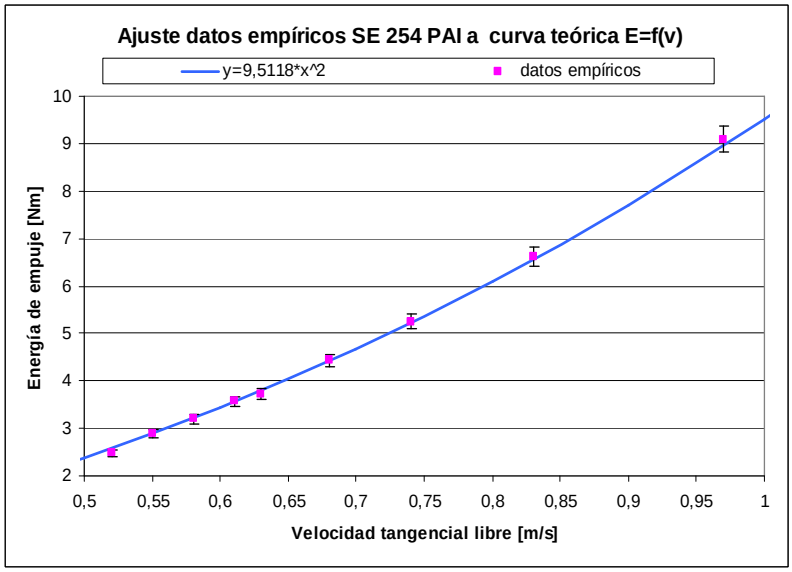


Fig. 6. 48 Ajuste de datos obtenidos mediante ensayo a curva teórica.

Finalmente una vez obtenido el coeficiente se extrapola la curva para velocidades que vayan desde 0,1 m/s hasta 3 m/s que es la velocidad a la que se define el mal cierre. Fig. 6. 49.

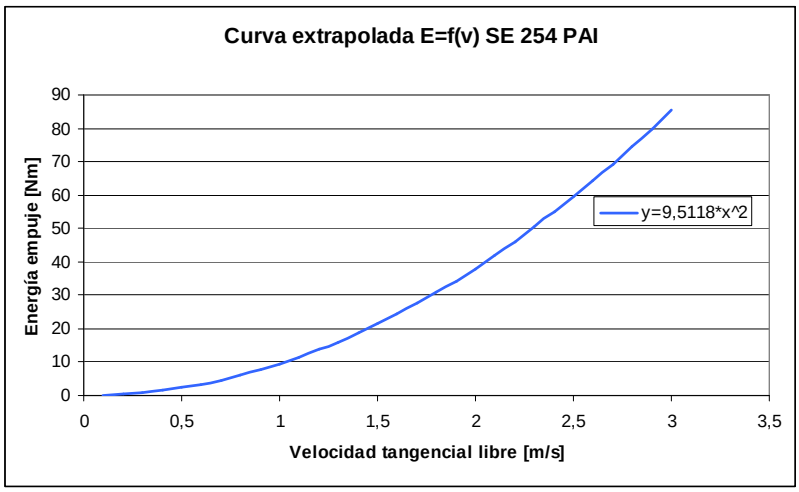


Fig. 6. 49 Curva E = f(v) extrapolada. Para un ensayo sobre la PAI del SE 254

Una vez tratados de esta manera todos los ensayos que se realizan sobre una misma puerta, se realiza un análisis de varianza sobre todos los coeficientes K encontrados y determinamos el coeficiente definitivo.

6.5.3. RESULTADOS

El proceso anterior se realiza para cada una de las dos puertas anteriores en el SE 254 y únicamente en las puertas del lado izquierdo de SE 37X (Seat León) ya que el vehículo utilizado en los ensayos, se encontraba en fase de prototipaje y solo los elementos móviles del lado izquierdo, estaban correctamente instalados. Los resultados de los ensayos y el posterior tratamiento de datos se pueden ver en las figuras 6. 50 a 6. 53.

El proceso inverso al realizado en la sección 6.2.2 puede realizarse ahora para conocer los valores del momento de inercia que nos dan las constantes obtenidas en los ensayos, la inercia se calculara como sigue:

$$I = 2.K.r^2 \qquad \text{[Ec. 6.5.1]}$$

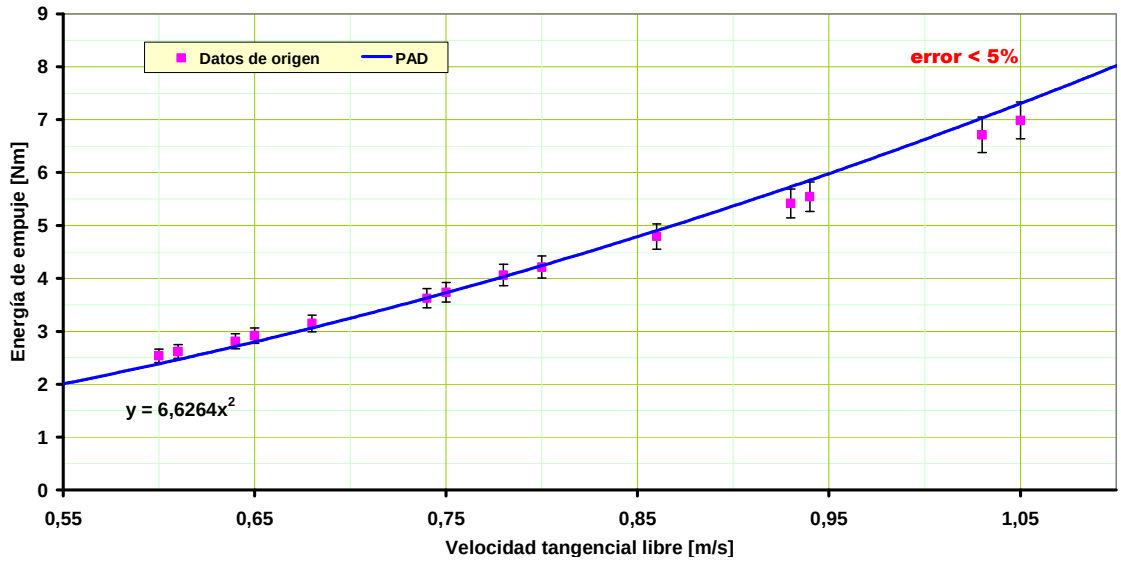


Fig. 6. 50 Ajuste de los datos a curva teórica Energía – Velocidad PAD SE 254

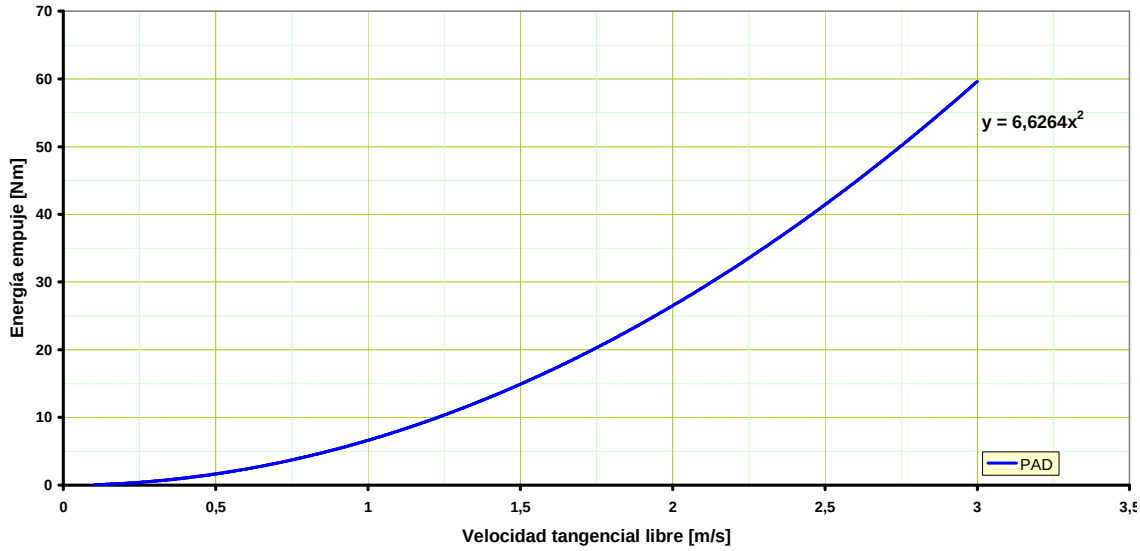


Fig. 6. 51 Relación final Energía - Velocidad PAD SE 254 (extrapolación)

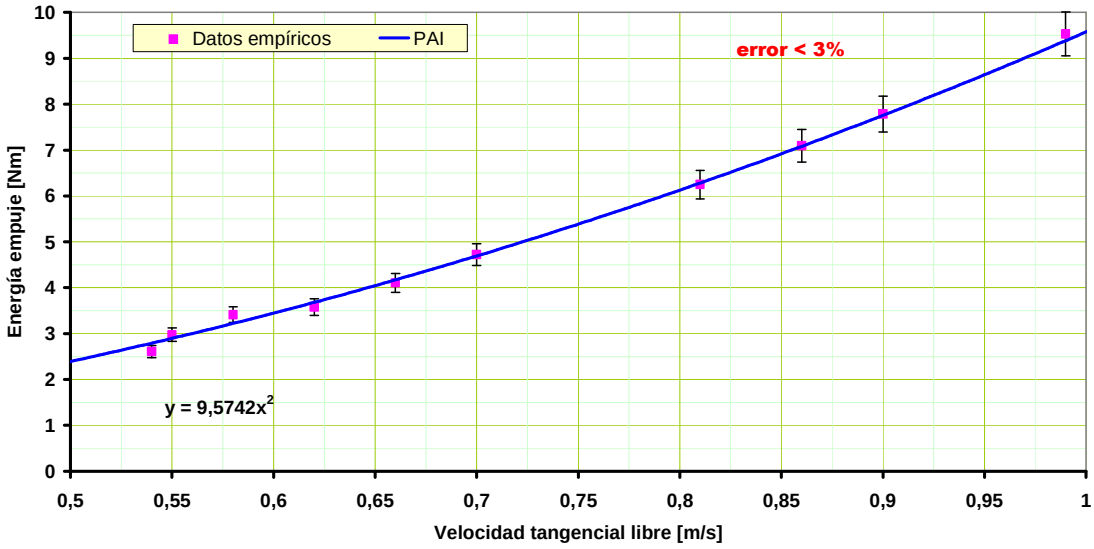


Fig. 6. 52 Ajuste de los datos a curva teórica Energía - Velocidad PAI SE 254

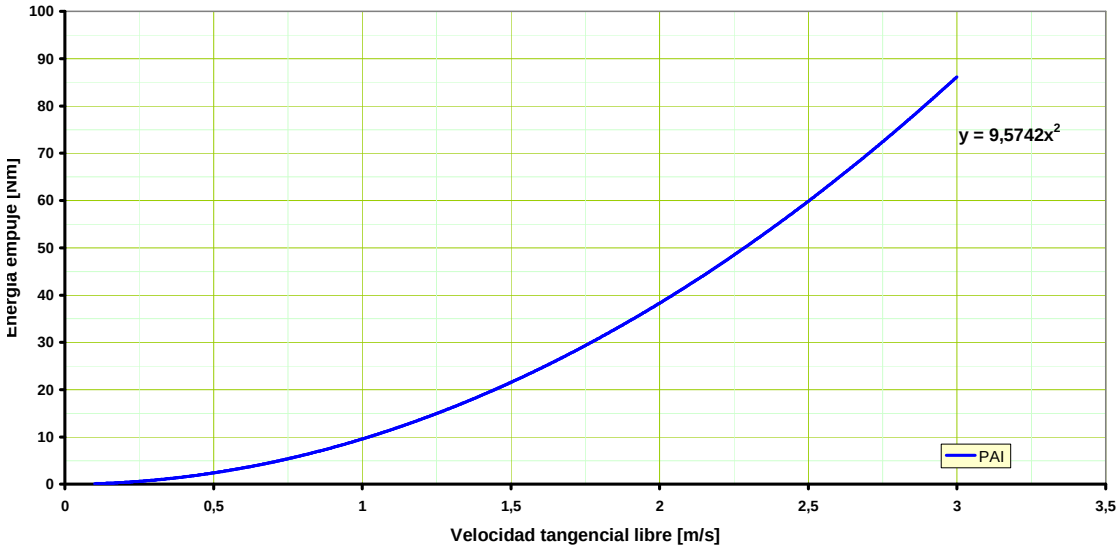


Fig. 6. 53 Relación final Energía - Velocidad PAI SE 254

Finalmente a las curvas obtenidas se integran los valores obtenidos en los ensayos del par de bisagras y del trabajo del retenedor. En la Fig. 6. 54 puede leerse un resumen de los mismos.

Puerta	Epotencial [Nm]	Par resistente bisagras [Nm]	Trabajo rozamiento retenedor [Nm]	Resultante término constante [Nm]
PAD SE 254	-3,699	3,89	-0,156	0,0343
PAI SE 254	-2,546	3,89	-0,156	1,1883

Fig. 6. 54 Resumen resultados ensayos sobre retenedor y bisagras

Al combinar estos resultados con los de los ensayos anteriores, obtenemos un nuevo coeficiente K, para cada puerta.

