

**Estudio numérico-experimental del comportamiento dinámico de
un FML de termoplástico auto-reforzado**

JAIONE IRIONDO GABILONDO

Directores de tesis:

Dra. Dña. Aitziber Aizpuru Nazabal

Dr. D. Laurentzi Aretxabaleta Ramos



Para obtener el título de **DOCTOR**
por MONDRAGON UNIBERTSITATEA

Departamento de Mecánica y Producción Industrial
Mondragon Unibertsitatea

Diciembre 2015

Familiari.

DECLARACIÓN DE ORIGINALIDAD

Declaro que el trabajo desarrollado y presentado en esta tesis es original y ha sido llevado a cabo por mí dentro del Departamento de Mecánica y Producción Industrial de la Escuela Politécnica Superior de Mondragon Unibertsitatea, y que ninguna parte de él ha sido empleada para obtener un título o grado similar.

Jaione Iriondo
Diciembre 2015

ESKERRAK

Lanaren azkenetan, eskerrak eman nahi nieke hona iristen lagundu nauten guztiei.

Lehenik eta behin, nire tesi zuzendariei, Aitziber Aizpuru eta Laurentzi Aretxabaletari, tesia egoki gidatu eta hau gauzatzeko emandako laguntzagatik. Baita nire “euskarakadak” zuzentzeko izandako pazientziagatik ere.

Mekanika eta Ekoizpen Industrialaren Sailari eta bereziki Akustika eta Bibrazioetako lineari, tesi hau egiteko nigan konfiantza izateagatik. Unairi, entsegu esperimentaletan sortutako arazoak aztertzeko izandako pazientziagatik eta beti beti konponbide bat proposatzeagatik, eskerrik asko Unai! Jose Manueli, zalantza teorikoak argitzeko eskainitako arretagatik. Xabiri, bibliografiako lehenengo alertak jartzen laguntzeaz gain, umore ona hain presente izateagatik.

Mariajeri, moteltze biskosoa, moteltze estrukturala, biskoelastikoa, frekuentziarekiko menpekota den moteltze estrukturala... kontzeptuak azaltzeko jarritako gogo eta pazientzia guztiagatik, ea hemendik aurrera esandako terminoak egoki erabiltzeko gai naizen.

Gotzoni eta Mikeli, hamaika plano desberdinekin zoratu dizuedan arren beti bukaerako piezara iristea lortzeagatik.

Ariane, Ondiz, Alex, Arkaitz eta Haritzi, kafe ordutan mundua behin eta berriz konpontzen saiatzeagatik. Mainerri, bere izateko modu alai eta irrigarriaz gain behin baino gehiagotan taxista lana egiteagatik, irratian azkeneko “hit”-ak entzunez, aupa Mainerri! Josebari, zizaila makinan bakarrik ez uzteagatik eta gure FML-aren prozesatze tenperatura eta denborak fin eta zehatz apuntatzeagatik. Iñigori, bere arabako umoreaz gain, Uranor-eko super kontaktua izateagatik.

Nola ez nire kuadrilakoei, txiki-txikitatik elkarrekin bizi izan ditugulako gertatuko istorio, kontu eta komeri guztiak. Eta gaur egun, taldeko frikia izan arren, tesiko grafiko eta argazki arraroak whatsapp-eko taldera igotzen utzi didazuelako. Ze ingo noan nik zuek gabe!

Nire eskerrik beroenak etxekoei, beti hor egoteagatik eta nigan federik handiena zuek izateagatik. Gurasoei, bitzta guztian emandako aukera eta animo guztiagatik, Iñakiri,

oraindik hau guztia lana dela sinesten ez duenari. Izeko, Ainhoa eta Asierri, 5.pisua bigarren etxe egiteagatik. Osabari, zauden tokian egonda ere beti gure etxeko “ondarrutar lantzoia” izango zarelako. Nola ez amonari, zure positibismo eta kantuz guztioi mundua alaitzeagatik.

Eta azkenik, Joni, zuk eta nik bakarrik dakigulako hona iristea zenbat kostatu zaigun. Etxerako bidean, biskoelastizitate, modu eta bibrazioen inguruan mila aldiz eztabaidatu ez badugu behin ere eztabaidatu ez dugulako. Motzean, eguna joan eta eguna etorri, eman didazun animo, laguntza eta poztasun guztiagatik.

RESUMEN

Los laminados fibra-metal (*Fibre Metal Laminates*, FML) son un material compuesto híbrido que consiste en un laminado formado por varias capas de metal intercaladas con varias capas de material compuesto que surgieron dentro del sector aeronáutico, con el objetivo de combinar las ventajas de composites de matriz polimérica reforzados con tejido por un lado, y de los metales por otro. La principal desventaja de los FMLs tradicionales reside en el largo proceso de curado de la matriz. Como alternativa a los compuestos empleados en dichos FMLs, recientemente se han empezado a usar termoplásticos auto-reforzados, los cuales ofrecen mejores propiedades en lo que a capacidad de absorción de energía frente a impactos y capacidad de reciclaje, entre otros, se refiere. Además, estos FMLs podrían presentar mayor amortiguamiento que los FMLs tradicionales, debido a la naturaleza termoplástica del compuesto. Por otro lado, el efecto de la viscoelasticidad es más acusado en termoplásticos siendo la frecuencia uno de los factores más influyentes.

Considerando la creciente demanda de vehículos más ligeros y basándose en las ventajas citadas previamente, los FMLs de termoplásticos auto-reforzados pueden ser una alternativa a los FMLs tradicionales en sectores como la automoción o ferroviario. Por lo que se considera que el estudio del comportamiento dinámico de los FMLs basados en termoplásticos auto-reforzados es de gran interés.

Así, en esta tesis se ha llevado a cabo un estudio, tanto de forma experimental como numérica, del comportamiento dinámico de un FML de termoplástico auto-reforzado.

En primer lugar, se ha realizado la caracterización del termoplástico auto-reforzado considerando su ortotropía y la dependencia con la frecuencia. De esta manera, se han caracterizado el módulo de Young complejo, el coeficiente de Poisson complejo y el módulo de cortadura complejo, en función de la frecuencia. A continuación, se ha llevado a cabo la caracterización del FML formado por dicho compuesto, donde los resultados se han comparado con los de un FML tradicional y el material de referencia, en este caso el aluminio. Por último, se ha realizado la simulación numérica del comportamiento dinámico del FML de termoplástico auto-reforzado, donde posteriormente se ha analizado la correlación con los resultados experimentales.

LABURPENA

Zuntz-metal laminatuak (*Fibre Metal Laminates*, FML), material konposatu eta metal laminak tartekatuz osatutako laminatuak dira, material konposatu eta metalek eskaintzen dituzten abantailak konbinatzeko helburuarekin aeronautika sektorean sortuak. FML hauen desabantaila nagusia, material konposatuaren matrizeak behar duen kuratze prozesu luzea da. FML tradizioaletan erabiltzen diren material konposatuen alternatiba gisa, azken urte hauetan termoplastiko auto-indartuak erabiltzeari ekin zaio, izan ere absortzio gaitasun eta birziklagarritasun hobeak baitute, besteak beste. Bestalde, FML hauek moteltze gaitasun handiagoa eskaintzea posible izango litzateke, bertako material konposatuaren izaera termoplastikoagatik. Horretaz gain, biskoelastizitate efektua nabarmenagoa da material termoplastikoetan, frekuentzia izanik eragin handienetako faktore bat.

Gero eta ibilgailu arinagoen eskaera kontsideratuz eta aurrez azaldutako abantailak kontuan izanik, termoplastiko auto-indartuz osatutako FML-ak FML tradizionalen alternatiba izan daitezke automobilgintzan edo tren-industrian. Hau dela eta, termoplastiko auto-indartuz egindako FML-aren portaera dinamikoa aztertzea interes handikoa dela kontsideratu da.

Horregatik, tesi honetan termoplastiko auto-indartuz osatutako FML-en portaera dinamikoa aztertu da bai modu experimentalean bai modu numerikoan ere.

Lehenengo eta behin, termoplastiko auto-indartuaren karakterizazioa egin da bere ortotropia eta frekuentziarekiko menpekotasuna kontuan hartuta. Horrela, Young-en modulu konplexua, Poisson-en koefiziente konplexua eta ebakidura modulu konplexua karakterizatu dira, frekuentziaren eragina kontuan izanik. Jarraian, termoplastiko auto-indartuarekin osatutako FML-a karakterizatu da, non lortutako emaitzak FML tradizional batenarekin eta aluminioarenarekin alderatu diren. Azkenik, termoplastiko auto-indartuz osatutako FML-aren portaera dinamikoaren simulazio numerikoa egin da eta ondoren emaitza hauek experimentalki lortutakoekin korrelatu dira.

ABSTRACT

FMLs are hybrid composite materials built up from interlacing layers of thin metals and composites that were created in the aeronautical sector in order to combine the advantages of composites and metals. The main disadvantage of traditional FMLs lies in the long curing process of the matrix. Recently self-reinforced polymer materials have been used as an alternative to the traditional composites employed in FMLs. They provide superior energy absorption capacity and recyclability, among others. Furthermore, these FMLs could show higher damping capacity than traditional FMLs due to the thermoplastic nature of the composite. Additionally, the effect of viscoelasticity is more pronounced in thermoplastic materials, being the frequency one of the most influential factor.

Considering the ever increasing demand for lighter vehicles, and based on the advantages mentioned before, self-reinforced thermoplastic based on FMLs may be an alternative to traditional FMLs in sectors such as automotive of land-based transport. Thus, it is considered that the study of the dynamic behaviour of the FMLs based on self-reinforced thermoplastics is of great interest.

In this thesis, an experimental and numerical study of the dynamic behaviour of FMLs based on self-reinforced thermoplastics has been carried out.

First, the self-reinforced thermoplastics has been characterised considering the orthotropy and the frequency dependence. In this way, the complex Young's modulus the complex Poisson's ratio and the complex shear modulus has been characterised. Next, the characterisation of the FML based on the self-reinforced thermoplastic has been carried out and the results have been compared to both traditional FML and aluminium. Finally, the dynamic behaviour of the FML based on self-reinforced thermoplastic has been analysed numerically where afterwards these results have been correlated with the experimental results.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Declaración de originalidad	i
Eskerrak	iii
Resumen	v
Laburpena	vii
Abstract.....	ix
Índice de contenidos.....	xi
Índice de figuras.....	xv
Índice de tablas.....	xix
Lista de símbolos	xxi
Lista de abreviaturas	xxv
1 Introducción	1
1.1 <i>Enmarque de la tesis</i>	1
1.2 <i>Organización de la memoria de la tesis</i>	2
2 Estado del arte.....	5
2.1 <i>Fiber Metal Laminate (FML)</i>	5
2.2 <i>Polímeros auto-reforzados</i>	8
2.3 <i>Modelización de material</i>	10
2.4 <i>Ensayos de caracterización</i>	14
2.4.1 Ensayos analítico-experimentales	14
2.4.2 Técnicas numérico-experimentales	17
2.5 <i>Métodos numéricos para el estudio dinámico</i>	19
2.5.1 Extracción de parámetros modales.....	19
2.5.2 Respuesta en frecuencia.....	22
2.6 <i>Revisión crítica del estado del arte</i>	23

3	Objetivos.....	27
4	Caracterización del polipropileno auto-reforzado.....	29
4.1	<i>Modelo del comportamiento viscoelástico del material.....</i>	30
4.2	<i>Caracterización del módulo de Young complejo longitudinal, $E_1^*(\omega)$, mediante DMA</i>	32
4.2.1	Procedimiento experimental.....	32
4.2.2	Resultados.....	36
4.3	<i>Caracterización del módulo de Young complejo longitudinal, $E_1^*(\omega)$, mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia.....</i>	37
4.3.1	Procedimiento experimental.....	37
4.3.2	Resultados.....	41
4.4	<i>Caracterización del coeficiente de Poisson complejo, $\nu_{12}^*(\omega)$.....</i>	43
4.4.1	Extracción de datos.....	44
4.4.2	Resultados.....	44
4.5	<i>Caracterización del módulo de cortadura complejo, $G_{12}^*(\omega)$.....</i>	45
4.5.1	Procedimiento experimental.....	45
4.5.2	Caracterización del módulo de Young complejo, $E_x^{*45}(\omega)$, mediante DMA.....	47
4.5.3	Caracterización del módulo de Young complejo, $E_x^{*45}(\omega)$, mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia.....	48
4.5.4	Caracterización del coeficiente de Poisson complejo orientado a 45/-45, $\nu_{xy}^{*45}(\omega)$	50
4.5.5	Obtención del módulo de cortadura complejo, $G_{12}^*(\omega)$	51
4.6	<i>Modelización y correlación de las propiedades mecánicas del Curv® orientado a 0/90</i>	54
4.6.1	Modelización del módulo de Young, $E_1^*(\omega)$	54
4.6.2	Correlación de las propiedades mecánicas del Curv® a 0/90.....	56
4.7	<i>Comparación del módulo de Young complejo entre el Curv® y un composite de fibra de vidrio reforzado con resina epoxi.....</i>	61
4.7.1	Fabricación del material compuesto.....	61
4.7.2	Caracterización del módulo de Young complejo del compuesto de fibra de vidrio/epoxi.....	62
4.8	<i>Resumen del trabajo realizado y de los resultados obtenidos.....</i>	63
5	Caracterización del FML de polipropileno auto-reforzado.....	67
5.1	<i>Procesamiento del FML de Curv®.....</i>	67
5.1.1	Descripción de los constituyentes.....	67
5.1.2	Fabricación del FML de Curv®.....	68
5.2	<i>Caracterización del módulo de Young del FML de Curv®.....</i>	69

5.2.1	Configuración 2/1	70
5.2.2	Configuración 3/2	70
5.2.3	Comparación entre los resultados del FML de Curv® de configuración 2/1 y configuración 3/2	71
5.3	<i>Caracterización del módulo de Young complejo del Glare y del aluminio</i>	<i>73</i>
5.3.1	Caracterización del módulo de Young complejo del aluminio 2024 –T3	74
5.3.2	Caracterización del módulo de Young complejo del Glare	75
5.3.3	Comparación de los resultados entre el FML de Curv®, el Glare y el aluminio	77
5.4	<i>Resumen del trabajo realizado y de los resultados obtenidos</i>	<i>82</i>
6	Simulación numérica del FML de Curv®	85
6.1	<i>Modelización del FML de Curv®: viga</i>	<i>85</i>
6.1.1	Modelo de elementos finitos	85
6.1.2	Resultados experimentales	86
6.1.3	Métodos numéricos	86
6.2	<i>Correlación entre el ensayo experimental y la simulación numérica de una viga de FML de Curv®</i>	<i>88</i>
6.3	<i>Modelización del FML de Curv®: placa</i>	<i>95</i>
6.3.1	Modelo de elementos finitos	95
6.3.2	Resultados experimentales	96
6.3.3	Métodos numéricos	97
6.4	<i>Correlación entre el ensayo experimental y la simulación de una placa de FML de Curv®</i>	<i>98</i>
6.5	<i>Resumen del trabajo realizado y de los resultados obtenidos</i>	<i>106</i>
7	Conclusiones generales	109
7.1	<i>Conclusiones</i>	<i>109</i>
7.2	<i>Aportaciones</i>	<i>111</i>
7.3	<i>Líneas futuras</i>	<i>112</i>
	Bibliografía	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Apilamiento de láminas metálicas y de material compuesto en un FML de configuración 3/2	5
Figura 2.2	Proceso de fabricación del Curv®	10
Figura 2.3	(a) Modelo de Kelvin-Voigt, (b) modelo de Maxwell y (c) modelo de Zener	12
Figura 2.4	Evolución de la tensión y deformación en función del tiempo	15
Figura 2.5	Tipos de utillajes en un equipo de TA Instruments: (a) flexión biempotrada, (b) flexión tres puntos, (c) cortadura, (d) compresión y (e) tracción	16
Figura 4.1	(a) Tejido bidireccional y (b) muestra del material Curv®	30
Figura 4.2	Cadena de medida y el equipo empleado en la caracterización por DMA	33
Figura 4.3	Probeta de Curv® orientada a 0/90	34
Figura 4.4	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 0/90 obtenido mediante DMA	36
Figura 4.5	Ejemplo de desalineamiento en la caracterización por DMA	37
Figura 4.6	Cadena de medida y el equipo empleado en la caracterización por la técnica de vibraciones forzadas con resonancia	39
Figura 4.7	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 0/90 obtenido mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia	41
Figura 4.8	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del del Curv® orientado a 0/90 obtenidos por el método DMA y la técnica de vibraciones forzadas con resonancia	42
Figura 4.9	(a) Coeficiente de Poisson y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 0/90	44
Figura 4.10	Probeta de Curv® orientada a 45/-45	46
Figura 4.11	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del del Curv® orientado a 45/-45 obtenido por DMA	47
Figura 4.12	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 45/-45 obtenido mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia	48
Figura 4.13	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del del Curv® orientado a 45/-45 obtenidos por el método DMA y la técnica de vibraciones forzadas con resonancia	49
Figura 4.14	(a) Coeficiente de Poisson y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 45/-45. 50	
Figura 4.15	Modelización del (a) módulo de Young y (b) módulo de pérdida del Curv® orientado a 45/-45	52
Figura 4.16	(a) Módulo de cortadura y (b) factor de pérdida del Curv® estimado a partir de la caracterización de $E_x^{*45}(\omega)$ y $\nu_x^{*45}(\omega)$	53

Figura 4.17	Factor de pérdida del módulo de Young a 45/-45 y factor de pérdida del módulo de cortadura obtenidos por el modelo fraccionario de cinco parámetros.....	54
Figura 4.18	Modelización del (a) módulo de Young y (b) módulo de pérdida del Curv [®] orientado a 0/90.....	55
Figura 4.19	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv [®] orientado a 0°, 10°, 20°, 30°, y 45° obtenidos por el ensayo de vibraciones forzadas con resonancia.....	58
Figura 4.20	(a) Coeficiente de Poisson y (b) factor de pérdida del Curv [®] orientado a 0°, 10°, 20°, 30°, y 45° obtenidos por DMA.....	59
Figura 4.21	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del compuesto de fibra de vidrio y epoxi	62
Figura 5.1	Apilamiento de láminas listo para ser fabricado.....	68
Figura 5.2	(a) Sección transversal del FML de configuración 2/1 (b) de configuración 3/2.	68
Figura 5.3	(a) Módulo de Young del FML de Curv [®] de configuración 2/1 (b) factor de pérdida del FML de Curv [®] de configuración 2/1.....	70
Figura 5.4	(a) Módulo de Young del FML de Curv [®] de configuración 3/2 (b) factor de pérdida del FML de Curv [®] de configuración 3/2.....	71
Figura 5.5	(a) Módulo de Young del Curv [®] y del Curv [®] con adhesivo, (b) factor de pérdida del Curv [®] y del Curv [®] con adhesivo.....	72
Figura 5.6	(a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del aluminio 2024-T3.....	75
Figura 5.7	(a) Módulo de Young del Glare (b) factor de pérdida del Glare.....	76
Figura 5.8	Módulo y fase de la función de transmisibilidad para probetas de 160 mm, (a) FML de configuración 2/1; (b) FML de configuración 3/2; (c) aluminio 2024-T3 y (d) Glare...	78
Figura 5.9	Módulo y fase de la función de transmisibilidad para probetas de 180 mm, (a) FML de configuración 2/1; (b) FML de configuración 3/2; (c) aluminio 2024-T3 y (d) Glare...	78
Figura 5.10	Posicionamiento de los acelerómetros para la realización del estudio de transmisibilidad.....	79
Figura 5.11	Módulo y fase de la función de transmisibilidad obtenida entre los dos acelerómetros posicionados en el empotramiento.....	79
Figura 5.12	(a) Primer modo y (b) cuarto modo del aluminio 2024-T3 para una longitud de 160 mm	81
Figura 6.1	Módulo y fase de la función de transmisibilidad del FML en configuración viga obtenida experimental y numéricamente.....	89
Figura 6.2	(a) Módulo de Young del Curv [®] y del Curv [®] procesado, (b) factor de pérdida del Curv [®] y del Curv [®] procesado.....	90
Figura 6.3	Modelización del (a) módulo de Young y (b) módulo de pérdida del Curv [®] procesado	91
Figura 6.4	Resultados experimentales y modelos correspondientes al (a) módulo de pérdida y al (b) factor de pérdida.....	92
Figura 6.5	Módulo y fase de la función de transmisibilidad del FML en configuración viga obtenida experimental y numéricamente, considerando las propiedades del Curv [®] procesado	93
Figura 6.6	Correlación del (a) primer, (b) segundo y (c) tercer modo del FML formado por el Curv [®] procesado.....	94

Figura 6.7	Cadena de medida empleada para la obtención de las frecuencias naturales y las funciones de respuesta en frecuencia	96
Figura 6.8	El (a) primer, (b) segundo y (c) tercer modo de una placa en configuración libre	97
Figura 6.9	Puntos de excitación y medición seleccionados de la placa para el ensayo experimental	97
Figura 6.10	Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida experimentalmente para (a) el punto x_2 y (b) x_3 en un rango de frecuencia de 0 - 2500 Hz	99
Figura 6.11	Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida experimental y numéricamente para (a) el punto x_2 y (b) x_3	102
Figura 6.12	Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida sin considerar y considerando la frecuencia para (a) el punto x_2 y (b) x_3	104
Figura 6.13	Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida experimental y por Abaqus para (a) el punto x_2 y (b) x_3	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1	Ventajas y desventajas correspondientes a la fibra de aramida y de vidrio presentes en el Arall y Glare	6
Tabla 2.2	Características de diferentes tipos de Glare.....	7
Tabla 2.3	Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML.....	9
Tabla 2.4	Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML.....	9
Tabla 2.5	Esquema del método iterativo ICE	20
Tabla 2.6	Esquema del método iterativo IMSE	21
Tabla 4.1	Propiedades estáticas del Curv [®] proporcionadas por el fabricante	30
Tabla 4.2	Propiedades estáticas del Curv [®] obtenidas mediante un ensayo de tracción	30
Tabla 4.3	Dimensiones de las probetas de Curv [®] para DMA	34
Tabla 4.4	Dimensiones de las probetas de Curv [®] para el ensayo de vibraciones forzadas ...	39
Tabla 4.5	Parámetros de ajuste del modelo fraccionario de cinco parámetros para 45/-45 ..	53
Tabla 4.6	Parámetros de ajuste del modelo fraccionario de cinco parámetros para 0/90	56
Tabla 4.7	Desviación entre los componentes reales de la matriz de flexibilidad	59
Tabla 4.8	Desviación de los componentes imaginarios de la matriz de flexibilidad.....	60
Tabla 4.9	Propiedades estáticas del composite de vidrio/epoxi obtenidas mediante un ensayo de tracción	61
Tabla 5.1	Propiedades mecánicas del aluminio y del adhesivo	67
Tabla 5.2	Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML.....	69
Tabla 5.3	Dimensiones de las probetas de configuración 2/1 y 3/2	69
Tabla 5.4	Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML.....	74
Tabla 5.5	Dimensiones de las probetas del aluminio 2024-T3	74
Tabla 5.6	Dimensiones de las probetas de Glare	75
Tabla 5.7	Frecuencias de resonancia analíticas y experimentales del aluminio 2024-T3 para 180 mm 80	
Tabla 6.1	Resultados de frecuencia natural y el factor de pérdida modal obtenidos mediante el método ICE e IMSE.....	88
Tabla 6.2	Parámetros de ajuste del modelo fraccionario de cinco parámetros para el Curv [®] procesado	92
Tabla 6.3	Resultados del factor de pérdida modal del FML de Curv [®] y del FML de Curv [®] procesado obtenidos por el método IMSE.....	94

Tabla 6.4	Resultados de frecuencia natural obtenidos experimentalmente y numéricamente	99
Tabla 6.5	Resultados de la frecuencia natural obtenidos mediante el elemento de tipo viga y placa en configuración libre.....	100
Tabla 6.6	Resultados de la frecuencia natural obtenidos mediante el elemento de tipo viga y placa empotrada.....	100
Tabla 6.7	Resultados de frecuencia natural obtenidos analíticamente y numéricamente de una placa formada por aluminio	101
Tabla 6.8	Resultados de frecuencia natural obtenidos sin considerar y considerando la frecuencia	103
Tabla 6.9	Resultados de frecuencia natural obtenidos experimentalmente y mediante Abaqus	105

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de la sección transversal de la probeta.
B	Anchura de la probeta.
c_1	Parámetro del amortiguamiento viscoso.
\mathbf{C}	Matriz de elasticidad del material.
\mathbf{C}^*	Matriz de elasticidad compleja.
\mathbf{C}_{126}^*	Matriz de elasticidad compleja en la base local o de material.
\mathbf{C}_{xys}^*	Matriz de elasticidad compleja en la base absoluta o de la probeta.
\mathbf{C}', \mathbf{C}	Matriz de elasticidad o de almacenamiento.
\mathbf{C}''	Matriz de disipación o de pérdida.
C_{ij}	Componentes de la matriz de elasticidad del material en la base local o de material.
C_{ij}^*	Componentes de la matriz de elasticidad compleja en la base local o de material.
C_r	Coefficiente del modo errésimo relacionado con las condiciones de contorno.
e_r	Tolerancia del modo errésimo.
E	Módulo de Young.
E_o	Módulo estático.
E_1	Módulo de Young en la dirección longitudinal del material. Rigidez del resorte.
E_2	Módulo de Young en la dirección transversal del material.
E^*	Módulo de Young complejo.
E'	Módulo de almacenamiento.
E''	Módulo de pérdida.
E_∞	Módulo asintótico.
E_1^*	Módulo de Young complejo en la dirección longitudinal del material.
E_2^*	Módulo de Young complejo en la dirección transversal del material.
$E(t)$	Módulo de relajación
E_x^θ	Módulo de Young longitudinal en la base absoluta o de la probeta para una orientación de θ .

$E_x^{*\theta}$	Módulo de Young complejo longitudinal en la base absoluta o de la probeta para una orientación de θ .
$f(t)$	Fuerza medida en la célula de carga.
$\mathbf{f}(t)$	Vector de fuerza.
f_r	Frecuencia correspondiente al modo errésimo.
\mathbf{F}^*	Vector de la amplitud compleja de la fuerza.
F_{crit}	Carga crítica.
G_{12}	Módulo de cortadura en la base local o de material.
G_{13}, G_{23}	Módulos de cortadura transversales.
G_{12}^*	Módulo de cortadura complejo en la base local o de material.
H	Espesor de la probeta.
H_{ij}^*	Función de respuesta en frecuencia.
i	Coordenada espacial longitudinal en la base local o de material. Grado de libertad.
\mathbf{i}	Unidad imaginaria.
I_{min}	Momento de inercia mínimo de la sección transversal de la probeta.
j	Coordenada espacial transversal en la base local o de material. Grado de libertad.
\mathbf{K}	Matriz de rigidez.
\mathbf{K}^*	Matriz de rigidez compleja.
l	Longitud libre de la probeta.
L	Longitud de la probeta.
m	Masa.
m_r	Masa modal correspondiente al modo errésimo.
\mathbf{M}	Matriz de masa.
n	Caída de la amplitud en dBs en el método n dB. Número de modos
N	Número de ciclos.
$\tilde{s}(\omega)$	Transformada de Fourier del desplazamiento de la base.
S_{ij}	Componentes de la matriz de flexibilidad definidos en la base local o de material.
S_{xy}^*	Componentes complejos de la matriz de flexibilidad definidos en la base absoluta o de la probeta.
\mathbf{S}_{xys}^*	Matriz de flexibilidad en la base absoluta o de la probeta.
T_o	Periodo de oscilación.
T_{ij}^*	Función de transmisibilidad.
${}_r T_{ij}^*$	Contribución del modo errésimo a la función de transmisibilidad.

T	Matriz de transformación.
u	Desplazamiento longitudinal. Desplazamiento del plano.
$\mathbf{u}(t)$	Vector de desplazamiento.
$\ddot{\mathbf{u}}(t)$	Vector de aceleración.
\mathbf{U}^*	Vector de la amplitud compleja del desplazamiento.
v	Desplazamiento transversal.
w	Desplazamiento transversal. Desplazamiento del plano.
x	Coordenada espacial longitudinal en la base absoluta o de la probeta.
x_n	Amplitud del enésimo ciclo.
x_1	Punto de la placa donde se aplica la excitación.
x_2, x_3	Puntos de la placa donde se mide la respuesta.
$\tilde{x}(\omega)$	Transformada de Fourier del desplazamiento.
y	Coordenada espacial transversal en la base absoluta o de la probeta.
α	Parámetro fraccionario. Valor adimensional relacionado con la esbeltez de la probeta.
β	Parámetro fraccionario.
$\gamma_{12}(t)$	Deformación de cortadura en la base local o de material.
δ	Desfase.
δ_1	Desfase entre la tensión y la deformación longitudinal.
δ_t	Desfase entre la deformación longitudinal y transversal.
$\varepsilon(t)$	Deformación.
$\varepsilon_1(t)$	Deformación longitudinal.
$\varepsilon_t(t)$	Deformación transversal.
$\dot{\varepsilon}(t)$	Velocidad de deformación.
ε_{10}	Amplitud de la deformación longitudinal.
ε_{t0}	Amplitud de la deformación transversal.
$\varepsilon_x(t)$	Deformación longitudinal en la base absoluta o de la probeta.
$\varepsilon_y(t)$	Deformación transversal en la base absoluta o de la probeta.
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Vector de deformación.
η	Factor de pérdida.
η_r	Factor de pérdida modal correspondiente al modo errésimo.
η_{E_1}	Factor de pérdida correspondiente al módulo de Young.
$\eta_{\nu_{12}}$	Factor de pérdida correspondiente al coeficiente de Poisson.
$\eta_{G_{12}}$	Factor de pérdida correspondiente al módulo de cortadura.

$\eta_{E_x}^\theta$	Factor de pérdida correspondiente al módulo de Young longitudinal definida la base absoluta o de la probeta para una orientación de θ .
$\boldsymbol{\eta}$	Matriz de factor de pérdida.
θ	Ángulo de la orientación del laminado.
$\theta_x, \theta_y, \theta_z$	Rotación debida a la flexión.
λ_r	Errésimo autovalor.
λ_r^*	Errésimo autovalor complejo.
U_{12}	Coefficiente de Poisson en la base local o de material.
U_{12}^*	Coefficiente de Poisson complejo en la base local o de material.
U_{xy}^*	Coefficiente de Poisson complejo en la base absoluta o de la probeta.
U_{xy}^{θ}	Coefficiente de Poisson complejo en la base absoluta o de la probeta para una orientación de θ .
$\sigma(t)$	Tensión.
σ_0	Amplitud de la tensión.
$\boldsymbol{\sigma}$	Vector de tensión.
τ	Tiempo de relajación.
$\tau_{12}(t)$	Tensión de cortadura en la base local o de material
ϕ_r	Errésimo autovector.
ϕ_r^*	Errésimo autovector complejo.
ψ_x, ψ_y, ψ_z	Rotación debida a la cortadura.
ω	Frecuencia angular.
ω_c	Frecuencia de cálculo.
ω_r	Frecuencia angular correspondiente al modo errésimo.

LISTA DE ABREVIATURAS

DMA	Dynamic Mechanical Analysis
DMTA	Dynamic Mechanical Thermal Analysis
FML	Fibre Metal Laminate
FRF	Función de Respuesta en Frecuencia
HPB	Half Power Bandwidth
ICE	Iterative Complex Eigensolution
IMSE	Iterative Modal Strain Energy
IRAM	Implicitly Restarted Arnoldi Method
MSE	Modal Strain Energy

1 INTRODUCCIÓN

La tesis “Estudio numérico-experimental del comportamiento dinámico de un FML de termoplástico auto-reforzado”, se ha desarrollado en el marco del “Programa de Doctorado en Ingeniería” de la Escuela Politécnica Superior de Mondragon Unibertsitatea.

1.1 *Enmarque de la tesis*

Hoy en día en sectores como el de la aeronáutica, la automoción o el ferroviario, la reducción del consumo energético es imprescindible para poder ser competitivo en la industria. Para ello, una de las alternativas consiste en reducir el peso mediante la utilización de nuevos materiales que posean unas propiedades específicas superiores a los empleados tradicionalmente.