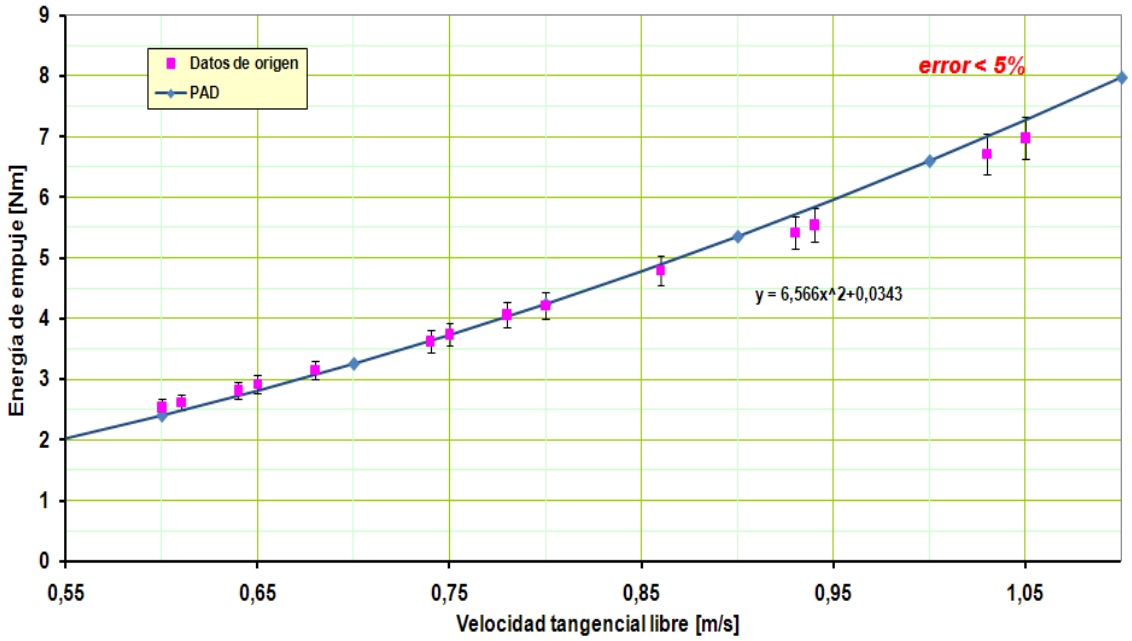


Fig. 6. 55 Relación final Energía-Velocidad PAD SE 254

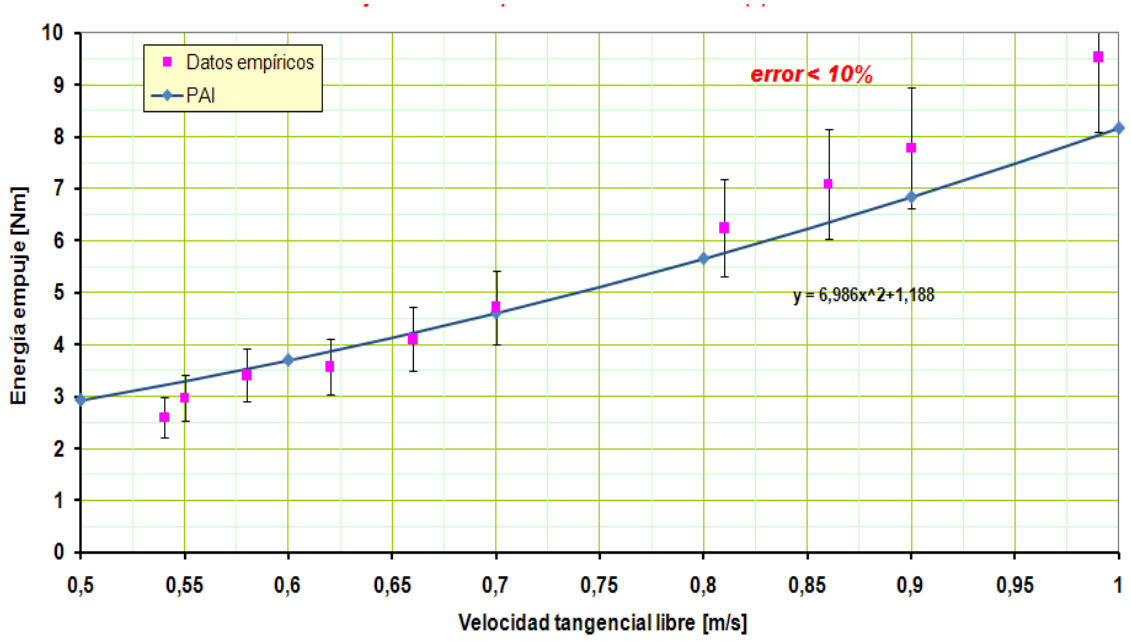


Fig. 6. 56 Relación final Energía - velocidad PAI SE 254

Observamos que para la puerta derecha, la introducción del término independiente casi no introduce un error más grande con respecto a los datos encontrados en los ensayos. Sin embargo en la puerta anterior izquierda con la introducción de estos datos el error aumenta hasta un 10 %, error que sigue siendo aceptable.

En la tabla aquí debajo se pueden observar los resultados del cálculo del momento de Inercia, a partir de los coeficientes encontrados:

Puerta	Radio puerta [m]	Constante K [kg]	Ma [Kg.m^2]
PAD SE 254	1,183	6,566	18,37
PAI SE 254	1,183	6,986	19,55

Fig. 6. 57 Tabla resumen resultados ensayos accionamiento puertas.

6.6. CORRELACIÓN TEORÍA-ENSAYOS

A continuación se presenta las expresiones obtenidas en los ensayos en contraposición con las expresiones obtenidas por cálculo de los términos del modelo matemático propuesto.

Empíricamente para el modelo SE 254 se han encontrado las expresiones siguientes:

- Puerta pasajero E = 6,5658.v^2 + 0,0343

- Puerta conductor E = 6,98645.v^2 +1,1883

La expresión teórica resultante del cálculo realizado con anterioridad es

$$E = 6{,}681.v^2+1{,}0858$$

A continuación se presenta en dos gráficas cada una de las curvas obtenidas para cada puerta en contraposición a la curva teórica de puertas:

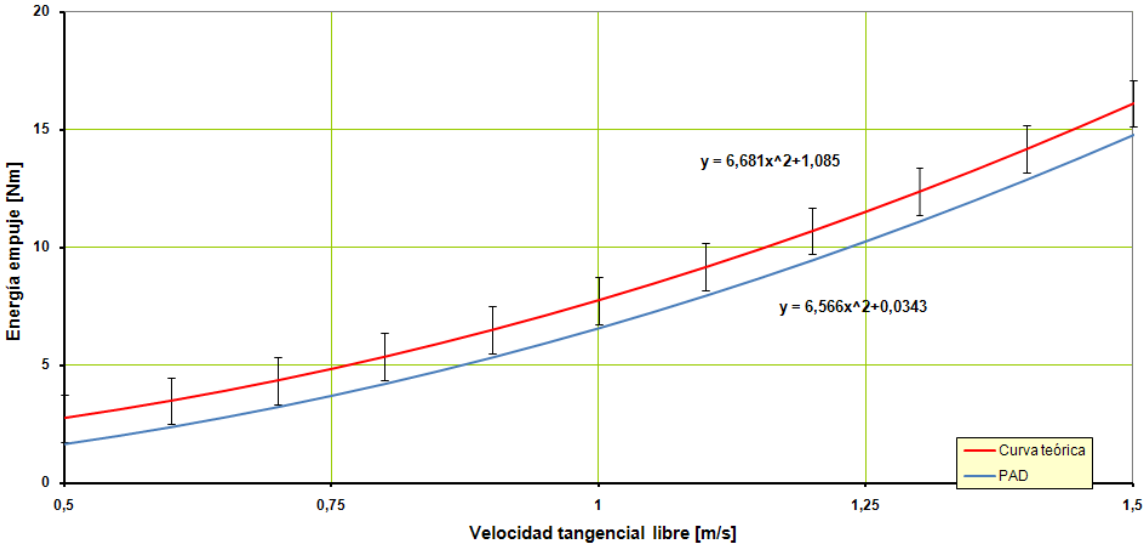


Fig. 6. 58 Contraposición de las curvas teórica y curva empírica para la PAD del SE 254

Se puede observar en la figura 6.58 que el comportamiento de la puerta anterior derecha se acerca mucho menos al comportamiento teórico propuesto por el modelo matemático que la puerta izquierda. Esto en cierta manera confirma la influencia que puede tener la inclinación de los ejes de bisagras.

Aunque existan estás diferencias entre teoría y cálculo, aun podemos establecer un rango de variabilidad del modelo, para demostrar que con una cierta tolerancia puede ser fiable. Esta tolerancia viene provocada sobre todo por el montaje de los componentes de la puerta. Como las bisagras, este montaje puede crear un desalineamiento en las mismas, dando una inclinación mayor o menor a la puerta según el plano. Este tema se trata en la siguiente sección.

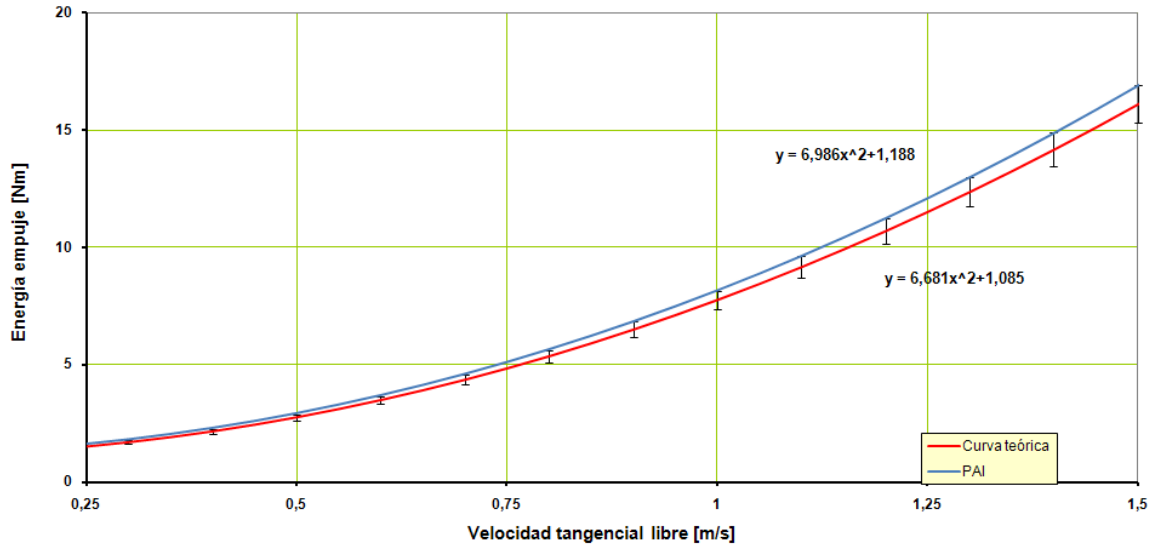


Fig. 6. 59 Contraposición de las curvas teórica y curva empírica para la PAI del SE 254

Para concluir este apartado, se puede observar que el modelo resultaría fiable con una precisión de ±0.5 Nm para la puerta anterior derecha.

6.7. GRÁFICAS DE TOLERANCIAS

Como se ha presentado existen parámetros constructivos que tienen una cierta influencia no despreciable sobre el comportamiento de la puerta al cierre. Las piezas mecánicas que constituyen estos parámetros, tienen unas ciertas tolerancias tanto en el montaje como en la producción de las mismas lo que hace que exista una variabilidad aceptable, a la hora de determinar la relación Energía de cierre – Velocidad.

Con la ayuda de esta herramienta, si hay un problema, podrá determinarse si es un problema constructivo de la puerta o si es un problema de los elementos de la carrocería como la compresión de aire y las juntas.

6.7.1. DETERMINACIÓN DE LAS COTAS DE TOLERANCIA

En los términos en los que se observa una mayor variabilidad y que por definición de proyecto existen unas cotas de tolerancia son las bisagras y el retenedor

Inclinación del eje de bisagras: La variabilidad del eje de bisagras depende del posicionamiento en la carrocería de las bisagras. En proyecto se define un rectángulo de lado 4 por 3,6 mm, en el plano XoY para la bisagra superior y para la bisagra inferior de un mismo eje. El centro de este rectángulo coincide con el punto nominal por el que pasa el eje en el plano medio de la bisagra.

Así definimos un conjunto posible de puntos que combinándolos obtendremos diferentes inclinaciones de eje.

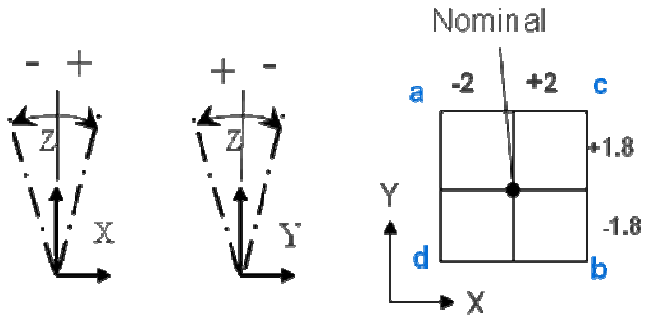


Fig. 6. 60 Tolerancia para el eje de bisagras.

Lo que buscamos es la inclinación que mejor favorezca el cierre y la que lo desfavorezca más. En el primer caso el eje pasaría por el punto C en la bisagra superior y por el punto D en la bisagra inferior, es decir la puerta se inclinaría más hacia la carrocería y hacia la parte trasera del coche. Y para el caso más desfavorable, sería la situación contraria, en la bisagra superior el eje pasaría por el punto A y en la bisagra inferior el eje pasaría por el punto B.

La influencia de esta variabilidad se mide en un mayor o menor levantamiento de puertas, por lo que una vez dibujados en CATIA V5 el eje más favorable y el menos desfavorable, procedemos como en la sección 6.3.2, y calculamos para cada uno de los dos ejes límite el levantamiento de puertas.

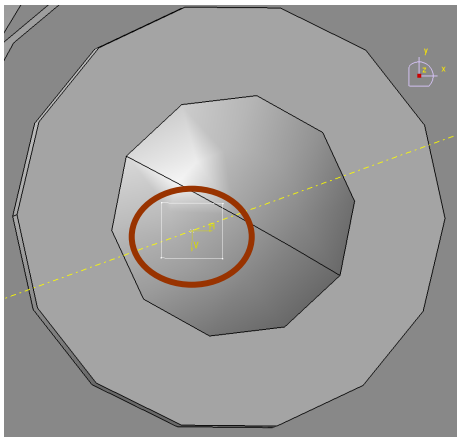


Fig. 6. 61 Cuadrilátero de tolerancia de eje de bisagras

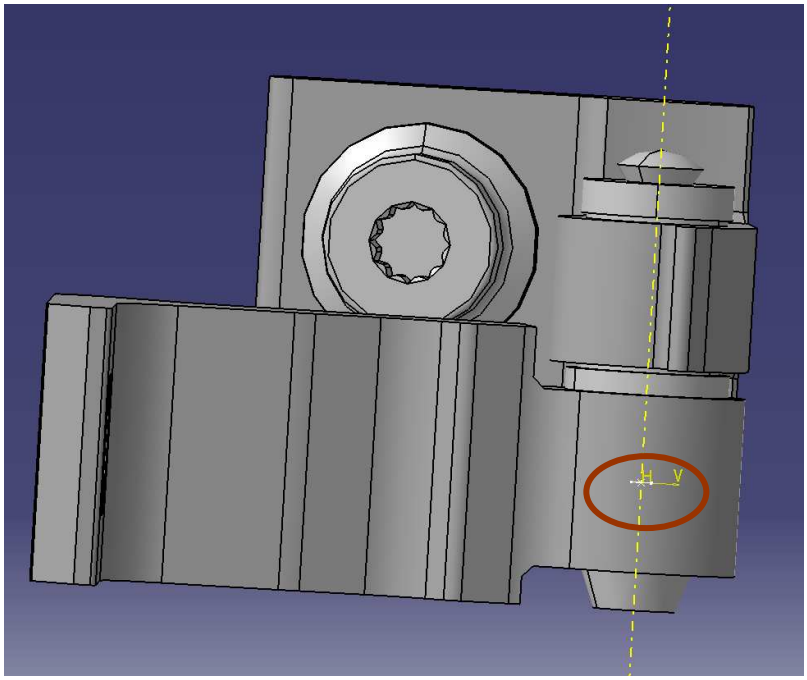


Fig. 6. 62 Plano medio eje bisagra.

Desde la Fig. 6. 61 hasta la Fig. 6. 64 se puede ver el proceso de dibujo de los ejes límite, en primer lugar es necesario localizar el plano medio de la bisagra, para a continuación dibujar el cuadrilátero de tolerancia sobre el mismo, esta operación la realizamos tanto sobre la bisagra superior como inferior. Una vez obtenidos los cuadriláteros, dibujar los ejes es simplemente trazar unas líneas entre las esquinas de los cuadriláteros pertinentes, anteriormente definidas.