Desde hace varios años, el empleo de materiales compuestos ha aumentado debido a sus excelentes propiedades específicas en cuanto al ratio resistencia/peso y rigidez/peso se refiere. Sin embargo, los materiales compuestos formados por matriz termoestable, aunque su resistencia mecánica sea alta, en general presentan un comportamiento frágil [1], lo cual puede ser un problema para aplicaciones de impacto. Por otra parte, los materiales empleados tradicionalmente, como las aleaciones de aluminio [2], presentan un mal comportamiento a fatiga. Con el objetivo de combinar las ventajas de cada material, dentro del sector aeronáutico surgieron los laminados fibra-metal (*Fibre Metal Laminates*, FML) [3]. El FML es un material compuesto híbrido que consiste en un laminado formado por varias capas de metal intercaladas con varias capas de material compuesto, siendo el FML comercial conocido como Glare el más empleado.

La principal desventaja de los FMLs tradicionales reside en el largo proceso de curado de la matriz, lo cual hace que aumente el ciclo de producción disminuyendo la productividad y en consecuencia incrementando los costes [2]. Como alternativa a los compuestos empleados en dichos FMLs, recientemente han surgido los termoplásticos auto-reforzados, los cuales ofrecen mejores propiedades en lo que a impacto, reciclaje y adhesión fibra matriz se refiere debido a que ambas son de la misma naturaleza [4]. Aunque la resistencia y rigidez mecánica de estos FMLs sean inferiores a las proporcionadas por el Glare, muestran una mayor capacidad de absorción de energía [5]. Además, estos FMLs podrían presentar mayor amortiguamiento que el Glare, debido a la naturaleza termoplástica del compuesto empleado. En la actualidad, las propiedades relacionadas con el comportamiento vibratorio como el

amortiguamiento, se han convertido en propiedades fundamentales y diferenciadoras debido a que los niveles de ruido y vibración impuestos por la legislación son cada vez más estrictos [6]. Por este motivo, el estudio de la capacidad de amortiguamiento se considera de gran importancia. Por otro lado, el efecto de la viscoelasticidad es más acusado en materiales termoplásticos que en termoestables siendo la frecuencia uno de los factores más influyentes en sus propiedades mecánicas.

Considerando la creciente demanda de vehículos más ligeros y basándose en las ventajas citadas previamente, los FMLs de termoplásticos auto-reforzados pueden ser una alternativa a los FMLs tradicionales no tanto en el sector aeronáutico, debido a las altas exigencias de dicho sector sobre todo en resistencia y rigidez, pero sí en sectores como la automoción o ferroviario, donde por un lado los FMLs tradicionales no son viables debido a su coste y por otro lado las exigencias no son tan altas como en el sector aeronáutico. Por lo tanto, el estudio del comportamiento dinámico de los FMLs basados en termoplásticos auto-reforzados es de gran interés, teniendo en cuenta además que las publicaciones a este respecto son más bien escasas.

1.2 Organización de la memoria de la tesis

En este documento se recoge el trabajo llevado a cabo en esta tesis doctoral. El documento se divide en 7 capítulos. En este primer capítulo se enmarca el tema y se explica la organización de este documento.

En el Capítulo 2 se lleva a cabo una revisión bibliográfica donde se analizan por un lado diferentes tipos de FML y de polímeros auto-reforzados, y por otro lado las técnicas experimentales y de modelización empleadas para caracterizar y describir su comportamiento dinámico.

Las metas y los objetivos de esta tesis, que se establecen a partir del estudio crítico del estado del arte, se resumen en el Capítulo 3.

En el Capítulo 4 se lleva a cabo la caracterización de un polipropileno auto-reforzado, que ha sido el material seleccionado para este estudio, mediante la técnica de DMA considerando la ortotropía y la naturaleza viscoelástica de éste. La caracterización del módulo de Young se realiza a su vez mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia. Por otro lado, los resultados correspondientes del módulo de Young son modelizados y correlacionados con los obtenidos experimentalmente. Por último, se lleva a cabo una comparación entre el módulo de Young del polipropileno auto-reforzado y el material compuesto empleado en el FML tradicional.

En el Capítulo 5 se realiza la caracterización del módulo de Young dependiente de la frecuencia del FML formado por el polipropileno auto-reforzado mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia. Además, se caracterizan también el FML tradicional y el aluminio empleado en ambos FMLs. Los resultados obtenidos de las tres caracterizaciones realizadas son comparados entre sí.

En el Capítulo 6 se lleva a cabo la simulación del FML de polipropileno auto-reforzado mediante el método de los elementos finitos y su posterior correlación con los resultados experimentales. En primer lugar, dicha correlación se realiza para una estructura de tipo viga con las condiciones de contorno del ensayo de vibraciones forzadas con resonancia. En segundo lugar, se analiza la correlación para una estructura de tipo placa para unas condiciones de contorno de tipo libre.

Las conclusiones y aportaciones más significativas de este trabajo se resumen en el Capítulo 7 junto con las recomendaciones para trabajos futuros.

2 ESTADO DEL ARTE

La revisión bibliográfica que se muestra a continuación se divide principalmente en cinco secciones. Así, en primer lugar se describen en profundidad los FMLs tradicionales y de referencia para luego centrarse en los formados por polímeros auto-reforzados. A continuación, se analizan diferentes modelos de material empleados para describir el comportamiento mecánico de estos materiales. Posteriormente, se revisan diferentes técnicas de caracterización haciendo hincapié en la dependencia en la frecuencia de las propiedades mecánicas. Por último, se describen métodos numéricos para el cálculo de los parámetros modales y de la respuesta vibratoria considerando al igual que en las técnicas experimentales la dependencia en frecuencia.

2.1 *Fiber Metal Laminate (FML)*

Los FMLs son materiales formados a partir del apilamiento de láminas metálicas con láminas de material compuesto, tal como se observa en la Figura 2.1. Al tratarse de una estructura formada por láminas, es posible conseguir diferentes configuraciones.

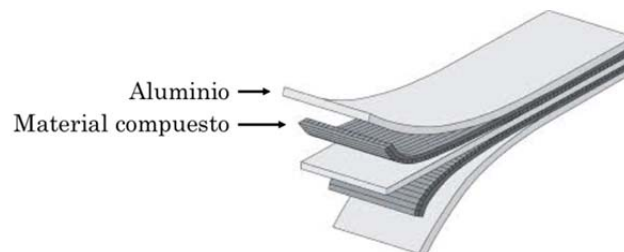


Figura 2.1 Apilamiento de láminas metálicas y de material compuesto en un FML de configuración 3/2

Las principales características de los FMLs que los hacen interesantes frente a las aleaciones de aluminio y a los materiales compuestos son las siguientes [2]:

- Comportamiento mecánico: resistencia a la fatiga, tenacidad a rotura, resistencia a impacto, capacidad de absorción de energía.
- Propiedades físicas: baja densidad
- Durabilidad: resistencia a la humedad, resistencia a la corrosión
- Seguridad: resistencia al fuego
- Ahorro de costes: reducción de la cantidad de piezas necesarias para construir un mismo componente comparando con las requeridas en caso de ser de metal.

Los primeros FMLs se desarrollaron con el objetivo principal de obtener un mejor comportamiento a fatiga que el de los materiales tradicionalmente utilizados hasta el momento, como las aleaciones de aluminio. El primer FML, el Arall (Aramid Reinforced Aluminium Laminate), fue desarrollado por B. Vogelsang en 1981, en la Universidad de Delft [3][7][8]. Éste FML, estaba constituido por un compuesto de matriz epoxi reforzado con fibra de aramida y láminas de aluminio. El hecho de emplear matrices termoestables, típicamente epoxídicas, se debía a que estas matrices ofrecen mayores niveles de rigidez, resistencia mecánica y térmica que el resto de matrices [9].

Más tarde, con la finalidad de obtener FMLs más rígidos que el Arall, se sustituyó la fibra de aramida por la fibra de carbono, obteniendo así laminados conocidos como Carall (Carbon Reinforced Aluminium Laminate). Sin embargo, en los ensayos de fatiga a niveles altos de tensión realizados en recientes estudios [2], se ha visto que la fibra de carbono presenta fallos debido a su baja deformación de rotura (%0.5-2.0) lo cual dificulta su empleo en aplicaciones reales. A su vez, la corrosión galvánica creada entre las fibras de carbono y las láminas de aluminio en entornos húmedos es un problema añadido para la comercialización de este material.

En 1990, en otro intento de mejorar los laminados Arall, se sustituyó la fibra de aramida por fibra de vidrio de alta resistencia, obteniendo así un material, conocido como Glare (Glass Reinforced Aluminium Laminate) [10]–[12]. En la actualidad son el Arall y el Glare los únicos FMLs comerciales. En la Tabla 2.1 se resumen las principales ventajas y desventajas que presentan los dos tipos de fibra empleados en los FMLs [2].

Tabla 2.1 Ventajas y desventajas correspondientes a la fibra de aramida y de vidrio presentes en el Arall y Glare

Tipo de fibra	Ventajas	Desventajas	Tipo de FML
Aramida	<ul style="list-style-type: none"> Alta tenacidad Alta resistencia a la fatiga tanto tracción como a flexión Módulo de Young alto Densidad 	<ul style="list-style-type: none"> Comportamiento a flexión, pandeo, compresión y tensión transversal Absorbe humedad No forma fuertes enlaces con otros materiales como la matriz del material compuesto 	Arall
Vidrio	<ul style="list-style-type: none"> Alta resistencia a la tracción Límite de deformación a rotura No absorbe humedad 	<ul style="list-style-type: none"> Mayor densidad que la fibra de aramida Baja rigidez 	Glare

En cuanto al proceso de fabricación de FMLs se refiere, en primer lugar se realiza el pretratamiento de las superficies de las láminas de aluminio con el objetivo de mejorar la adhesión entre dichas láminas y las láminas de material compuesto. A continuación, se realiza el apilamiento de las láminas para obtener la configuración final del FML. Posteriormente, se lleva a cabo el proceso de curado a una temperatura de 200°C aproximadamente en un autoclave. Después de este proceso de curado, el FML presenta tensiones residuales en la dirección transversal donde el aluminio se encuentra ligeramente traccionado mientras que las fibras están comprimidas, disminuyendo la resistencia a fatiga. Por lo que, por último se realiza un proceso de *post-stretching* para eliminar las tensiones residuales creadas durante el proceso de fabricación.

Basándose en las propiedades citadas en la Tabla 2.1 se puede decir que el Glare puede abarcar un mayor campo de aplicaciones. Hoy en día, el Glare se comercializa en seis configuraciones diferentes dependiendo en la cantidad de láminas prepreg unidireccionales y sus respectivas orientaciones, como se observa en la Tabla 2.2 [9]. Para los casos de Glare 1, Glare 2, Glare 4 y Glare 5, el apilamiento de láminas se realiza de forma simétrica mientras que el Glare 3 presenta una configuración de 0/90. En el caso del Glare 6, las láminas se apilan con una orientación de 45/-45.

Tabla 2.2 Características de diferentes tipos de Glare

Tipo de Glare	Subcategoría de Glare	Espesor del metal y tipo de aleación [mm]	La orientación del prepeg en cada lámina
Glare 1		0,3-0,4 7475-T761	0°/0°
Glare 2	Glare 2a	0,2-0,5 2024-T3	0°/0°
	Glare 2b	0,2-0,5 2024-T3	90°/90°
Glare 3		0,2-0,5 2024-T3	0°/90°
Glare 4	Glare 4 ^a	0,2-0,5 2024-T3	0°/90°/0°
	Glare 4b	0,2-0,5 2024-T3	90°/0°/90°
Glare 5		0,2-0,5 2024-T3	0°/90°/90°/0°
Glare 6	Glare 6a	0,2-0,5 2024-T3	+45°/-45°
	Glare 6b	0,2-0,5 2024-T3	-45°/+45°

Una de las mayores desventajas de estos FMLs en cuanto a aplicaciones industriales se refiere, reside en el largo proceso de curado que requieren las matrices termoestables el cual incrementa el precio de dicho material. Con el objetivo de reducir el tiempo del proceso de fabricación, una de las alternativas es sustituir la matriz termoestable empleada en los Arall y Glare por otra que sea termoplástica ya que no necesita ser curado [13][14].

La diferencia principal entre polímeros termoestables y termoplásticos reside en los tipos de enlaces entre las diferentes cadenas que presenta cada uno. En el caso de los

termoestables, las macromoléculas forman una red tridimensional espacial, entrelazándose con fuertes enlaces covalentes. De esta manera, al elevarse la temperatura, estas cadenas se compactan haciendo el polímero más resistente hasta el punto en que se degrada. Por el contrario, los enlaces que se dan en el termoplástico son de carácter débil el cual permite que estos materiales al alcanzar la temperatura de fusión pasen a un estado líquido. Por lo que además de no necesitar ser curado, la capacidad de fusión del termoplástico permite que pueda ser reutilizable para posteriores aplicaciones. Por otro lado, además del propio reciclaje del termoplástico, una vez fundido el termoplástico, es posible obtener por separado los constituyentes del FML, facilitando así el reciclaje del laminado.

2.2 Polímeros auto-reforzados

Desde hace varios años, los termoplásticos auto-reforzados están emergiendo como alternativa a los materiales compuestos tradicionales empleados en los FMLs. Estos materiales presentan mejores propiedades desde el punto de vista del comportamiento a impacto, reciclaje y adhesión fibra/matriz, ya que tanto la fibra como la matriz son el mismo material polimérico [15]–[18]. En lo que a la viscoelasticidad se refiere, generalmente en compuestos tradicionales como los de vidrio/epoxi, el comportamiento viscoelástico viene dado principalmente por la naturaleza polimérica de la matriz. Sin embargo, en el caso de los termoplásticos auto-reforzados, al ser ambos termoplásticos, el efecto de la viscoelasticidad es más acusado donde la dependencia de la frecuencia y la temperatura entre otros es más significativa.

Aunque la resistencia y rigidez de los FMLs creados a partir de termoplásticos auto-reforzados sean inferiores que los proporcionados por el Glare, éstos FMLs ofrecen mayor capacidad de absorción de energía frente a impactos [5]. Por otro lado, estos FMLs, a diferencia de los FMLs de composite de fibra de vidrio u otros refuerzos inorgánicos con matrices tanto termoestables como termoplásticos, únicamente se componen de dos materiales, metal y termoplástico auto-reforzado, simplificando el proceso de reciclaje. A diferencia del Glare y el Arall, hoy en día no existe ningún FML de termoplástico auto-reforzado comercial.

Los termoplásticos auto-reforzados mejoran las propiedades del termoplástico monolítico, ya que éste está reforzado con fibras de su misma naturaleza. Al utilizar fibras del mismo material, se consigue que la densidad del material prácticamente no varíe, y se alcancen mejores propiedades específicas. Entre los termoplásticos auto-reforzados comerciales, uno de los más empleados es el polipropileno auto-reforzado conocido como Curv® de Propex Fabrics [19] que ha sido empleado en diferentes aplicaciones como maletas

[20] o patines de hockey [21]. En la Tabla 2.3 se observan diferentes propiedades mecánicas de un polipropileno homopolímero de la empresa Simona [22] y del Curv®. En ella, se destaca la diferencia que presenta el módulo de Young del Curv® comparado con el del polipropileno, siendo el primero más que el doble del segundo.

Tabla 2.3 Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML

Material	Densidad[g/cm ³]	Módulo de Young [MPa]	Rigidez específica [MPa/densidad]
Polipropileno	0,915	1700	1858
Curv®	0,92	4200	4565

En lo que a los termoplásticos auto-reforzados se refiere, además del Curv®, en el mercado existen otros como el PET auto-reforzado denominado Comfil® [23]. En la Tabla 2.4 se muestran las propiedades del Comfil® junto con las del Curv®.

Tabla 2.4 Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML

Material	Densidad[g/cm ³]	Módulo de Young [MPa]	Rigidez específica [MPa/densidad]
Comfil®	1,38	5400	3913
Curv®	0,92	4200	4565

Aunque la densidad del Comfil® es mayor que la del Curv®, el módulo de Young también es mayor. Sin embargo, el Curv® presenta una rigidez específica superior que la del Comfil® lo cual, entre otras ventajas, hace que hoy en día se encuentre en más aplicaciones. El hecho de que el Curv® presente unas propiedades específicas superiores al Comfil® junto con que sea un material que suscita un interés mayor visto el n° de estudios que se han encontrado sobre su comportamiento a tensión y a impacto [5][24][25][26], hace que la investigación se haya centrado en este material.

La fabricación del Curv®, al igual que los termoplásticos auto-reforzados anteriormente citados, se lleva a cabo por el proceso denominado “hot compaction” o compactación en caliente [27]. Este proceso consiste en cuatro pasos principalmente. El primer paso consiste en la colocación y la alineación de las fibras de polipropileno dentro de un molde. A continuación, el molde en el cual se encuentran las fibras alineadas (a temperatura ambiente), se introduce dentro de una prensa cuyos platos se encuentran a la temperatura de compactación requerida. Posteriormente, se ejerce una presión constante sobre el molde, de manera que se produce una transferencia de calor que permite que tanto el molde como las fibras alcancen la temperatura de compactación. A esta temperatura concreta, la parte interior de la fibra se mantiene en estado sólido, mientras que la parte exterior se funde,

formando así la matriz del compuesto tras su solidificación (cristalización). En la Figura 2.2 se puede observar el proceso de fabricación del Curv®.

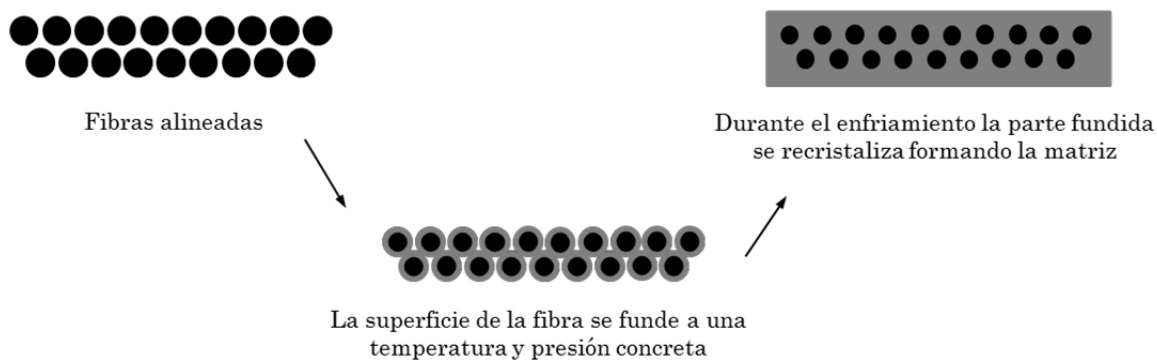


Figura 2.2 Proceso de fabricación del Curv®.

Para la fabricación del FML, en primer lugar se realiza un apilado tanto de láminas de aluminio como de Curv® en función del tipo de configuración que se quiera obtener. Para la adhesión de dichas láminas, en el estudio realizado por Carrillo y Cantwell [26] se emplea un adhesivo termofusible, concretamente un film de polipropileno llamado Collano® [28], que al fundirse adhiere las láminas de Curv® con las de aluminio, obteniéndose el FML. Una vez apiladas todas las láminas, se realiza el conformado del laminado donde se le aplica una presión mediante una prensa. Antes del prensado, el molde empleado se calienta hasta una temperatura la cual permite que el adhesivo se funda sin que el compuesto sufra degradación.

2.3 Modelización de material

La relación tensión-deformación de la mayor parte de los materiales se puede representar por un comportamiento elástico-lineal dado por la ecuación 2.1.

$$\sigma = C\varepsilon \quad 2.1$$

Donde σ es el vector de tensión, C la matriz de elasticidad del material y ε el vector de deformación. A diferencia de los metales, los materiales compuestos presentan un amortiguamiento significativo debido principalmente a la disipación de energía de la matriz polimérica. Dicha disipación de energía se debe al rozamiento de unas macromoléculas con otras como consecuencia de los desplazamientos producidos por las cargas dinámicas.

El amortiguamiento se puede modelizar mediante diferentes modelos, siendo el viscoso y el histerético los más empleados. Según Montalvão et al [29], aunque el comportamiento

viscoso del material se describe generalmente como una relación proporcional entre la tensión y la velocidad de deformación, la experiencia demuestra que para muchos materiales estructurales, la tensión muestra una relación lineal con la deformación en un amplio rango de frecuencias. Asimismo, Matter et al. [30] señalan que el modelo histerético es más práctico que el modelo viscoso para representar el régimen armónico estacionario, en el caso de materiales compuestos. El modelo histerético de un material viscoelástico se puede representar por un modelo de amortiguamiento estructural en el que la relación entre la tensión y deformación viene dada por un módulo de Young complejo. De esta manera, partiendo de la teoría elástico-lineal es posible transformar la ecuación 2.1 para un caso dinámico lineal sustituyendo la matriz de elasticidad por la correspondiente matriz de elasticidad compleja definida para el comportamiento dinámico del material [31]. De esta manera, la ecuación 2.1 se reescribe como la ecuación 2.2,

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C}^* \boldsymbol{\varepsilon} \quad 2.2$$

siendo \mathbf{C}^* la matriz de elasticidad compleja del material la cual puede ser representada diferenciando la matriz de elasticidad o de almacenamiento, \mathbf{C}' , y la matriz de disipación o de pérdida, \mathbf{C}'' (ecuación 2.3). Otra notación de la matriz \mathbf{C}^* es con la matriz de factor de pérdida, $\boldsymbol{\eta}$, que se define como el cociente entre \mathbf{C}'' y \mathbf{C}' , (ecuación 2.4).

$$\mathbf{C}^* = (\mathbf{C}' + i\mathbf{C}'') = \mathbf{C}(1 + i\boldsymbol{\eta}) \quad 2.3$$

$$\mathbf{C}^* = \mathbf{C}(1 + i\boldsymbol{\eta}) \quad 2.4$$

La naturaleza viscoelástica de los termoplásticos hace que sus propiedades dinámicas dependan de diferentes factores siendo la frecuencia uno de los más influyentes [32]. Entre los modelos constitutivos que describen el comportamiento viscoelástico, por un lado se encuentran los modelos clásicos o diferenciales. Estos modelos se formulan combinando términos que representan los comportamientos elástico y viscoso. Considerando un sistema unidimensional, el comportamiento elástico se representa por medio de muelles de rigidez, E_0 y E_1 , y el viscoso mediante un amortiguador de viscosidad c_1 . Los modelos más simples son el de Kelvin-Voight, el de Maxwell y el modelo estándar lineal, este último atribuido a Zener [33]. La representación de dichos modelos clásicos se observa en la Figura 2.3,

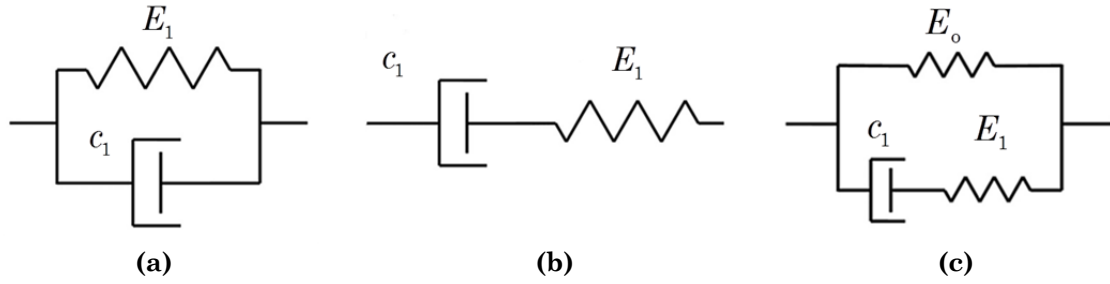


Figura 2.3 (a) Modelo de Kelvin-Voigt, (b) modelo de Maxwell y (c) modelo de Zener

donde la ecuación constitutiva de cada modelo viene representada mediante las ecuaciones 2.5-2.7 respectivamente,

$$\sigma(t) = E_1 \varepsilon(t) + c_1 \dot{\varepsilon}(t) \tag{2.5}$$

$$\sigma(t) + \frac{c_1}{E_1} \dot{\sigma}(t) = c_1 \dot{\varepsilon}(t) \tag{2.6}$$

$$\sigma(t) + \frac{c_1}{E_1} \dot{\sigma}(t) = E_o \varepsilon(t) + \left(1 + \frac{E_o}{E_1}\right) c_1 \dot{\varepsilon}(t) \tag{2.7}$$

donde $\sigma(t)$, $\varepsilon(t)$ y $\dot{\varepsilon}(t)$ son la tensión, la deformación y la velocidad de deformación en función del tiempo, respectivamente. A partir de las ecuaciones constitutivas y realizando la transformada de Fourier se obtienen las expresiones correspondientes del módulo de Young complejo, $E^*(\omega)$, definido por el módulo de almacenamiento, $E'(\omega)$, y el módulo de pérdida, $E''(\omega)$, (ecuación 2.8).

$$E^*(\omega) = E'(\omega) + iE''(\omega) \tag{2.8}$$

En las ecuaciones 2.9-2.11 se muestran las expresiones del módulo de Young complejo para cada modelo [33].

$$E^*(\omega) = E_1 + ic_1\omega \tag{2.9}$$

$$E^*(\omega) = \frac{E_1 \omega^2 c_1^2}{E_1^2 + \omega^2 c_1^2} + i \frac{E_1 c_1 \omega}{E_1^2 + \omega^2 c_1^2} \tag{2.10}$$

$$E^*(\omega) = \frac{E_o E_1^2 + E_1 \omega^2 c_1^2}{E_1^2 + \omega^2 c_1^2} + i \frac{E_1 (E_1 - E_o) c_1 \omega}{E_1^2 + \omega^2 c_1^2} \tag{2.11}$$

Cuando se emplean modelos simples, como los descritos en las ecuaciones 2.9-2.11, aunque los cálculos son relativamente simples, generalmente la correlación obtenida no es

precisa. El hecho de emplear más términos, normalmente de cuatro a diez, hace que la correlación con el comportamiento real mejore considerablemente, pero dificulta tanto la resolución como la interpretación [34].

Entre los diferentes tipos de modelos, además de los modelos clásicos, se encuentran los modelos fraccionarios. En las dos últimas décadas los modelos fraccionarios se han convertido en una potente herramienta para caracterizar el comportamiento de los materiales viscoelásticos, especialmente en el dominio de la frecuencia [34]. A diferencia de los modelos clásicos, la relación tensión-deformación se escribe en términos de derivadas de orden no entero. Estos modelos permiten, por un lado, reducir el número de parámetros necesarios para la representación del comportamiento comparando con los modelos clásicos, simplificando de esta manera la modelización; y por otro lado, los parámetros del modelo tienen una interpretación física. Los modelos fraccionarios más habituales en la literatura son los modelos de cuatro, también conocidos como la generalización del modelo de Zener y cinco parámetros donde la ecuación constitutiva de cada modelo viene dada por las ecuaciones 2.12-2.13 respectivamente [33][34].

$$\sigma(t) + \tau^\alpha D^\alpha \sigma(t) = E_0 \varepsilon(t) + E_\infty \tau^\alpha D^\alpha \varepsilon(t) \quad 2.12$$

$$\sigma(t) + \tau^\beta D^\beta \sigma(t) = E_0 \varepsilon(t) + E_\infty \tau^\alpha D^\alpha \varepsilon(t) \quad 2.13$$

donde los parámetros E_0 y E_∞ representan el módulo estático y asíntótico, D es el operador, τ es el tiempo de relajación, y β y α son parámetros fraccionarios, este último relacionado con el nivel de amortiguamiento. A partir de las ecuaciones 2.12-2.13 la expresión del módulo complejo viene dada por las ecuaciones 2.14 y 2.15 [35][36].

$$E^*(\omega) = \frac{E_0 + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\alpha} \quad 2.14$$

$$E^*(\omega) = \frac{E_0 + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\beta} \quad 2.15$$

Aunque los modelos de cuatro y cinco parámetros han sido los más empleados en la literatura, se han encontrado estudios donde los autores proponen utilizar modelos fraccionarios basados en la generalización de modelos de Kelvin-Voigt y Maxwell [37]–[40].

2.4 Ensayos de caracterización

Tal como se ha mencionado anteriormente, la frecuencia es uno de los factores más influyentes que afecta tanto las propiedades elásticas como las disipativas, siendo necesario caracterizar dicha dependencia mediante ensayos experimentales.

Las técnicas experimentales para la caracterización dinámica de los materiales poliméricos se pueden agrupar en dos grupos principales. Por un lado, las técnicas analítico-experimentales donde la identificación de las propiedades del material se realiza a partir de expresiones analíticas. Por otro lado, las técnicas numérico-experimentales donde las funciones analíticas son sustituidas por modelos numéricos basados en el método de los elementos finitos.

2.4.1 Ensayos analítico-experimentales

Dentro de los ensayos analítico-experimentales, éstos se pueden agrupar en función del rango de frecuencia bajo estudio [41]. Según en el estudio realizado por Cortés [33] las diferentes técnicas se pueden agrupar en cinco grupos principales.

a) Ensayos cuasiestáticos

Los ensayos cuasiestáticos permiten caracterizar el material hasta una frecuencia por debajo de 1 Hz a partir de ensayos de fluencia y relajación. El ensayo de fluencia consiste en medir la evolución de la deformación cuando se aplica una tensión constante, mientras que en el caso del ensayo de relajación, es la evolución de la tensión el que se mide cuando se ejerce una deformación constante [42][43].

b) Ensayos de vibraciones libres

Los ensayos basados en las vibraciones libres permiten realizar la caracterización en un rango de frecuencia comprendido entre 0-10 Hz. La técnica de vibraciones libres consiste en medir el atenuación de la respuesta transitoria de una estructura excitada con impulso [44]. El módulo de Young, E se determina a partir del periodo de oscilación T_o , ecuación 2.16,

$$T_o = 2\pi \sqrt{\frac{mL}{EA}} \quad 2.16$$

donde m es la masa, L la longitud de la probeta y A el área de la sección transversal. En el caso del amortiguamiento, el factor de pérdida η se obtiene relacionando el desplazamiento entre dos picos separados por un número entero de ciclos N , ecuación 2.17.

$$\eta = \frac{1}{\pi N} \ln \frac{x_n}{x_{n+N}} \quad 2.17$$

donde x_n y x_{n+N} son la amplitud del n -ésimo ciclo y el correspondiente a la amplitud dada a $n + N$.

Esta técnica ha sido ampliamente utilizada en la bibliografía para la caracterización del amortiguamiento tanto de materiales compuestos como fibra de carbono/epoxi [45], como de polímeros termoestables y termoplásticos [46].

c) Vibraciones forzadas sin resonancia

Para la caracterización de propiedades dinámicas a frecuencias medias hasta 100 Hz, se emplean las técnicas de vibraciones forzadas sin resonancia. Estos ensayos consisten en aplicar a la probeta una deformación (o tensión) sinusoidal y medir la tensión (o deformación) inducida, Figura 2.4. En el caso de materiales viscoelásticos, la señal inducida presenta un retraso δ respecto a la señal de excitación, que está relacionado con el amortiguamiento del material estudiado.

A partir de la relación tensión-deformación, se identifican las propiedades elásticas y disipativas del material para cada frecuencia de excitación. El módulo se obtiene de la relación entre las amplitudes de la tensión y la de la deformación mientras que el factor de pérdida se obtiene a partir del retraso existente entre las dos señales.

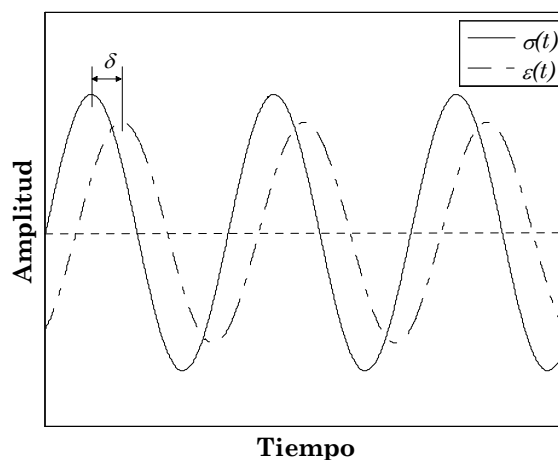


Figura 2.4 Evolución de la tensión y deformación en función del tiempo

Una de las técnicas más utilizadas es la conocida como DMA (*Dynamic Mechanical Analysis*) que permite realizar la caracterización, tanto en frecuencia como en temperatura, y en un amplio rango de configuraciones como tracción, compresión, cortadura, y flexión [47]. En la Figura 2.5, se muestran las diferentes configuraciones de caracterización que ofrece un equipo DMA de TA Instruments [48].