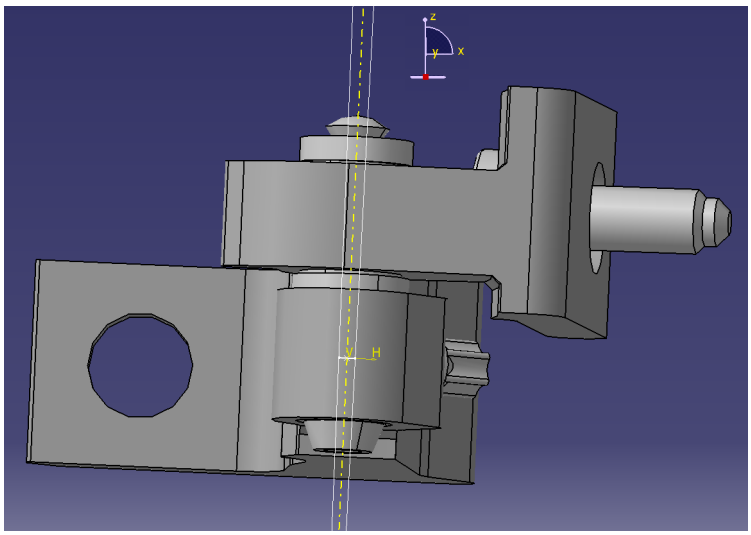


Fig. 6. 63 Ejes límite en bisagra superior

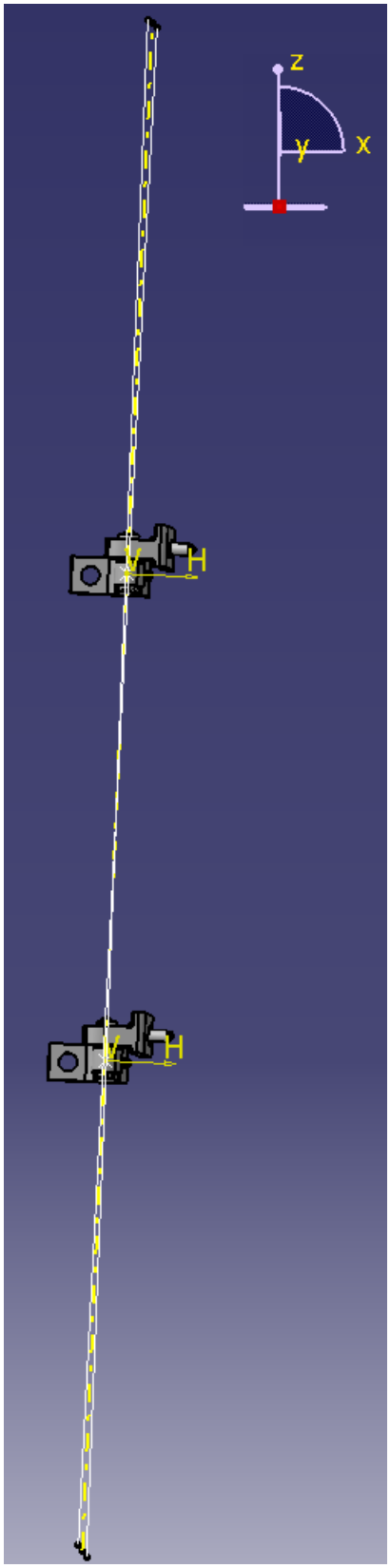


Fig. 6. 64 Ejes límite

6.7.2. CÁLCULO DE LOS TÉRMINOS LÍMITE

Términos límite para las puertas anteriores del SE 254 para una apertura de 27 grados:

Cota	Constante K [Nm]	ΔE potencial [Nm]	Trabajo rozamiento [Nm]	Relación E = f(v)
Nominal	6,681	-4,4142	4,5	6,681*v^2+1,085
Inferior	6,681	-5,6548	4,5	6,681*v^2-0,1548
Superior	6,681	-3,1675	4,5	6,681*v^2+2,3325

Fig. 6. 65 Expresiones límite teóricas de la relación E = f(v)

6.7.3. RESULTADOS

Representando gráficamente las expresiones anteriormente encontradas e introduciendo en el mismo gráfico los resultados empíricos podemos determinar, si hay un problema en las puertas.

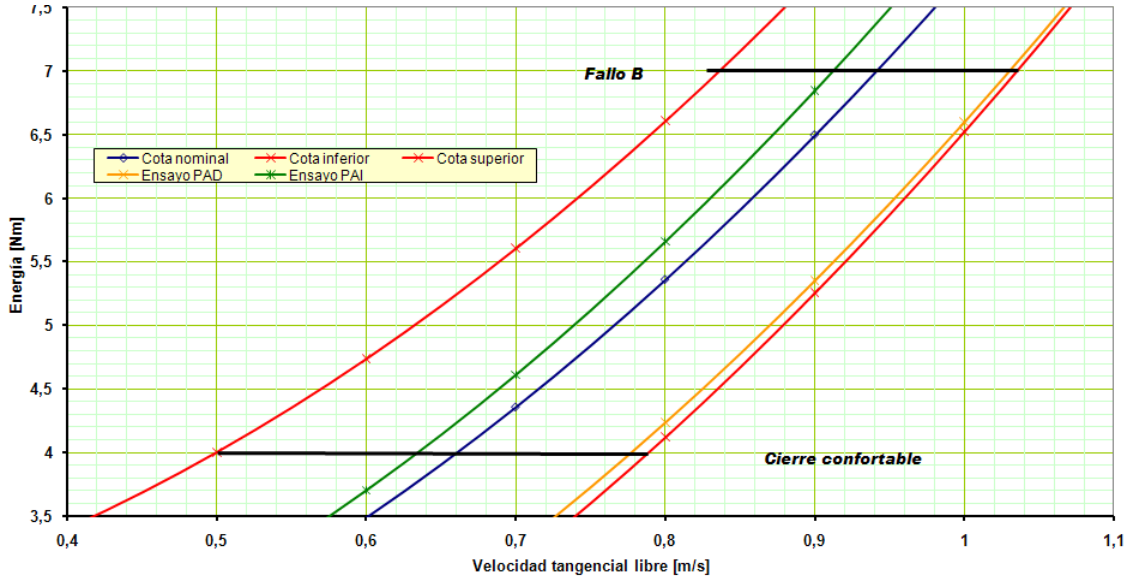


Fig. 6. 66 Curvas de comportamiento de puertas.

Como podemos observar en la figura 6.66, tanto el comportamiento de la puerta izquierda (conductor) como el de la puerta derecha (pasajero) entran dentro de las tolerancias establecidas.

Este gráfico, resulta útil, en el caso de que exista un problema en un cierre para determinar su procedencia. Es decir si el problema se encuentra en alguno de los componentes de la puerta o por el contrario si el problema se encuentra en algún elemento de la carrocería.

La interpretación sería la siguiente. Si la medida de energía – velocidad de una puerta se encuentra a la derecha de las curvas establecidas, el problema provendrá de alguno de las características o parámetros constructivos de la puerta. Sin embargo si se encuentra a la izquierda de las curvas de tolerancia, el problema proviene del lado carrocería ya sea juntas o evacuación de aire o incluso alguna interferencia.

7. INFLUENCIA DE LAS JUNTAS DE ESTANQUEIDAD.

La estanqueidad de las puertas es esencial para impedir la entrada de polvo, agua y ruido desde el exterior. La estanqueidad en las puertas se separa en dos bloques. La estanqueidad de la ventana y la estanqueidad de la puerta.

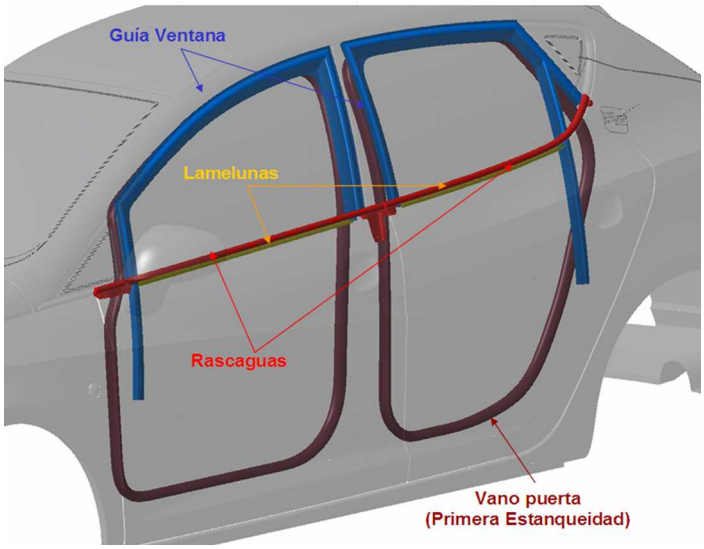


Fig. 7. 1 Estanqueidad básica en un automóvil

En este caso no centramos en la estanqueidad de la puerta, formada por el vano puerta o primera estanqueidad, la segunda estanqueidad y el guardapolvos. En particular en este apartado se trabaja sobre la primera estanqueidad.

7.1 JUNTAS VANO PUERTA

También nombradas primera estanqueidad o estanqueidad única, se trata de una junta alojada en el flanco del vehículo y cuya finalidad es garantizar que no entre agua en el habitáculo. Poseen un alma metálica para garantizar su correcta unión y evitar el mal montaje.

Su posición en la puerta es de suma importancia para garantizar un correcto funcionamiento y una cinemática de puerta que no aumente excesivamente los esfuerzos de cierre de puerta.

La influencia de las juntas de vano, tienen un efecto importante sobre los esfuerzos de cierre de la puerta. Por lo tanto, la definición de su geometría mediante la ayuda de programas de elementos finitos es esencial para obtener un resultado óptimo.

En este proyecto no se han desarrollado ningún cálculo, el objetivo de esta sección es poner en evidencia, la manera en la que el esfuerzo mínimo de cierre puede mejorar, colocando una nueva junta de perfil variable, con respecto al cierre con las juntas de serie del SE 254, que son de perfil continuo.

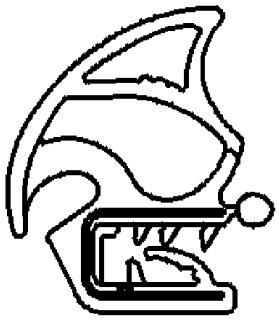


Fig. 7. 2 Perfil junta de serie del SE 254

Por otro lado, también muestra la efectividad del método de medición de energía de cierre de puertas desarrollado con anterioridad.

7.1.1 JUNTAS DE PERFIL VARIABLE

El objetivo de una junta de este tipo es disminuir el esfuerzo de cierre de la puerta, disminuyendo la dureza de la junta en tramos clave.

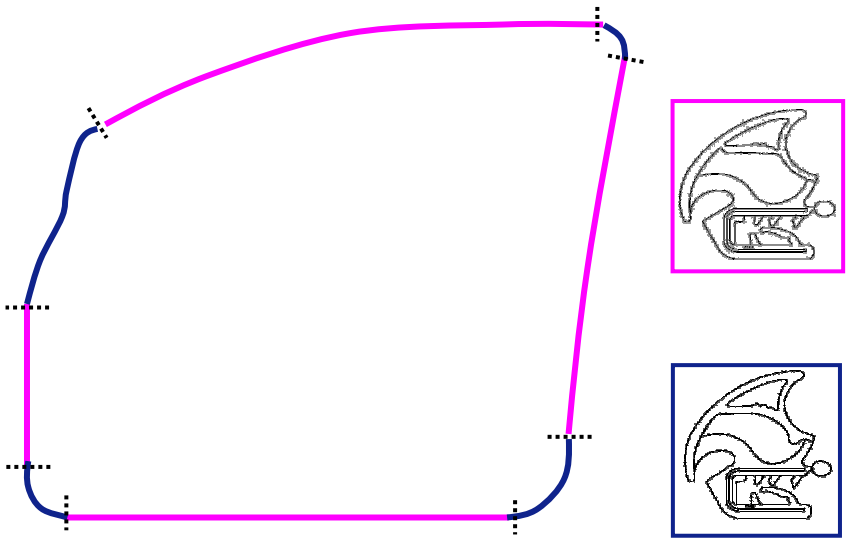


Fig. 7. 3 Espesor según el tipo de tramo de la junta vano puerta.

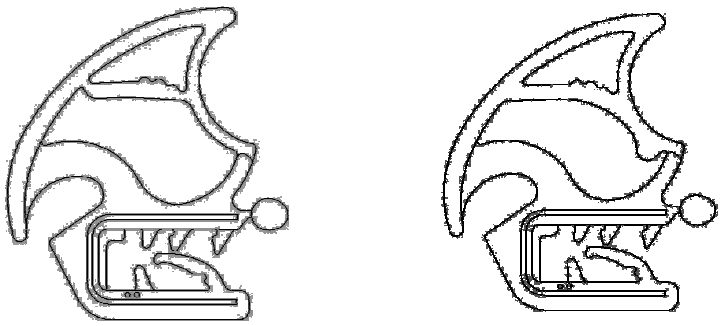


Fig. 7. 4 Sección transversal a la izquierda perfil nominal nuevo a la derecha perfil variable

7.3 COTAS DE ESTANQUEIDAD

Una de las razones por las que una puerta puede presentar unos esfuerzos de cierre mayores es que su cota de estanqueidad sea inusualmente pequeña. Una menor cota de estanqueidad en la puerta significa una mayor compresión de la junta de vano puerta y por lo tanto un mayor esfuerzo para un correcto cierre de puerta. Por lo que antes de proceder a probar las nuevas juntas medimos las cotas de estanqueidad de las puertas.

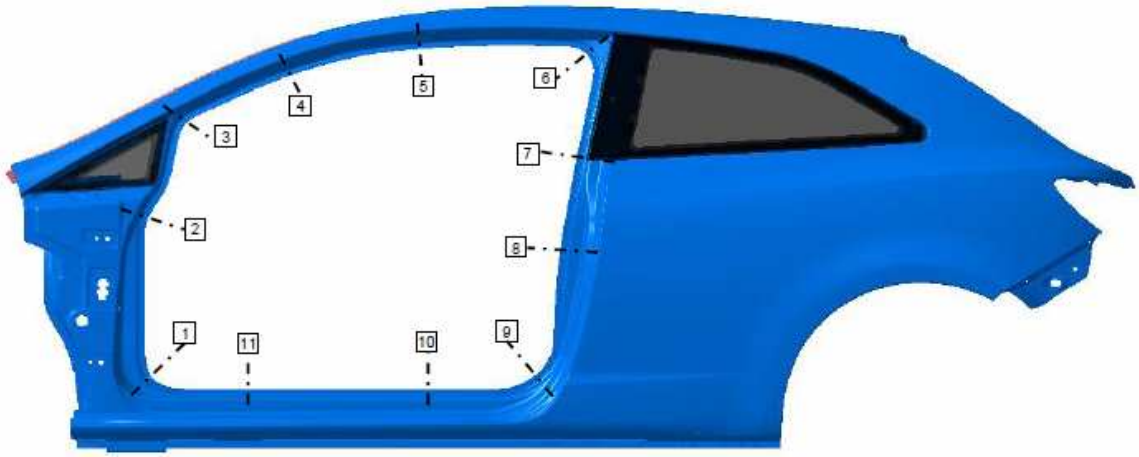


Fig. 7. 5 Secciones de control de las cotas de estanqueidad

Medir la cota de estanqueidad de una puerta consiste en extraer la junta vano puerta y en su lugar colocar en unas secciones de control Fig. 7. 5, masilla plástica. Una vez esto se ha hecho se realiza un cierre estático de la puerta. Un cierre estático se caracteriza por la ausencia de lanzamiento. Es decir se aproxima la puerta hasta su posición última de cierre y se empuja cuidadosamente y lentamente la puerta hasta el cierre completo, este se identifica por el sonido característico que produce el trinquete de la cerradura con el resbalón al engancharse.