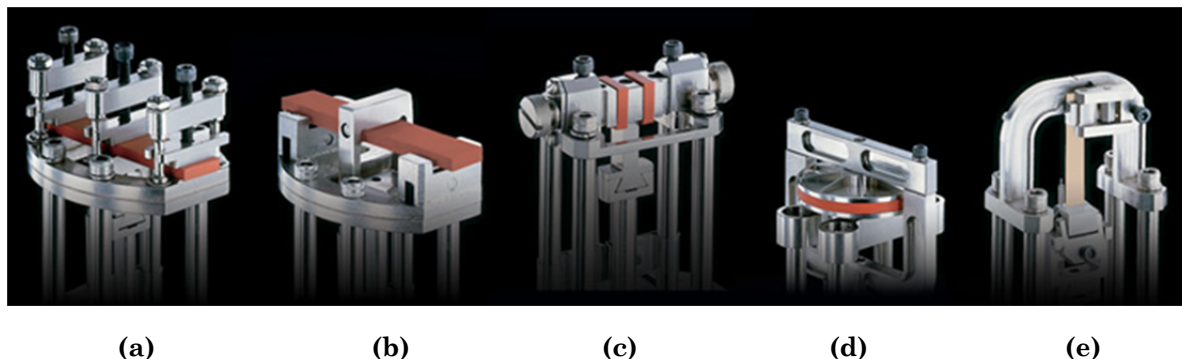


Figura 2.5 Tipos de utillajes en un equipo de TA Instruments: (a) flexión biempotrada, (b) flexión tres puntos, (c) cortadura, (d) compresión y (e) tracción

Cada tipo de ensayo descrito en la Figura 2.5 puede realizarse bajo norma ASTM: La norma ASTM D5418-15 [49] describe el procedimiento para la caracterización en flexión biempotrada, (Figura 2.5a). En el caso del ensayo de flexión tres puntos, Figura 2.5b, éste puede realizarse basándose en la norma ASTM D5023 – 15 [50] mientras que la caracterización a cortadura, Figura 2.5c, viene descrita por la norma ASTM D5279 – 13 [51]. Por último, las normas ASTM D5024 – 15 [52] y ASTM D5026 – 15 [53] detallan el procedimiento a llevar a cabo para la caracterización a compresión, Figura 2.5d, y a tracción, Figura 2.5e, respectivamente. Pese a que las diferentes configuraciones permiten caracterizar un amplio rango de propiedades dinámicas, no son suficientes para la caracterización completa de un material anisótropo u ortótropo, ya que no permiten obtener el módulo de cortadura del plano o el coeficiente de Poisson.

Aunque el rango de frecuencia de excitación de estos equipos es limitado, haciendo uso de los métodos de frecuencia reducida [54] y considerando los modelos de Arrhenius y/o Williams-Landel-Ferry, es posible determinar el módulo complejo del material para cualquier frecuencia de excitación.

d) Vibraciones forzadas con resonancia

El método de las vibraciones forzadas con resonancia permite realizar la caracterización hasta una frecuencia de 10 kHz. Esta técnica consiste en excitar los modos de vibración de probetas de tipo viga en el rango de frecuencia de estudio. A partir de cada

frecuencia de resonancia identificada, se extraen el módulo de Young y el factor de pérdida para dicha frecuencia. Se asume que la respuesta de cada frecuencia de resonancia la aporta exclusivamente un único modo y que no existe contribución alguna de los demás modos.

El procedimiento establecido por la norma ASTM E 756-05 [55] para la obtención del módulo de Young complejo se basa en expresiones analíticas donde considerando las propiedades geométricas y físicas de la probeta junto con la frecuencia de resonancia se determina el módulo de Young. En el caso del factor de pérdida, una de las técnicas más empleadas en bibliografía [56][57] y también considerada por la norma ASTM E 756-05 es el método *Half Power Bandwidth* (HPB). El HPB determina el factor de pérdida modal relacionando el rango en el cual la amplitud de resonancia disminuye 3,01 dB con la frecuencia de resonancia correspondiente a cada modo. El factor de pérdida modal coincide con el del material en casos donde éste último es inferior a 0,1 [34]. En materiales en los que el amortiguamiento es mayor, el error entre el factor de pérdida modal y de material empieza a ser significativo debido a la influencia de los demás modos. En estos casos, el error puede ser reducido empleado el método n dB, donde en lugar de 3,01 dB del HPB la disminución de la amplitud es de n dB donde n es un valor especificado por el usuario [54][58][59].

La técnica de vibraciones forzadas con resonancia ha sido empleada en el capítulo 4 donde se describe en profundidad el procedimiento llevado a cabo.

e) *Ensayos de propagación de ondas y ultrasonidos*

Por último, los métodos de propagación de ondas y ultrasonidos permiten realizar la caracterización a frecuencias por encima de 10 kHz donde a partir de la velocidad de onda y su atenuación es posible determinar tanto el módulo de Young como el factor de pérdida respectivamente [60].

2.4.2 **Técnicas numérico-experimentales**

Cuando el material a caracterizar es un material anisótropo u ortótropo las técnicas analítico-experimentales presentan limitaciones ya que es necesario caracterizar cada propiedad del material con un tipo de sollicitación y probeta como se ha visto en el caso de las técnicas de DMA. Las técnicas numérico-experimentales por el contrario permiten realizar la caracterización tanto de materiales anisótropos como de isotropos empleando la misma probeta para las diferentes propiedades del material. Dichas técnicas son métodos inversos que consisten en identificar las propiedades del material minimizando el error entre la respuesta experimental y numérica del material bajo estudio.

Por un lado, autores como Wesolowski y Barkanov [61], Barkanov et al. [62] y Shi et al. [63] proponen métodos donde se minimizan las diferencias entre parámetros modales experimentales y numéricos obtenidos por elementos finitos para identificar las propiedades dinámicas del material en cada resonancia. Mediante estos métodos, al igual que con los analítico-experimentales, la caracterización del material se realiza únicamente en las frecuencias de resonancia lo cual conlleva realizar una gran cantidad de ensayos con diferentes longitudes de probeta [64]. Con el objetivo de ampliar el rango de caracterización, varios autores [65][66] sugieren métodos donde minimizando la respuesta vibratoria experimental y numérica, se identifican directamente parámetros del modelo constitutivo dentro de un rango de frecuencia.

En el caso de materiales compuestos, debido a su anisotropía, la cantidad de propiedades a identificar es mayor que en el caso de materiales isótropos. Por esta razón varios autores [67]–[69] proponen medir la respuesta experimental de varios puntos dentro de la misma probeta por medio de un vibrómetro láser de barrido. Este tipo de medición, además de implicar el empleo de equipamientos sofisticados, es un proceso costoso en lo que al tiempo se refiere [70]. De esta manera, autores como De Visscher et al. [71] proponen realizar la medición únicamente en un punto y llevar a cabo la minimización de la respuesta experimental y numérica obtenida en ese punto. Sin embargo, este procedimiento no permite caracterizar las propiedades del material fuera del plano.

Además de para materiales compuestos, Matter et al [30] emplean las técnicas numérico-experimentales para la obtención de propiedades dinámicas de materiales tipo sándwich. Según los autores, cuando el ratio entre la rigidez de las pieles y la rigidez del núcleo es mayor que 50, para la identificación de las propiedades del material es suficiente el empleo de una única probeta debido al desacople de las propiedades del núcleo y las pieles. Sin embargo, en casos donde el núcleo es relativamente rígido y su rigidez no es 50 veces menor que la rigidez de las pieles, es necesario emplear dos probetas de diferentes geometrías [72]. Al igual que en el caso de los materiales compuestos, en este caso los autores proponen medir varios puntos de cada probeta lo que hace que el proceso de caracterización se prolongue. Otros autores como Boutillon y Rebillat [73] proponen un método para la caracterización de un material de tipo sándwich donde la medición se hace en único punto y así reducir por un lado el tiempo de identificación y evitar por otro lado el empleo de equipamientos más sofisticados como el vibrómetro láser de barrido.

2.5 Métodos numéricos para el estudio dinámico

Tal como se ha mencionado anteriormente, la naturaleza viscoelástica de los termoplásticos hace que sus propiedades dinámicas dependan de diferentes factores como la frecuencia. De esta manera, es necesario que los métodos numéricos empleados para el estudio del comportamiento dinámico sean capaces de representar y considerar la influencia de la frecuencia. La ecuación del movimiento considerando un amortiguamiento estructural y la dependencia en frecuencia puede ser representada por la ecuación 2.18,

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}^*(\omega)\mathbf{u}(t) = \mathbf{f}(t) \quad 2.18$$

donde \mathbf{M} y \mathbf{K}^* son la matriz de masa y la matriz de rigidez compleja dependiente de la frecuencia respectivamente, $\mathbf{u}(t)$ el vector de desplazamiento, $\ddot{\mathbf{u}}(t)$ el vector de aceleración y por último $\mathbf{f}(t)$ el vector de fuerza. Debido a la dependencia con la frecuencia de la rigidez, la ecuación del movimiento se convierte en una ecuación no lineal que conlleva la necesidad de emplear procesos iterativos para resolver el sistema.

A continuación se describen los métodos existentes para la extracción de los parámetros modales y, posteriormente, aquellos correspondientes a la obtención de la respuesta dinámica.

2.5.1 Extracción de parámetros modales

Considerando el carácter complejo y dependiente de la frecuencia de la matriz de rigidez, para la extracción de los parámetros modales se debe resolver un problema de valores y vectores propios no lineales, ecuación 2.19,

$$\mathbf{K}^*(\omega_r)\phi_r^* = \lambda_r^*\mathbf{M}\phi_r^* \quad 2.19$$

donde ω_r es la frecuencia natural correspondiente al modo r -ésimo y λ_r^* y ϕ_r^* son el r -ésimo autovalor y autovector respectivamente, siendo ambos complejos para el caso más general. En los estudios realizados por Sorensen [74] o Saad [75] se describen diferentes métodos numéricos para la resolución de autovalores y autovectores complejos. Debido a la no linealidad, la ecuación 2.19 ha de resolverse iterativamente para cada modo lo cual implica resolver el problema de los valores propios en cada iteración. Dependiendo de la hipótesis realizada al resolver dicho problema, dentro de los procesos iterativos es posible diferenciar dos métodos. Por un lado, el método iterativo conocido como *Iterative Complex Eigensolution* (ICE) permite obtener parámetros modales exactos ya que en cada iteración resuelve el

problema de valores propios complejos donde se considera el amortiguamiento [76]. En la Tabla 2.5, se muestra el esquema del método iterativo ICE para extraer los valores y vectores propios complejos.

Tabla 2.5 Esquema del método iterativo ICE

-
1. Resolver el sistema no amortiguado: $\mathbf{K}(0)\phi_{r,0} = \lambda_{r,0}\mathbf{M}\phi_{r,0}$
 - 1.1 Calcular la frecuencia natural no amortiguado del modo errésimo: $\omega_{r,0} = \sqrt{\lambda_{r,0}}$
 2. Hasta que, $e_r < \left| \frac{\omega_{r,j} - \omega_{r,j-1}}{\omega_{r,j}} \right|$ iniciar $j = 0$
 - 2.1 Actualizar $j = j + 1$
 - 2.2 Actualizar la matriz de la rigidez compleja: $\mathbf{K}^*(\omega_{r,j-1})$
 - 2.3 Resolver el problema actualizado de los valores propios: $\mathbf{K}^*(\omega_{r,j-1})\phi_{r,j}^* = \lambda_{r,j}^*\mathbf{M}\phi_{r,j}^*$
 - 2.4 Calcular: $\omega_{r,j} = \sqrt{\text{Re}(\lambda_{r,j}^*)}$ y evaluar el error
 3. Guardar el valor y vector propio del modo errésimo (λ_r^*, ϕ_r^*)
-

Generalmente el criterio de convergencia se define a partir de las frecuencias de resonancia obtenidas en iteraciones consecutivas, que se describe en el paso dos de la Tabla 2.5. A partir de los valores propios se obtiene el factor de pérdida modal η_r , ecuación 2.20.

$$\eta_r = \frac{\text{Im}(\lambda_r^*)}{\text{Re}(\lambda_r^*)} \quad 2.20$$

Tal como se observa en el paso 2.2 de la Tabla 2.5, en cada iteración se actualiza la matriz de rigidez y es necesario resolver el problema de valores propios complejos, paso 2.3. Para ello, se pueden emplear algoritmos clásicos conocidos como Lanczos [77] y Arnoldi [78]. Hoy en día, existen métodos iterativos eficientes como el *implicitly restarted Arnoldi method* (IRAM) basado en el algoritmo de Arnoldi, para sistemas de muchos grados de libertad. Este método está implementado en el software comercial MATLAB® en la función *eigs*. Sin embargo, el hecho de que en cada iteración y para cada modo sea necesario resolver el problema de los valores propios complejos, hace que el coste computacional sea relativamente elevado a medida que aumentan los grados de libertad del sistema [79]. Por todo ello, los métodos aproximados han sido ampliamente utilizados.

Uno de los métodos aproximados más empleados es el método *Modal Strain Energy* (MSE) sugerido por Ungar y Kerwin [80]. Este método se basa en la hipótesis de que un sistema amortiguado puede ser representado mediante un sistema no amortiguado. Debido a la aproximación considerada, éste método es interesante especialmente en materiales de bajo amortiguamiento como materiales compuestos de fibra de vidrio/epoxi [81].

En este caso, el factor de pérdida modal se determina a partir de los modos normales del sistema no amortiguado relacionando la energía disipada con la energía total almacenada, ecuación 2.21,

$$\eta_r = \frac{\phi_r^T \text{Im}(\mathbf{K}^*(\omega_r)) \phi_r}{\phi_r^T \text{Re}(\mathbf{K}^*(\omega_r)) \phi_r} \quad 2.21$$

Con el objetivo de considerar el efecto de la frecuencia en la extracción de los parámetros modales, este método puede aplicarse dentro de un sistema iterativo conocido como IMSE. En este caso, el problema de valores propios complejos a resolver en cada iteración se convierte en un problema de valores propios reales ya que se actualiza la matriz de rigidez real. En la Tabla 2.6, se muestra el esquema del método iterativo IMSE de donde se extraen los parámetros modales reales.

Tabla 2.6 Esquema del método iterativo IMSE

-
1. Resolver el sistema no amortiguado: $\mathbf{K}(0)\phi_{r,0} = \lambda_{r,0}\mathbf{M}\phi_{r,0}$
 - 1.1 Calcular la frecuencia natural no amortiguado del modo errésimo: $\omega_{r,0} = \sqrt{\lambda_{r,0}}$
 2. Hasta que, $e_r < \left| \frac{\omega_{r,j} - \omega_{r,j-1}}{\omega_{r,j}} \right|$ iniciar $j = 0$
 - 2.1 Actualizar $j = j + 1$
 - 2.2 Actualizar la matriz real de la rigidez: $\mathbf{K}(\omega_{r,j-1})$
 - 2.3 Resolver el problema actualizado de los valores propios: $\mathbf{K}(\omega_{r,j-1})\phi_{r,j} = \lambda_{r,j}\mathbf{M}\phi_{r,j}$
 - 2.4 Calcular: $\omega_{r,j} = \sqrt{\lambda_{r,j}}$ y evaluar el error
 3. Guardar el valor y vector propio del modo errésimo (λ_r, ϕ_r)
-

Sin embargo, aunque actualizando la parte real de la rigidez se mejora la precisión del método, el hecho de que el sistema amortiguado sea aproximado resolviendo un sistema no amortiguado hace que la aplicación de éste método sea limitado en sistemas con elevado amortiguamiento ya que los modos del sistema no amortiguado pueden no ser representativos del sistema real [82].

Con el objetivo de resolver las limitaciones tanto del ICE debido a su coste computacional como del MSE, debido a que se basa en una aproximación, varios autores proponen otros métodos numéricos para resolver el problema de los valores propios complejos [33][83].

2.5.2 Respuesta en frecuencia

Al igual que en el caso de la extracción de los parámetros modales, para la obtención de la respuesta en frecuencia del sistema es necesario considerar la dependencia en frecuencia de la matriz de rigidez compleja. De esta manera, es posible diferenciar dos métodos principales: el método de la superposición de modos complejos y el método de la frecuencia directa.

El método de la superposición de modos complejos podría llevarse a cabo empleando los autovectores y autovalores que se han determinado mediante el método ICE. Sin embargo, mediante este procedimiento no se obtiene una solución exacta ya que los autovalores y autovectores son a su vez dependientes de la frecuencia. De esta manera, es necesario considerar la dependencia en frecuencia de dichos parámetros modales. Para ello, el problema de valores complejos ha de ser resuelto para cada frecuencia de cálculo ω_c , ecuación 2.22.

$$\mathbf{K}^*(\omega_c)\phi_r^*(\omega_c) = \lambda_r^*(\omega_c)\mathbf{M}\phi_r^*(\omega_c) \quad 2.22$$

A partir de los autovalores y autovectores complejos y dependientes en frecuencia, la respuesta del sistema se puede aproximar por la superposición de modos relacionado los grados de libertad i y j , ecuación 2.23 [84],

$$H_{ij}^*(\omega) \approx \sum_{r=1}^n \frac{[\phi_i^*(\omega)]_r [\phi_j^*(\omega)]_r}{m_r^*(\omega) [\lambda_r^*(\omega) - \omega^2]} \quad 2.23$$

donde n es la cantidad de modos superpuestos y $m_r^*(\omega)$ la masa modal que normalmente se normaliza respecto a masa modal unidad, ecuación 2.24

$$m_r^*(\omega) = \phi_r^{*T}(\omega)\mathbf{M}\phi_r^*(\omega) \quad 2.24$$

Aunque superponiendo los modos complejos y dependientes en frecuencia se obtienen resultados exactos, el hecho de resolver el problema de valores propios complejos para cada modo y frecuencia de iteración hace que el coste computacional sea elevado.

Otro de los métodos para evaluar la respuesta dinámica es el método de la frecuencia directa. Este método consiste en actualizar la matriz de rigidez compleja para cada frecuencia de cálculo ω_c y resolver la ecuación 2.25 para dicha frecuencia,

$$\mathbf{U}^*(\omega_c) = \left[-\omega_c^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}^*(\omega_c) \right]^{-1} \mathbf{F}^*(\omega_c) \quad 2.25$$

donde $\mathbf{U}^*(\omega_c)$ y $\mathbf{F}^*(\omega_c)$ son los vectores de desplazamiento y de fuerza respectivamente. Este método exige la inversión de una matriz compleja para cada frecuencia de cálculo, lo que puede requerir importantes recursos computacionales para resolver la respuesta de sistemas de muchos grados de libertad. Por otro lado, el método de la frecuencia directa no proporciona información acerca de la contribución de cada modo en la respuesta total, lo cual es interesante en el campo de diseño de sistemas de amortiguamiento eficiente. Con el objetivo de dar solución a las limitaciones tanto del método de la superposición de modos complejos como del método de la frecuencia directa, Cortés y Elejabarrieta [85] proponen métodos numéricos basados en sistemas incrementales. Inspirado en dicho trabajo Martínez-Agirre y Elejabarrieta [79] han desarrollado un nuevo método numérico donde los incrementos se obtienen a partir de derivadas de primer orden y de orden mayor.

2.6 *Revisión crítica del estado del arte*

Los FMLs en base a composites de matriz termoestable son materiales que combinan las ventajas de los metales por un lado y de los materiales compuestos por el otro. De esta manera, ofrecen buenas propiedades en cuanto a la resistencia a fatiga, tenacidad, resistencia a impacto entre otros, además de ser materiales de baja densidad [2]. Una de las mayores desventajas de estos FMLs reside en el largo proceso de curado que requieren las matrices termoestables el cual incrementa el precio y limita las posibles aplicaciones industriales [13][14].

Desde hace varios años, los termoplásticos auto-reforzados están emergiendo como alternativa a los materiales compuestos tradicionales empleados en los FMLs. Debido a que no necesitan ser curados se plantean como materiales de gran interés para el sector del transporte. Además de no necesitar ser curados, estos materiales presentan mejores propiedades en lo que al comportamiento a impacto, capacidad de reciclaje y adhesión fibra matriz se refiere, ya que tanto la fibra como la matriz son del mismo material polimérico [15]. Aunque la resistencia mecánica y rigidez de los FMLs formados por termoplásticos auto-reforzados sean inferiores a los proporcionados por los FMLs tradicionales como el Glare, estos FMLs presentan mayor capacidad de energía de absorción frente a impactos [5]. Por otro lado, se puede considerar que dichos FMLs presentarán mayor amortiguamiento que el Glare debido a la naturaleza termoplástica del material compuesto. En la actualidad, el comportamiento frente a las vibraciones y el ruido es un valor añadido fundamental en el mercado actual debido a que la regulación de los niveles de ruido y vibraciones impuestos por las legislaciones son cada vez más estrictos [6].

Al contrario que en el Glare donde la matriz es termoestable, el hecho de que los compuestos auto-reforzados sean termoplásticos hace que el comportamiento viscoelástico en estos materiales sea más significativo. Debido a su naturaleza viscoelástica las propiedades dinámicas dependen de diferentes factores siendo la frecuencia uno de los más influyentes. Por lo tanto, estos materiales presentan una ortotropía caracterizada por propiedades dinámicas dependientes de la frecuencia. En la revisión bibliográfica realizada, aunque se hayan encontrado estudios sobre el comportamiento dinámico de compuestos de fibra de carbono/epoxi, fibra de vidrio/epoxi o sándwich, generalmente éstos se han analizado como materiales con amortiguamiento histerético no dependiente de la frecuencia en caso de materiales anisótropos [86][72] o materiales con amortiguamiento histerético dependiente de la frecuencia en caso de haber isotropía como en cauchos [87][88]. Sin embargo, se ha identificado una carencia de estudios sobre el comportamiento vibratorio de materiales anisótropos con dependencia en frecuencia se refiere.

Por otro lado, el hecho de presentar propiedades dinámicas en función de la frecuencia hace que sea necesario caracterizar dicha dependencia mediante ensayos experimentales. Las técnicas analítico-experimentales permiten caracterizar propiedades del material en un amplio rango de frecuencia. No obstante, cuando el material a caracterizar es un material ortótropo o anisótropo, resulta necesario caracterizar cada propiedad del material con un tipo de sollicitación y probeta, lo cual alarga el proceso de caracterización además de que no es posible caracterizar todos los módulos del material, como el módulo de cortadura del plano, (Figura 2.5). Las técnicas numérico-experimentales por el contrario permiten realizar la caracterización tanto de materiales anisótropos como isotropos empleando la misma probeta para la identificación de las diferentes propiedades del material [68]. Sin embargo, dichas técnicas requieren generalmente el empleo de equipamientos más sofisticados como el vibrómetro láser de barrido [73] y no permiten caracterizar la dependencia con la frecuencia de las propiedades del material.

En resumen, por un lado aunque en la bibliografía existen estudios donde se analiza el comportamiento de un FML de termoplástico auto-reforzado a tracción [26], a impacto [5] y a rotura [89] entre otros, no se han encontrado estudios donde se analiza el comportamiento dinámico o vibratorio. Además, en los estudios relacionados con el comportamiento frente a vibraciones de materiales compuestos, éstos generalmente se modelizan con un amortiguamiento histerético no dependiente de la frecuencia debido a la naturaleza termoestable de las matrices empleadas, por lo que se alejan del comportamiento viscoelástico característico de los termoplásticos auto-reforzados. En el caso de las técnicas experimentales, por un lado las técnicas analítico-experimentales no permiten una caracterización completa de un material compuesto mientras que las numérico-

experimentales encontradas en literatura permiten identificar únicamente propiedades no dependientes de la frecuencia.

3 OBJETIVOS

El objetivo principal de esta tesis consiste en estudiar desde el punto de vista experimental y numérico el comportamiento dinámico de un FML formado por un polipropileno auto-reforzado y aluminio.

En el caso del estudio experimental, el objetivo en primer lugar es caracterizar el comportamiento dinámico del polipropileno auto-reforzado considerando su carácter ortótropo y su dependencia con la frecuencia y validar con modelos de material existentes; y en segundo lugar realizar la caracterización del FML formado por el polipropileno auto-reforzado en función de la frecuencia. Los objetivos operativos asociados a la parte de caracterización dinámica del material son los siguientes:

- i. Caracterizar el módulo de Young complejo del polipropileno auto-reforzado en el rango de frecuencia deseado mediante DMA y la técnica de vibraciones forzadas con resonancia
- ii. Caracterizar el coeficiente de Poisson complejo del polipropileno auto-reforzado en frecuencia mediante el método DMA.
- iii. Caracterizar el módulo de cortadura complejo del polipropileno auto-reforzado en frecuencia mediante el método DMA y la técnica de vibraciones forzadas con resonancia basándose en la caracterización del polipropileno auto-reforzado orientado a 45/-45.
- iv. Modelizar y validar los resultados experimentales de las propiedades mecánicas comparando la matriz de flexibilidad obtenida experimentalmente y mediante modelos.
- v. Caracterizar el módulo de Young complejo del FML formado por el polipropileno auto-reforzado y aluminio mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia para dos tipos de configuración.

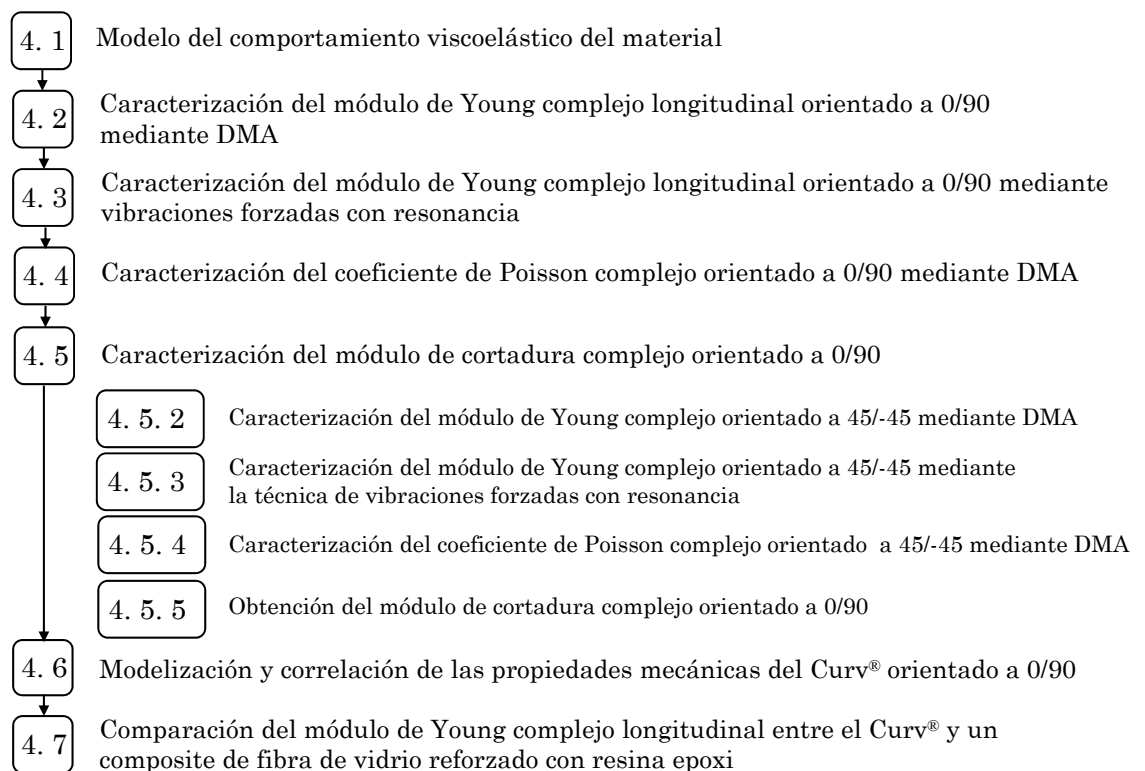
Desde el punto de vista numérico el objetivo es crear un modelo numérico para que represente satisfactoriamente el comportamiento dinámico real de un FML de termoplástico auto-reforzado y realizar la correlación entre la respuesta dinámica experimental y la numérica que presenta dicho FML. Los objetivos operativos asociados al análisis numérico son los siguientes:

- i. Definir un modelo numérico para determinar el comportamiento dinámico de un FML de polipropileno auto-reforzado para viga.

- ii. Realizar la correlación entre las frecuencias naturales y la función de transmisibilidad obtenidos numéricamente y experimentalmente para viga.
- iii. Definir un modelo numérico para determinar el comportamiento dinámico de un FML de polipropileno auto-reforzado para una estructura de tipo placa.
- iv. Realizar la correlación entre las frecuencias naturales y la función de respuesta en frecuencia obtenidas numéricamente y experimentalmente para una estructura de tipo placa.

4 CARACTERIZACIÓN DEL POLIPROPILENO AUTO-REFORZADO

En este capítulo se describe el proceso de caracterización del polipropileno auto-reforzado. En primer lugar, se ha caracterizado el módulo de Young complejo longitudinal mediante la técnica de DMA. Los resultados se han comparado y validado con los obtenidos mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia. A continuación, se ha caracterizado el coeficiente de Poisson complejo mediante la técnica de DMA. Para la obtención del módulo de cortadura complejo, se ha basado en la caracterización del polipropileno auto-reforzado orientado a 45/-45 empleando la técnica de DMA y la de vibraciones forzadas con resonancia. Después de modelizar los resultados correspondientes a dicha orientación se ha obtenido el módulo de cortadura complejo. Posteriormente, se ha llevado a cabo la modelización del módulo de Young complejo longitudinal. Con el objetivo de validar el modelo empleado, se ha comparado la matriz de flexibilidad obtenida a partir de los resultados experimentales y los correspondientes al modelo para diferentes orientaciones. Por último, se ha realizado la comparación del módulo de Young complejo longitudinal entre el polipropileno auto-reforzado y el compuesto de vidrio/epoxi empleado en FMLs tradicionales. Para ello, se ha llevado a cabo una caracterización previa de dicho compuesto mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia. Para facilitar la comprensión se ha realizado un esquema donde se nombran los apartados realizados en el capítulo 4.



4.1 Modelo del comportamiento viscoelástico del material

En este estudio, se ha analizado el polipropileno auto-reforzado conocido como Curv[®] el cual ha sido proporcionado por Propex Fabrics [19]. El Curv[®] es un tejido plano de polipropileno formado por fibras orientadas a 0/90 donde se da una simetría ortótropa. En la Figura 4.1a se muestra el tipo de tejido empleado mientras que la Figura 4.1b se observa una muestra de Curv[®] de color blanco.

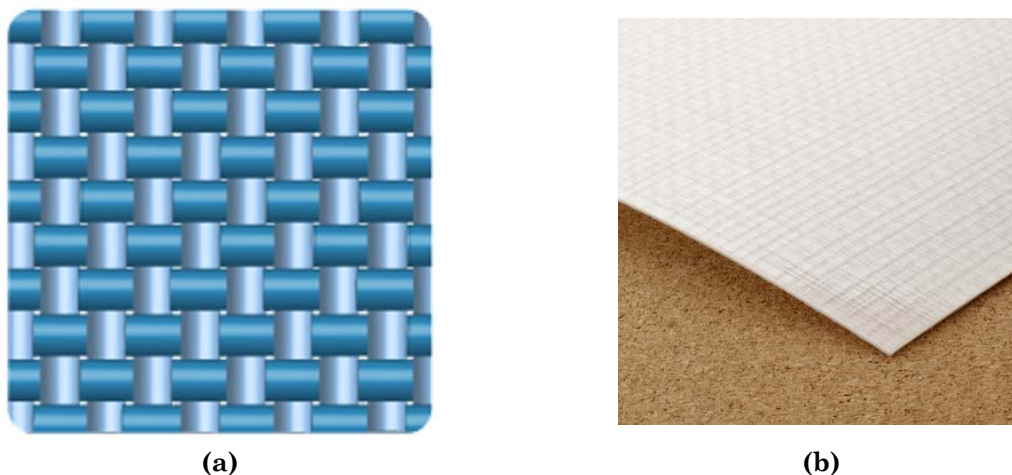


Figura 4.1 (a) Tejido bidireccional y (b) muestra del material Curv[®]

Por otro lado, en la Tabla 4.1 se muestran las propiedades mecánicas extraídas de la ficha técnica del material.

Tabla 4.1 Propiedades estáticas del Curv[®] proporcionadas por el fabricante

Material	Densidad [g/cm ³]	Módulo de Young (DIN EN ISO 527)[MPa]	Módulo de Young (ASTM D790) [MPa]
Curv [®]	0,92	4200	5000

Según la ficha técnica, el módulo de Young extraído mediante una norma de caracterización a tracción, DIN EN ISO 527 [90], es menor que el extraído a partir de una caracterización a flexión, ASTM D790 [91]. Por otro lado, se ha realizado un ensayo de tracción según la norma ASTM D3039/D3039M [92], donde se ha obtenido un módulo de Young similar a la proporcionada por el fabricante a tracción, Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Propiedades estáticas del Curv[®] obtenidas mediante un ensayo de tracción

Material	Densidad [g/cm ³]	Módulo de Young [MPa]	Resistencia mecánica [MPa]
Curv [®]	0,92	4289	176,8

Al tratarse de un material ortótropo, la relación tensión-deformación en un plano se define mediante la ecuación 4.1. Para ello, como base local o del material se ha considerado la descrita por $i-j$ mientras que la base absoluta o de la probeta se ha representado por $x-y$.

$$\boldsymbol{\sigma}_i = \mathbf{C}_{ij} \boldsymbol{\varepsilon}_j \quad (ij = 1, 2, 6) \quad 4.1$$

donde $\boldsymbol{\sigma}_i$ y $\boldsymbol{\varepsilon}_j$ son los vectores de tensión y deformación respectivamente y \mathbf{C}_{ij} la matriz de elasticidad. Los elementos del \mathbf{C}_{ij} se definen a partir de cuatro términos independientes como el módulo longitudinal y transversal, E_1 y E_2 , el módulo de cortadura, G_{12} y el coeficiente de Poisson, ν_{12} . Los componentes de la matriz de elasticidad se definen a partir de las siguientes expresiones.

$$\begin{aligned} C_{11} &= \frac{E_1^2}{(E_1 - \nu_{12}^2 E_2)}, & C_{12} &= \frac{\nu_{12} E_1 E_2}{(E_1 - \nu_{12}^2 E_2)}, & C_{22} &= \frac{E_2^2}{(E_1 - \nu_{12}^2 E_2)} \\ C_{66} &= G_{12}, & C_{16} &= C_{26} = 0 \end{aligned} \quad 4.2$$

En este caso, al tratarse de un material de tipo tejido el módulo longitudinal y el transversal pueden considerarse iguales $E_1 = E_2$. Partiendo de la teoría elástico-lineal, la ley de correspondencia determina que el sistema elástico lineal, descrito por la ecuación 4.1 puede transformarse en un sistema dinámico lineal sustituyendo la matriz de elasticidad por la matriz de elasticidad compleja, (ecuación 4.3) [31]. En consecuencia los términos elásticos y reales de la ecuación 4.2 son sustituidos por otros complejos, (ecuación 4.4)

$$\boldsymbol{\sigma}_i = \mathbf{C}_{ij}^* \boldsymbol{\varepsilon}_j \quad (ij = 1, 2, 6) \quad 4.3$$

$$\begin{aligned} C_{11}^* &= \frac{(E_1^*)^2}{[E_1^* - (\nu_{12}^*)^2 E_2^*]}, & C_{12}^* &= \frac{\nu_{12}^* E_1^* E_2^*}{(E_1^* - \nu_{12}^* E_2^*)}, & C_{22}^* &= \frac{(E_2^*)^2}{[E_1^* - (\nu_{12}^*)^2 E_2^*]} \\ C_{66}^* &= G_{12}^*, & C_{16}^* &= C_{26}^* = 0 \end{aligned} \quad 4.4$$

Considerando la dependencia con la frecuencia, los módulos complejos se definen mediante la ecuación 4.5.

$$\begin{aligned} C_{11}^*(\omega) &= \frac{(E_1^*(\omega))^2}{[E_1^*(\omega) - (\nu_{12}^*(\omega))^2 E_2^*(\omega)]}, & C_{12}^*(\omega) &= \frac{\nu_{12}^*(\omega) E_1^*(\omega) E_2^*(\omega)}{(E_1^*(\omega) - \nu_{12}^*(\omega) E_2^*(\omega))}, & C_{66}^*(\omega) &= G_{12}^*(\omega) \\ C_{22}^*(\omega) &= \frac{(E_2^*(\omega))^2}{[E_1^*(\omega) - (\nu_{12}^*(\omega))^2 E_2^*(\omega)]}, & C_{16}^*(\omega) &= C_{26}^*(\omega) = 0, \end{aligned} \quad 4.5$$

De esta manera, los términos a caracterizar pasan de ser tres ($E_1(\omega)$, $\nu_{12}(\omega)$, $G_{12}(\omega)$) a seis, definidos en la ecuación 4.6.

$$\begin{aligned}
E_1^*(\omega) &= E_1(\omega)(1 + i\eta_{E_1}(\omega)) \\
E_2^*(\omega) &= E_1^*(\omega) \\
G_{12}^*(\omega) &= G_{12}(\omega)(1 + i\eta_{G_{12}}(\omega)) \\
\nu_{12}^*(\omega) &= \nu_{12}(\omega)(1 - i\eta_{\nu_{12}}(\omega))
\end{aligned}
\tag{4.6}$$

donde $\eta_{E_1}(\omega)$, $\eta_{G_{12}}(\omega)$ y $\eta_{\nu_{12}}(\omega)$ son el factor de pérdida del módulo de Young, del módulo de cortadura y del coeficiente de Poisson respectivamente.

4.2 Caracterización del módulo de Young complejo longitudinal, $E_1^*(\omega)$, mediante DMA

A continuación se describen el procedimiento experimental empleado en la caracterización mediante DMA donde se detallan la técnica y se muestran los resultados obtenidos.

4.2.1 Procedimiento experimental

La caracterización de $E_1^*(\omega)$ se ha realizado mediante la técnica de DMA en una configuración a tracción. Esta técnica consiste en aplicar a la probeta una deformación (o tensión) sinusoidal y medir la tensión (o deformación) inducida, tal como se ha descrito en el capítulo 2. En este caso, se ha introducido una deformación sinusoidal producida por un excitador y la deformación y la fuerza inducida se han medido mediante galgas extensométricas y un transductor de fuerza, respectivamente. El principio de la linealidad implica que la tensión inducida es también sinusoidal, con una amplitud proporcional a la deformación pero con un desfase entre las dos señales. El Curv[®], siendo un material viscoelástico, y en consecuencia teniendo propiedades intermedias entre los de puramente elásticos y viscosos, el desfase medido se encuentra entre 0°-90°.

Los métodos de DMA tradicionales emplean LVDTs o encóderes ópticos[48] para medir el desplazamiento de la probeta en la dirección de la fuerza aplicada. Sin embargo, para la caracterización del coeficiente de Poisson complejo, es necesario medir simultáneamente el desplazamiento en la dirección longitudinal y transversal de la probeta. Por lo tanto, en este caso se ha basado en el estudio realizado por Matter [93], donde la deformación se mide a través de galgas extensométricas con el objetivo de caracterizar tanto el módulo de Young complejo como el coeficiente de Poisson complejo.

Técnica experimental

El desplazamiento harmónico generado mediante un excitador electrodinámico (Ling Dynamic Systems Vibrator, Model 406) se ha aplicado en un extremo de la probeta mientras que la otra se mantiene fija. Esta señal, definido por la magnitud de la amplitud y la frecuencia, se ha producido mediante un generador de señal de Ling Dynamic Systems y modelo PO 100. La fuerza inducida se ha medido en el extremo fijo mediante una célula de carga (ICP Dytran 1051 V2) mientras que para la medición de las deformaciones se han empleado galgas extensométricas de tipo roseta de Tokyo Sokki Kenkyujo Co., Ltd. En cuanto a la adquisición de datos se refiere, tanto la adquisición de la fuerza como las de las deformaciones se han realizado mediante dos módulos de National Instruments, uno de alta precisión diseñado para aplicaciones de sonido y vibración, (NI-9234) y otro para medir simultáneamente las dos señales de deformación (NI-9237). Por último, para el procesamiento de las señales se ha utilizado el software LabView. En la Figura 4.2 se muestran la cadena de medida y el equipo empleado en la caracterización por DMA.

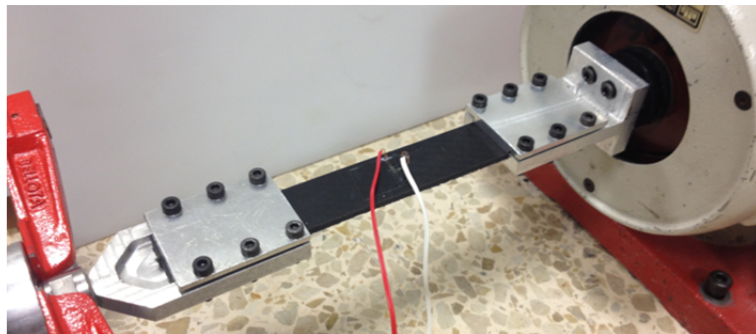
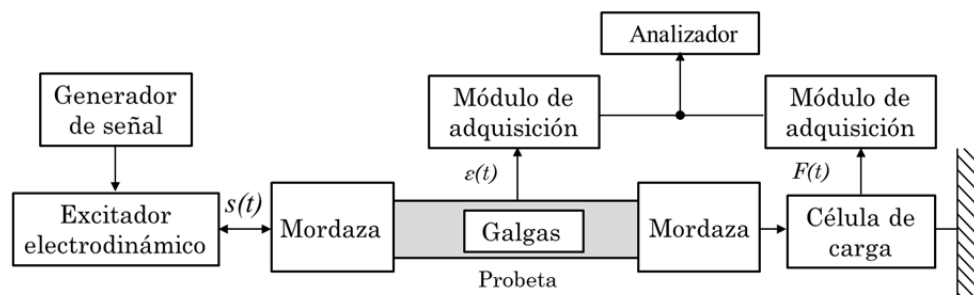


Figura 4.2 Cadena de medida y el equipo empleado en la caracterización por DMA

Para una correcta extracción de los parámetros del material, es necesario que el procesado de la señal de la fuerza y de las deformaciones se haga de manera simultánea y con la misma frecuencia de muestreo, que en este caso ha sido de 50.000 muestras/s. El rango de frecuencia de estudio ha sido de 0 – 60 Hz, ya que a partir de dicha frecuencia se ha observado una disminución en la coherencia de los resultados. De esta manera, la caracterización se ha llevado a cabo para seis frecuencias comprendidas entre 10 Hz y 60 Hz con incrementos de 10 Hz.

Probetas

Para la caracterización del $E_1^*(\omega)$ se han empleado tres probetas orientadas a 0/90 donde el módulo de Young complejo se ha medido en la dirección longitudinal del tejido, (Figura 4.3). Las probetas han sido cortadas por chorro de agua. Tal como se ha descrito al principio de este capítulo, $x - y$ representa el sistema de referencia de la probeta y 1-2 el sistema de referencia local o del material. En el caso de probetas orientadas a 0/90 los dos sistemas de referencia coinciden.

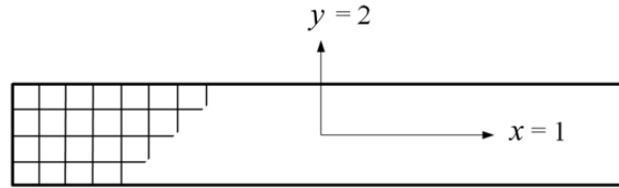


Figura 4.3 Probeta de Curv® orientada a 0/90

Al igual que en la técnica experimental, para la selección de las dimensiones de la probeta se ha basado en el estudio de Matter [93], ya que en la presente tesis se ha empleado el mismo sistema de medida, formado por galgas extensométricas, propuesto en dicho trabajo. En la Tabla 4.3 se muestran las dimensiones de las probetas empleadas, donde L es la longitud, B la anchura y H el espesor.

Tabla 4.3 Dimensiones de las probetas de Curv® para DMA

Material	L [mm]	B [mm]	H [mm]
Curv®	200	25	2,69

Aunque el espesor de las probetas utilizadas por Matter sea mayor, alrededor de 5 mm, en este caso se ha utilizado un espesor menor debido a la disponibilidad del material. No obstante, con el objetivo de evitar un posible problema asociado al pandeo, se ha calculado la fuerza máxima permitida para la probeta mediante la ecuación de Euler, (ecuación 4.7),

$$F_{\text{crit}} = \pi^2 \frac{E_1 I_{\text{min}}}{(\alpha L)^2} \quad 4.7$$

donde F_{crit} es la carga crítica, I_{min} el momento de inercia mínimo de la sección transversal de la probeta, L la longitud de la probeta y α un valor adimensional relacionado con la esbeltez de la probeta que depende de las condiciones de enlace en los extremos. En este caso, la longitud libre de la probeta ha sido de 100 mm, para el cálculo de la inercia se han empleado las dimensiones de la Tabla 4.3, se ha empleado el módulo de Young a tracción proporcionado por el fabricante, Tabla 4.1, y se ha empleado un valor de α de 0,5 que corresponde a configuraciones biempotradas. De esta manera, la carga crítica obtenida ha sido de 672,4 N.

Considerando que para la caracterización la fuerza máxima empleada ha sido de 80 N, no existe riesgo de pandeo.

Extracción de datos

Con el objetivo de extraer el módulo complejo, tanto la señal de la fuerza como la de la deformación se han ajustado con una función de seno mediante una regresión lineal. A partir de las funciones de ajuste se han identificado la amplitud y la fase de cada señal. La deformación longitudinal armónica, $\varepsilon_1(t)$, para una frecuencia, ω , viene dada por la ecuación 4.8,

$$\varepsilon_1(t) = \varepsilon_{10} e^{i\omega t} \quad 4.8$$

donde ε_{10} es la amplitud correspondiente a la deformación longitudinal. Considerando que se cumplen las condiciones de linealidad entre la tensión y la deformación, la deformación armónica induce una tensión armónica, $\sigma(t)$, que presenta un desfase, δ_1 , respecto a la deformación longitudinal, ecuación 4.9,

$$\sigma(t) = \sigma_o e^{i(\omega t + \delta_1)} \quad 4.9$$

donde $\sigma(t)$ es la tensión en función del tiempo, σ_o es la amplitud de la tensión. Dicha tensión se relaciona con la fuerza medida en la célula de carga, $f(t)$, mediante la sección transversal, A , de la probeta. Una vez que las amplitudes y las fases han sido identificadas, el módulo de Young complejo se extrae a partir de la ecuación 4.10,

$$E_1^* = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon_1(t)} = \frac{\sigma_o}{\varepsilon_{10}} (\cos \delta_1 + i \sin \delta_1) \quad 4.10$$

de donde se obtienen el módulo de Young y el factor de pérdida, ecuación 4.11 y 4.12.

$$E_1 = \frac{\sigma_o}{\varepsilon_{10}} \cos \delta_1 \quad 4.11$$

$$\eta_{E_1} = \tan \delta_1 \quad 4.12$$

4.2.2 Resultados

En la Figura 4.4 se muestran los resultados del módulo de Young longitudinal y del factor de pérdida obtenidos.

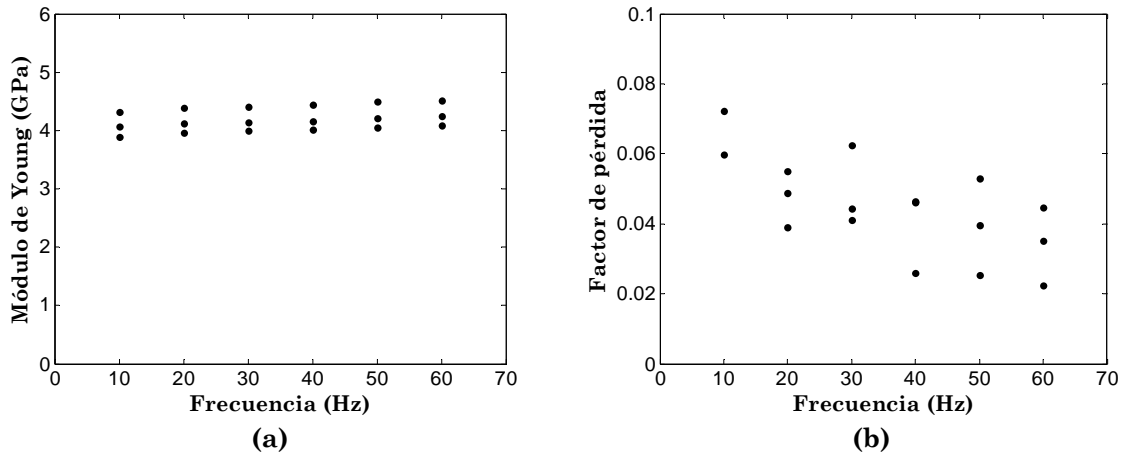


Figura 4.4 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv[®] orientado a 0/90 obtenido mediante DMA

El módulo de Young (Figura 4.4a) muestra un incremento del 6.8% a medida que la frecuencia aumenta. Aunque la variación del módulo de Young respecto de la frecuencia no es significativa, es necesario recalcar que dicha variación se ha medido en un rango de frecuencia reducido de 0-60 Hz. El aumento del módulo de Young con la frecuencia ha sido ampliamente relacionado en la bibliografía [94]–[97] con el comportamiento viscoelástico que presentan los polímeros en general. Siendo el Curv[®] un composite de termoplástico auto-reforzado se espera que la influencia de la frecuencia sea más pronunciada que en composites de matriz termoestables. Al final del presente capítulo se analizará más en profundidad la diferencia entre el comportamiento del Curv[®] y un composite de matriz termoestable tradicional. Por otro lado los resultados obtenidos muestran una desviación de $\pm 0,22$ GPa que se mantiene constante en todas las frecuencias y donde el comportamiento de cada probeta puede distinguirse. Por lo tanto, dicha dispersión podría atribuirse a posibles diferencias en las dimensiones o en la orientación de las tres probetas estudiadas, más que a la naturaleza del material.

En lo que al amortiguamiento se refiere (Figura 4.4b) éste presenta una disminución de 53,8% a medida que aumenta la frecuencia. Aunque la influencia de la frecuencia sea mayor que en el caso del módulo de Young, la dispersión obtenida también es mayor, con un coeficiente de variación del 26,38% mientras que en el caso del módulo de Young el coeficiente de variación ha sido de 5,15%. En este caso, la dispersión no se ha mantenido constante en todas las frecuencias y la máxima ha sido de $\pm 0,013$ identificada a 50 Hz. Por un lado, la variación de la dispersión en función de la frecuencia indica que en este caso dicha

dispersión no está asociada únicamente a la geometría u orientación de refuerzo de la probeta. Por otro lado, el hecho de que la dispersión en el amortiguamiento sea mayor sugiere que ésta propiedad es más sensible a condiciones externas como pueden ser la fuerza de empotramiento en las mordazas o la alineación de la probeta respecto al eje de actuación del excitador, Figura 4.5.

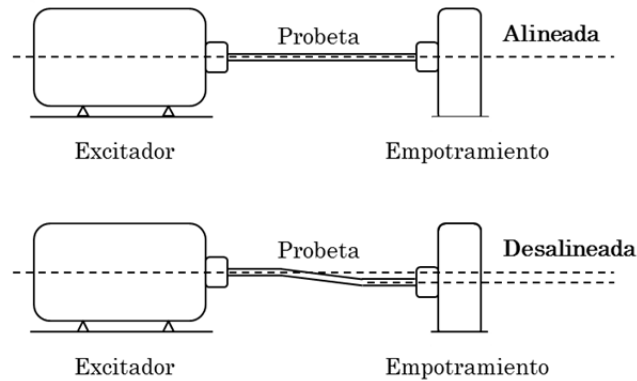


Figura 4.5 Ejemplo de desalineamiento en la caracterización por DMA

Asimismo, la cifra significativa del factor de pérdida se encuentra en el segundo decimal por lo que el error de medición puede ser más crítico. Según Matter [93], el método DMA se utiliza habitualmente para caracterizar materiales altamente disipativos. Cuando se trata de caracterizar materiales con un amortiguamiento menor, el método muestra sus límites y de hecho es difícil medir un factor de pérdida con un error absoluto de menos de 0,005. En este caso, aunque el amortiguamiento medido sea de un orden de magnitud mayor aproximadamente, puede que se vea afectado en mayor medida que el módulo de Young.

4.3 Caracterización del módulo de Young complejo longitudinal, $E_1^*(\omega)$, mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia

Con el objetivo de ampliar y validar los resultados obtenidos mediante DMA, se ha empleado la técnica de vibraciones forzadas con resonancia para caracterizar el Curv[®] orientado a 0/90 en un rango comprendido entre 0 y 2500 Hz.

4.3.1 Procedimiento experimental

La técnica de vibraciones forzadas con resonancia consiste en excitar la probeta e identificar sus frecuencias de resonancia en un rango de frecuencia deseado. En este caso, para la realización del ensayo, se ha seleccionado la norma ASTM E 756-05 [55], la cual

permite realizar la caracterización en un rango de 50 Hz - 5000 Hz. Dicha norma determina que la muestra a caracterizar debe ser excitada mediante un transductor sin contacto. Sin embargo, con el objetivo de evitar un transductor sin contacto y simplificar el equipo empleado, Cortés y Elejabarrieta [98] proponen una modificación donde el transductor sin contacto es sustituido por una excitación de la base. Basándose en dicho estudio, en este caso se ha aplicado una excitación de la base en lugar de emplear transductores sin contacto.

De esta manera, la caracterización del módulo complejo se realiza extrayendo funciones de transmisibilidad, en este caso, entre el extremo empotrado, donde se aplica la excitación, y el extremo libre en el cual se mide la velocidad por medio de un vibrómetro láser, (Figura 4.6). En la ecuación 4.13, se define la función de transmisibilidad empleada.

$$T^*(\omega) = \frac{\tilde{x}(\omega)}{\tilde{s}(\omega)} \quad 4.13$$

donde $\tilde{x}(\omega)$ y $\tilde{s}(\omega)$ son los términos correspondientes a las transformadas de Fourier del desplazamiento del extremo libre y del desplazamiento del extremo empotrado respectivamente. A partir de estas funciones, se identifican las frecuencias de resonancia de donde se extraen el módulo de Young y el factor de pérdida del material.

Técnica experimental

Para generar la excitación de la base, se ha utilizado el mismo excitador electrodinámico empleado en la caracterización de DMA. Se ha seleccionado un tipo de excitación denominado “ruido blanco” donde la magnitud de la aceleración de la base se ha controlado en lazo cerrado mediante el controlador Dactron Laserusb Shaker Control System. Para ello, la aceleración del movimiento impuesto se ha medido con un acelerómetro piezoeléctrico B&K 4371, con su correspondiente acondicionador de carga B&K 2635. La señal de tipo ruido permite caracterizar más rápidamente que otra señal como la de barrido ya que la respuesta en todas las frecuencias se obtiene de manera simultánea. En el extremo libre, la velocidad de la probeta se ha medido con un vibrómetro láser (Polytec OFV -505 LR100). Por último, la adquisición y el tratamiento de las señales se han realizado mediante el analizador Oros-Or763 de cuatro canales. La caracterización se ha realizado en un rango de frecuencia de 0-2500 Hz. En cuanto a la resolución se refiere, el analizador Oros-Or763 ofrece una resolución de 1,56 Hz para un rango de 0-2500 Hz. Con el objetivo de aumentar la resolución y así mejorar la extracción de las propiedades, la caracterización se ha realizado para cada modo por separado. De esta manera, el rango estudiado disminuye y la resolución aumenta. Esta resolución es más crítica especialmente en los primeros modos por lo que en los dos primeros modos se ha seleccionado una resolución de 0,0078 Hz mientras que a partir

del tercer modo es suficiente con una resolución de 0,156 Hz. En la Figura 4.6 se muestran el esquema del sistema de medida y el equipo empleado en la caracterización por medio de la técnica de vibraciones forzadas con resonancia.

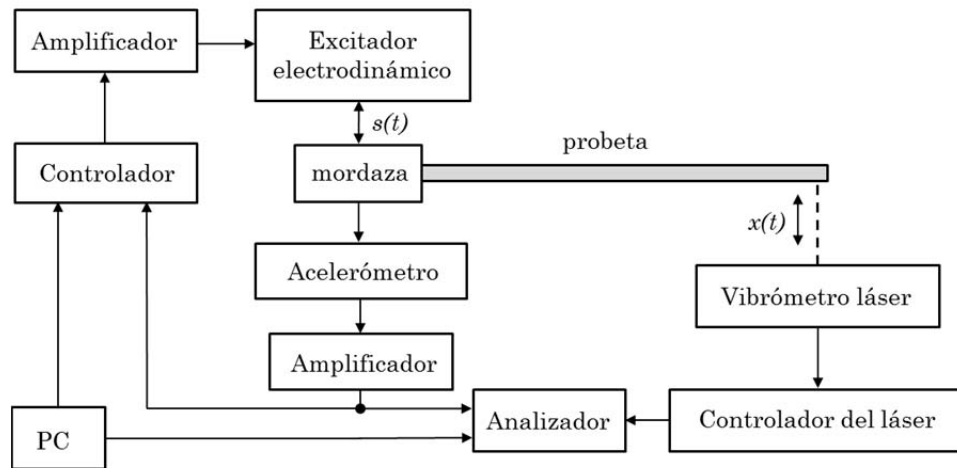


Figura 4.6 Cadena de medida y el equipo empleado en la caracterización por la técnica de vibraciones forzadas con resonancia

Probetas

En la Tabla 4.4 se muestran las dimensiones de las probetas estudiadas.

Tabla 4.4 Dimensiones de las probetas de Curv® para el ensayo de vibraciones forzadas

Material	L [mm]	B [mm]	H [mm]
Curv®	280	10	2,69

Con el objetivo de extraer la mayor cantidad posible de información, cada probeta se ha caracterizado con diferentes longitudes. De esta manera, cambiando la longitud, los modos de vibración se dan a diferentes frecuencias obteniendo más resultados en un mismo rango de frecuencia. Por lo tanto, para todos los materiales estudiados, como mínimo se ha considerado caracterizar probetas con cinco longitudes diferentes. La norma ASTM E 756-05

propone emplear probetas de longitudes entre 180 - 250 mm y espesores de 1 - 3 mm. En el caso del Curv[®], aunque sería posible estudiar longitudes hasta 250 mm no ocurre lo mismo con los FMLs debido a las limitaciones del proceso de fabricación empleado en este estudio, como se verá en el capítulo 5. Por lo tanto, se ha definido una longitud mínima de 160 mm para todos los materiales. Si bien no se han empleado estrictamente las longitudes sugeridas por la norma, los resultados obtenidos han sido coherentes y se han observado mismas tendencias en todas las longitudes por lo que el uso de la longitud de 160 mm se ha considerado válido. A partir de esta longitud, se han seleccionado otras cuatro o más longitudes dependiendo de la disponibilidad de cada material. En el caso del Curv[®], la caracterización se ha llevado a cabo con siete longitudes comprendidas entre 160 mm y 220 mm con incrementos de 10 mm. Cuanto mayor sea la diferencia entre la longitud menor y mayor, mayor es el rango de frecuencia abarcado por cada modo.

Extracción de datos

El procedimiento descrito en la norma para la extracción del módulo de Young del material se basa en la teoría clásica de vigas de Euler-Bernoulli, con lo que no se consideran las deformaciones producidas por los esfuerzos cortantes ni las inercias de rotación y se considera que la sección transversal permanece plana. Una vez que se identifican las frecuencias de resonancia de las funciones de transmisibilidad, el módulo de Young se determina a partir de la ecuación 4.14.

$$E_1 = \frac{12\rho l^4 f_r^2}{H^2 C_r^2} \quad 4.14$$

donde l es la longitud libre, ρ la densidad volumétrica homogeneizada, f_r es la errésima frecuencia de resonancia, H el espesor total y C_r un coeficiente para el modo errésimo relacionado con las condiciones de contorno. En este caso, se ha empleado un C_r correspondiente a la configuración empotrada-libre del ensayo y proporcionado por la norma. Los coeficientes y las fórmulas analíticas para otras configuraciones como libre-libre o libre-articulado pueden encontrarse en el trabajo realizado por Blevins [99].

En cuanto al amortiguamiento se refiere, la norma propone el método *Half Power bandwidth* (HPB) para la obtención del factor de pérdida. El HPB determina el factor de pérdida modal, η_r , relacionando el rango, Δf_r , en el cual la amplitud de la resonancia disminuye un valor de 3,01 dB, con la frecuencia de resonancia, f_r , correspondiente a cada modo, (ecuación 4.15).

$$\eta_r = \frac{\Delta f_r}{f_r} \quad 4.15$$

Sin embargo, el factor de pérdida que se obtiene por medio de la ecuación 4.15, no es el factor de pérdida intrínseco del material, sino el amortiguamiento asociado a cada modo de vibración. En el caso del HPB, el amortiguamiento del material se determina por la ecuación 4.16.

$$\eta_r = \sqrt{1 + \eta} - \sqrt{1 - \eta} \quad 4.16$$

donde η es el factor de pérdida del material. Sin embargo, según Nashif et al. [54] el factor de pérdida del material coincide con el factor de pérdida modal cuando el valor del amortiguamiento no es mayor que 0,1, por lo que en este caso es posible emplear la ecuación simplificada (ecuación 4.17).

$$\frac{\Delta f_r}{f_r} = \left(1 + \frac{\eta}{2}\right) - \left(1 - \frac{\eta}{2}\right) = \eta \quad 4.17$$

4.3.2 Resultados

En la Figura 4.7 se muestran los resultados correspondientes al módulo de Young longitudinal y del factor de pérdida obtenidos mediante la técnica basada en la norma ASTM E 756-05. En las dos figuras se observa que los resultados están divididos en cuatro grupos. Cada grupo corresponde a un modo de vibración que presenta cada probeta. Debido a que se han ensayado probetas de diferentes longitudes, las frecuencias de resonancia varían en cada grupo. De esta manera, los resultados de la Figura 4.7a y Figura 4.7b son una combinación de las diferentes longitudes de probeta estudiadas.

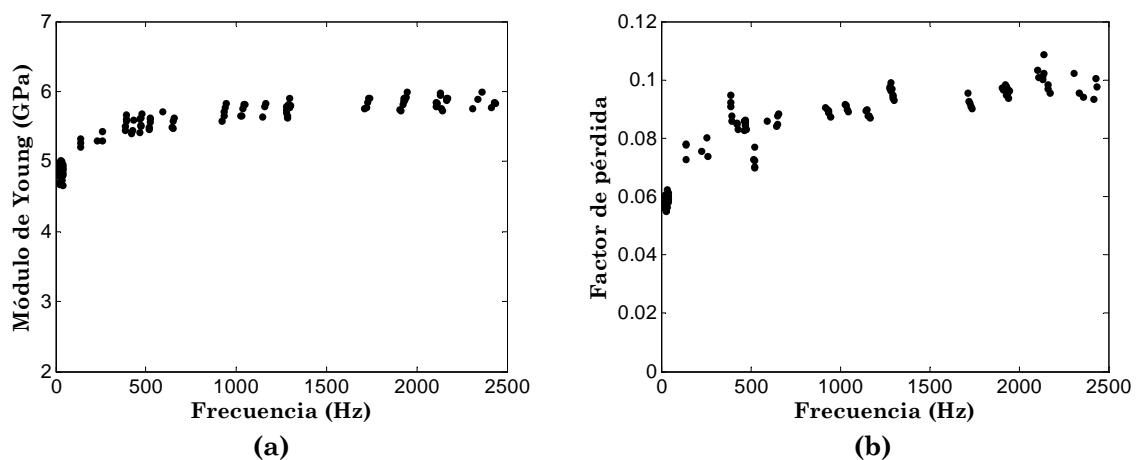


Figura 4.7 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv[®] orientado a 0/90 obtenido mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia

Al igual que los resultados obtenidos mediante DMA, tanto el módulo de Young como el factor de pérdida varían en función de la frecuencia. El módulo de Young presenta un aumento del 22,1% en el rango analizado, donde el valor máximo obtenido es de alrededor de 6 GPa. En el caso del factor de pérdida, el aumento observado entre las frecuencias más bajas y más altas estudiadas supone el doble aproximadamente (de 0,055 a 35 Hz, a 0,106 a 2500 Hz).

Con el objetivo de comparar y validar los resultados de los dos ensayos experimentales, éstas se muestran en la Figura 4.8.