Fig. 7. 6 Masilla en sección de control después de cierre estático

Una vez producido el cierre la masilla quedara deformada revelando la cota de estanqueidad de la puerta, Fig. 7. 6. Cabe mencionar que si el cierre fuese dinámico, la velocidad adquirida por la puerta, provocaría una sobre deformación en la masilla, lo que devolvería unos valores más pequeños que los reales.

Fig. 7. 7 Medida de la cota de estanqueidad

Una vez acabada esta operación, se abre la puerta y se procede a medir la cota de estanqueidad, con un pie de rey, como se muestra en la Fig. 7. 7. Las cotas medidas deben situarse dentro de las tolerancias establecidas en el proyecto. A continuación se presenta una tabla con los resultados de dichas mediciones.

2a vuelta	Pta izda	Pta dcha	nominal	Pta izda	Pta dcha
1	18,5	17,5	17 ± 1,5	ok	ok
2	19	17	17 ± 1,5	ok	ok
3	19	17	17 ± 1,5	ok	ok
4	19,5	16	17 ± 1,5	ko	ok
5	18	16,5	17 ± 1,5	ok	ok
6	18	16,5	17 ± 1,5	ok	ok
7	16,5	17,5	17 ± 1,5	ok	ok
8	16	18	17 ± 1,5	ok	ok
9	16,5	18,5	17 ± 1,5	ok	ok
10	16	18	17 ± 1,5	ok	ok
11	17	17	17 ± 1,5	ok	O k

Fig. 7. 8 Cotas de estanqueidad.

A excepción de una cota de estanqueidad un poco por encima de la tolerancia superior en la sección 4 de la puerta izquierda, comprobamos que la cota de estanqueidad de las puertas, es correcta por lo que la diferencia encontrada en los esfuerzos de cierre entre una puerta y otra, no puede ser achacada a este fenómeno.

Sin embargo se puede observar por como aumentan y disminuyen los valores según las secciones de control, que la inclinación de las puertas se verifica. En la puerta izquierda se presentan unos valores mayores en las cotas de las secciones superiores que de las inferiores lo que implica una ligera inclinación hacia el exterior del vehículo. Mientras que la puerta izquierda presenta el caso contrario.

7.4 ENSAYOS COMPARATIVOS

El principal objetivo de esta sección es observar en que medida, la instalación de una junta de perfil variable puede mejorar el cierre, para ello se llevan a cabo unos ensayos simples con la ayuda del útil de medida construido.

7.4.1 DINÁMICA DEL ENSAYO

Para poder obtener resultados significativos, se procede de la siguiente manera. Utilizando el útil de cierre externo de puertas diseñado, realizamos dos medidas para cada puerta. La primera

medida consiste en buscar el cierre mínimo de la puerta con la junta de serie instalada, en un segundo momento, sustituiremos la junta de serie por la junta de perfil variable presentada anteriormente y buscaremos de nuevo el cierre mínimo.

El cierre mínimo lo determinamos como se ha hecho con anterioridad, con la ayuda del transductor de cierre de puertas. Así para cada puerta obtendremos.

- Velocidad mínima de cierre para la junta de serie y la junta de perfil variable

- Energía mínima de cierre para la junta de serie y la junta de perfil variable.

7.4.2 RESULTADOS

Influencia sobre la energía

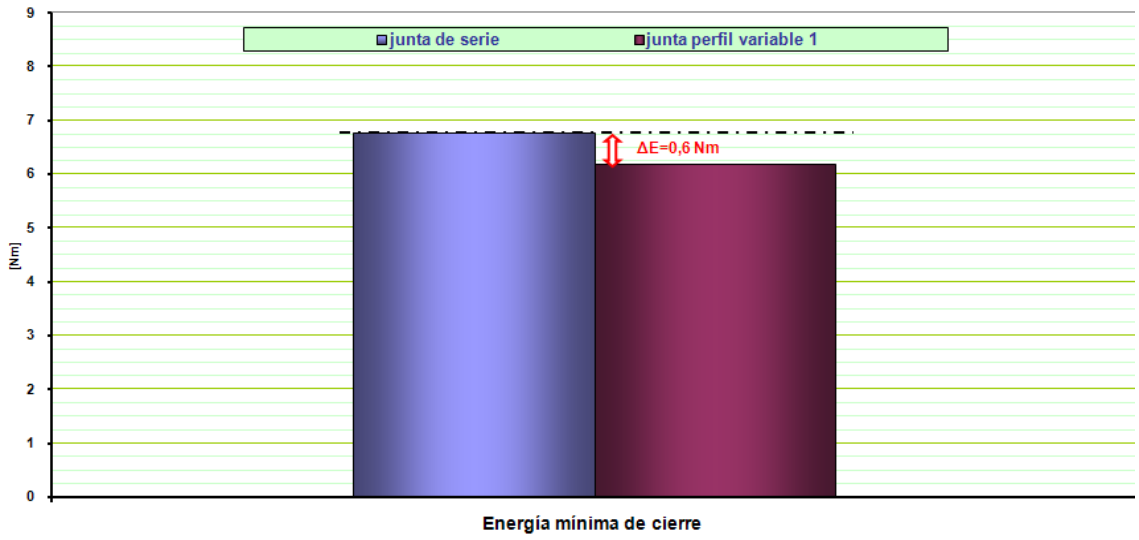


Fig. 7. 9 Disminución de la energía mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAI

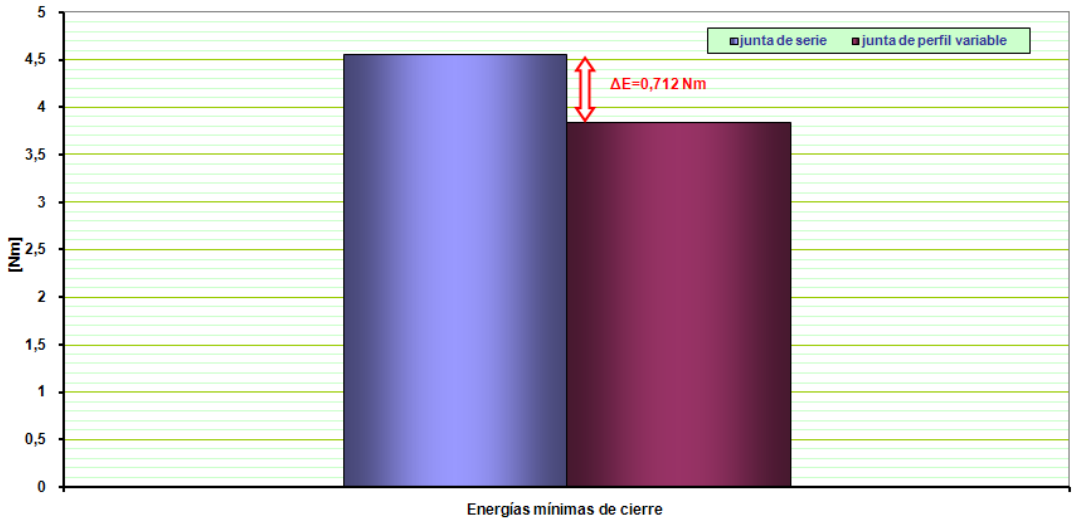


Fig. 7. 10 Disminución de la energía mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAD

Influencia sobre la velocidad

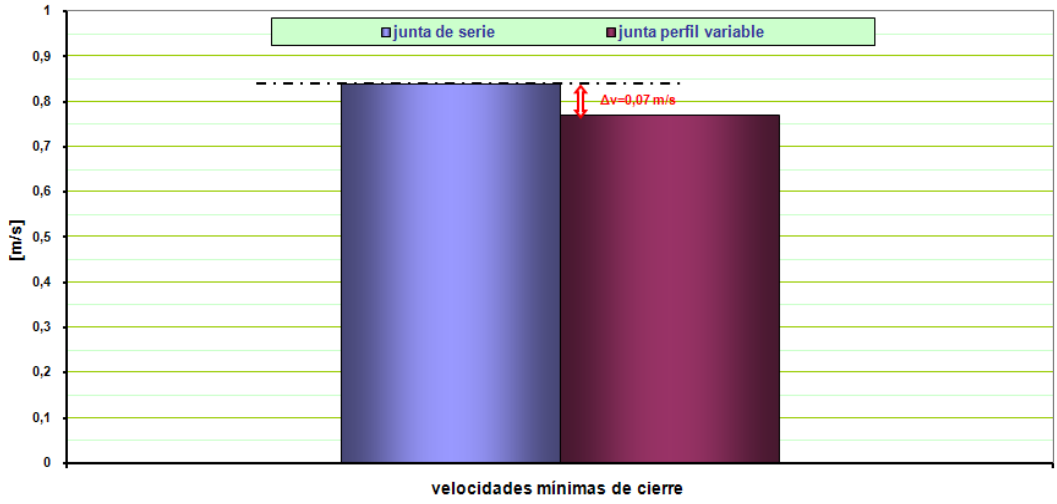


Fig. 7. 11 Disminución de la velocidad mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAI

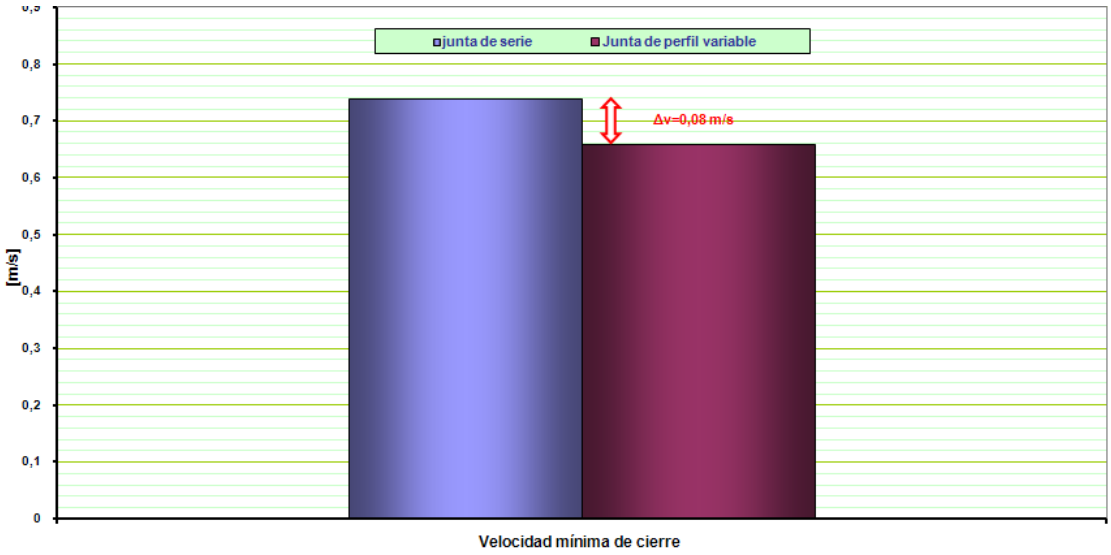


Fig. 7. 12 Disminución de la velocidad mínima de cierre con la instalación de una junta de perfil variable PAD

		Velocidad [m/s]	Energía [Nm]	Disminución V [m/s]	Disminución V [Nm]
PAI	Junta de serie	0,84	6,78	0,07	0,6
	Junta perfil variable	0,77	6,18		
PAD	Junta de serie	0,74	4,561	0,08	0,712
	Junta perfil variable	0,66	3,849		

Fig. 7. 13 Tabla resumen resultados.

Recapitulando la instalación de las nuevas juntas, en general resulta beneficioso, se observan unas disminuciones de energía en el accionamiento de puertas bastante importante, de alrededor de los 0,6 y 0,7 Nm.

Resulta remarcable que la mejora en la puerta del pasajero es mayor que en la del conductor, ya que, ya antes de instalar las juntas, como se pudo observar en el capítulo anterior, esta puerta presentaba unos esfuerzos de accionamiento notablemente inferiores a la puerta del conductor. Aunque no tanto porque sus condiciones constructivas fuesen favorables si no porque las condiciones de la puerta conductor son desfavorables. Lo que nos lleva a pensar que la diferencia en la mejora se ve influenciada por otros parámetros externos a la junta.

8. INFLUENCIA DE LA COMPRESIÓN DEL AIRE EN EL CIERRE DINÁMICO DE PUERTAS

Poca atención se le ha dado al estudio del aumento de presión y la distribución de velocidad en las cabinas de los automóviles pero hay que remarcar que una presión elevada puede aumentar el esfuerzo de cierre y también puede provocar un taponamiento de los oídos de los pasajeros lo que deteriora el confort.

El flujo de aire en un vehículo se ve inducido por el movimiento de la puerta, cuanto mayor es la velocidad de la puerta más rápida será la compresión del aire dentro del vehículo y mayor será el pico de presión que se genere, es por lo tanto necesario controlar la velocidad de cierre de puertas.

8.1. VENTILACIÓN DEL HABITÁCULO.

Antes de entrar en materia de ensayos, es necesario hacer una pequeña exposición de cómo circula el aire en el interior de un habitáculo pasajeros. Es decir donde se encuentra su entrada su recorrido y finalmente su salida para la renovación continua del aire.

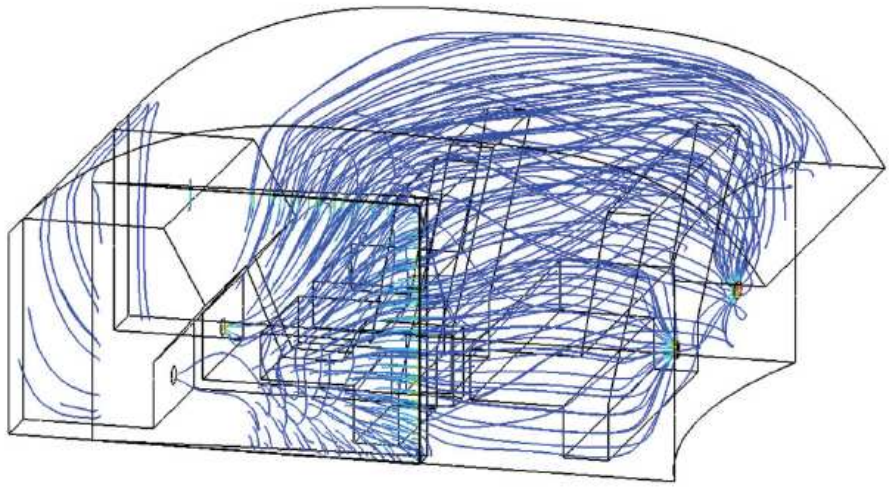


Fig. 8. 1 Entrada, recorrido y salida de aire en el habitáculo de un vehículo de pasajeros en movimiento.

Como se puede ver en la figura la entrada de aire se produce por la parte delantera del vehículo en los difusores, aunque en el caso tratado, la introducción del aire se realiza durante el cierre de la puerta, así que nos centraremos en la distribución del flujo en el habitáculo y de cómo busca la salida. En primer lugar, cabe mencionar que el aire introducido realiza un barrido hacia la parte

trasera del vehículo, superando tres etapas diferenciadas, del habitáculo al maletero, salidas dinámicas y salidas dinámicas exteriores.

8.1.1 HABITÁCULO – MALETERO:

El paso de aire entre el habitáculo y el maletero se realiza por las cotas entre el asiento y la bandeja posterior y la cota entre la bandeja posterior y el revestimiento interior del portón.

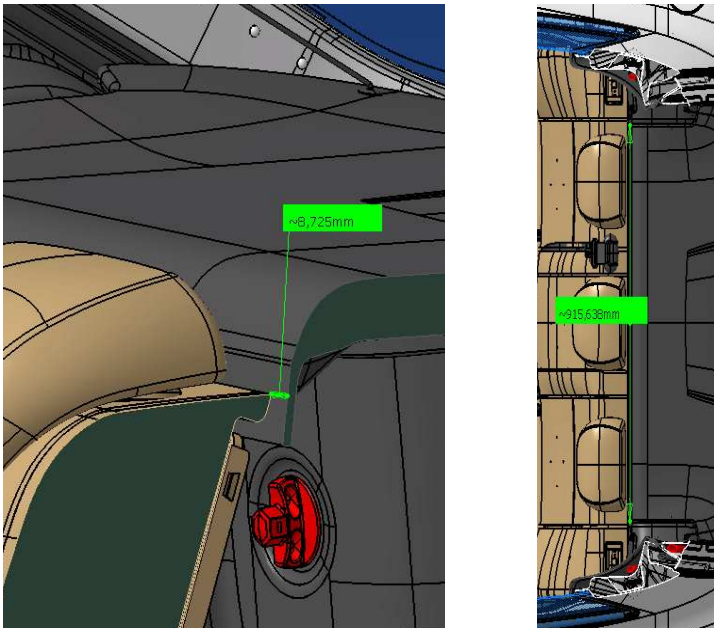


Fig. 8. 2 Cota Asiento - Bandeja posterior SE 254

De ambas cotas Fig. 8.2 se estima un área de paso de 80 cm^2.

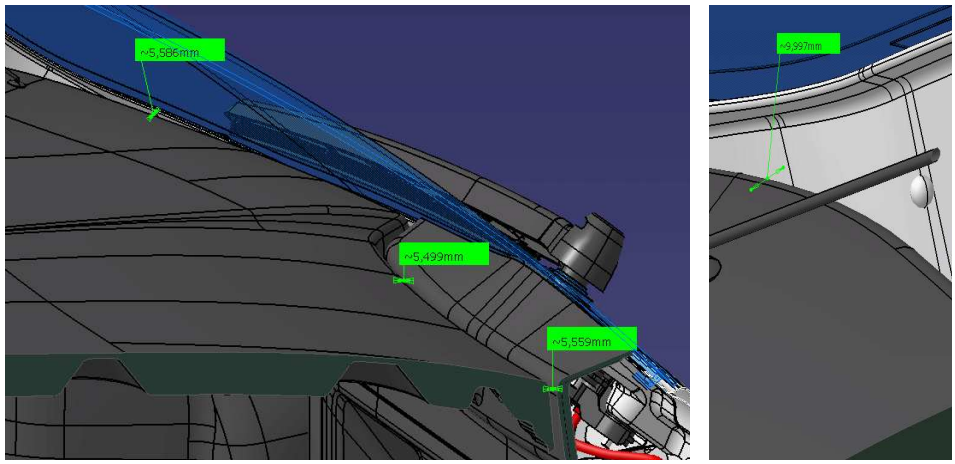


Fig. 8. 3 Cota bandeja posterior - revestimiento portón

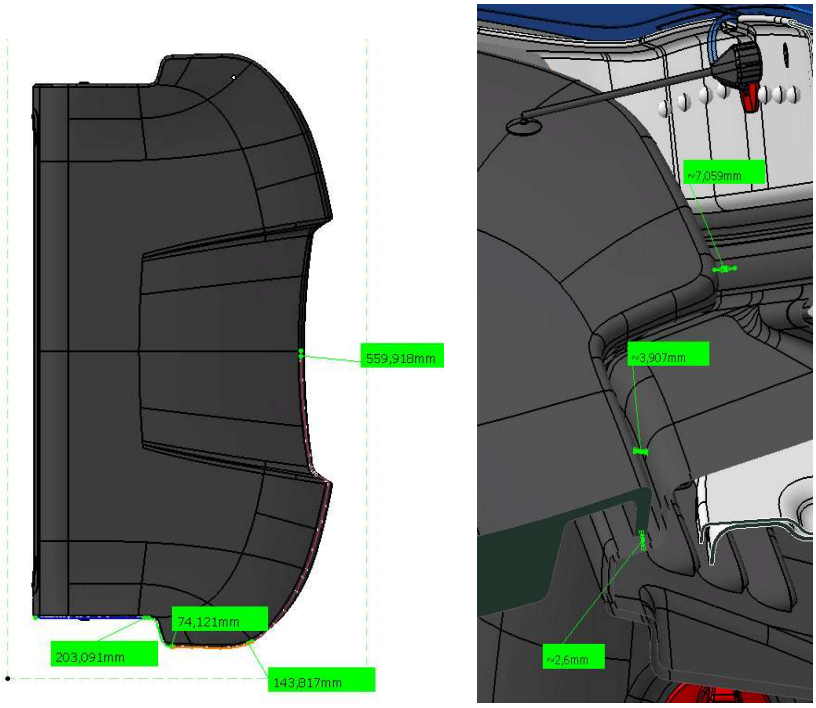


Fig. 8. 4 Cota bandeja posterior - soportes de bandeja.

De estas cotas laterales se calcula un área de paso total de 102,5 cm ^2 que junto a los 80 cm^2 entre asiento y bandeja nos deja un área de paso entre habitáculo y maletero de **182,5 cm^2**.

8.1.2 MALETERO SALIDAS DINÁMICAS

La aireación desde el maletero hasta las salidas dinámicas de aire existe en el SE 254 dos pasos diferenciados de aire, el "ladekante" y el de unos respiraderos adicionales que se encuentran situados en la parte baja de los soportes de bandeja.

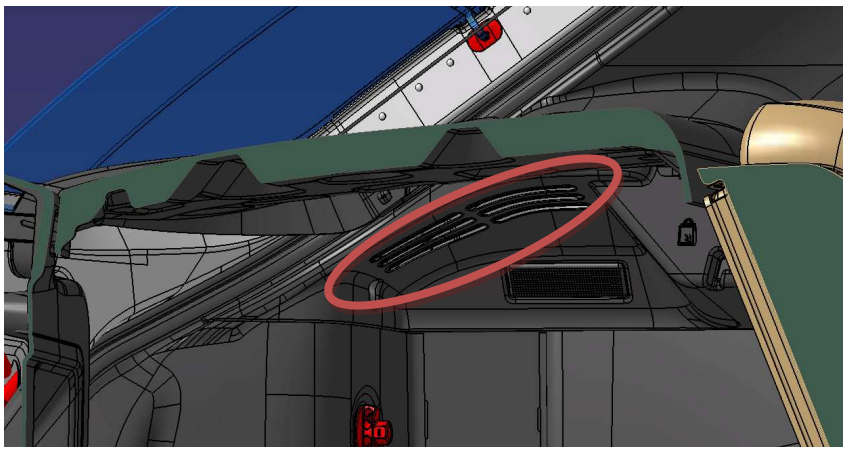


Fig. 8. 5 Respiraderos adicionales

Los respiraderos adicionales están situados así porque no se bloquean aun cuando el maletero está lleno. Cada respiradero presenta un área de paso de paso de 6 cm^2 y hay 6 en cada lado del maletero lo que proporciona un área total de 72 cm^2.

Por otro lado el paso total del aire disponible en el "Ladekante" del vehículo es de 158, 8 cm^2 que junto a los respiraderos adicionales suponen un paso total de **230,8 cm^2**.

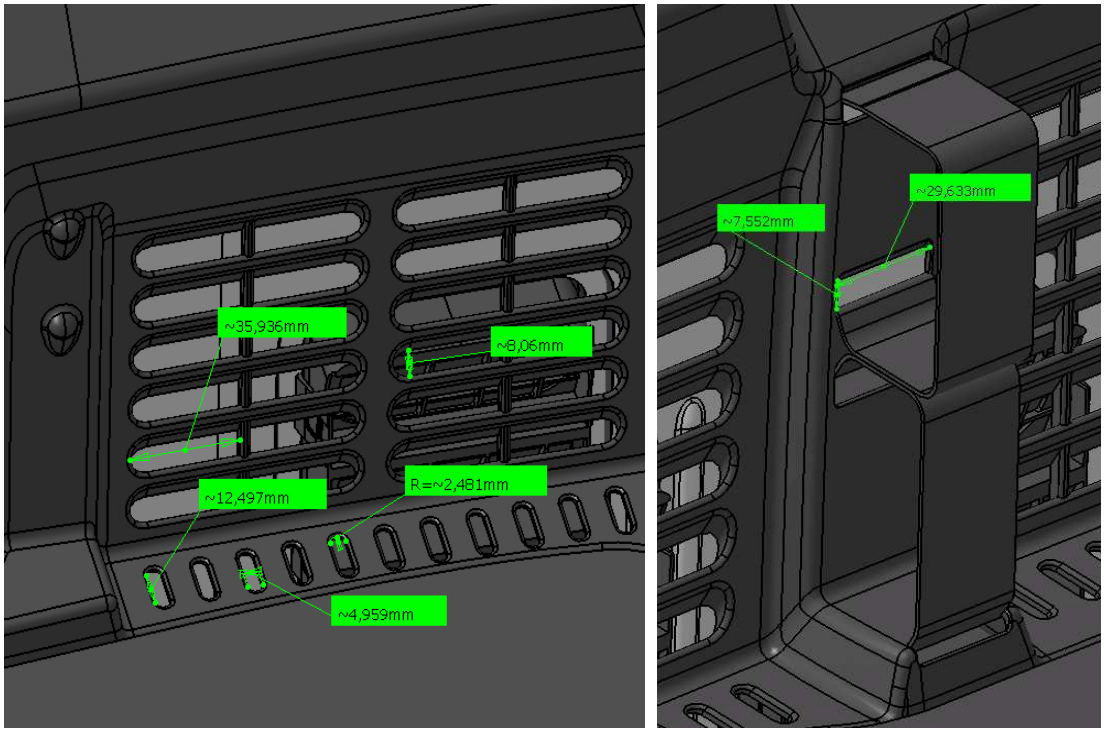


Fig. 8. 6 Orificios que componen el área de paso del ladekante.

8.1.3 SALIDAS DINÁMICAS EXTERIORES

Son la última barrera entre el interior del vehículo y el exterior. La función de las salidas dinámicas de aire es por lo tanto la de permitir la salida del aire introducido tanto durante el cierre de una puerta, encontrándose estático el vehículo, como el aire introducido por los difusores estando el vehículo en movimiento. En un principio las salidas dinámicas de aire han sido pensadas y diseñadas exclusivamente para responder ante los problemas de climatización. Sin embargo, también representan una influencia clara en el confort de cierre de puertas, ya que cuanto más avanza la estanqueidad del vehículo, menor es la superficie de evacuación de aire.

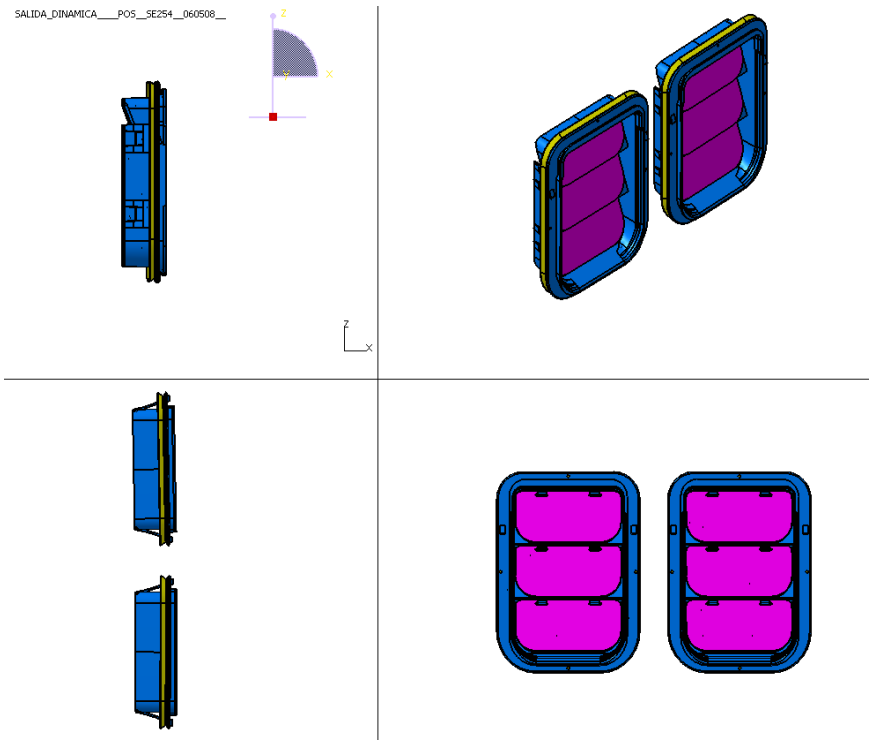


Fig. 8. 7 Salida dinámica de aire con superficie de escape de aire.

La salida dinámica de aire consta de unas ventanas y unas tapas o flaps, que únicamente se mueven en una dirección, realizando así la función de válvula, consiguiendo dejar salir el aire pero no entrar. En cada vehículo se montan dos salidas dinámicas. En el SE 254 las salidas dinámicas de aire que se montan son las de la Fig. 8. 7. Y presentan una sección eficaz de 47 cm^2, lo que resulta en un total de **94 cm^2** de área de paso.

8.2. PRESIONES EN EL HABITÁCULO

Hemos visto como se distribuye el flujo de aire en el habitáculo y de qué manera y por donde pasa el aire desde su entrada hasta su salida pero lo que aun no se ha puesto en evidencia es como la distribución del interior del habitáculo y los pasos definidos anteriormente afectan a este flujo y en que medida durante el cierre de una puerta.

8.2.1 DINÁMICA DEL ENSAYO

Para poder llevar a cabo los ensayos pertinentes se dispone de 4 sondas de presión de con un rango de 800 a 1300 mbar y una frecuencia de adquisición de hasta 5KHz. Estas sondas se sitúan en sitios estratégicos del habitáculo en las que resulta interesante conocer la evolución de la presión. A saber, reposa-cabezas del conductor, bandeja posterior, maletero y salidas dinámicas de aire.