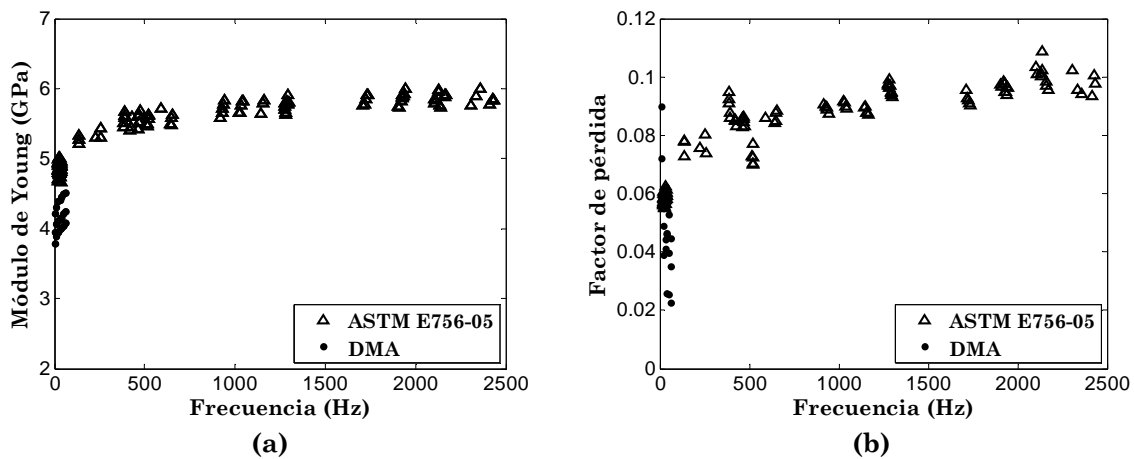


Figura 4.8 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del del Curv® orientado a 0/90 obtenidos por el método DMA y la técnica de vibraciones forzadas con resonancia

En lo que al módulo de Young se refiere, (Figura 4.8a), los resultados obtenidos mediante el ensayo de DMA son menores que los obtenidos por el ensayo de las vibraciones forzadas con resonancia. Por otro lado, según las propiedades mecánicas proporcionadas por el fabricante, el módulo de Young estático obtenido a tracción es de 4,2 GPa. En el caso del ensayo de DMA, los valores caracterizados se encuentran cerca del valor estático mencionado, donde el valor mínimo de 3,98 GPa se ha obtenido a 10 Hz. La causa de la diferencia de 5,23% entre estos dos valores podría estar relacionado con imperfecciones de la probeta estudiada, como un posible desalineamiento en la orientación.

En el ensayo de las vibraciones forzadas llevado a cabo, la frecuencia de resonancia más baja identificada ha sido de 35 Hz aproximadamente. A esta frecuencia, se ha identificado un módulo de Young de 4,7 GPa. Aunque la norma ASTM E 756-05 recomienda un rango de caracterización de 50 Hz – 5000 Hz y en este caso la frecuencia del primer modo se encuentre cerca de 35 Hz, éste se ha considerado válido y coherente con los resultados del módulo de Young dados a otras frecuencias. Pese a que dicho módulo de Young se ha calculado a una frecuencia mayor que los 10 Hz estudiados en el DMA, es posible que el ensayo de vibraciones forzadas sobreestime el valor del módulo de Young debido al hecho de

emplear modos de flexión en lugar de modos de tracción, tal como se ha visto en los resultados proporcionados por el fabricante, Tabla 4.1. Según dicha tabla, el módulo de Young obtenido a flexión es de 5 GPa, lo cual es similar al valor obtenido en la caracterización de vibraciones forzadas con resonancia.

En un estudio realizado por Alcock et al. [16], en la cual se caracteriza un polipropileno auto-reforzado mediante la técnica de DMTA en configuración de flexión biempotrada, los valores del módulo de Young son mayores que los obtenidos en el presente estudio mediante el ensayo de vibraciones forzadas. Aunque el polipropileno auto-reforzado empleado no se especifica en el estudio, a una frecuencia de 100 Hz, se obtiene un módulo de Young de 6 GPa, 13,6% mayor que el obtenido en el presente trabajo. Tanto los resultados de la caracterización realizada por Alcock et al. por DMTA en configuración flexión, como la realizada en el presente estudio mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia, proporcionan valores más altos que los obtenidos por DMA en la configuración a tracción. De esta manera, cabe pensar que el empleo de diferentes técnicas experimentales pudiera afectar a los valores del módulo de Young obtenidos a una misma frecuencia. Considerando los resultados del DMA y del ensayo de vibraciones forzadas el módulo de Young aumenta un 31,6% con la frecuencia.

En el caso del amortiguamiento, (Figura 4.8b), éste presenta un aumento del 77,0% considerando los resultados de las dos técnicas empleadas. Al igual que en el caso del módulo de Young, los resultados identificados mediante DMA son más bajos. El valor del factor de pérdida más bajo obtenido mediante el ensayo de vibraciones forzadas es de 0,06 aproximadamente a 35 Hz, mientras que el DMA presenta valores como 0,04 a frecuencias superiores a dicha frecuencia. Sin embargo en las Figura 4.7b y Figura 4.4b, se puede observar que la dispersión en el factor de pérdida es más significativa que el del módulo de Young, por lo que en la Figura 4.4b además de valores como 0,04 se identifican valores cerca de 0,06.

4.4 Caracterización del coeficiente de Poisson complejo, $\nu_{12}^*(\omega)$

La caracterización del coeficiente de Poisson se realiza mediante el mismo ensayo de DMA utilizado en la caracterización del módulo de Young. En este caso, se han empleado las señales de la deformación longitudinal y transversal medidas por la galga extensométrica.

4.4.1 Extracción de datos

De la misma forma que la tensión, la deformación longitudinal producida induce una deformación transversal. Al igual que en el caso de la fuerza y la deformación longitudinal, la señal de la deformación transversal se ha ajustado con una función de seno mediante la regresión lineal. La deformación transversal armónica, $\varepsilon_t(t)$, viene dada por la ecuación 4.18.

$$\varepsilon_t(t) = \varepsilon_{t0} e^{i(\omega t - \delta_t)} \quad 4.18$$

donde ε_{t0} es la amplitud de la deformación transversal y δ_t el desfase respecto a la deformación longitudinal. El hecho de que el ángulo sea negativo indica que la deformación transversal se encuentra retrasada respecto a la longitudinal. Una vez identificadas tanto la amplitud como la fase, el coeficiente de Poisson complejo se extrae a partir de la ecuación 4.19 [100].

$$\nu_{12}^* = \frac{\varepsilon_t(t)}{\varepsilon_1(t)} = \frac{\varepsilon_{t0}}{\varepsilon_{l0}} (\cos \delta_t - i \sin \delta_t) \quad 4.19$$

donde el coeficiente de Poisson y el correspondiente factor de pérdida vienen dadas por las ecuaciones 4.20 y 4.21.

$$\nu_{12} = \frac{\varepsilon_{t0}}{\varepsilon_{l0}} \cos \delta_t \quad 4.20$$

$$\eta_{\nu_{12}} = \tan \delta_t \quad 4.21$$

4.4.2 Resultados

En la Figura 4.9 se muestran los resultados del coeficiente de Poisson y el factor de pérdida.

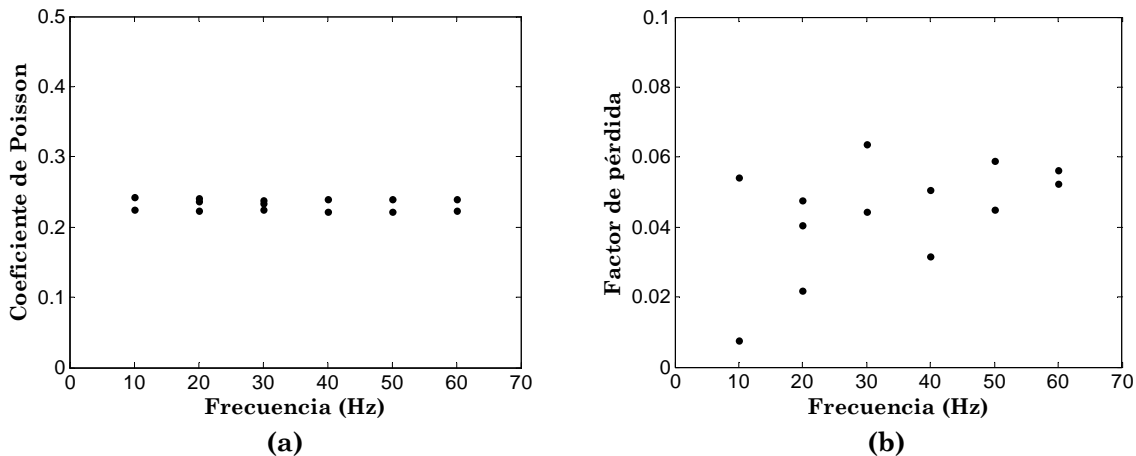


Figura 4.9 (a) Coeficiente de Poisson y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 0/90.

Basándose en los resultados de la Figura 4.9a, el coeficiente de Poisson se mantiene constante en el rango de frecuencia estudiado por lo que se podría considerar un comportamiento no dependiente de la frecuencia. En el caso del amortiguamiento, (Figura 4.9b), se ha medido una dispersión mayor, del 35,67%, en comparación con el del coeficiente de Poisson, del 3,51%, (Figura 4.9a). El hecho de que haya una mayor dispersión en el factor de pérdida tanto del módulo de Young como el de Poisson indica que el amortiguamiento presenta una mayor sensibilidad a factores externos, como la fuerza aplicada en el empotramiento [101]. Por otro lado, debido a que la primera cifra significativa en el amortiguamiento se encuentra en el segundo decimal, la precisión requerida en la medición de las dimensiones geométricas como en el mismo ensayo es mayor.

4.5 Caracterización del módulo de cortadura complejo, $G_{12}^*(\omega)$

A continuación, se describe el método empleado para la obtención del módulo de cortadura complejo, partiendo de la caracterización realizada tanto por DMA como por la técnica de vibraciones forzadas con resonancia.

4.5.1 Procedimiento experimental

Para la caracterización del módulo de cortadura complejo se ha empleado la norma ASTM D 3518-13 [102]. Según dicha norma, el módulo de cortadura en las direcciones principales del material se calcula directamente a partir de la caracterización a tracción de probetas orientadas a 45/-45 empleando la técnica del círculo de Mohr. Aunque esta norma tradicionalmente se haya empleado en ensayos estáticos, se consideró que su utilización en ensayos dinámicos podría ser factible mediante DMA.

La caracterización se ha llevado a cabo en varias etapas. En primer lugar, se ha caracterizado el módulo de Young complejo mediante el método DMA. Además de dicho ensayo, la caracterización se ha realizado mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia, al igual que en el Curv[®] orientado a 0/90. Posteriormente, se ha caracterizado el coeficiente de Poisson complejo del material orientado a 45/-45 empleando la técnica de DMA. Por último, partiendo de los resultados del módulo de Young complejo y del coeficiente de Poisson complejo, se deriva el módulo de cortadura complejo.

Probetas

Para la caracterización del E_{45}^* se han empleado tres probetas orientadas a 45/-45. En la Figura 4.10 se muestra la geometría de la probeta. Las dimensiones de la probeta son las mismas que en el caso 0/90.

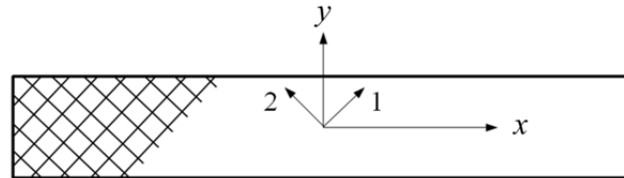


Figura 4.10 Probeta de Curv® orientada a 45/-45

Extracción de datos

El módulo de cortadura, G_{12} , define la relación entre la tensión y la deformación de cortadura mediante la ecuación 4.22.

$$G_{12} = \frac{\tau_{12}}{\gamma_{12}} \quad 4.22$$

donde τ_{12} y γ_{12} representan la tensión y deformación de cortadura en los ejes del material respectivamente. Considerando un régimen armónico permanente, la ecuación 4.22 se reescribe como la ecuación 4.23.

$$G_{12}^* = \frac{\tau_{12}(t)}{\gamma_{12}(t)} \quad 4.23$$

donde G_{12}^* es el módulo de cortadura complejo, $\tau_{12}(t)$ la tensión de cortadura y $\gamma_{12}(t)$ la deformación de cortadura. Considerando la transformación de ejes realizada por la técnica del círculo de Mohr, la tensión y deformación de cortadura en los ejes de material, se pueden definir a partir de la ecuación 4.24 y 4.25.

$$\tau_{12}(t) = \frac{\sigma_x(t)}{2} \quad 4.24$$

$$\lambda_{12}(t) = \varepsilon_x(t) - \varepsilon_y(t) \quad 4.25$$

donde $\varepsilon_x(t)$ y $\varepsilon_y(t)$ corresponden a la deformación longitudinal y transversal de la probeta, en el sistema de coordenadas $x-y$ que coincide con las direcciones principales de la probeta. Sustituyendo la ecuación 4.24 y ecuación 4.25 en la ecuación 4.23 y considerando

$\sigma_x(t) = E_x^* \varepsilon_x(t)$ y $\varepsilon_y(t) = -\nu_{xy}^* \varepsilon_x(t)$ el módulo de cortadura complejo se puede representar mediante la ecuación 4.26.

$$G_{12}^* = \frac{E_x^* \varepsilon_x(t)}{2(\varepsilon_x(t) + \nu_{xy}^* \varepsilon_x(t))} \quad 4.26$$

donde $E_x^* = E_x^{*45}$ y $\nu_{xy}^* = \nu_{xy}^{*45}$ son el módulo de Young y el coeficiente de Poisson complejos en la dirección x del laminado orientado a 45/-45.

4.5.2 Caracterización del módulo de Young complejo, $E_x^{*45}(\omega)$, mediante DMA

Como ya se ha mencionado anteriormente, el primer paso para la obtención del módulo de cortadura complejo ha sido el de caracterizar $E_x^{*45}(\omega)$. En la Figura 4.11 se muestran los resultados obtenidos en el ensayo de DMA.

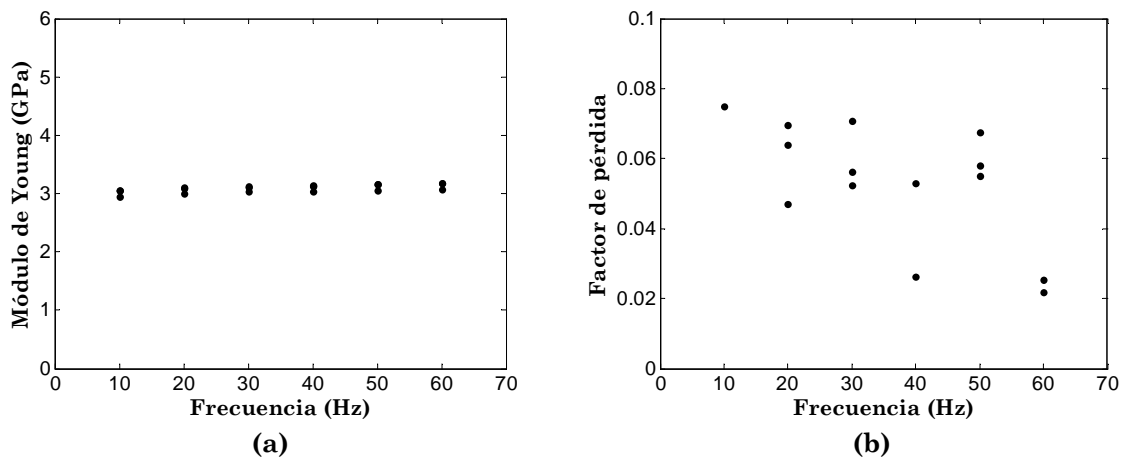


Figura 4.11 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del del Curv® orientado a 45/-45 obtenido por DMA

En la Figura 4.11a, se observa que el módulo de Young aumenta un 5,32%. Considerando la media de los resultados obtenidos, éstos suponen un módulo de Young un 26,1% inferior que el del laminado orientado a 0/90. Por lo tanto, el material presenta una mayor rigidez cuando la orientación de las fibras coincide con la orientación de la fuerza aplicada, tal como se esperaba. Además de un valor del módulo de Young superior, se observa que la influencia de la frecuencia en el Curv® orientado a 0/90 es mayor. Este fenómeno puede atribuirse a la naturaleza viscoelástica tanto del refuerzo como de la matriz y parece indicar que el polipropileno en forma de fibra es más sensible a la frecuencia que la matriz.

En cuanto al amortiguamiento se refiere, Figura 4.11b, en primer lugar se observa que la dispersión es significativa, del 40,32%, tal como ocurría en del material orientado a 0/90. Entre 10 Hz y 50 Hz se observa una leve disminución del valor, donde se obtiene un factor de

pérdida de 0,06 aproximadamente. A 60 Hz, el valor del amortiguamiento disminuye drásticamente. El hecho de que hasta 50 Hz la variación sea leve y que a 60 Hz se dé una caída considerable hace pensar que los resultados correspondientes a 60 Hz no estén correctamente caracterizados. Por otro lado, en comparación con los resultados a 0/90, el amortiguamiento es ligeramente superior en este caso. Aunque la dispersión obtenida en ambos casos impide determinar con exactitud la diferencia entre los valores.

4.5.3 Caracterización del módulo de Young complejo, $E_x^{*45}(\omega)$, mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia

Al igual que en el caso del Curv[®] orientado a 0/90, la caracterización del Curv[®] a 45/-45, se ha realizado mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia también con probetas de las mismas dimensiones que el orientado a 0/90. En la Figura 4.12 se muestran los resultados del módulo de Young y el factor de pérdida. En este caso, aunque para la caracterización se hayan empleado cinco modos de vibración, la identificación de éstos no es tan evidente como a 0/90.

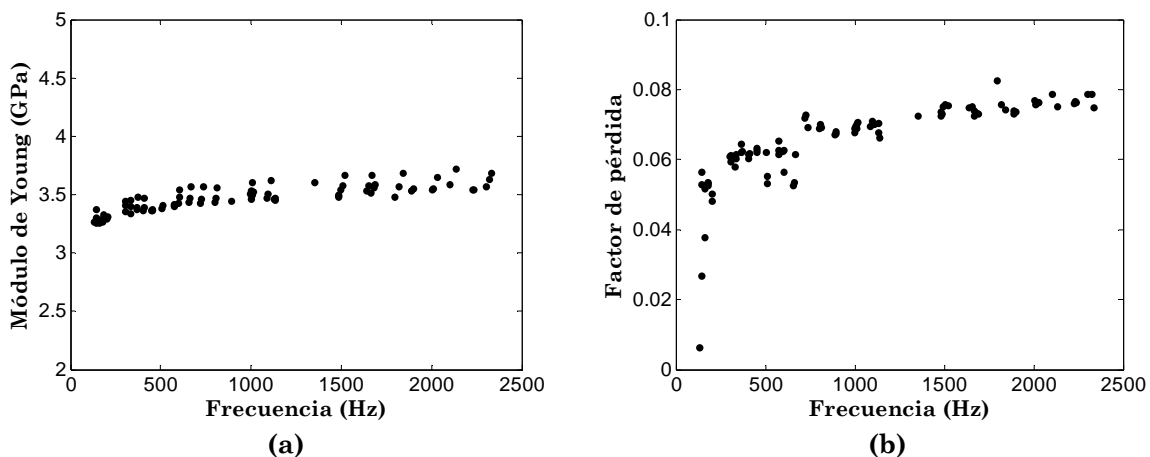


Figura 4.12 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv[®] orientado a 45/-45 obtenido mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia

En el caso de la Figura 4.13a, el módulo de Young presenta un incremento de 8,8% a medida que a frecuencia aumenta, con un valor máximo de 3,66 GPa. Por otro lado, se observa que la influencia de la frecuencia en el amortiguamiento es mucho mayor, donde la diferencia del factor de pérdida a bajas y a altas frecuencias supone un aumento del 400% aproximadamente. La mayor variación del factor de pérdida se da en un rango de 0-500 Hz, donde los valores pasan de ser de 0,01 a cerca de 0,06.

En la Figura 4.13 se muestran los resultados del ensayo de vibraciones forzadas junto con los de DMA, con el objetivo de realizar la validación para una orientación de 45/-45.

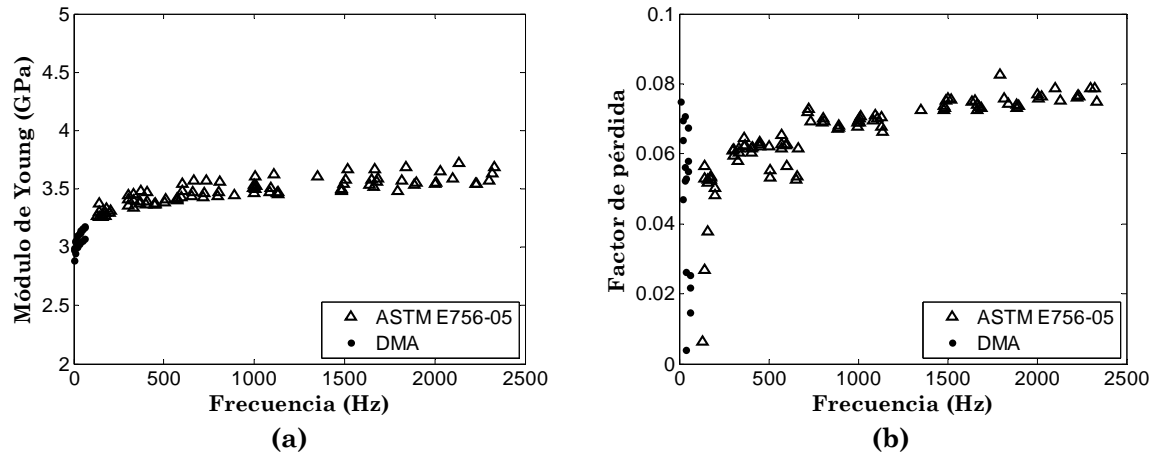


Figura 4.13 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del del Curv® orientado a 45/-45 obtenidos por el método DMA y la técnica de vibraciones forzadas con resonancia.

El módulo de Young, (Figura 4.13a), identificado por DMA, es menor que el obtenido por el ensayo de vibraciones forzadas. Aunque como se ha mencionado anteriormente, puede haber una sobreestimación por parte de la caracterización basada en la norma ASTM E 756-05, se puede considerar que la correlación entre ambos ensayos es correcta. En comparación con el Curv® orientado a 0/90, en el rango de frecuencia estudiado el Curv® a 45/-45 presenta un incremento del 20,1% mientras que para la orientación de 0/90 aumenta un 31,6%. De esta manera, se observa que en el caso en el que las fibras están alineadas respecto a la fuerza aplicada, la influencia de la frecuencia es mayor. Aunque a partir de 500 Hz, la variación del módulo de Young es similar en los dos laminados, es a frecuencias menores de 500 Hz, donde el incremento que presenta el Curv® orientado a 0/90 es mayor.

Además de una dependencia mayor respecto a la frecuencia de éste laminado, el módulo de Young es 37,9% mayor que a 45/-45. Por lo tanto, cuando las fibras están alineadas con la fuerza aplicada, el Curv® presenta un comportamiento más rígido. Sin embargo, cabe pensar que el hecho de que estas fibras sean de termoplástico al igual que la matriz, hace que el efecto de la viscoelasticidad en el caso del material orientado a 0/90 sea más significativo.

En el caso del amortiguamiento, (Figura 4.13b), la diferencia entre los resultados de los ensayos es más palpable que en el módulo de Young. Aunque haya valores obtenidos por DMA que correlacionan adecuadamente con los del ensayo de vibraciones forzadas, otros resultados se distancian de la tendencia general, lo cual evidencia la dispersión existente en los valores de factor de pérdida obtenidos por DMA. Considerando los resultados de las dos caracterizaciones, el incremento que presenta el material orientado a 0/90 es mayor que para 45/-45, siendo 77,0% en el primero y 72,1% en el segundo. Por lo tanto, el comportamiento más dependiente de la frecuencia se ha obtenido para un laminado más rígido. Además, este

mismo laminado presenta un valor máximo de amortiguamiento 20,4% superior que para 45/-45.

En resumen, el mayor módulo de Young y amortiguamiento se han obtenido para el laminado orientado a 0/90 tal como se ha mencionado. Por lo que se podría decir que además de la disipación debida a la matriz, la capacidad de disipación del material en forma de fibra es igual o superior que la de la matriz.

4.5.4 Caracterización del coeficiente de Poisson complejo orientado a 45/-45, $\nu_{xy}^{*45}(\omega)$

En la Figura 4.14 se muestran los resultados del coeficiente de Poisson y del factor de pérdida que junto $E_x^{*45}(\omega)$, se emplean para obtener el módulo de cortadura complejo.

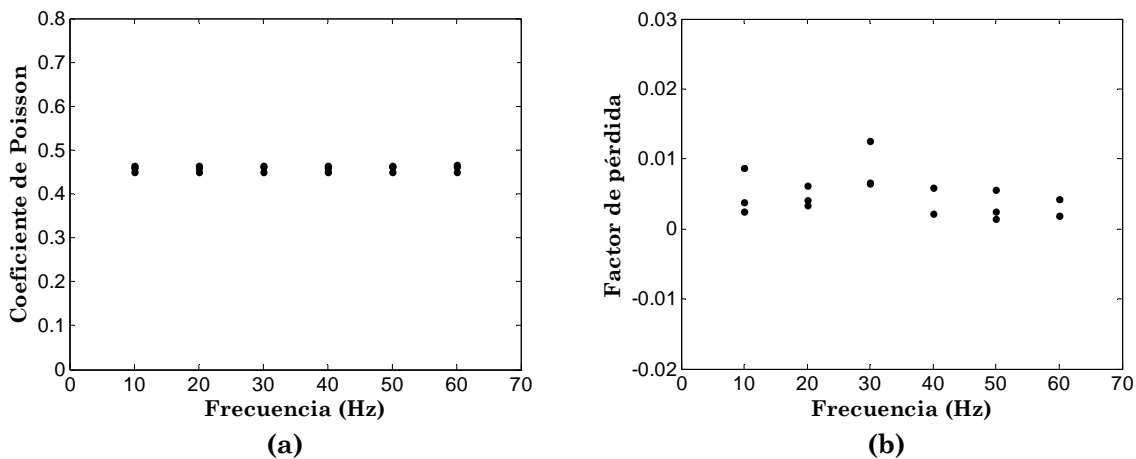


Figura 4.14 (a) Coeficiente de Poisson y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 45/-45.

En la Figura 4.14a se observa un coeficiente de Poisson no dependiente de la frecuencia y con valores 49,2% superiores que los obtenidos a 0/90. En cuanto al valor se refiere, en la bibliografía [103] se han encontrado resultados similares para el caso del polipropileno monolítico.

En la Figura 4.14b, se muestra cómo el factor de pérdida del coeficiente de Poisson medio obtenido para 45/-45 es diez veces menor que para 0/90. En este caso, la dispersión obtenida ha sido 48,84%. Sin embargo, es necesario mencionar que los valores del factor de pérdida del coeficiente de Poisson a 45/-45 son aproximadamente de un orden de magnitud menor que los del factor de pérdida del coeficiente de Poisson a 0/90. Por lo tanto, para una correcta comparación, la desviación estándar obtenida en el caso del factor de pérdida del coeficiente de Poisson a 45/-45 se ha dividido por la media de los valores del factor de pérdida del coeficiente de Poisson a 0/90. De esta manera, se obtiene un coeficiente de variación de 4,75%. El hecho de encontrar menor dispersión en el caso del factor de pérdida del coeficiente

de Poisson orientado a 45/-45 que la encontrada para 0/90 permite identificar mejor que es un comportamiento no dependiente de la frecuencia.

Al igual que el factor de pérdida del coeficiente de Poisson a 0/90, el factor de pérdida del módulo de Young a 45/-45 es un orden de magnitud mayor que el factor de pérdida del coeficiente de Poisson a 45/-45. Por lo tanto en este caso también para la comparación de la dispersión entre estos dos últimos, la desviación estándar del factor de pérdida del coeficiente de Poisson a 45/-45 se ha dividido por la media de los valores del factor de pérdida del módulo de Young, obteniendo así un coeficiente de variación de 4,08%. El hecho de que la dispersión del factor de pérdida del coeficiente de Poisson sea menor que la obtenida en el módulo de Young, indica que la identificación del desfase en este último es más sensible. En el caso del coeficiente de Poisson, la diferencia de fases se ha calculado empleando galgas extensométricas colocadas en la probeta. En el caso del módulo de Young, por el contrario, el desfase se obtiene a partir de las señales de la misma galga y el transductor de fuerza, donde el sistema de sujeción de la probeta o mordaza se encuentra entre los dos sensores. Esto, hace que la caracterización del módulo de Young complejo sea más indirecta que en el caso del coeficiente de Poisson complejo ya que entre las dos señales intervienen más elementos, los cuales pueden influir en la identificación de la fase. Por otro lado, en el caso del módulo de Young, el empleo de diferentes sensores puede inducir algún desfase conocido como parásito que distorsione la fase correspondiente al amortiguamiento interno tal como indica Matter [93].

4.5.5 Obtención del módulo de cortadura complejo, $G_{12}^*(\omega)$

Una vez caracterizados $E_x^{*45}(\omega)$ y $\nu_{xy}^{*45}(\omega)$, el siguiente paso ha consistido en modelizar estos parámetros con el objetivo de obtener una expresión matemática que representa el comportamiento en función de la frecuencia. De esta manera, los resultados estimados del módulo de cortadura complejo, están sujetos a la exactitud del modelo a la hora de representar la evolución respecto a la frecuencia de $E_x^{*45}(\omega)$ y $\nu_{xy}^{*45}(\omega)$.

Una vez que los resultados obtenidos por los dos ensayos de caracterización han sido correlacionados y validados, ambos se han empleado para obtener $G_{12}^*(\omega)$ en un rango de 0-2500 Hz. Para la selección del modelo empleado, en primer lugar se han comparado dos modelos fraccionarios: el modelo fraccionario de cuatro parámetros y el modelo fraccionario de cinco parámetros, (ecuación 4.27 y ecuación 4.28).

$$E^*(\omega) = \frac{E_0 + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\alpha} \quad 4.27$$

$$E^*(\omega) = \frac{E_0 + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\beta} \quad 4.28$$

Los términos de ambas ecuaciones vienen descritos en el capítulo 2. Se ha optado por comparar estos dos modelos debido a su capacidad para representar materiales viscoelásticos en función de la frecuencia, ampliamente recogido en la literatura [66][104]. En la Figura 4.15, se muestran los ajustes realizados empleando los dos modelos con los resultados experimentales.

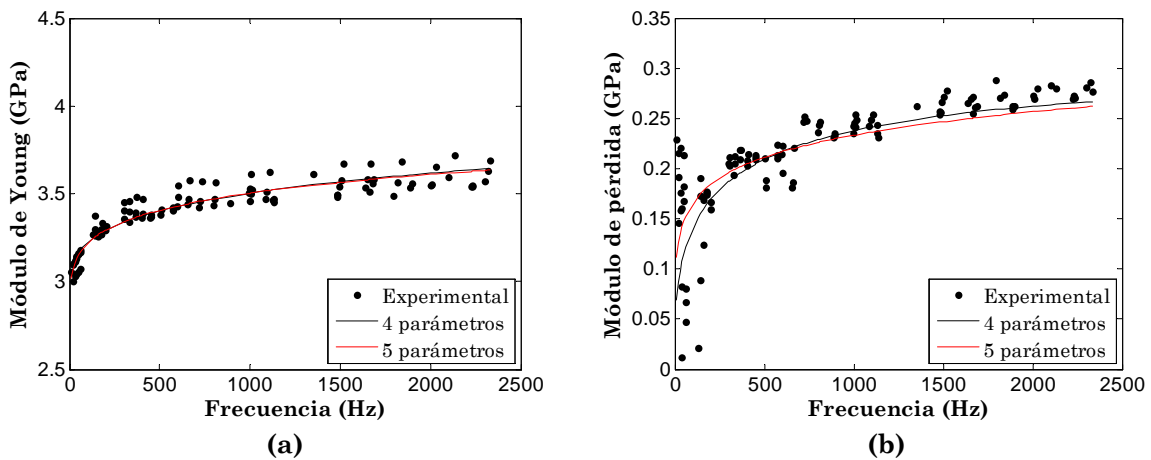


Figura 4.15 Modelización del (a) módulo de Young y (b) módulo de pérdida del Curv® orientado a 45/-45.

En el caso del módulo de Young, (Figura 4.15a), tanto el modelo fraccionario de cuatro parámetros como el de cinco parámetros representan satisfactoriamente el comportamiento del material, siendo la diferencia entre los dos casi imperceptible. Por otro lado, los resultados obtenidos con los dos métodos de caracterización han podido ajustarse correctamente lo cual implica una buena correlación y consistencia entre ambos ensayos.

En el caso del amortiguamiento, a altas frecuencias, el ajuste realizado por el modelo de cuatro parámetros es mejor que el modelo de cinco parámetros. En cuanto a las bajas frecuencias se refiere, aunque la dispersión existente dificulta identificar la tendencia exacta del amortiguamiento, se puede decir que el modelo fraccionario de cinco parámetros representa de manera más precisa la curvatura de la evolución del módulo de pérdida; por eso, en este caso se ha optado por emplear dicho modelo, considerando que el mayor cambio se da a esas frecuencias. En la Tabla 4.5 se muestran los parámetros del modelo empleado.