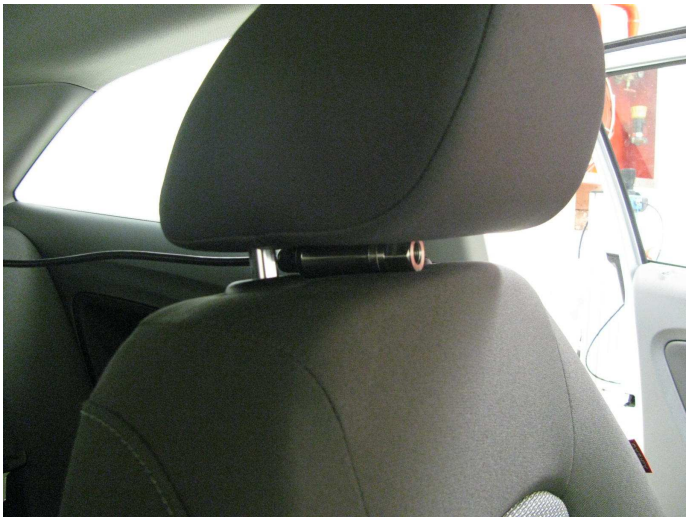


Fig. 8. 8 Sonda reposa-cabezas asiento conductor

Sin embargo en un ensayo preliminar que se realizó para comprobar el buen funcionamiento de las sondas, se comprobó que la caída de presión entre el reposa-cabezas y la bandeja posterior era prácticamente inexistente, lo que a efectos de análisis no resultaba interesante. Por esta razón se eliminó esta primera posición y la sonda restante paso a situarse también en la salida dinámica de aire. De esta manera podremos apreciar la asimetría del flujo de aire, teniendo lecturas de presión para cada una de las salidas dinámicas de aire.

Fig. 8. 9 Sonda presión en bandeja posterior

Fig. 8. 10 Posicionamiento de sondas de presión en maletero y salida dinámica de aire izquierda.

Se procede a realizar una serie de cierres todos en condiciones idénticas, con el útil de cierre externo de puertas. La regulación de la posición del útil y de la apertura de puertas es igual que en el capítulo 6. Los cierres se realizarán con una energía de 4 Nm, ya que es está la energía que corresponde a un cierre confortable.

Se realiza un cierre para cada configuración del interior del habitáculo, estas configuraciones serán:

- Configuración 1: Distribución normal de los elementos del interior del vehículo
- Configuración 2: Asientos delanteros abatidos
- Configuración 3: Asientos traseros abatidos.
- Configuración 4: Asientos delanteros y traseros abatidos
- Configuración 5: Sin bandeja posterior
- Configuración 6: Sin alfombra maletero
- Configuración 7: Sin ladekante (revestimiento posterior maletero)

En lo que concierne la adquisición de datos, se realiza al igual que en los anteriores ensayos mediante el programa CATMAN EASY, la configuración de las sondas de presión puede encontrarse en el ANEXO A, junto con el resto de pasos a seguir para configurar el programa.

8.2.2 RESULTADOS

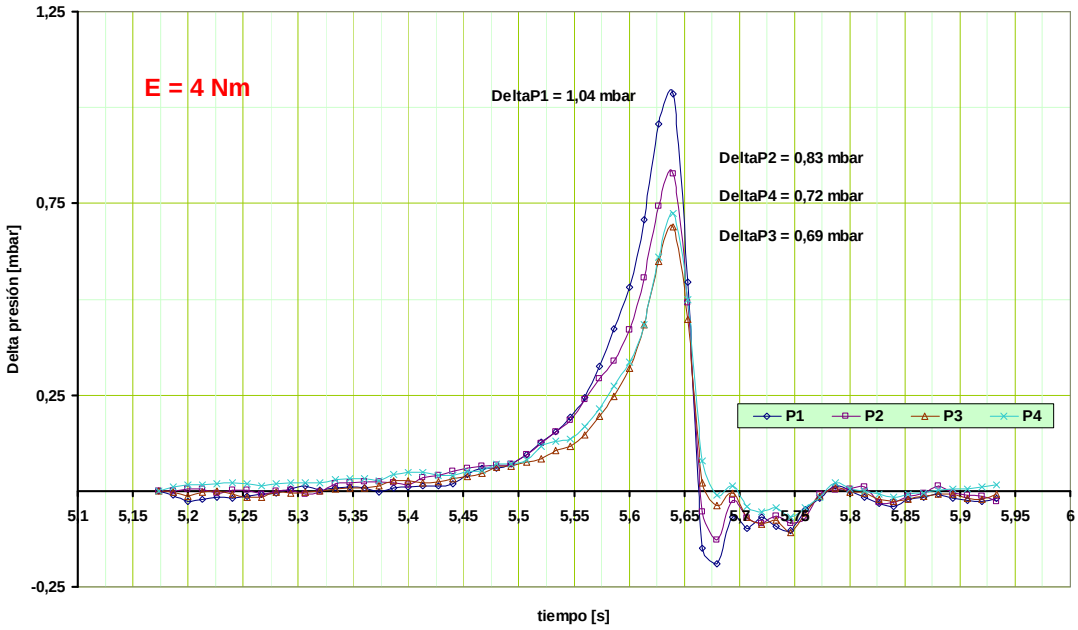


Fig. 8. 11 Evolución de la presión durante un cierre de 4 Nm

En la Fig. 8.11 se presenta la evolución de la presión dentro del habitáculo pasajero, en 4 puntos bien diferenciados del mismo. Las notaciones DP1, DP2, DP3 y DP4, corresponden a los incrementos de presión debido a la compresión del aire durante el cierre, en la bandeja posterior, en el maletero, en la salida dinámica izquierda y la salida dinámica derecha. Esta notación se mantiene de ahora en adelante para el resto de ensayos. Cabe remarcar que las sondas toman medidas de presión en valor absoluto, pero lo interesante es conocer en qué medida aumenta la presión en el habitáculo durante el cierre con respecto a un estado de reposo. Por esto se trabaja con diferencias de presión.

El resto de gráficas para las diferentes configuraciones expuestas con anterioridad se puede ver en el anexo G Gráficas auxiliares.

Lo que nos interesa es comparar para cada estado los incrementos de presión, en la tabla siguiente, se resumen los resultados obtenidos para cada distribución del habitáculo que ha sido medida.

Distribución	DP1 [mbar]	DP2 [mbar]	DP3 [mbar]	DP4 [mbar]
normal	1,04	0,83	0,69	0,72
Asientos delanteros abatidos	0,98	0,78	0,69	0,67
Asientos traseros abatidos	0,95	0,92	0,77	0,76
Todos los asientos abatidos	0,97	0,96	0,82	0,79
Sin bandeja	1,19	1,19	0,97	0,98
Sin alfombra maletero	1,09	0,85	0,81	0,82
Sin ladekante	1,08	0,87	0,70	0,81

Fig. 8. 12 Incrementos de presión en los diferentes puntos del habitáculo según distribución de los elementos del interior

Lo primero que podemos observar es la influencia de los asientos, el rozamiento del aire introducido durante el cierre con los mismos, provoca un incremento de 0,09 mbars. Aunque más significativo resulta que al eliminar la bandeja posterior, eliminamos la pérdida de carga entre el habitáculo y el maletero hasta el siguiente paso de aire que son el ladekante y los respiraderos del maletero. La sobre presión de 0,15 mbars que observamos con respecto al estado inicial no es acorde con el hecho de que el área de paso entre habitáculo y maletero es inferior al paso que proporcionan, el ladekante y los respiraderos. Esto nos lleva a pensar que los respiraderos no entran en juego salvo que el ladekante se encuentre bloqueado por alguna carga que lleve el maletero.

Otro dato interesante que nos proporciona estas medidas es la posición de la puerta a partir de la cual entra en juego la influencia de la compresión del aire dentro del habitáculo.

Considerando que el cierre se realiza a una velocidad de 0,83 m/s, que la compresión del aire dura unos 0,2 s (como se puede ver en la Fig. 8. 12) y que el pico de presión se da justo en el momento del cierre, se deduce la distancia a la cerradura desde la que se comienza a comprimir aire dentro del habitáculo.

$$d = v \cdot t = \frac{0{,}84m}{s} \cdot 0.2s = 16{,}8cm \qquad \text{[Ec. 8.2.1]}$$

Como ya conocemos el radio de la puerta, extraído del modelo CAD, podemos calcular el ángulo de apertura de puerta por un cálculo trigonométrico simple:

$$\alpha = \arctan(\frac{16,8}{118}) = 8,1 \text{ grados} \qquad \text{[Ec. 8.2.2]}$$

Como se pensaba la compresión de aire no entra en juego que a escasos momentos del cierre final. Conociendo la distancia entre puerta y resbalón a la que empieza a comprimirse el aire en el habitáculo y conociendo el área de vano de puerta (Medición con Catia V5). Podemos calcular de forma aproximada la cantidad de aire introducida en el vehículo.

$$V_{aire\ \text{int}\ roducido} = A_{vanopuerta} \cdot D_{compresión} = 86,35 * 1,68 dm^3 = 145 dm^3 \qquad \text{[Ec. 8.2.2]}$$

145 dm^3 es el volumen de aire que introduciría teóricamente la puerta durante el cierre desde que comienza el fenómeno de compresión. Más a delante veremos que esto no es real, cuando se calcule la cantidad de aire evacuado en las salidas dinámicas de aire.

8.3. CAUDALES DE AIRE EN LAS SALIDAS DINÁMICAS DE UN VEHÍCULO.

Uno de los problemas que se presentaban en el desarrollo del proyecto anterior fue la medición del caudal de aire en las salidas dinámicas ya que la solución escogida modificaba la lectura de las presiones para una misma velocidad mínima de cierre y una misma configuración del interior del vehículo. Esto supone un problema ya que no era posible tomar una medición fiable de presión y caudal de aire simultáneamente.

Fig. 8. 13 Solución anterior para soporte de los anemómetros

En la Fig. 8.8, se presenta la solución utilizada hasta el momento para montar los anemómetros en las salidas dinámicas de aire. En breve descripción, se trata de una toberas que se acoplan al

exterior de las salidas dinámicas de aire (en la foto de la izquierda se puede apreciar que está montada sobre una), el anemómetro se situaba en el pequeño orificio que se ve en la foto de la derecha.

Si bien esto daba un área conocida y fácil de calcular (circulo) para calcular el caudal, por otro lado también supone un estrangulamiento a mayores en el paso de aire, que no existe en un principio y que disminuye el área de escape aumentando así los picos de presión durante el cierre.

8.3.1 DISEÑO DE LOS CONDUCTOS

Para solucionar este problema se diseñan unos conductos, que suponen simplemente una prolongación de la geometría de la salida dinámica de aire, así el aire simplemente es redirigido por unos conductos de área conocida (medición en CATIA V5) y no supone una perturbación del flujo interno del habitáculo.

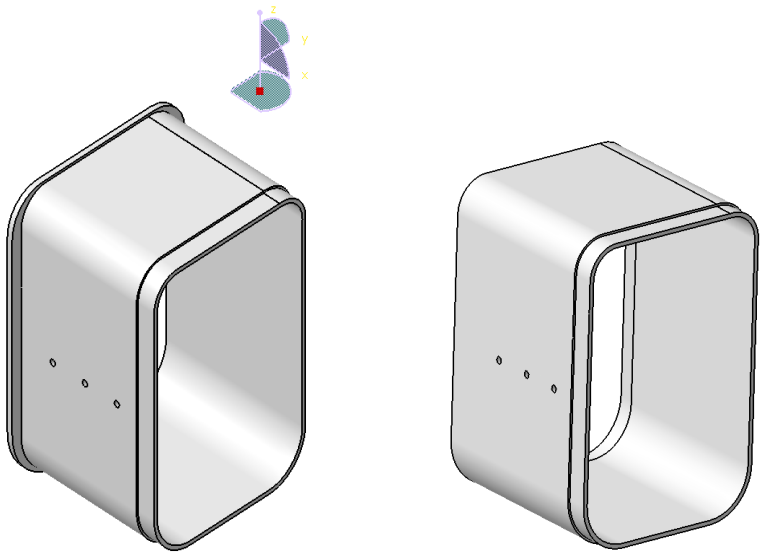


Fig. 8. 14 Conducto izquierdo salida dinámica de aire

La distancia a la que se deben de colocar los anemómetros es desconocida, por lo que se prevén soportes cada 20 mm para poder realizar ensayos que nos ayuden a determinar la posición optima, así mismo el conducto se divide en dos piezas tipo lego, ya que estas piezas serán construidas por prototipaje rápido y existen unas dimensiones máximas límite de fabricación por la impresora 3D.

8.3.2 DINÁMICA DEL ENSAYO

Estos ensayos tienen el propósito de comprobar que el diseño de los conductos no perturba los picos de presión en el interior del habitáculo durante el cierre de puertas. Consiste básicamente en repetir los ensayos anteriores pero esta vez desmontando el parachoques trasero, de manera que las salidas dinámicas de aire queden visibles, y puedan ser instrumentadas con facilidad (colocación de los anemómetros).

Instrumentación:

Sondas de presión: Al igual que en la sección anterior, recolocamos las sondas de presión Unik 5000, repartidas entre la bandeja, el maletero y las dos salidas dinámicas de aire. (cf. Apartado 8.2.1)

Anemómetros: Para controlar el caudal de salida de aire del vehículo, se instrumentan en los conductos diseñados dos anemómetros, uno por cada salida dinámica de aire, que nos reenviaran la velocidad del aire. Conociendo este dato junto con el área de paso de las salidas dinámicas de aire, calcularemos el caudal.

$$Q = v \cdot A \qquad \text{[Ec. 8.3.1]}$$

Siendo A constante, para calcular aproximadamente el caudal de salida, se calculara el caudal instantáneo para el pico de velocidad que presenta el aire.

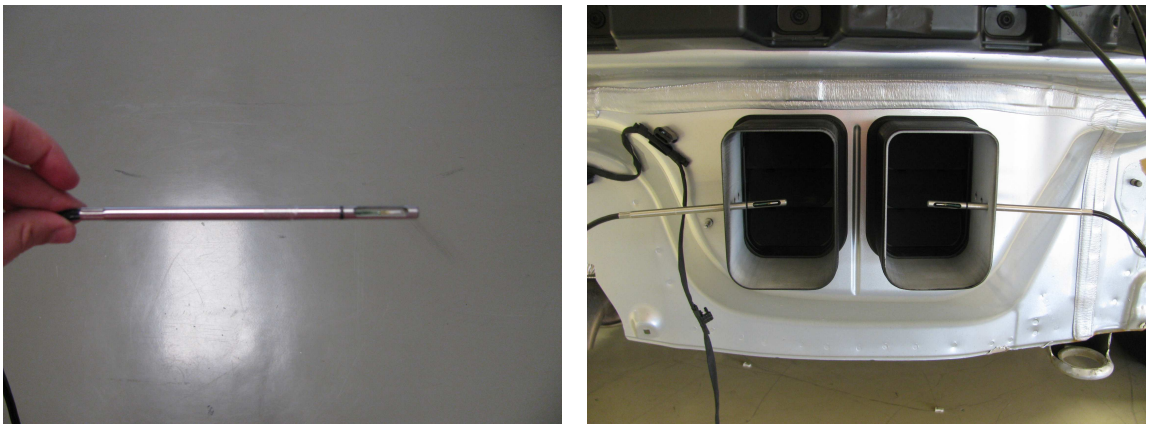


Fig. 8. 15 Anemómetro y parte trasera del SE 254 sin parachoques ya instrumentado.