Tabla 4.5 Parámetros de ajuste del modelo fraccionario de cinco parámetros para 45/-45

Parámetros de ajuste	Valor
E_0	2,97
E_∞	4,8946
τ	$9.9381 \cdot 10^{-5}$
α	0,1615
β	0,0982

Una vez realizada la modelización del módulo de Young complejo del material orientado a 45/-45, se ha determinado el módulo de cortadura complejo empleado la ecuación 4.26. La estimación del módulo de cortadura se ha llevado a cabo basándose en la hipótesis de que el coeficiente de Poisson complejo se mantiene constante en el rango de frecuencia estudiado, 0-2500 Hz. En los resultados de la Figura 4.9 y Figura 4.14 se ha observado que el coeficiente de Poisson se mantiene constante en un rango de frecuencia de 0-60 Hz. Aunque el rango de frecuencia estudiado considerando los dos ensayos es de 0-2500 Hz, se ha decidido tomar como referencia lo observado en el rango de 0-60 Hz, y extrapolar la misma tendencia hasta 2500 Hz. En la Figura 4.16 se muestra el módulo de cortadura complejo obtenido.

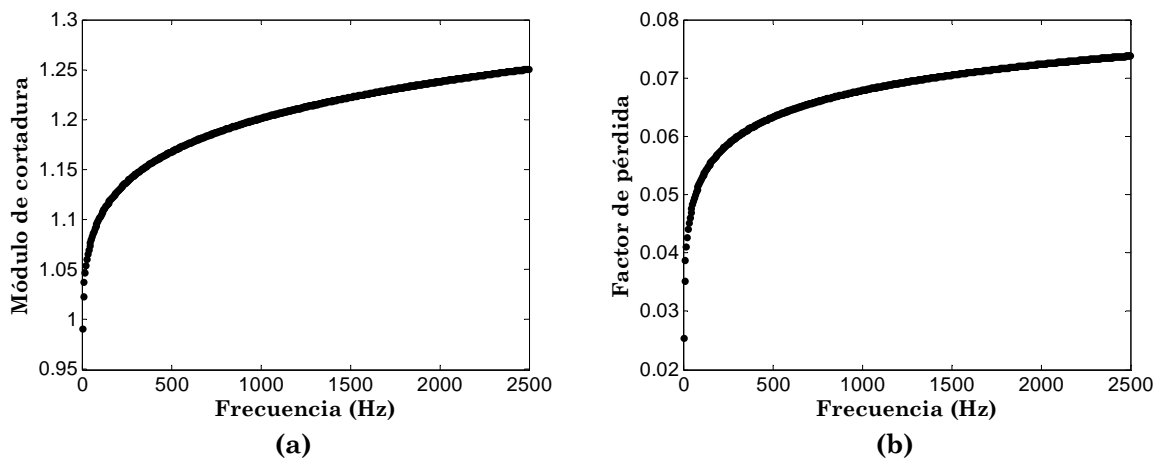


Figura 4.16 (a) Módulo de cortadura y (b) factor de pérdida del Curv[®] estimado a partir de la caracterización de $E_x^{*45}(\omega)$ y $\nu_x^{*45}(\omega)$

En la Figura 4.16a se observa que el módulo de cortadura presenta un incremento del 20,1% con la frecuencia, la misma que presentaba el $E_x^{45}(\omega)$ ya que se ha considerado un valor constante del coeficiente de Poisson en el rango de frecuencia estudiado. En el caso del amortiguamiento, a 2500 Hz, se ha obtenido un valor de 0,075, ligeramente inferior al obtenido en los resultados experimentales del $\eta_{E_x}^{45}$, donde se han obtenido valores de 0,08 aproximadamente. Sin embargo, es necesario mencionar que el módulo de cortadura se ha determinado a partir de la modelización de $E_x^{*45}(\omega)$, donde a altas frecuencias se ha

observado una subestimación del amortiguamiento por parte del modelo. Por lo tanto, considerando el comportamiento del $E_x^{*45}(\omega)$ que predice el modelo, el valor del factor de pérdida de éste, $\eta_{E_x^{45}}$, a 2500 Hz se encuentra alrededor del 0,072, tal como se observa en la Figura 4.17. Por lo que el módulo de cortadura presenta un mayor amortiguamiento que el laminado a 45/-45 debido al amortiguamiento del coeficiente de Poisson.

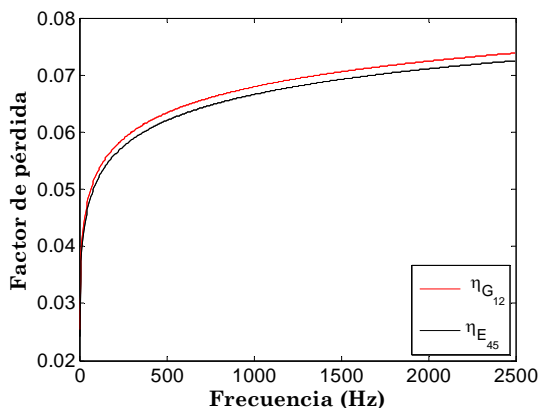


Figura 4.17 Factor de pérdida del módulo de Young a 45/-45 y factor de pérdida del módulo de cortadura obtenidos por el modelo fraccionario de cinco parámetros.

4.6 Modelización y correlación de las propiedades mecánicas del Curv® orientado a 0/90

Después de llevar a cabo la caracterización de las propiedades mecánicas del Curv®, se ha procedido a realizar la modelización de dichas propiedades y su validación. En el caso del módulo de cortadura complejo, éste se ha determinado a partir de la modelización del $E_x^{*45}(\omega)$. En cuanto al coeficiente de Poisson complejo se refiere, éste se ha considerado no dependiente de la frecuencia. Esta sección se centra en la modelización del módulo de Young complejo, $E_1^*(\omega)$ y su posterior correlación con los resultados experimentales para laminados a diferentes orientaciones.

4.6.1 Modelización del módulo de Young, $E_1^*(\omega)$

Al igual que en el caso del $E_x^{*45}(\omega)$, se han empleado tanto el modelo fraccionario de cuatro parámetros como el de cinco parámetros para la modelización del $E_1^*(\omega)$. En la Figura 4.18 se muestran los ajustes realizados por los dos modelos respecto a los resultados experimentales.

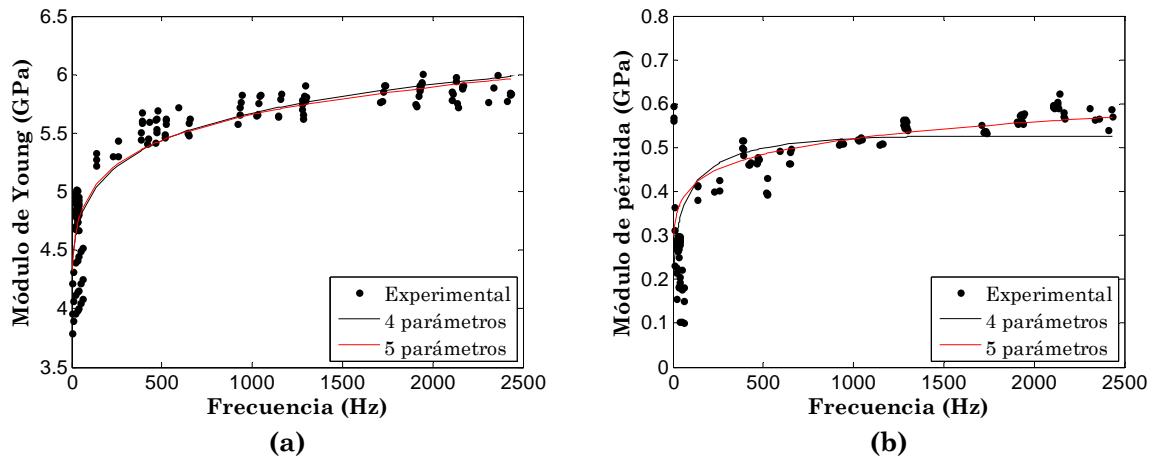


Figura 4.18 Modelización del (a) módulo de Young y (b) módulo de pérdida del Curv[®] orientado a 0/90.

En el caso del módulo de Young, (Figura 4.18a), al igual que en $E_x^{45}(\omega)$ no existe diferencia entre los ajustes de los dos modelos. En comparación con la modelización del E_x^{45} , se puede decir que el ajuste de éste último es más preciso. En este caso, se puede observar que los modelos subestiman el valor del módulo de Young a bajas frecuencias mientras que a altas frecuencias hay una ligera sobreestimación. El origen de estas diferencias puede estar relacionado con el hecho de que se hayan empleado dos técnicas de caracterización diferentes en el rango de frecuencia de interés. Tal como se ha mencionado en la Sección 4.3, los resultados obtenidos por DMA son ligeramente inferiores al módulo estático proporcionado por el fabricante. Por otro lado, los resultados obtenidos por el ensayo de vibraciones forzadas podría sobreestimar los valores ya que se basa en un ensayo a flexión, tal como se ha visto en los resultados proporcionados por el fabricante, Tabla 4.1. Considerando dichos motivos puede que la razón de que el ajuste no sea del todo preciso puede residir en los resultados experimentales y no en la falta de capacidad de los modelos.

En el caso del amortiguamiento, (Figura 4.18b), la diferencia entre los dos modelos se hace más evidente. Tanto a bajas como a altas frecuencias el modelo fraccionario de cuatro parámetros no es capaz de representar el comportamiento satisfactoriamente, donde a bajas frecuencias sobreestima el amortiguamiento mientras que a altas lo subestima. El modelo fraccionario de cinco parámetros por el contrario, permite representar satisfactoriamente la evolución del factor de pérdida. Por lo que se ha seleccionado este último. En la Tabla 4.6, se muestran los parámetros de dicho modelo.

Tabla 4.6 Parámetros de ajuste del modelo fraccionario de cinco parámetros para 0/90

Parámetros de ajuste	Valor
E_0	3,98
E_∞	9,499
τ	$6,4806 \cdot 10^{-5}$
α	0,1079
β	0,02187

4.6.2 Correlación de las propiedades mecánicas del Curv® a 0/90

La correlación entre los resultados obtenidos a partir de los modelos y los resultados experimentales se ha realizado para diferentes orientaciones del material. Además del Curv® orientado a 0/90 y 45/-45, se han estudiado otras tres orientaciones tales como 10°, 20° y 30°. Basándose en la ecuación 4.5, si los ejes principales del material coinciden con el sistema de referencia de la probeta, los componentes de la matriz a identificar son cinco. Por el contrario, si los dos sistemas de referencia no coinciden, los componentes que han de ser determinados pasan a ser nueve, debido a los términos introducidos por la matriz de transformación \mathbf{T} , ecuación 4.29 y ecuación 4.30,

$$\mathbf{C}_{xys}^* = \mathbf{T}' \mathbf{C}_{126}^* \mathbf{T} \tag{4.29}$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} c^2 & s^2 & sc \\ s^2 & c^2 & -sc \\ -2sc & 2sc & (c^2 - s^2) \end{bmatrix} \tag{4.30}$$

donde $c = \cos \theta$, $s = \sin \theta$ y θ la orientación del laminado. En el caso en el que las propiedades del material sean conocidas, el hecho de emplear la matriz de flexibilidad en lugar de la matriz de elasticidad permite obtener los componentes de la primera matriz mediante ecuaciones sencillas. La matriz de flexibilidad se define a partir de la ecuación 4.31.

$$\mathbf{S}_{xys}^* = \mathbf{C}_{xys}^{*'} = \begin{bmatrix} S_{xx}^* & S_{xy}^* & S_{xs}^* \\ S_{yx}^* & S_{yy}^* & S_{ys}^* \\ S_{sx}^* & S_{sy}^* & S_{ss}^* \end{bmatrix} \tag{4.31}$$

donde S_{xs}^* , S_{ys}^* , S_{sx}^* y S_{sy}^* son términos correspondientes al acoplamiento entre los ejes $x - y$ y la cortadura. Por lo que el objetivo consiste en comparar los componentes de la matriz, por un lado, obtenidos por la modelización del Curv® orientado a 0/90 y aplicando la matriz de transformación, y por otro lado obtenidos experimentalmente para diferentes orientaciones.

Para obtener experimentalmente todos los componentes de la matriz de flexibilidad es necesario conocer el módulo de Young complejo en las dos direcciones E_x^* y E_y^* , los módulos de Poisson complejos ν_{yx}^* y ν_{xy}^* , el módulo de cortadura complejo, G_{xy}^* , además de los coeficientes de acoplamiento de Poisson complejos, ν_{sx}^* , ν_{sy}^* , ν_{xs}^* y ν_{ys}^* , tal como se observa en la ecuación 4.32.

$$\begin{aligned} E_x^* &= \frac{1}{S_{xx}^*}, & E_y^* &= \frac{1}{S_{yy}^*}, & G_{xy}^* &= \frac{1}{S_{ss}^*} \\ \nu_{yx}^* &= \frac{-S_{yx}^*}{S_{xx}^*}, & \nu_{xy}^* &= \frac{-S_{xy}^*}{S_{yy}^*}, & \nu_{ys}^* &= \frac{S_{ys}^*}{S_{ss}^*}, \\ \nu_{sx}^* &= \frac{S_{sx}^*}{S_{xx}^*}, & \nu_{sy}^* &= \frac{S_{sy}^*}{S_{yy}^*}, & \nu_{xs}^* &= \frac{S_{xs}^*}{S_{ss}^*}, \end{aligned} \quad 4.32$$

En caso del Curv[®], al ser un tejido bidireccional el módulo de Young complejo en la dirección x y en la dirección y pueden considerarse iguales, $E_x^* = E_y^*$, al igual que los módulos de Poisson complejos, $\nu_{xy}^* = \nu_{yx}^*$. En el caso de los coeficientes de acoplamiento de Poisson complejos, se cumplen las relaciones, $\nu_{ys}^* = -\nu_{xs}^*$ y $\nu_{sy}^* = -\nu_{sx}^*$.

Los ensayos de DMA y de las vibraciones forzadas con resonancia llevadas a cabo en este trabajo no permiten caracterizar ni el módulo de cortadura a diferentes orientaciones ni los coeficientes de acoplamiento de Poisson. La estimación del G_{12}^* ha sido posible ya que ésta se ha calculado a partir de la caracterización del E_x^{*45} y ν_{xy}^{*45} y empleando la técnica del círculo de Mohr. De esta manera, considerando que no ha sido posible obtener experimentalmente ni el módulo de cortadura complejo ni tampoco los coeficientes de acoplamiento de Poisson para las orientaciones de 10°, 20° y 30°, los componentes comparados han sido $S_{xx}^* = S_{yy}^*$ y S_{xy}^* relacionados con $E_x^* = E_y^*$ y ν_{xy}^* .

Las comparaciones se ha realizado para tres frecuencias: 100 Hz, 500 Hz y 2000 Hz. Por un lado, se ha seleccionado una frecuencia baja de 100 Hz, con la finalidad de analizar el efecto que pueda tener en la correlación, la dispersión localizada a estas frecuencias. Por otro lado, a partir de los 500 Hz aproximadamente es donde se puede apreciar una estabilización de la pendiente tanto en el caso del módulo de Young como en el del factor de pérdida. Por último, se ha escogido una frecuencia de 2000 Hz, correspondiente a las altas frecuencias del rango estudiado para comprobar la influencia de una ligera sobreestimación del modelo.

Considerando las tres frecuencias seleccionadas, la caracterización del módulo de Young para las orientaciones de 10°, 20° y 30° se ha realizado mediante el ensayo de vibraciones forzadas, ya que dicho ensayo abarca las tres frecuencias. En el caso del coeficiente de Poisson complejo, la caracterización se ha llevado a cabo por DMA y para ampliar el rango de frecuencia, se ha considerado un coeficiente de Poisson no dependiente de la frecuencia tal como se ha hecho en el caso de las orientaciones de 0° y 45°.

Caracterización del módulo de Young y del coeficiente de Poisson para las orientaciones de 10°, 20° y 30°

En la Figura 4.19 se muestran los resultados del módulo de Young para 10°, 20° y 30° junto con los anteriormente obtenidos, 0° y 45°. En el caso de la orientación de 45°, el primer modo no se ha considerado ya que se aleja considerablemente de la frecuencia mínima de 50 Hz especificada por la norma. Las dimensiones de las probetas empleadas han sido las empleadas en la caracterización del material orientado a 0/90.

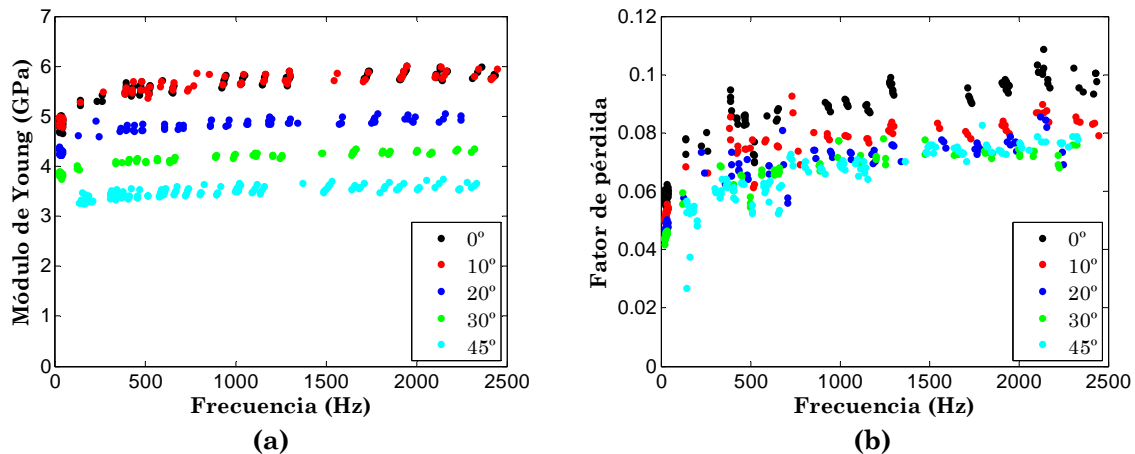


Figura 4.19 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del Curv® orientado a 0°, 10°, 20°, 30°, y 45° obtenidos por el ensayo de vibraciones forzadas con resonancia

En la Figura 4.19, se observa que todas las orientaciones estudiadas presentan tendencias similares. Tal como se ha mencionado anteriormente, el mayor módulo de Young y el mayor amortiguamiento están asociados a la orientación de 0° lo cual indica que el amortiguamiento no se ve afectado por la rigidez proporcionada por las fibras. En el caso del módulo de Young, (Figura 4.19a), además de la mayor rigidez, 0/90 es la orientación a la que la influencia de la frecuencia es más significativa. A medida que el ángulo de orientación aumenta, la influencia es menor. En el caso del factor de pérdida, (Figura 4.19b), al igual que en el módulo de Young, los laminados a orientaciones de 30° y 45° los que presentan valores de amortiguamiento más pequeños y donde la influencia de la frecuencia es menor.

En la Figura 4.20, se observan los resultados correspondientes al coeficiente de Poisson.

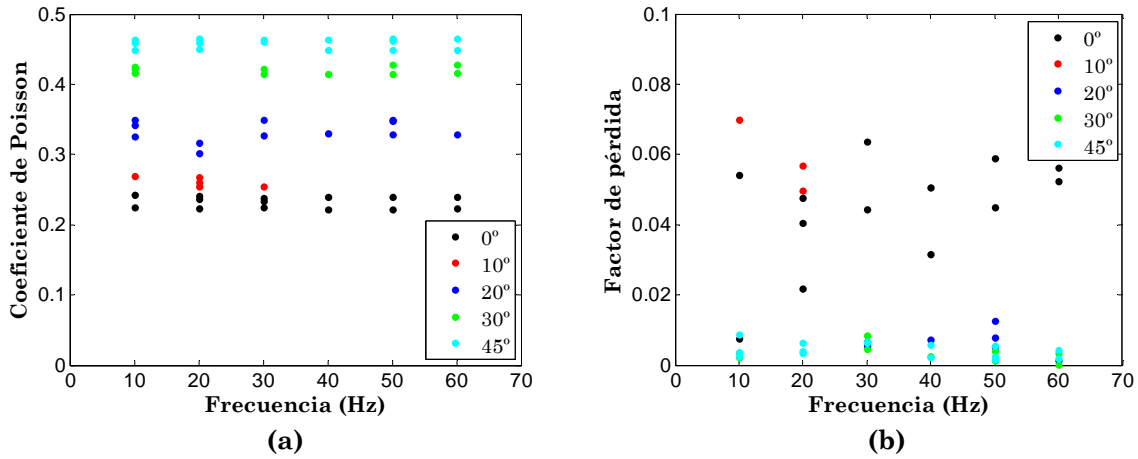


Figura 4.20 (a) Coeficiente de Poisson y (b) factor de pérdida del Curv[®] orientado a 0°, 10°, 20°, 30°, y 45° obtenidos por DMA

En cuanto al coeficiente de Poisson se refiere, Figura 4.20a, se puede considerar que en todas las orientaciones éste presenta un valor constante, donde el valor máximo corresponde a la orientación de 45° mientras que el valor mínimo se ha obtenido para 0°. En el caso del factor de pérdida, este último presenta el valor más alto tal como ocurría en el caso del módulo de Young. Las mayores dispersiones se han observado para las orientaciones de 0° y 10° donde identificar la tendencia se hace más complicado. Sin embargo, en las orientaciones de 20°, 30° y 45° se puede considerar que en general el factor de pérdida presenta un comportamiento no dependiente de la frecuencia.

Correlación de la matriz de flexibilidad obtenido por medio de modelos y experimentalmente

Para la correlación con los resultados experimentales, los componentes derivados del modelo se han obtenido directamente de las ecuaciones 4.29-4.31. En la Tabla 4.7 y Tabla 4.8 se muestran las desviaciones entre los términos experimentales y los obtenidos por el modelo.

Tabla 4.7 Desviación entre los componentes reales de la matriz de flexibilidad

Desviación (%)	Frecuencia (Hz)					
	100		500		2000	
Orientación (°)	S_{xx}	S_{xy}	S_{xx}	S_{xy}	S_{xx}	S_{xy}
0	3,59	3,54	2,04	2,02	0,473	-0,46
10	9,37	13,45	7,73	12,87	5,26	11,68
20	8,43	15,25	6,42	15,24	3,78	14,94
30	7,95	12,06	5,49	11,92	4,21	13,97
45	-2,02	4,16	-2,87	5,76	-3,82	7,45

Tabla 4.8 Desviación de los componentes imaginarios de la matriz de flexibilidad

Desviación (%)	Frecuencia (Hz)					
	100		500		2000	
Orientación (°)	S_{xx}	S_{xy}	S_{xx}	S_{xy}	S_{xx}	S_{xy}
0	18,34	13,19	7,49	5,68	-3,09	-2,26
10	24,52	-25,19	18,41	-20,57	13,96	-19,51
20	19,33	6,13	17,61	20,37	14,29	23,71
30	8,45	-43,10	12,45	2,97	12,19	13,98
45	15,48	-56,75	4,01	-9,34	-0,53	1,09

Basándose en los resultados de la Tabla 4.7 y Tabla 4.8, en general la desviación del término S_{xy} es mayor tanto en los componentes reales como en los imaginarios. El componente S_{xy} se define relacionando el módulo de Young y el coeficiente de Poisson mientras que S_{xx} está definido únicamente por el módulo de Young. El hecho de que el primero se calcule en base a dos parámetros caracterizados junto con la dispersión de cada uno puede inducir un error mayor en la correlación. Por otro lado, se observa que la desviación identificada en el caso de los componentes imaginarios es considerablemente mayor en comparación con los resultados de los componentes reales. Tal como se ha visto en las secciones anteriores, la caracterización del amortiguamiento puede ser más sensible a factores externos como las dimensiones geométricas o la fuerza de empotramiento, el cual implica mayor dispersión.

En el rango de frecuencias estudiado, en general a medida que aumenta la frecuencia la desviación es menor, tanto en S_{xx} como en S_{xy} lo cual indica que la modelización a altas frecuencias se ajusta más a la realidad que a bajas frecuencias. Sin embargo, en el caso de los componentes reales de las orientaciones de 30° y 45°, la desviación del S_{xy} de la orientación de 30° y del S_{xx} y S_{xy} de la orientación de 45°, aumenta. En la Figura 4.18 se observa que a bajas frecuencias el modelo subestima el módulo de Young mientras que a altas hay una sobreestimación. Basándose en estos resultados, se podría pensar que el modelo representa una variación más pronunciada con la frecuencia que la observada experimentalmente. En el caso del módulo de Young de las orientaciones de 30° y 45°, (Figura 4.19), la influencia de la frecuencia es menor que a 0°. Por lo tanto, el error identificado en dichas orientaciones puede estar relacionado con la diferencia en el comportamiento del Curv® para 0° o 30° y 45°

Aunque en el caso de 30° y 45°, se ha observado un aumento del error a medida que aumenta la frecuencia, la desviación identificada es menor que la obtenida para las orientaciones de 10° y 20°, (Tabla 4.7). La desviación más alta se ha obtenido para la orientación de 10°, en el caso S_{xx} . En la Figura 4.19, se ha visto que E_x^{10} presenta un módulo

prácticamente igual a la del E_1 . Sin embargo, en la obtención de los componentes a partir del modelo, se emplea una matriz de transformación, lo cual implica que el E_x^{10} no coincida con E_1 .

En cuanto a los componentes imaginarios se refiere, (Tabla 4.8), en general los mayores errores se han identificado en la orientación de 10° . En el caso del factor de pérdida del coeficiente de Poisson, Figura 4.20b, los resultados coherentes se han obtenido hasta una frecuencia de 20 Hz y la dispersión de dichos resultados ha sido mayor que la de 20° , 30° y 45° . Por lo que es posible que la desviación del S_{12} se vea afectada especialmente.

4.7 Comparación del módulo de Young complejo entre el Curv® y un composite de fibra de vidrio reforzado con resina epoxi

Una vez realizada la caracterización del Curv®, los resultados del módulo de Young se han comparado con los del compuesto de fibra de vidrio y epoxi empleado en los FMLs tradicionales como el Glare. En primer lugar, se describe el proceso de fabricación del compuesto y a continuación la caracterización del material.

4.7.1 Fabricación del material compuesto

La fabricación del vidrio/epoxi se ha llevado a cabo mediante el proceso de infusión descrito en el trabajo realizado por Zabala [105]. Como refuerzo se ha empleado un tejido bidireccional de fibra de vidrio con 300 g/m^2 de gramaje, y como matriz una resina epoxi bicomponente que consta de resina (SD 8100) y endurecedor lento (SD 8822). La relación de mezcla resina-endurecedor en peso es de 100:31. Para la fabricación se han utilizado ocho capas de tejido bidireccional de fibra de vidrio obteniendo un laminado $[0/90]_8$ de 1,87 mm de espesor y un 53% de fibra. Antes de realizar una caracterización dinámica del compuesto, éste se ha caracterizado por medio de un ensayo de tracción llevado a cabo según la norma ASTM D3039. En la Tabla 4.9 se muestran las propiedades estáticas del compuesto de fibra de vidrio y epoxi.

Tabla 4.9 Propiedades estáticas del composite de vidrio/epoxi obtenidas mediante un ensayo de tracción

Material	Densidad [g/cm^3]	Módulo de Young [GPa]	Resistencia mecánica [MPa]
Fibra de vidrio/epoxi	1880	20,9	520,1

4.7.2 Caracterización del módulo de Young complejo del compuesto de fibra de vidrio/epoxi

La caracterización del módulo de Young complejo del vidrio/epoxi se ha realizado a partir del ensayo de vibraciones forzadas con resonancia empleado en la caracterización del Curv®. Para ello, se han utilizado probetas de iguales dimensiones que en el Curv®. Se ha empleado dicha caracterización ya que permite estudiar un rango de frecuencia mayor que el DMA. En la Figura 4.21 se observan los resultados correspondientes al módulo de Young y al factor de pérdida.

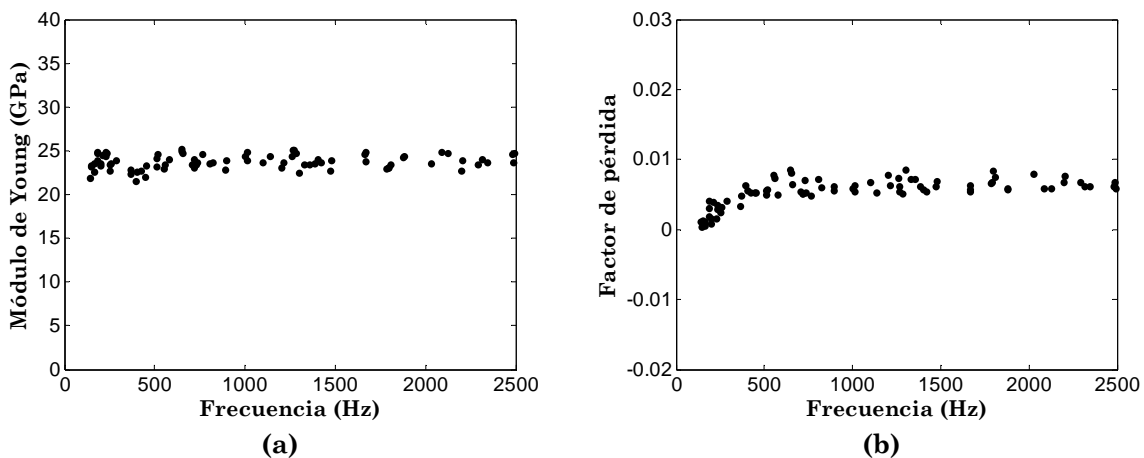


Figura 4.21 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del compuesto de fibra de vidrio y epoxi

Basándose en los resultados de la Figura 4.21a, el módulo de Young del vidrio/epoxi se mantiene constante en el rango de frecuencia estudiado. El hecho de que la matriz sea de naturaleza termoestable junto con las fibras de vidrio de rigidez mucho mayor, hace que el comportamiento del composite de vidrio/epoxi se asemeje a un comportamiento prácticamente elástico, donde la influencia de la frecuencia es mínima. En comparación con los termoplásticos, los polímeros termoestables presentan mayor rigidez y menor capacidad de disipación debido a los enlaces covalentes existentes entre las cadenas. Además de un comportamiento no dependiente de la frecuencia, el módulo de Young del composite de vidrio/epoxi es alrededor de cuatro veces mayor que el del Curv®, (Figura 4.8a). Se han encontrado resultados similares en el estudio realizado por Bothelo et al. [106] donde el módulo de Young del vidrio/epoxi orientado a 0/90 y obtenido a flexión ha sido de 26 GPa aproximadamente en un rango de 0-500 Hz. La diferencia entre los resultados obtenidos y la bibliografía puede estar asociada a que las propiedades de los materiales constituyentes del compuesto y el volumen de fibra, entre otros, sean diferentes.

En el caso del factor de pérdida la influencia de la frecuencia es más significativa que en el módulo de Young. Al igual que en el Curv®, la mayor variación del amortiguamiento se da a bajas frecuencias. Aunque el valor del amortiguamiento del Curv® sigue aumentando en

todo el rango de frecuencia, en el caso del composite de vidrio/epoxi, el factor de pérdida se estabiliza a partir de 500 Hz aproximadamente. En el estudio realizado por Mahi et al. [107], el factor de pérdida de un compuesto de vidrio/epoxi a 0/90 con un volumen de fibra de 40% presenta un valor de entre 0,006 y 0,01 en un rango de frecuencia de 1000 Hz. Aunque en este caso a bajas frecuencias el amortiguamiento caracterizado presenta valores inferiores a los de Mahi et al., el volumen de fibra empleado en los dos casos es diferente. Por otro lado, se observa que el amortiguamiento del Curv® es un orden de magnitud mayor que el del vidrio/epoxi. La diferencia en la capacidad de disipación se puede asociar al hecho de que por un lado, en el Curv® tanto la fibra y como la matriz disipan energía mientras que en el compuesto de vidrio/epoxi la disipación se debe únicamente por la matriz, y por otro lado en el primer caso ambos son termoplásticos mientras que el segundo está formado por una matriz termoestable.