Control energía de cierre: El cierre de la puerta se realiza como vino haciéndose durante todo el proyecto mediante el útil de cierre de puertas, con el cual fijamos la energía de cierre en este caso como en la sección anterior, a 4 Nm, para que los resultados sean comparables.

Ensayos preliminares:

Antes de llevar a cabo cualquier otro ensayo es necesario, verificar que, efectivamente los nuevos conductos no modifican las presiones del habitáculo.

Para esto realizamos un cierre a 4 Nm, con los conductos montados sobre las salidas dinámicas de aire, cerrando la puerta derecha y con el interior del vehículo en su configuración estándar, sin tomar medidas de caudal.

Para poder cuantificar la mejoría que presentan estos conductos con respecto a las toberas utilizadas con anterioridad, se realizan tres cierres idénticos, el primero sin parachoques y con las salidas dinámicas desnudas, el segundo con una tobera únicamente montada Fig. 8. 16 y el último con los dos conductos montados, Fig. 8. 15.

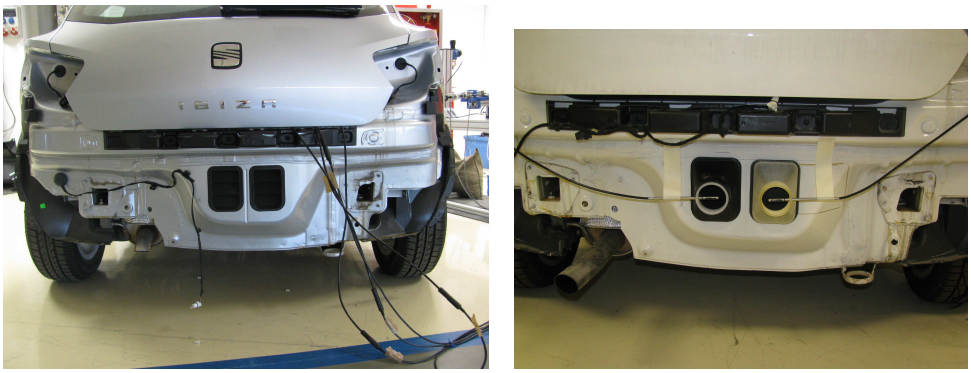


Fig. 8. 16 Salidas dinámicas a la izquierda y con toberas antiguas montadas a la derecha.

Incremento de presión	Sin parachoques trasero	Sin parachoques trasero con tobera inicial sobre una S.D.	Sin parachoques trasero y con los conductos montados sobre las S.D.
DP1 [mbar]	1,08	1,28	1,15
DP2 [mbar]	0,90	1,16	0,97
DP3 [mbar]	0,75	1,05	0,79
DP4 [mbar]	0,78	1,08	0,79

Fig. 8. 17 Influencia de los conductos sobre el incremento de presión en el interior del habitáculo durante el cierre.

En la tabla superior podemos ver las lecturas de los picos de presión obtenidos para cada uno de los 3 cierres. Importante remarcar que los 3 se han realizado con una misma energía de cierre en este caso, 4,2 Nm lo que explica el pequeño incremento con respecto a los resultados obtenidos

en los ensayos de presión. En la tabla a continuación se cuantifica, el aumento que supone con respecto al estado normal del coche (sin parachoques trasero), montar cada uno de los elementos anteriormente mencionados.

Se observa que en media montar una única tobera produce un incremento de presión de 0,27 mbar, mientras que montar los dos conductos supone únicamente un incremento de 0,05 mbar, lo que puede incluso atribuirse a una variabilidad en las condiciones de medida como puede ser la temperatura interior del vehículo.

Por consiguiente queda demostrado que los conductos diseñados son óptimos para, llevar a cabo mediciones de caudal y presión simultáneamente, sin que una magnitud se vea influenciada por la instalación de piezas no pertenecientes al vehículo.

Incremento de presión	Sin parachoques trasero con tobera inicial sobre una S.D.	Sin parachoques trasero y con los conductos montados sobre las S.D.
DP1 [mbar]	0,20	0,07
DP2 [mbar]	0,26	0,07
DP3 [mbar]	0,30	0,04
DP4 [mbar]	0,30	0,01

Fig. 8. 18 Incrementos de presión provocados por la tobera y los conductos.

El siguiente paso consiste en realizar un ensayo sencillo que permita determinar qué posición de las seis disponibles en los conductos es la más óptima para llevar a cabo las mediciones de caudal.

Para tomar esta decisión, se procede realizando 5 cierres idénticos para cada posición posible de los anemómetros, con el objetivo de eliminar posibles mediciones falsas. Y comparar los resultados según posición. Se cierra la puerta con una energía de 4 Nm, y los resultados obtenidos se pueden ver en la Fig. 8. 18 y 8.19. Este ensayo se realiza simplemente midiendo velocidad, ya que esto será más que suficiente para determinar la distancia a la que las medidas deben de ser tomadas.

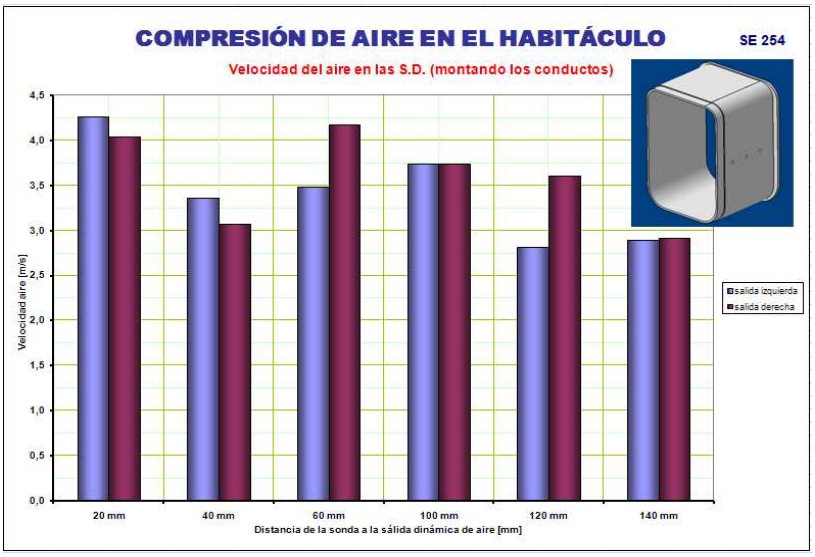


Fig. 8. 19 Comparación entre posiciones de los anemómetros.

Como podemos ver en el gráfico de barras, la posición que se encuentra a 100 mm de las salidas dinámicas de aire, es la que ofrece una distribución de la velocidad más estable.

Con lo que finalmente los cierres se realizarán colocando los anemómetros a 100 mm montados sobre los conductos diseñados. El resto de posiciones se sellan con cinta americana, de esta manera evitamos las fugas Fig. 8. 20.

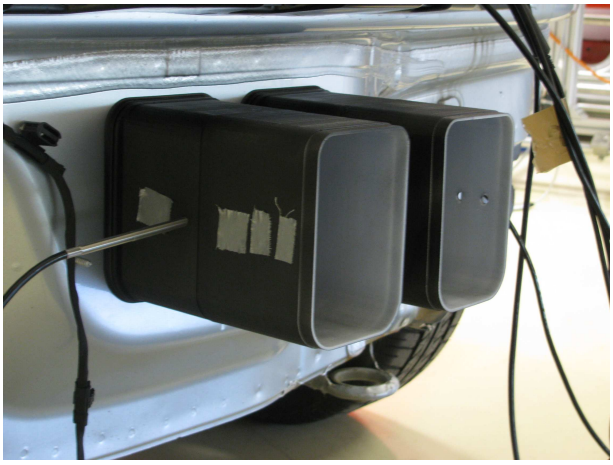


Fig. 8. 20 Posiciones selladas con cinta americana.

8.3.3 RESULTADOS

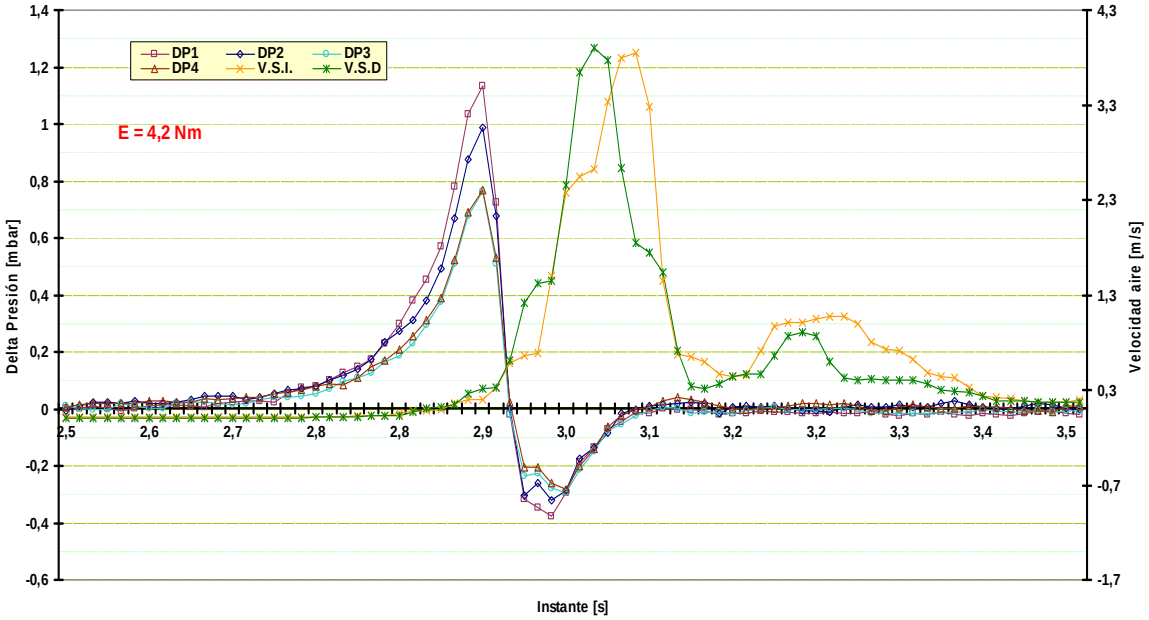


Fig. 8. 21 Presiones en el habitáculo y velocidades en las salidas dinámicas en configuración estándar del vehículo

Siendo los datos más relevantes los picos de presión en el habitáculo, las velocidades máximas alcanzadas y el retraso entre los picos de presión y las velocidades máximas alcanzadas.

Velocidad [m/s]		Caudal de aire [dm^3/s]		Picos de presión [mbar]			
S.izda	S. dcha	S. Izda	S. decha	DP1	DP2	DP3	DP4
3,84	3,9	36,09	36,66	1,13	0,98	0,77	0,76

Fig. 8. 22 Resultados más significativos de las mediciones de velocidad

El retraso medio entre el inicio de la compresión del aire en el habitáculo y el inicio de la evacuación del mismo es de uno 0,15 segundos, tiempo que se entiende, tarda el flujo de aire introducido en el habitáculo en recorrer el mismo y superar la resistencia de los flaps de las salidas dinámicas. Puesto que la frecuencia real de los anemómetros es de 20 Hz y no 75 Hz (frecuencia a la que se realizan los ensayos), el retraso se da con un error de ± 0,05 s.

Cabe mencionar que en comparación a los resultados de las mediciones de presión seguimos observando un pequeño aumento, en los picos medidos. También hay que observar que la

energía de cierre que se ha utilizado es de 4,2 Nm y no 4 Nm como en los ensayos de la sección anterior.

De la misma manera que anteriormente para calcular la energía de cierre, ahora utilizaremos el método de los trapecios para calcular la cantidad de aire evacuada durante el cierre. Se procederá calculando el caudal para cada punto de velocidad medido y posteriormente integrando estos resultados con respecto al tiempo.

Esta operación nos dice que:

Área de evacuación [cm^2]	Aire evacuado [dm^3]	
	S. Izquierda	S. derecha
94	2,42	2,10

Fig. 8. 23 Cantidad de aire evacuado en un cierre

Vemos que las dos salidas en conjunto evacuan un total de 4,51 dm^3 de aire, si lo comparamos a los 145,06 calculados en la sección anterior, vemos que existe una diferencia considerable, es decir, aún cuando durante el cierre el aire empieza a comprimirse dentro del habitáculo, la mayor parte del volumen de aire que arrastra la puerta en su movimiento, es evacuado por la misma puerta, dejando encerrado en el interior solo una pequeña proporción que es la evacuada en las salidas dinámicas.

9. IMPACTO MEDIOAMBIENTAL

Como bien se ha podido ver con anterioridad este ha sido un proyecto de I+D, cuyo objetivo final fue establecer unas relaciones teóricas fiables, entre dos magnitudes significativas, del comportamiento de las puertas de los vehículos (energía y velocidad tangencial). Teniendo esto presente este proyecto, no ha resultado en ninguna propuesta de construcción o de modificación, por lo que el impacto medioambiental de este estudio, se analiza teniendo en cuenta, los elementos que han sido necesarios, para llevar a cabo el proyecto. En este caso hablamos de la construcción del útil de medición de energía para el cierre dinámico externo de puertas.

Así mismo todos los ensayos han sido realizados sobre un vehículo completo, si bien durante los ensayos el coche no se encontraba en funcionamiento, si que ha debido ser desplazado. Estos desplazamientos pueden cuantificarse, como emisiones de CO2 a la atmósfera.

Se estima un recorrido completo de unos 5Km. teniendo en cuenta todos los traslados que han sufrido los objetos de estudio, a una velocidad media de unos 30Km/h. Este modelo de la gama seat tiene unas emisiones de CO2 de 89gr por Km. recorrido. Así haciendo un cálculo rápido estimamos las emisiones totales de CO2 a la atmósfera durante el transcurso de este estudio de unos **445gr**.

A continuación se presentan las diferentes etapas de la vida del útil de medición de cierre de puertas.

9.1 PROCESO DE FABRICACIÓN

El proceso de fabricación del útil, ha sido completamente manual, utilizando a penas herramientas eléctricas o neumáticas. El impacto medioambiental de este producto está más presente durante su utilización y el final de su vida útil.

9.2 USO DIARIO

El elemento clave para el funcionamiento del útil, es el aire comprimido. Este recibe el aire comprimido del circuito del taller del Centro Técnico de SEAT. S.A. Este circuito cuenta con un compresor de aire T30 de 60Hz. Este tipo de compresor es robusto silencioso y económico, proporciona una presión de red de 8 bar máximo, funciona con un motor eléctrico de 18,5 KW. Puede estimarse que la utilización del útil supone un 1% del consumo total del compresor, consumiendo entonces alrededor de 185W. Por otro lado durante los experimentos, es necesario tener conectados a la red eléctrica la batería de 12 V continua y el equipo de adquisición de datos (ordenador portátil más QuantumX MX840A). El consumo de estos equipos en conjunto se puede estimar en un total de 300 W.

A través de la información proporcionada por Red Eléctrica de España se estima la producción de CO_2 para la generación de electricidad en 290 (g/h)/KW [3]. Por tanto, se puede estimar que el uso del útil de medición de energía de puertas, genera unas emisiones de CO_2 a la atmósfera de aproximadamente 54 gCO_2/h. Con los mismos datos de la Red eléctrica de España, hacemos el mismo cálculo sencillo para el equipo de adquisición de datos más batería. Este equipo supone unas emisiones de 89 gCO_2/h.

En total el equipo de medición supone unas emisiones de 143 gCO_2/h. Si bien no puede estimarse el uso que se le dará al equipo una vez el ensayo acabado. Si puede ser estimado el impacto medioambiental que ha tenido la utilización del útil durante toda la duración del experimento.

Suponiendo que la duración media de un ensayo son unas 3,5 h - 4 h. Y que a lo largo de los 6 meses de estudio, de media han podido realizarse unos 100 ensayos. Esto sitúa las horas de trabajo de ensayos en 350h. Con lo que finalmente, han sido emitidos durante el estudio realizado 50 $KgCO_2/h$.

Elemento	Consumo eléctrico	Emisiones CO2/h	Horas de utilización	Emisiones de CO2
Desplazamientos vehículo				445 gr
Conjunto Portátil + Quantum + Batería	300 W	89 gr/h	350h	31,15 Kg.
Compresor	185 W	54 gr/h	350h	18,9 Kg
TOTAL	50,495 Kg CO2			

Fig. 9. 1 Tabla resumen emisiones de CO2 a la atmósfera.

9.3 FIN DE VIDA ÚTIL.

Una vez, el útil de medición de energía de cierre llegue al fin de su vida útil, el tratamiento a seguir es bastante simple. El útil está compuesto en su mayoría por aluminio (84%), el resto de constituyentes del útil, son elementos mecánicos.

En primer lugar debe procederse a desmontar el útil, los elementos mecánicos (15%) como el cilindro neumático, la válvula distribuidora y el mano-reductor, son devueltos a la empresa proveedora, y su reciclaje o reutilización son gestionados directamente por ellos.

Fig. 9. 2 Código de reciclaje del aluminio

Por otra parte el aluminio es 100 % reciclable sin merma de sus cualidades físicas. Por esto su recuperación por medio del reciclaje es una faceta importante de la industria del aluminio. El proceso de reciclaje del aluminio necesita poca energía, y se realiza por refundido que supone solo un 5% de la energía necesaria para producir el metal primario inicial. El producto final, que se obtiene como resultado de la refundición, recibe el nombre de aluminio secundario, pero mantiene las mismas propiedades que el aluminio primario.

Las mejores técnicas de reciclado de aluminio incluyen:

- Hornos de alta temperatura muy avanzados
- Alimentación libre de aceites y cloro
- Cámara de combustión secundaria con enfriamiento brusco
- Adsorción con carbón activado
- Filtros de tela para eliminación de polvos.

Si bien de una manera directa el aluminio no genera residuos ya que se recupera el 100% del aluminio utilizado, su proceso de reciclado si los genera. Estos residuos son mínimos y fáciles de manejar.

Por último queda por mencionar, los elementos de racor, tortillería y demás conectores utilizados en el circuito (1%). Debido a que el estudio se ha desarrollado en el cuadro de un convenio de cooperación educativa en el Centro Técnico de SEAT S.A. todos estos elementos pueden ser reutilizados en la construcción de futuros útiles o estructuras, en el caso de que alguno de ellos resultase completamente inservible, se clasificaría como desecho general y su destino final, sería una Instalación de deposición de residuos sólidos.

10. PRESUPUESTO

Como en todo proyecto de investigación resulta imprescindible hacer un análisis de costes y posibles beneficios. Centrándose en el proyecto presente, se realizará un análisis de los costes que ha implicado el desarrollo del mismo, y las repercusiones de los resultados obtenidos.

10.1 ANÁLISIS DE COSTES

En el proceso de desarrollo se tendrán en cuenta diversos factores: Materiales, Elementos mecánicos, Instrumentación, horas invertidas y otros. Es necesario tener presente durante la lectura de este presupuesto, que el proyecto se ha realizado en el seno de una empresa, el Centro Técnico de SEAT y que por lo tanto muchos de los medios utilizados para llevar a cabo el proyecto, ya se encontraban disponibles en sus dependencias. Como tener en cuenta los costes, se explica con más detenimiento a continuación, en la tabla de instrumentación.

La siguiente tabla expone detalladamente los costes de los diferentes elementos involucrados en el proyecto, ha de notarse que algunos de ellos son estimaciones.

Para facilitar la comprensión del presupuesto se presentan varias tablas, diferenciando los grandes grupos de elementos.

UTIL MEDICION ENERGIA CIERRE	Coste Unitario	Unidades	Coste total
Actuador neumático FESTO DNC 32-50 PPVA	128.50 €/u	1	128.50 €
Válvula distribuidora FESTO	17.93€/u	1	17.93€
Mano-reductor FESTO	28.68€/u	1	28.68€
Elementos de racor + automatización	100 €	-	100 €
Estructura de aluminio (Perfil)	8.50 €/m	7m	59.5€
Escuadras interiores	3.02 €/u	4	12.08€
Estructura PVC (Soporte actuador)	10 €/m^2	0.5m^2	5€
Tornillería + herramientas	35 €	-	35 €
Coste total		386.69 ~ **390€**	

Fig. 10. 1 Tabla del coste del útil de medición de energía cierre de puertas

A continuación se presenta en una tabla los principales instrumentos de medida utilizados a lo largo del proyecto para realizar los ensayos, cabe señalar, que todos los instrumentos mencionados, eran ya propiedad del Centro Técnico de SEAT, por lo que el coste que estos instrumentos suponen para el proyecto, se presenta en función de un porcentaje de uso.

La forma de determinar este porcentaje de uso, es teniendo en cuenta la vida útil del instrumento y los meses, que ese mismo instrumento, ha sido utilizado para el proyecto. En algunos casos, los instrumentos son relativamente nuevos y el uso que se les ha dado no ha sido suficiente para su amortización, estos son los que representan un coste para el Proyecto, sin embargo otros instrumentos, como los transductores de velocidad de puertas, ya llevan un tiempo en uso, y se considera que han sido amortizados, estos por el contrario no representan un coste adicional para el proyecto y su utilización se refleja en el presupuesto como un porcentaje de uso del 0%, lo cual no significa que no hayan sido utilizados, si no que su utilización no representa un coste para el proyecto.

INSTRUMENTACIÓN	% uso	Coste Unitario	Unidades	Coste total
Célula de carga HBM U2B 1KN	10	1000 €/u	1	100€
Transductor de desplazamiento HBM WA 50mm	10	200 €/u	1	20€
Transductor de presión ABS 10 bar.	10	3000 €/u	1	300€
Sondas de presión UNIK 5000	10	800€/u	4	320€
Transductor velocidad tangencial TGM 4.4	0	5000€/u	2	0€
Dinamómetro digital MECMESIN	0,05	2500€/u	1	1,25€
Software adquisición de datos Catman®Easy	1	1500€/u	1	15€
Portátil para adquisición de datos HP	1	1000€/u	1	10€
Amplificador de señal QuantumX MX840A	1	4500 €/u	1	45€
Licencia CATIA V5	0,5	26000 €/u	1	130 €
Coste total		941,25 ~ **950€**		

Fig. 10. 2 Coste elementos de instrumentación.

Durante la última etapa del proyecto se ha requerido la construcción por prototipaje rápido (impresora 3D) de 4 piezas, para llevar a cabo los ensayos necesarios de esta etapa. El coste total de estas piezas se estima en unos **150 €**

A continuación se presentan en las siguientes dos tablas el coste, de los vehículos que han sido objeto de este estudio y de las horas invertidas en el mismo, con estos dos conceptos concluye el resumen del presupuesto.

VEHICULOS	% uso	Coste Unitario	Unidades	Coste total
Vehículo objeto del estudio 1 - SE 254*	30	6000 €/u	1	1800 €
Vehículo objeto del estudio 2 - SE 370**	0,05	480.000 €/u	1	240€
Coste total			**2040 €**	

Fig. 10. 3 Coste de los vehículos utilizados en el estudio

* Coste que supone al Centro Técnico SEAT S.A. Adquirir ese vehículo.

** SE 370 Vehículo en 1era fase prototipaje, construcción realizada por el CPD, muchas piezas fabricadas manualmente de ahí su elevado coste. No fue una petición exclusiva de este proyecto.

INVERSION EN HORAS	Coste Unitario	Unidades	Coste total
Horas investigación	30€/h	350h	10500€
Horas Ensayos en Vehículo completo en el Centro Técnico de SEAT S.A.	30€/h	350h	10500€
Otros	30€/h	150h	4500€
Tiempo tutorización	60€/h	100h	6000€
Coste total		**31.500 €**	

Fig. 10. 4 Coste de las horas invertidas en el proyecto

Teniendo en cuenta todos los elementos expuesto anteriormente el coste total del proyecto aumente hasta la suma de **35,030€**

10.2 BENEFICIOS

Al ser este un proyecto interno del Centro Técnico de SEAT S.A. se ha pedido un presupuesto a una empresa especializada en ensayos y estudios del automóvil. Con el fin de justificar el presupuesto anteriormente expuesto.

Este presupuesto se ha obtenido en una consultando con la subcontrata antes mencionada, un presupuesto de manera aproximada y sin desglose. La suma aumenta a unos **48,000€**

Teniendo en cuenta este presupuesto, habiendo llevado el proyecto por las vías que han sido utilizadas, supone un ahorro del 27% sobre el presupuesto de la empresa externa. Es decir existe un margen de beneficio de **13,000€**

11. CONCLUSIONES

Los resultados del estudio realizado sobre la energía de cierre dinámico de puertas, satisfacen los objetivos que fueron establecidos al comienzo del proyecto. Se ha establecido un modelo matemático, lo suficientemente fiable, que prevé, a partir de los datos teóricos establecidos en el pre-proyecto, como se comportará una puerta durante su cierre. Por otra parte, se han establecido unas directrices de buen funcionamiento, que ayudaran durante las auditorías internas a detectar posibles problemas en el confort de cierre y a determinar su origen, véase, si es un problema de diseño o de montaje y si proviene de los componentes de la puerta o de los elementos de la carrocería.

En lo que concierne a los parámetros estudiados, se puede concluir que la mayor contribución, a que la energía de cierre aumente, viene de los componentes de la puerta, la geometría y la masa de la misma hacen crecer considerablemente el momento de inercia sobre el eje de bisagras, dificultando de esta manera el desplazamiento de la puerta durante el cierre. Sin embargo, se ha podido ver que la contribución de los componentes que producen rozamiento (retenedor y bisagras), es relativamente pequeña y se encuentra dentro de las tolerancias establecidas en el proyecto del modelo.

El modelo, opera de manera fiable, en un margen establecido, con un error inferior al 10 %. Este 10% es difícilmente cuantificable de manera matemática. Se trata principalmente, de variables, producto de procesos en los que interviene el factor humano y que por lo tanto no son repetitivos como por ejemplo el ajuste de puerta en la línea de montaje, que se realiza de manera manual.

En la parte del estudio de compresión de aire, se ha llegado a medir el caudal de aire evacuado y el incremento de presión en el habitáculo durante el cierre, de forma simultánea, sin modificar las lecturas de presión y mejorando así el método precedente de medida. Dentro de los parámetros que afectan a este fenómeno, se ha comprobado que el ángulo de apertura de la puerta es muy poco influyente y que la mayor parte del aire se evacua por la franquicia entre puerta y carrocería que existe durante el cierre, introduciendo así una cantidad muy pequeña de aire.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quisiera agradecer al Centro Técnico de SEAT la oportunidad que me ha brindado para realizar este proyecto y poder poner en práctica los conocimientos adquiridos en el seno de una gran empresa al mismo tiempo que adquirí una preciada experiencia.

En particular quiero agradecer a Esteban Nonay Rapp por sus inestimables consejos e ideas y su constante ayuda y atención a lo largo del proyecto y en general a todos los compañeros que me han brindado su ayuda cuando la he necesitado.

A Ferrán López Navarro por las horas de tutorías dedicadas a este proyecto y por sus correcciones y consejos.

A mi madre y hermanas por soportarme, apoyarme y ayudarme cuando más lo necesitaba.

A Juanma por su inagotable paciencia.

Gracias.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

[1] Diversos autores. ***'Apuntes Máster CARMAT en carrocería y materiales del automóvil'***. Barcelona, 2010.

[2] ***Base de datos*** del Centro Técnico SEAT S.A.

[3] Y.L. Lee y S.H. Hwang ***'Flow characteristics in a cabin during door closure'*** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering March 1, 2011 225: 318-327, doi: 10.1177/09544070JAUTO1325

[4] Red Eléctrica Española. '***Medioambiente'*** [en línea]. Página consultada el 16 de Junio de 2011. http://www.ree.es/

[5] Desconocido. ***'Bibliografía y normas de citación'*** [en línea]. Página consultada el 3 de Marzo de 2011. http://es.scribd.com/doc/2052091/Bibliografia-y-normas-de-citacion

[6] Kalechman, Misza. ***'Practical MATLAB for engineers'*** Publicación: CRC Press. (Boca Ratón, Miami) 2009. ISBN 9781420047769

[7] Attaway, Stormy. ***'MATLAB: a practical introduction to programming and problem solving'*** Publicación: Butterworth-Heinemann, cop. (Ámsterdam) 2009. ISBN 9780750687621.

[8] Walkenbach, John. ***'Programación en Excel 2000 con VBA'.*** Publicación: Anaya Multimedia, (Madrid) 2000. ISBN 8441509603

[9] Montgomery, Douglas C. ***'Diseño y análisis de experimentos'.*** Publicación: Limusa Wiley, cop. (México) 2002. ISBN 9681861566

[10] Desconocido. ***'Aluminio'*** [En línea]. Página consultada el 16 de Junio de 2011. http://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio#Reciclaje._Aluminio_secundario

[11] Marisa Radrigan R. '***Metodología de la Investigación'***. 2005

[12] Neil J.Salkind, ***'Métodos de Investigación'.*** Publicación: Plaza Edición. (México) 1999. ISBN 9789701702345.

[13] Miguel Ángel Fuentes, ***'Evacuación de aire tras el cierre de puertas'***. Proyecto Fin de Carrera, Instituto Químico de Sarriá, Universidad Ramón LLul (Barcelona). Centro Técnico SEAT, S.A. (Martorell).

[14] Conesa Foix, Xavier, ***'Como elaborar un cuaderno de cargas para galgas, calibres, útiles de control dimensional y presentadores'.*** [Artículo en línea] Abril 2010. Consultado 1 de Septiembre de 2011. http://www.measurecontrol.com/wp-content/uploads/2010/03/Cuaderno_Carga_Tecnomatrix.pdf

[15] Serway, Raymond A.; Jewett Jr., John W, ***'Physics for Scientists and Engineers, 6th. Volume I'***, Publicación: International Thomson Editores, S.A. de C.V., (México)

[16] Kwon-Hee Lee, Jung-Kyu shin, ***'Automotive door design using structural optimization and design of experiments'***. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003, 217:855, DOI: 10.1243/095440703769683261.