4.8 Resumen del trabajo realizado y de los resultados obtenidos

En este capítulo se ha caracterizado el comportamiento dinámico del Curv®. La caracterización se ha llevado a cabo por medio de DMA y del ensayo de vibraciones forzadas con resonancia. A partir del ensayo de DMA se han extraído tanto el módulo de Young como el coeficiente de Poisson complejo. Los resultados del módulo de Young se han comparado con los obtenidos mediante la técnica de vibraciones forzadas obteniéndose una buena correlación entre los dos ensayos. En el caso del módulo de cortadura, éste se ha extraído a partir de la caracterización realizada a 45/-45 y basándose en la hipótesis de que el coeficiente de Poisson complejo se mantiene constante en el rango de frecuencia estudiado. Una vez realizada la caracterización, los resultados del módulo de Young complejo se han ajustado mediante un modelo fraccionario de cinco parámetros. La validación del ajuste del modelo se ha realizado comparando la matriz de flexibilidad de los valores extraídos por el modelo y experimentalmente para diferentes orientaciones. Por último, se ha llevado a cabo la comparación del módulo de Young complejo entre el Curv® y el vidrio/epoxi.

A continuación se enumeran los resultados más significativos obtenidos en el desarrollo de este capítulo de la tesis.

- Se ha realizado la caracterización del módulo de Young complejo del Curv® orientado a 0/90, $E_1^*(\omega)$, mediante DMA donde se ha observado un aumento del 6,8%. En el caso del amortiguamiento, éste disminuye un 53,8% a medida que aumenta la frecuencia. Cabe destacar que en la caracterización de este último, los resultados presentan un coeficiente de variación del 26,38% a diferencia del 5,15% del módulo de Young.

- Los resultados obtenidos por la técnica de las vibraciones forzadas con resonancia indican que la correlación entre los dos ensayos es correcta aunque pueda existir una sobreestimación por parte del último debido a que la caracterización se lleva a cabo en una configuración de flexión, mientras que para DMA la probeta se somete a tracción. Considerando ambos ensayos, el módulo de Young y el factor de pérdida aumentan un 31,6% y 77,0% respectivamente. Debido al hecho de que los resultados obtenidos mediante el ensayo de las vibraciones forzadas con resonancia presenta menos dispersión que el DMA, se puede deducir que la tendencia del factor de pérdida obtenida por DMA no se ha identificado correctamente.
- En la caracterización del coeficiente de Poisson complejo del Curv[®] orientado a 0/90, $\nu_{12}^*(\omega)$, se ha observado un módulo no dependiente de la frecuencia. En cuanto al amortiguamiento se refiere, al igual que en el caso del módulo de Young se ha observado mayor dispersión, del 35,67%, que en los resultados del coeficiente de Poisson, del 3,51%. El hecho de que haya una mayor dispersión en el factor de pérdida tanto del módulo de Young como del coeficiente de Poisson indica que el amortiguamiento presenta una mayor sensibilidad a factores externos.
- Para determinar el módulo de cortadura complejo del Curv[®] orientado a 0/90, $G_{12}^*(\omega)$, en primer lugar se ha caracterizado el Curv[®] orientado a 45/-45 de la misma forma que el orientado a 0/90. En este caso, el módulo de Young presenta un aumento del 20,1% y el factor de pérdida 72,1%, respectivamente. En comparación con el orientado a 0/90, éste presenta un módulo 37,9% mayor y un valor máximo de amortiguamiento 20,4% mayor que 45/-45. De esta manera, se observa que el amortiguamiento no se ve afectado por la rigidez proporcionada por las fibras. Tanto el modelo de cuatro parámetros como el de cinco parámetros representan satisfactoriamente el comportamiento del material, siendo éste último el seleccionado, debido a su capacidad para modelizar mejor el amortiguamiento a bajas frecuencias. Al igual que para 0/90, el coeficiente de Poisson complejo para 45/-45 se puede considerar no dependiente de la frecuencia. De esta manera se ha obtenido un módulo de cortadura que presenta el mismo incremento que 45/-45 en el caso del módulo, y un incremento ligeramente superior en el amortiguamiento debido al factor de pérdida del coeficiente de Poisson.
- El modelo fraccionario de cinco parámetros representa correctamente el comportamiento del módulo de Young complejo a 0/90. Aunque en el caso del

módulo de Young, el ajuste realizado por el modelo de cuatro parámetros es preciso, en el amortiguamiento la diferencia es más visible, siendo el de cinco parámetros mejor. En la correlación, las máximas desviaciones entre los componentes de la matriz de flexibilidad se han encontrado en los componentes imaginarios, lo cual indica que la caracterización del amortiguamiento es más sensible, y en los componentes S_{xy} .

- Se ha realizado la caracterización del vidrio/epoxi empleando el ensayo de vibraciones forzadas con resonancia. En este caso, se ha obtenido un módulo de Young no dependiente de la frecuencia en el rango analizado y cuatro veces mayor que el del Curv®. En el caso del amortiguamiento, el factor de pérdida presenta un valor máximo de 0,01, siendo éste un orden de magnitud menor que el del Curv®. De esta manera, se observa que el Curv® aunque ofrezca un módulo de Young considerablemente menor que el vidrio/epoxi, la mejora que se obtiene en el amortiguamiento es mayor.

5 CARACTERIZACIÓN DEL FML DE POLIPROPILENO AUTO-REFORZADO

En este capítulo se describe el proceso de fabricación y la caracterización del módulo de Young complejo del FML de polipropileno auto-reforzado. La caracterización se ha llevado a cabo para dos configuraciones, 2/1 y 3/2. Además del FML de Curv[®], se ha realizado la caracterización del Glare, un FML de aluminio y composite de fibra de vidrio y resina epoxi, tradicionalmente empleado en el sector aeronáutico. El objetivo de esta comparación es analizar las ventajas y desventajas que proporciona el FML de Curv[®] en cuanto a la rigidez y amortiguamiento se refiere, respecto al FML de referencia para así valorar su aplicabilidad en sectores como la automoción. Por último, los resultados obtenidos se han comparado con el aluminio empleado en ambos FML.

5.1 *Procesamiento del FML de Curv[®]*

A continuación se describen los constituyentes del FML de Curv[®] y su proceso de fabricación

5.1.1 Descripción de los constituyentes

Además del Curv[®] anteriormente descrito, como constituyente metálico del FML, se ha empleado un aluminio de tipo 2024-T3 comúnmente utilizado en la industria aeronáutica [108]–[110] debido a su relación de resistencia/peso elevada y sus buenas propiedades en lo que al comportamiento a fatiga se refiere. Este aluminio se emplea igualmente en FMLs tradicionales como el Glare, tal como se observa en la Tabla 2.2 del capítulo 2.

La adhesión entre las láminas de aluminio y el Curv[®] se ha llevado a cabo mediante un adhesivo termofusible de polipropileno denominado Collano[®] [28]. En la Tabla 5.1 se muestran las propiedades mecánicas del aluminio, obtenidos mediante un ensayo de tracción según la norma ASTM E8/E8M [111] y las del adhesivo proporcionadas por el fabricante.

Tabla 5.1 Propiedades mecánicas del aluminio y del adhesivo

Material	Densidad [g/cm ³]	Módulo de Young [GPa]	T ^a de fusión [C°]
Aluminio 2024-T3	2,78	71,2	-
Collano [®]	0,92	0,5	145

5.1.2 Fabricación del FML de Curv®

La fabricación del FML de Curv® se ha realizado según el procedimiento descrito por [26]. En primer lugar, se realiza el apilamiento de láminas de aluminio, Curv® y adhesivo en función de la configuración deseada, (Figura 5.1). A continuación, el laminado es calentado dentro del molde a una temperatura de 165°C el cual permite que el adhesivo se funda sin dañar el compuesto de polipropileno ya que su temperatura de fusión es de 175°C. Una vez alcanzada la temperatura óptima, se aplica una presión de 30 bar en una prensa, en este caso una prensa de husillo. Por último, se deja enfriar la placa dentro del molde hasta una temperatura de 100°C y fuera del molde hasta alcanzar la temperatura ambiente. De esta manera se han obtenido placas de 260 mm x 260 mm.

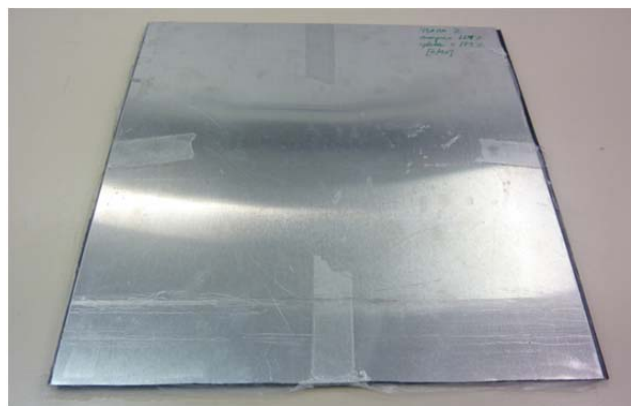


Figura 5.1 Apilamiento de láminas listo para ser fabricado.

En esta tesis, se han fabricado FMLs de dos configuraciones con el objetivo de comparar el efecto del posicionamiento de las láminas en la respuesta final del laminado. Las configuraciones seleccionadas han sido las siguientes:

- Configuración 2/1: dos láminas de metal y uno de Curv®, Figura 5.2a.
- Configuración 3/2: tres láminas de metal y dos de Curv®, Figura 5.2b.



(a)



(b)

Figura 5.2 (a) Sección transversal del FML de configuración 2/1 (b) de configuración 3/2.

La elección de los espesores se ha realizado basándose en un criterio de tratar de igualar peso. Para ello, el espesor del aluminio se ha mantenido en los dos laminados y ha sido el espesor del Curv® el que se ha cambiado en función de la configuración. En la Tabla 5.2 se muestran las propiedades geométricas de las láminas y los dos FMLs.

Tabla 5.2 Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML

Configuración	Componentes	Espesor [mm]	Espesor total [mm]	Peso específico [kg/m ²]
FML 2/1	Aluminio 2024-T3	0,4	3,89	4,68
	Curv®	2,68		
FML 3/2	Aluminio 2024-T3	0,4	3,36	4,49
	Curv®	0,63		

5.2 Caracterización del módulo de Young del FML de Curv®

La caracterización del módulo de Young complejo de ambas configuraciones se ha realizado utilizando la técnica de vibraciones forzadas con resonancia, también empleado en la caracterización del Curv®. En la Tabla 5.3 se describen las dimensiones de las probetas empleadas para la caracterización de los dos FMLs.

Tabla 5.3 Dimensiones de las probetas de configuración 2/1 y 3/2

Configuración	L [mm]	B [mm]	H [mm]
FML 2/1	230	10	3,89
FML 3/2	230	10	3,36

Al igual que en el Curv®, la caracterización se ha llevado a cabo para diferentes longitudes. Tanto en el caso del FML de configuración 2/1 como en el del FML de configuración 3/2, se han caracterizado 5 longitudes comprendidas entre 160 mm y 200 mm con incrementos de 10 mm. En este caso, la longitud máxima de estudio ha estado limitada por el molde empleado en la fabricación, ya que éste no permite fabricar placas de dimensiones superiores a 260 mm x 260 mm. Aunque la norma ASTM E 756-05 propone emplear probetas de longitudes entre 180 - 250 mm, debido a la limitación del molde como máximo se han podido analizar probetas de longitud 200 mm y para analizar 5 longitudes diferentes se ha decidido caracterizar hasta 160 mm tal como se ha realizado en la caracterización del Curv®.

5.2.1 Configuración 2/1

Para la extracción de las frecuencias naturales y sus respectivas amplitudes se ha utilizado una resolución de 0,0625 Hz. En la Figura 5.3 se muestran los resultados del módulo de Young y del factor de pérdida obtenidos a partir de las funciones de transmisibilidad para diferentes longitudes.

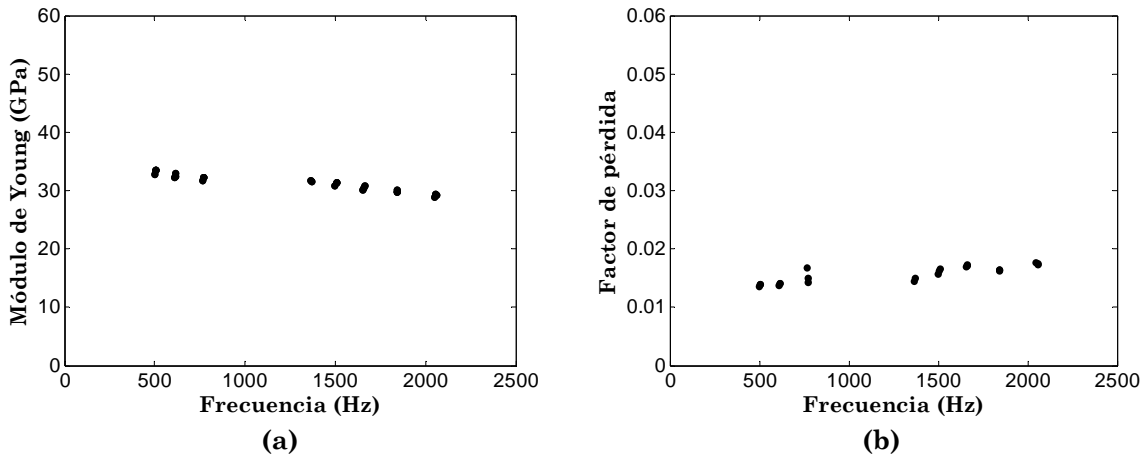


Figura 5.3 (a) Módulo de Young del FML de Curv[®] de configuración 2/1 (b) factor de pérdida del FML de Curv[®] de configuración 2/1.

Tanto en la Figura 5.3a como en la Figura 5.3b los resultados están agrupados en dos grupos los cuales están relacionados con el segundo y el tercer modo empleados en la caracterización respectivamente. En este caso, el primer modo no se ha considerado debido al ruido en la señal que ha imposibilitado su utilización. El análisis de la existencia de ese ruido se hará más adelante.

Tanto en el módulo de Young como en el factor de pérdida, presentan una variación respecto a la frecuencia. En el caso del primero, a medida que la frecuencia aumenta, el módulo disminuye hasta un 12,87%. Por otro lado, en el amortiguamiento se ha observado un aumento de 23,53%.

5.2.2 Configuración 3/2

Al igual que en el FML de configuración 2/1, en este caso se ha empleado una resolución de 0,0625 Hz para la identificación de las frecuencias naturales y las amplitudes en dichas frecuencias. En la Figura 5.4 se observan el módulo de Young y el factor de pérdida del FML de configuración 3/2.

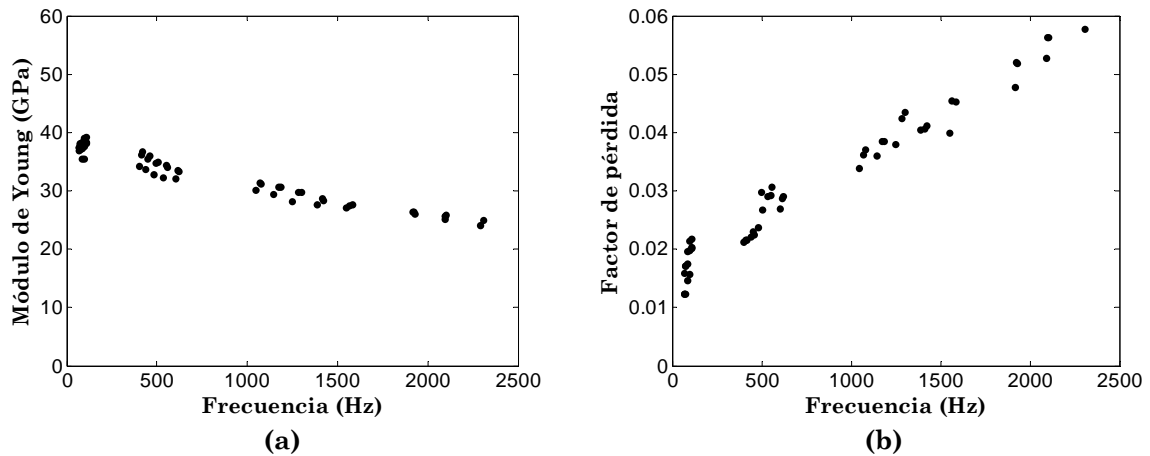


Figura 5.4 (a) Módulo de Young del FML de Curv® de configuración 3/2 (b) factor de pérdida del FML de Curv® de configuración 3/2.

Para la caracterización se han empleado cuatro modos, como se puede observar en los cuatro grupos de puntos de la Figura 5.4, donde la diferencia en la posición de las frecuencias de resonancia respecto al FML de configuración 2/1, ha permitido evitar el problema de ruido en el primer modo.

Al igual que en el caso de configuración 2/1, el módulo de Young presenta una disminución en lo que a la frecuencia se refiere, siendo en este caso de 33,3%, mientras que el factor de pérdida aumenta a medida que aumenta la frecuencia hasta un 250,1%. Por otro lado, se observa que la mayor dispersión se ha localizado en el factor de pérdida obtenido a partir del primer modo.

5.2.3 Comparación entre los resultados del FML de Curv® de configuración 2/1 y configuración 3/2

En primer lugar, se ha observado una mayor influencia de la frecuencia en el módulo de Young y el factor de pérdida del FML de configuración 3/2. Debido a la mayor cantidad de láminas empleadas en la configuración 3/2, la cantidad de intercaras aumenta y consecuentemente la cantidad de adhesivo. Considerando que el adhesivo, al ser de polipropileno presenta un comportamiento viscoelástico al igual que el Curv®, podría aumentar la influencia de la frecuencia en la respuesta final. Sin embargo, aunque el uso del adhesivo en la configuración 3/2 es mayor, el volumen que representa el aluminio respecto al total del laminado es un 34,8% en el caso de este último, a diferencia del 22,1% de la configuración 2/1. El aluminio, se podría considerar totalmente elástico de manera que sus propiedades no se verían afectadas por la frecuencia. Por lo tanto, se deduce que además de la cantidad del adhesivo, su posición dentro del FML influye en la respuesta final, ya que dependiendo de la posición los esfuerzos a los que se somete cambian. En el caso del FML de configuración 3/2, parte del adhesivo se encuentra cerca de la fibra neutra del laminado,

donde las fuerzas de cortadura son mayores y en consecuencia las deformaciones inducidas por dichas fuerzas. Para valorar el efecto que pueda tener el adhesivo dentro del FML, se ha fabricado un laminado de configuración 2/1 únicamente de Curv® y adhesivo. El proceso de fabricación del laminado se ha realizado de la misma forma que los FMLs. Para ello, se han empleado láminas de Curv® de 1,25 mm y adhesivo del mismo espesor que en los FMLs. En la Figura 5.5 se muestran los resultados del módulo de Young y del amortiguamiento del laminado sándwich compuesto por láminas de Curv® y adhesivo y Curv® solo, en ambos casos orientado a 0/90.

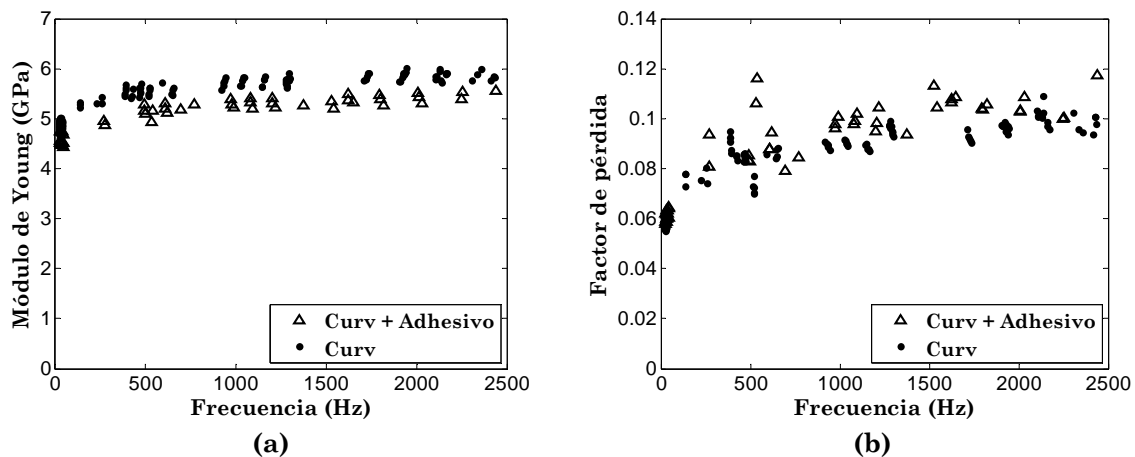


Figura 5.5 (a) Módulo de Young del Curv® y del Curv® con adhesivo, (b) factor de pérdida del Curv® y del Curv® con adhesivo

En la Figura 5.5b, se observa que el adhesivo en la fibra neutra además de aportar un ligero incremento en el valor del amortiguamiento total, hace que la variación respecto a la frecuencia del factor de pérdida en particular sea ligeramente más pronunciada, especialmente a bajas frecuencias. Aunque en el FML de configuración 3/2, el adhesivo no se encuentre exactamente en la fibra neutra, su proximidad a ésta podría hacer que el efecto del adhesivo en la influencia de la frecuencia fuese mayor en este caso en comparación con el FML de configuración 2/1.

Por otro lado, en los dos laminados FML, se ha observado una disminución del módulo de Young a medida que la frecuencia aumenta mientras que el módulo de Young del Curv® presenta un incremento en función de la frecuencia según la caracterización realizada en el capítulo 4. Aunque dicho incremento se ha asociado al carácter viscoelástico del Curv®, este comportamiento cambia cuando se emplea en una configuración formada por diferentes materiales, como es el caso del FML. Similares resultados se han observado en el estudio realizado por Martínez-Agirre y Elejabarrieta [112]. En este trabajo, un sándwich compuesto por pieles de acero y un núcleo de poliéster ha sido analizado donde por un lado se ha observado una disminución en el módulo de Young homogeneizado del sándwich mientras que por otro lado el módulo de Young del núcleo viscoelástico aumenta, en ambos casos

cuando la frecuencia aumenta. Estos dos comportamientos descritos en el estudio han sido ajustados mediante modelos; para la modelización del núcleo, se ha empleado un modelo fraccionario de cuatro parámetros, ampliamente utilizado para describir el comportamiento viscoelástico. En el caso del sándwich, el ajuste se ha llevado a cabo mediante el modelo RRU, un modelo ampliamente empleado en los sándwiches en la actualidad según dichos autores. Debido a que los dos comportamientos han sido descritos por modelos consolidados y validados en bibliografía, se podría considerar que las tendencias opuestas del sándwich y el núcleo son posibles y consistentes. En el presente estudio, aunque los materiales analizados no son idénticos se podrían considerar similares. Por un lado, los comportamientos del aluminio y del acero en términos de la influencia de la frecuencia y capacidad de amortiguamiento se podrían considerar análogos. En el caso del núcleo, tanto el poliéster empleado como el Curv® son materiales poliméricos y en consecuencia presentan un comportamiento viscoelástico. De este modo, considerando las similitudes entre los materiales empleados y teniendo en cuenta que se ha utilizado la misma técnica de caracterización se podría esperar un comportamiento semejante a la del estudio realizado por Martínez-Agirre y Elejabarrieta.

Finalmente, el FML de configuración 3/2 presenta un módulo de Young 13% mayor que el módulo del FML de 2/1 a bajas frecuencias, mientras que a altas frecuencias el módulo de Young de dicho FML es un 16% menor debido a que la disminución del módulo con la frecuencia de éste es más pronunciado que el del FML de configuración 2/1. En cuanto al amortiguamiento se refiere, aunque a bajas frecuencias el factor de pérdida del FML de 3/2 presenta unos valores ligeramente superiores, a altas frecuencias la diferencia se hace evidente donde el amortiguamiento del FML de 3/2 es un 67,3% mayor. En base a los resultados obtenidos, se podría suponer que un mayor espesor del Curv® no implica mayor capacidad de amortiguación en la respuesta final del FML. La cantidad de láminas empleadas y en consecuencia la cantidad de láminas de adhesivo influye en el amortiguamiento del laminado, ya que en el caso del FML de configuración 3/2, éste presenta mayor amortiguamiento aunque se hayan utilizado láminas de Curv® de menor espesor.

5.3 Caracterización del módulo de Young complejo del Glare y del aluminio

Con el objetivo de valorar las propiedades del FML de Curv®, éstas se han comparado con las de otros dos materiales. Por un lado, se ha tomado como referencia el aluminio 2024-T3 empleado en el FML de Curv®. Por otro lado, se ha escogido el Glare por tratarse del FML más empleado en la actualidad. El Glare estudiado ha sido proporcionado por el Fibre Metal

Laminate Centre of Competence (Países Bajos). La comparación entre el Glare y el FML de Curv® se ha llevado a cabo para una configuración 3/2 debido a que del material proporcionado es el que más se asemeja a los FMLs de Curv® estudiados en cuanto a configuración y peso específico se refiere (Tabla 5.2 y Tabla 5.4). Tanto el módulo de Young del aluminio 2024-T3 como del Glare se han caracterizado mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia. En la Tabla 5.4, se muestran las propiedades geométricas del 2024-T3 y el Glare empleado

Tabla 5.4 Propiedades geométricas de las capas y de las dos configuraciones de FML

Material	Componentes	Espesor [mm]	Espesor total [mm]	Peso específico [kg/m ²]
Aluminio 2024-T3	-	2,01	-	5,58
Glare	Aluminio 2024-T3	0,3	1,92	4,49
	Fibra de vidrio/epoxi	0,51		

5.3.1 Caracterización del módulo de Young complejo del aluminio 2024 –T3

En la Tabla 5.5, se muestran las dimensiones de las probetas empleadas en la caracterización del aluminio 2024-T3.

Tabla 5.5 Dimensiones de las probetas del aluminio 2024-T3

Material	L [mm]	B [mm]	H [mm]
Aluminio 2024-T3	280	10	2.01

En este caso se han caracterizado 7 longitudes comprendidas entre 160 mm y 220 mm con incrementos de 10 mm. Al no tener las limitaciones del FML de Curv® en lo que a las dimensiones de la placa se refiere, ha sido posible caracterizar probetas de longitud mayor y así obtener más resultados dentro del mismo rango de frecuencia.

Debido al comportamiento elástico predominante en los metales y en consecuencia su baja capacidad de amortiguamiento, una mayor resolución que la utilizada en el caso del FML de Curv® ha sido necesario. De esta manera, la resolución utilizada en este caso ha sido de 0,02 Hz. En la Figura 5.6, se muestran el módulo de Young y el factor de pérdida del aluminio 2024-T3. En este caso, el primer modo no ha sido considerado debido, sobre todo, a que los resultados del factor de pérdida en dicho modo no son coherentes con los obtenidos en los otros modos.

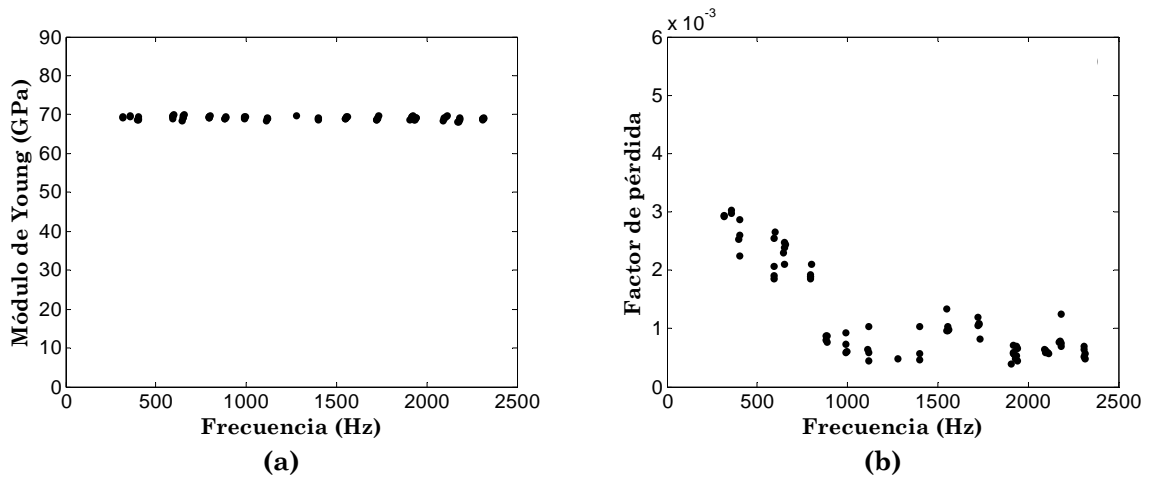


Figura 5.6 (a) Módulo de Young y (b) factor de pérdida del aluminio 2024-T3.

En base a los resultados de la Figura 5.6a, se podría decir que el módulo de Young es independiente de la frecuencia. Este comportamiento se asocia al comportamiento elástico que presentan los metales en general, donde la influencia de la parte viscosa es menor que en el caso de los materiales poliméricos.

En cuanto al amortiguamiento, la influencia de la frecuencia es diferente dependiendo el rango de frecuencia. Hasta una frecuencia de 800 Hz aproximadamente, el factor de pérdida pasa a ser alrededor de un tercio del valor inicial. Una vez se excede esta frecuencia, el factor de pérdida se mantiene prácticamente constante. La diferencia de tendencias entre la primera y segunda parte del rango de frecuencia podría estar causada por el ruido de la señal a bajas frecuencias, como ocurría en el caso del FML de configuración 2/1, analizado en el apartado 5.3.3. Por otro lado, las cifras significativas en los valores del factor de pérdida se encuentran en el tercer decimal por lo que la sensibilidad requerida es más exigente que en los casos del FML de Curv®. Es decir, la influencia de factores externos como variaciones en las dimensiones geométricas o sistemas de agarre, puede ser mayor. Sin embargo, el hecho de que la dispersión esté localizada a bajas frecuencias hace pensar que además de la mencionada sensibilidad, el efecto del ruido puede ser la causa.

5.3.2 Caracterización del módulo de Young complejo del Glare

El Glare ha sido proporcionado en muestras de 148 mm x 210 mm del cual se han extraído las probetas para la caracterización, Tabla 5.6.

Tabla 5.6 Dimensiones de las probetas de Glare

Material	L [mm]	B [mm]	H [mm]
Glare	210	10	1,96

Debido a las limitaciones en las dimensiones de las muestras, la longitud de voladizo máxima posible ha sido de 180 mm, considerando la longitud necesaria para el empotramiento. De este modo, se han estudiado 5 longitudes diferentes comprendidas entre 160 mm y 180 mm con incrementos de 5 mm. En este caso se han definido incrementos de 5 mm para que fuese posible estudiar como mínimo la misma cantidad de longitudes que la definida para la caracterización del FML de Curv®.

En lo que a la resolución se refiere, aunque no sea necesaria utilizar la misma que en el caso del aluminio 2024-T3, no es suficiente con la resolución del FML de Curv®. Si bien el Glare está formado con láminas de metal y polímero, el compuesto formado por fibra de vidrio y epoxi es más rígido que el Curv®, por lo que requiere una resolución mayor. De este modo, la resolución seleccionada ha sido de 0,0312 Hz. En la Figura 5.7 se muestran los resultados obtenidos para el Glare.

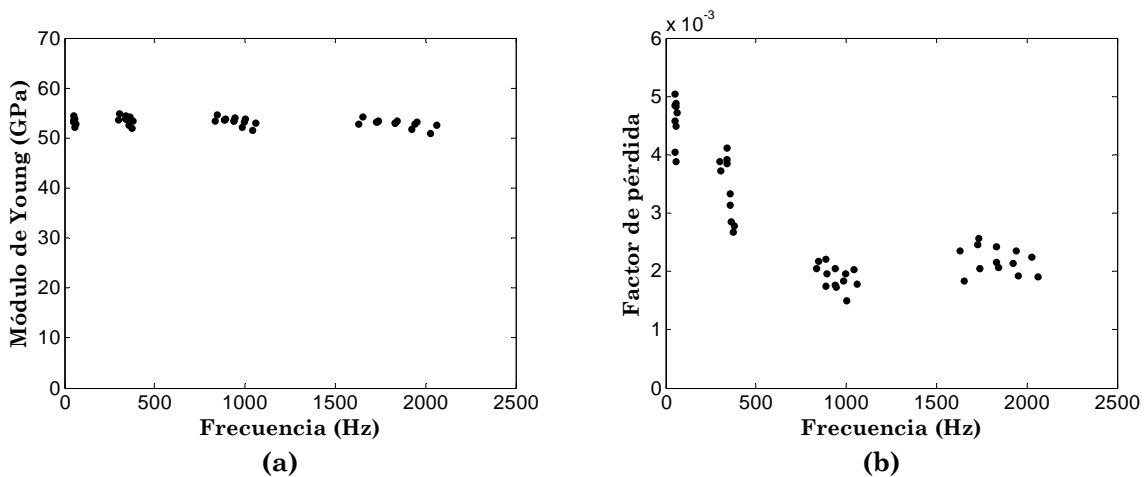


Figura 5.7 (a) Módulo de Young del Glare (b) factor de pérdida del Glare

Al igual que en el caso del FML de configuración 3/2, la caracterización se ha realizado a partir de cuatro modos, lo cual permite obtener más información que usando menos, como ocurría en el caso del FML de configuración 2/1.

El módulo de Young, (Figura 5.7a), presenta una disminución del 2,14%, a medida que la frecuencia aumenta en el rango analizado, lo cual podría considerarse un comportamiento no dependiente de la frecuencia. Se han obtenido resultados similares en el estudio realizado por Botelho et al. [113] en el cual se ha estudiado un híbrido formado por aluminio 2024-T3 y fibra de vidrio/epoxi en una configuración 3/2.

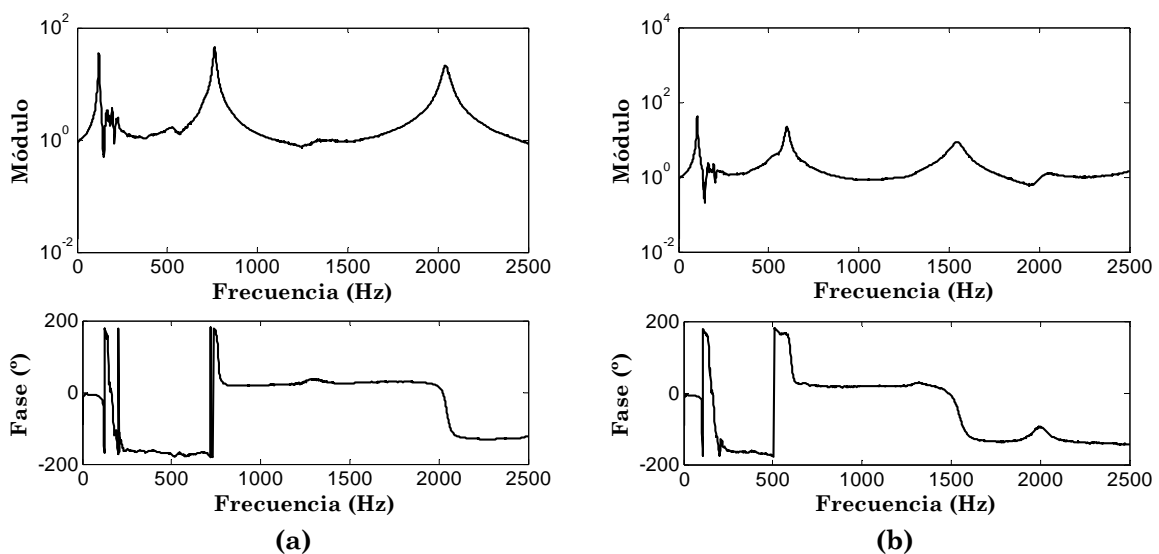
En el caso del factor de pérdida, Figura 5.7b, además de una mayor influencia de la frecuencia, el comportamiento en la primera parte y la segunda parte del rango de frecuencia es diferente. En primer lugar, el factor de pérdida disminuye un 60,8% hasta la mitad del rango estudiado, aproximadamente hasta 1000 Hz. Una vez rebasada dicha frecuencia, el factor de pérdida presenta un incremento de 29,16% entre los valores mínimos dados a la

frecuencia de 1000 Hz y los valores de las frecuencias más altas. Los resultados del amortiguamiento obtenidos son más bajos que los obtenidos por Botelho et al. [113]. En dicho estudio, como técnica de caracterización se ha empleado la de “free decay method” donde el amortiguamiento es extraído por medio de vibraciones libres. Debido a que el amortiguamiento del aluminio obtenido por Botelho et al, es también mayor que el proporcionado por la norma ASTM E756-05, podría considerarse que el empleo de una técnica de caracterización diferente conlleva a diferentes valores de amortiguamiento.

Por otro lado, tal como ocurría en el caso del aluminio 2024-T3, la dispersión es mayor a bajas frecuencias. Aunque el amortiguamiento es mayor en el Glare, la cifra significativa sigue siendo el tercer decimal lo cual hace que su caracterización sea más sensible que en el caso del FML de Curv®. Además, el ruido en los primeros modos anteriormente mencionado, deteriora la precisión en la identificación del amortiguamiento.

5.3.3 Comparación de los resultados entre el FML de Curv®, el Glare y el aluminio

En primer lugar se ha analizado el ruido obtenido en las señales de los primeros modos. Para ello, se han comparado las funciones de transmisibilidad del FML de configuración 2/1, FML de configuración 3/2, aluminio 2024-T3 y Glare para longitudes de 160 mm y 180 mm. Dichas longitudes han sido seleccionadas por un lado porque todos los materiales han sido caracterizados para estas longitudes y por otro lado para comprobar si el empleo de diferentes longitudes puede afectar a la identificación de las propiedades especialmente en los primeros modos. En la Figura 5.8 y Figura 5.9, se muestran las funciones de transmisibilidad de los materiales estudiados para diferentes longitudes.



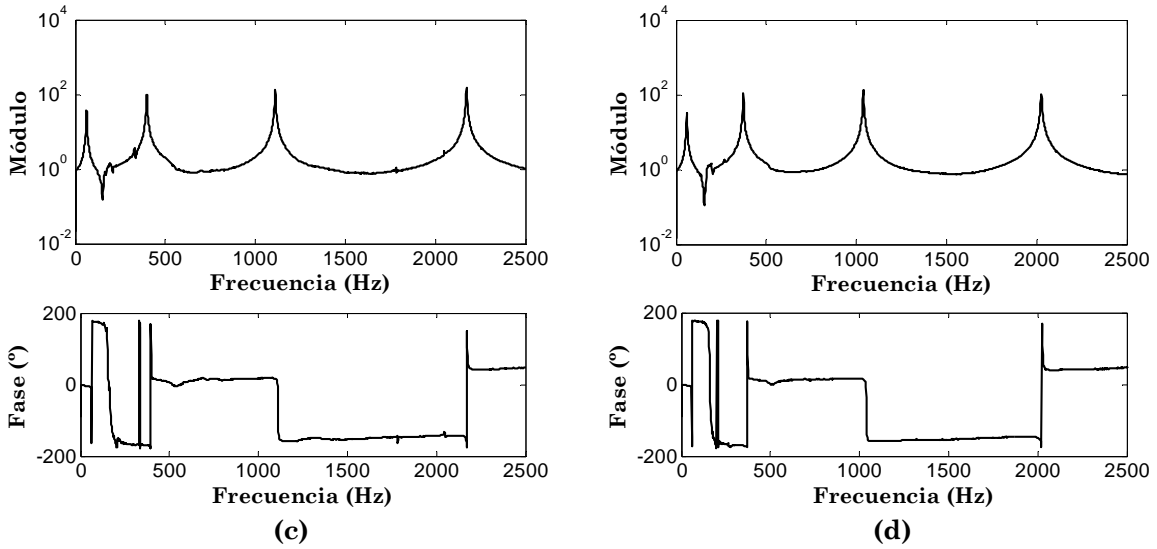


Figura 5.8 Módulo y fase de la función de transmisibilidad para probetas de 160 mm, (a) FML de configuración 2/1; (b) FML de configuración 3/2; (c) aluminio 2024-T3 y (d) Glare

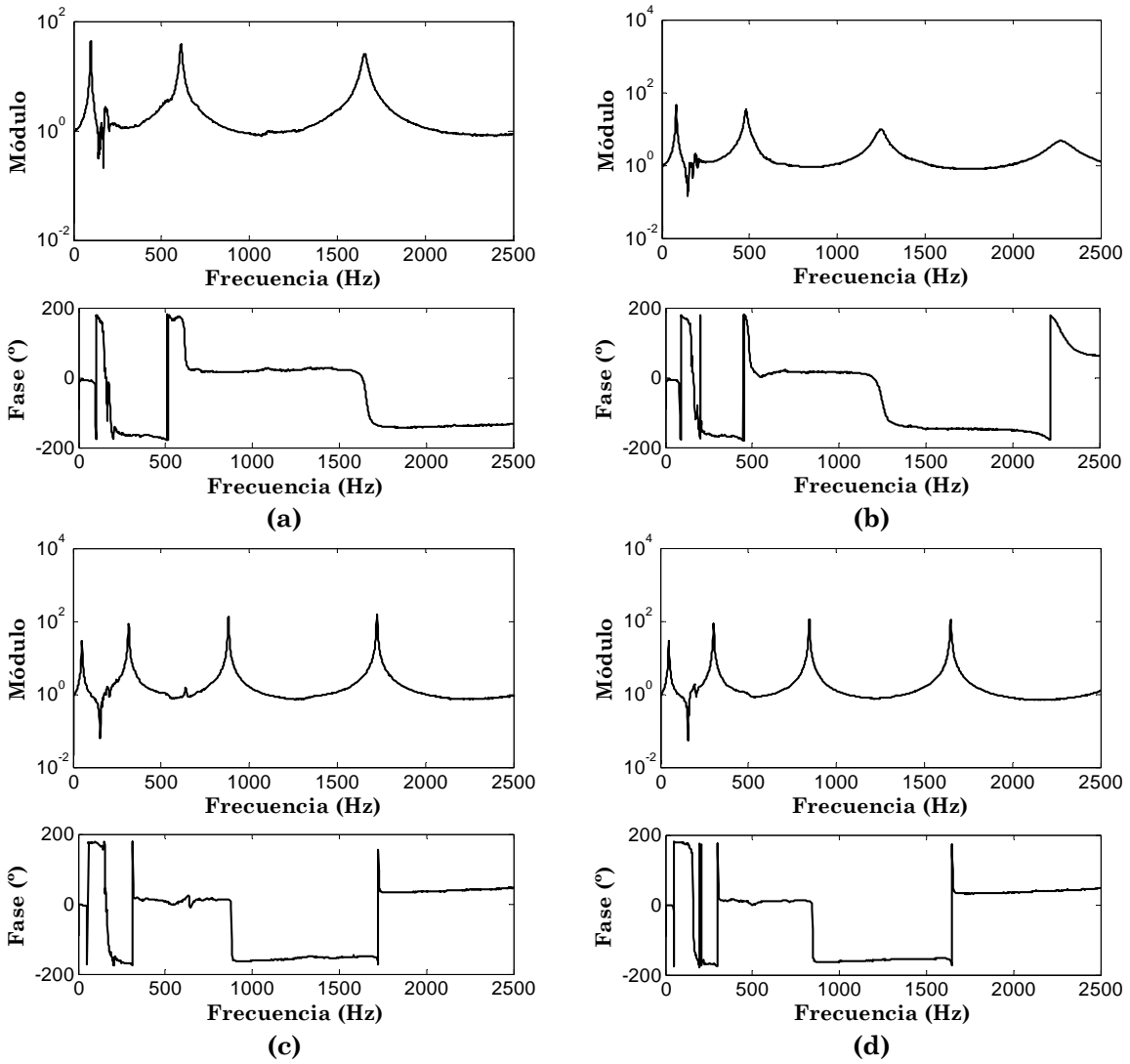


Figura 5.9 Módulo y fase de la función de transmisibilidad para probetas de 180 mm, (a) FML de configuración 2/1; (b) FML de configuración 3/2; (c) aluminio 2024-T3 y (d) Glare

En todas las funciones de transmisibilidad, además de los picos de resonancia, se ha medido otro pico cerca de 200 Hz. Debido a que este pico se ha observado en todas las caracterizaciones y en la misma frecuencia, podría considerarse como un pico característico del sistema de medida. Para ello, se ha llevado a cabo un estudio de transmisibilidad del excitador junto con el sistema de agarre, donde se han utilizado dos acelerómetros posicionados en el extremo izquierdo y el derecho tal como se puede ver en la Figura 5.10.

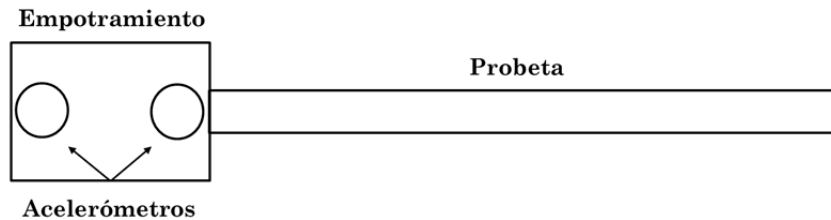


Figura 5.10 Posicionamiento de los acelerómetros para la realización del estudio de transmisibilidad

En la Figura 5.11 se muestra la función de transmisibilidad obtenida entre los dos extremos, en un rango de frecuencia de 500 Hz con una resolución de 0,15 Hz, en el cual se ha identificado un modo de vibración cerca de 150 Hz.

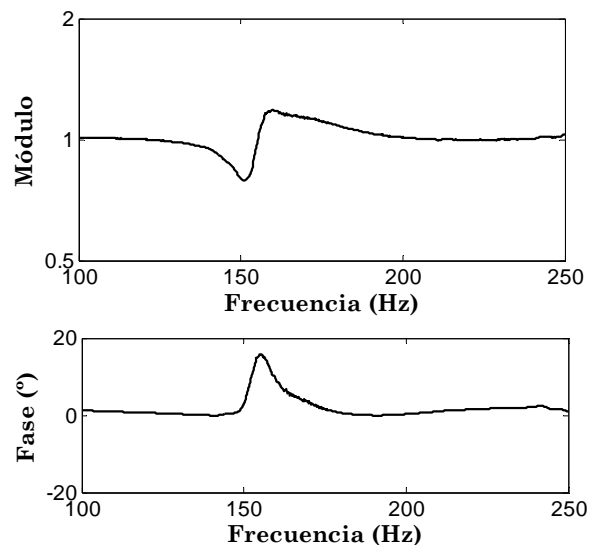


Figura 5.11 Módulo y fase de la función de transmisibilidad obtenida entre los dos acelerómetros posicionados en el empotramiento

Con el objetivo de confirmar que el pico obtenido se debe a un modo de vibración característico del sistema de medida, se han calculado las frecuencias de resonancia del aluminio 2024-T3 analíticamente. El motivo de seleccionar el aluminio ha sido que éste presenta un módulo de Young que podría considerarse no dependiente de la frecuencia y de esta manera es posible calcular las frecuencias de resonancia de forma analítica a partir de las ecuaciones de Blevins [99]. De este modo, cualquier modo que no se haya obtenido mediante las expresiones analíticas, sería un pico introducido por el sistema de medida. En

la Tabla 5.7 se muestran las cuatro frecuencias obtenidas analíticamente y las identificadas experimentalmente, Figura 5.9c.

Tabla 5.7 Frecuencias de resonancia analíticas y experimentales del aluminio 2024-T3 para 180 mm

Nº de modo	Analítica [Hz]	Experimental [Hz]	Error
1	50,2	49,8	0,86
2	314,9	315,6	-0,19
3	881,9	882,3	-0,03
4	1728,3	1726,1	0,12

La correlación entre las frecuencias analíticas y experimentales ha sido buena ya que el error máximo obtenido no supera el 1%. Por consiguiente, se deduce que el pico detectado cerca de 150 Hz corresponde a un pico del equipo de medición lo que puede suponer una pérdida de calidad de la señal alrededor de esta frecuencia y en consecuencia hacer que los modos cercanos sean más sensibles a la dispersión.

La cercanía de los modos del material al modo del sistema de medida depende en gran medida de la longitud de caracterización empleada ya que la rigidez cambia. En la Figura 5.8 como en la Figura 5.9, se observa que en las funciones de transmisibilidad de los dos FMLs el pico del sistema se encuentra más próximo en comparación con los del aluminio 2024-T3 y el Glare. En la Figura 5.8 en particular, el pico del sistema no permite una definición correcta del primer modo de los FMLs ya que tanto el primer modo del 2/1 como del 3/2 pierden la simetría lo cual hace que no sean válidos para la identificación de propiedades. A medida que la longitud aumenta, el primer modo se da a frecuencias más bajas lo que hace que la influencia de la resonancia del sistema disminuya. Por otro lado, aunque en el caso del aluminio 2024-T3 y el Glare el pico se encuentre más alejado, en la Figura 5.12 se muestra la diferencia que existe en la calidad del primer y cuarto modo en el caso del aluminio 2024-T3 para una longitud de 160 mm y un rango de frecuencia de 5 Hz.

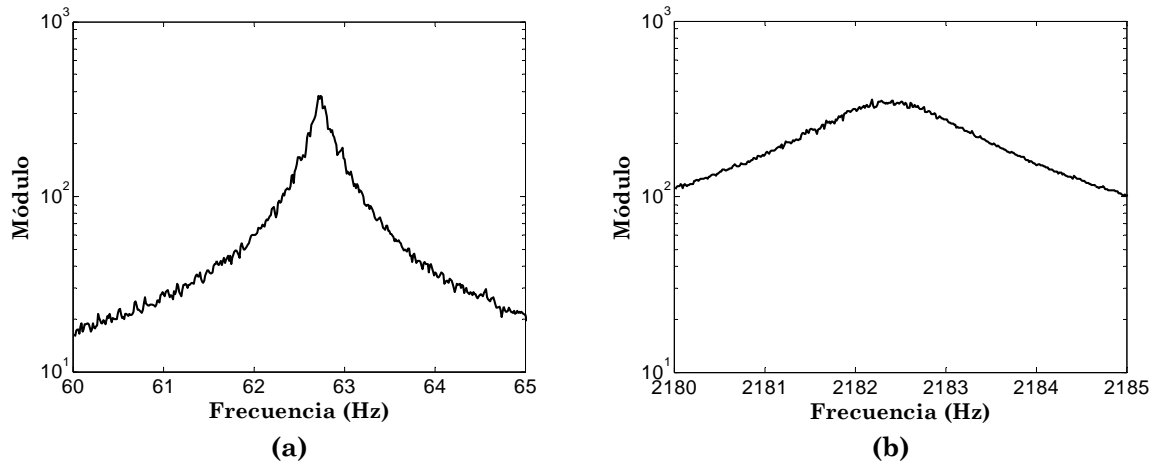


Figura 5.12 (a) Primer modo y (b) cuarto modo del aluminio 2024-T3 para una longitud de 160 mm

La señal del primer modo presenta mayor ruido que la del cuarto modo como se observa en la Figura 5.12. Aunque en la Figura 5.12b, exista un ligero ruido especialmente en el rango de amplitud máxima, la señal en general se mantiene “limpia”. Por el contrario, en el caso del primer modo el ruido es prácticamente constante el cual podría ser debido a la proximidad respecto al pico del sistema de medida.

Por otro lado, se puede observar que la forma de la resonancia en el caso del primer modo es más pronunciada para el mismo rango de frecuencia. Debido a esta forma, el efecto del ruido se hace más crítico ya que dificulta la correcta definición de la señal. En el caso del cuarto modo, el ruido existente no distorsiona la apariencia del modo por lo que es posible emplearla para la identificación de las propiedades. El método HPB para la extracción del amortiguamiento se basa en la forma del pico de resonancia ya que el rango de frecuencia $\Delta\omega$, se define a partir de una caída de 3dB de la amplitud. De este modo, la naturaleza del pico hace que los primeros modos sean más sensibles al ruido y en consecuencia sean más críticos que los modos superiores a la hora de identificar sobre todo el amortiguamiento. Esto sumado a que el valor del amortiguamiento del Glare y el aluminio 2024-T3 es de un orden de magnitud menor que el de los FMLs de Curv®, el efecto del ruido podría ser incluso mayor en dichos materiales. Una vez analizado el efecto del ruido en las diferentes señales se ha procedido a comparar el módulo complejo de los cuatro materiales estudiados (FML de Curv® de configuración 2/1, FML de Curv® de configuración 3/2, aluminio y Glare).

En el caso del módulo de Young, se ha observado que el aluminio 2024-T3 presenta el módulo más alto tal como se esperaba, siendo este un 23,5%, 55,2% y 53,6% mayor que el del Glare, FML de configuración 2/1 y del FML de configuración 3/2 respectivamente, considerando el valor medio de estos últimos. La presencia de un material compuesto en los laminados estudiados hace que el módulo de Young disminuya respecto a la del metal ya que dichos compuestos presentan módulos más bajos que el aluminio. Mientras que la influencia

de la frecuencia en el caso del Glare es casi imperceptible e inexistente en el aluminio 2024-T3, es en el FML de configuración 3/2 donde el efecto se hace más visible, debido a que éste, al igual que el FML de configuración 2/1, está formado por un material termoplástico y en consecuencia el efecto de la viscoelasticidad es más importante.

En lo que al amortiguamiento se refiere, tanto el FML de configuración 2/1 como el FML de configuración 3/2 presentan un amortiguamiento mayor que el aluminio 2024-T3 y Glare, debido a la naturaleza termoplástica del Curv®. En el caso de los materiales termoplásticos, la mayor movilidad de las cadenas macromoleculares produce una mayor fricción y en consecuencia la energía disipada es mayor. De este modo, los valores de amortiguamiento del FML de configuración 3/2 llegan a ser más de diez veces mayores que los del Glare y el aluminio 2024-T3. Aunque la presencia del material compuesto en el Glare hace que disminuya el módulo de Young respecto al aluminio 2024-T3, el amortiguamiento es el doble debido a la matriz polimérica. Por otro lado, tal y como ocurría en el caso del módulo de Young, el compuesto termoplástico de los FMLs hace que la variación del amortiguamiento respecto de la frecuencia sea más pronunciada.

5.4 Resumen del trabajo realizado y de los resultados obtenidos

En este capítulo se ha realizado la caracterización del FML de Curv® junto con la caracterización del aluminio empleado en el citado FML y el FML tradicional conocido como Glare. En primer lugar, se han fabricado dos configuraciones de FML, siendo estos 2/1 y 3/2. A continuación se ha llevado a cabo la caracterización de los dos FMLs empleando la técnica de vibraciones forzadas con resonancia, de donde se han extraído los resultados correspondientes al módulo de Young complejo. Una vez realizada la caracterización del FML de Curv® se ha procedido a caracterizar el aluminio, que se ha tomado como material de referencia, y el Glare. Para ello, se ha empleado la misma técnica experimental que la utilizada en el caso del FML de Curv®. Por último, con el objetivo de valorar las ventajas y desventajas del FML de Curv® propuesto se ha realizado la comparación del módulo de Young complejo de los diferentes materiales.

A continuación se enumeran los resultados más significativos obtenidos en el desarrollo de este capítulo de la tesis.

- Se ha realizado la caracterización del FML de configuración 2/1 de donde se ha obtenido un módulo de Young con un valor máximo de 33,6 GPa y que presenta una disminución de 12,87%. En el caso del amortiguamiento, éste aumenta un 23,53%, hasta un valor de 0,0174, a medida que la frecuencia aumenta.

- Se ha llevado a cabo la caracterización del FML de configuración 3/2. Los resultados del módulo de Young presentan un valor máximo de 38,3 GPa que disminuye un 33,3% a medida que aumenta la frecuencia. La disminución obtenida en este caso ha sido más pronunciada que en el caso del FML de configuración 2/1, la cual puede ser asociada a la mayor cantidad de adhesivo empleado. De la misma manera, se ha obtenido un incremento mayor en el amortiguamiento en comparación con el del 2/1, siendo éste de 250,1%, donde el valor máximo ha sido de 0,0577.
- Por otro lado, se ha realizado la caracterización del aluminio 2024 –T3 de donde se ha extraído un módulo de Young de aproximadamente 70 GPa e independiente a la frecuencia. Este comportamiento ha sido relacionado con el carácter elástico que presentan los metales en general. En el caso del amortiguamiento, se han identificado dos tendencias: hasta una frecuencia de 800 Hz el amortiguamiento presenta una disminución mientras que a partir de esta frecuencia se mantiene constante. La tendencia de la primera mitad del rango se ha asociado al ruido provocado por el sistema de medida.
- Al igual que los dos FMLs de Curv®, el módulo de Young del Glare, con un valor máximo de 54,4 GPa, presenta una disminución a medida que aumenta la frecuencia, en este caso de 2,14%. En lo que al amortiguamiento se refiere, se ha identificado una tendencia decreciente de 60,8%, donde el valor del factor de pérdida pasa a ser de 0,0017, hasta una frecuencia de 1000 Hz. A partir de dicha frecuencia el amortiguamiento aumenta un 29,16%, hasta 0,0024. Tal como ocurría en la caracterización a bajas frecuencias se ha observado mayor dispersión el cual se ha relacionado con el ruido de la señal.
- Se ha realizado un estudio de transmisibilidad del sistema de medida de donde se ha identificado un modo de vibración cerca de los 150 Hz. La proximidad de los modos del material a este pico introducido por el sistema, introduce ruido en la señal empleada para la caracterización y afecta en la extracción de las propiedades especialmente en los primeros modos.
- Por último se ha realizado la comparación entre los dos FMLs de Curv® junto con el aluminio 2024-T3 y el Glare. En ella se ha visto que el aluminio 2024-T3 es el material que presenta el mayor módulo de Young tal como se esperaba, de 69,9 GPa, siendo un 23,5%, un 55,2% y 53,6% mayor que el Glare, FML 2/1 y FML 3/2. En cuanto al amortiguamiento por el contrario, el FML 3/2 presenta los valores más altos, de 0,0577. Debido a que el compuesto del FML de Curv®

es totalmente termoplástico y en consecuencia viscoelástico, ha sido en este caso donde las propiedades han sido más dependientes de la frecuencia.

6 SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FML DE CURV®

En este capítulo se muestra la simulación numérica del FML de Curv® en forma de viga y placa mediante el método de elementos finitos. El análisis de la viga se ha realizado en las condiciones de contorno del ensayo de vibraciones forzadas con resonancia mientras que el estudio de la placa se ha estudiado en configuración libre. En ambos casos, en primer lugar se describe el tipo de elemento empleado en la discretización de la geometría. A continuación, los resultados numéricos se comparan con los obtenidos experimentalmente.

6.1 Modelización del FML de Curv®: viga

En el capítulo 5 se han estudiado dos tipos de FML. Por un lado, un FML de configuración 2/1 y por otro lado un FML de configuración 3/2. En el caso del primero, el volumen que representa el Curv® respecto al total del laminado es un 74,6% mientras que en el segundo éste es menor suponiendo un 54,8%. Con el objetivo de acentuar el efecto que pueda presentar el Curv® dentro del FML, se ha seleccionado la configuración 2/1 para la modelización.

Además de un mayor volumen del Curv®, la influencia del adhesivo dentro del FML de configuración 2/1 se puede considerar menor que en el de la configuración 3/2, ya que el adhesivo se encuentra más alejado de la fibra neutra donde sí aporta un ligero incremento del amortiguamiento según la Figura 5.5b. Por lo tanto, como punto de partida se ha decidido no modelizar el adhesivo en la simulación del comportamiento de un FML en la configuración 2/1. En cuanto a las dimensiones geométricas se refiere, se ha estudiado una viga de 180 x 10 mm² y con los espesores descritos en la Tabla 5.2.

La correlación entre los resultados numéricos y experimentales se ha realizado por un lado comparando las frecuencias naturales de los modos de vibración y por otro lado las funciones de transmisibilidad.

6.1.1 Modelo de elementos finitos

Para la modelización del FML de configuración 2/1, se ha empleado un elemento finito de tipo viga compuesto por tres láminas, propuesto por Amichi y Atalla [114]. La programación de este modelo se ha llevado a cabo mediante MATLAB®.

Este elemento finito está definido por dos nodos donde cada nodo presenta cuatro grados de libertad: el desplazamiento longitudinal u , desplazamiento transversal v , rotación θ_z , y la rotación ψ_z debida a la deformación de cortadura del núcleo. Se asume que todas las láminas son incompresibles en la dirección del espesor, que existe una perfecta adhesión entre láminas, y que se encuentran en un estado de tensión plana. Además de estas hipótesis, no se consideran los esfuerzos de cortadura de las pieles.

Por otro lado, este elemento se basa en la teoría de Euler-Bernoulli para la modelización de las pieles elásticas, en este caso de aluminio, y en la teoría de Timoshenko para el núcleo viscoelástico del Curv®. Los desplazamientos generalizados del elemento se discretizan mediante funciones de forma lineales para el caso del desplazamiento longitudinal y la rotación debida a la deformación de cortadura, y funciones de forma cúbicas para el desplazamiento transversal.

En cuanto al mallado se refiere, se ha realizado un estudio de sensibilidad de malla, tras el que para una viga de 180 mm se ha obtenido un tamaño de malla de 7 elementos para que las frecuencias naturales de los modos de vibración no varíen más de un 0,5%.

6.1.2 Resultados experimentales

La correlación entre los resultados numéricos y experimentales se ha realizado para las condiciones de contorno del ensayo de vibraciones forzadas con resonancia. En dicho ensayo, la probeta se encuentra empotrada por un extremo y libre por el otro. En el caso del empotramiento, el desplazamiento se impone en el grado de libertad del desplazamiento transversal por lo que los otros tres grados de libertad, u , θ_z y ψ_z , quedan empotrados.

6.1.3 Métodos numéricos

Para la extracción de los parámetros modales de una estructura es necesario resolver el problema de los valores propios. En el caso de una estructura amortiguada mediante un material viscoelástico, donde los parámetros del material dependen de la frecuencia, el problema de los valores propios se convierte en un sistema de ecuaciones no lineales tal como se ha mencionado en el capítulo 2, el cual hay que resolver iterativamente, (ecuación 6.1).

$$\mathbf{K}^*(\omega_r)\phi_r^* = \lambda_r^* \mathbf{M}\phi_r^* \quad 6.1$$

Este proceso de iteración puede llevarse a cabo basándose en el método ICE o IMSE dependiendo si en cada iteración se resuelve el problema de los valores propios complejos o reales. En este caso, se ha realizado la comparación entre ambos métodos para calcular la

desviación que pueda existir debido al hecho de resolver un sistema no amortiguado en lugar de uno amortiguado. Para ello, se han comparado tanto las frecuencias naturales como el factor de pérdida modal, que se define mediante la ecuación 2.20 y ecuación 2.21 para el método ICE e IMSE respectivamente.

En cuanto a la respuesta dinámica del sistema se refiere, se ha calculado la respuesta tanto por el método de la superposición de modos como por el método de la frecuencia directa. En el caso de las condiciones de contorno del ensayo, la fuerza de excitación es sustituida por un desplazamiento de la base, $s(t) = \mathbf{S}^* e^{i\omega t}$, siendo \mathbf{S}^* la amplitud del desplazamiento aplicado. De esta manera, la ecuación del movimiento se puede definir diferenciando entre los grados de libertad relativos al desplazamiento de la base, $(\bullet)_S$, y los desconocidos $(\bullet)_U$, ecuación 6.2,

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{SS} & \mathbf{M}_{SU} \\ \mathbf{M}_{US} & \mathbf{M}_{UU} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{SS}^*(\omega) & \mathbf{K}_{SU}^*(\omega) \\ \mathbf{K}_{US}^*(\omega) & \mathbf{K}_{UU}^*(\omega) \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \mathbf{S}^* \\ \mathbf{U}^* \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{R}^* \\ 0 \end{Bmatrix} \quad 6.2$$

donde \mathbf{R}^* representa el vector de amplitud compleja de las fuerzas de reacción de la base.

En el caso del método de la superposición de modos, el vector de desplazamientos, $\mathbf{U}^*(\omega)$ se obtiene a partir de la contribución de cada modo ${}_r\mathbf{U}^*(\omega)$, definida por la ecuación 6.3,

$${}_r\mathbf{U}^*(\omega) = q_r^*(\omega) \phi_r^*(\omega) \quad 6.3$$

donde $q_r^*(\omega)$ es el desplazamiento modal generalizado, definido por la ecuación 6.4,

$$q_r^*(\omega) = \frac{\phi_r^{*T}(\omega) (-\omega^2 \mathbf{M}_{US} + \mathbf{K}_{US}^*(\omega)) \mathbf{S}^*(\omega)}{\phi_r^{*T}(\omega) (-\omega^2 \mathbf{M}_{UU} + \mathbf{K}_{UU}^*(\omega)) \phi_r^*(\omega)} \quad 6.4$$

Para la obtención del $q_r^*(\omega)$ y en consecuencia el vector de desplazamientos de cada modo, en primer lugar es necesario extraer para cada frecuencia los autovalores y autovectores de cada modo, ecuación 6.5,

$$\mathbf{K}_{UU}^*(\omega) \phi_r^*(\omega) = \lambda_r^*(\omega) \mathbf{M}_{UU} \phi_r^*(\omega) \quad 6.5$$

De esta forma, la respuesta del desplazamiento total se obtiene superponiendo las contribuciones de cada modo, ecuación 6.6,

$$\mathbf{U}^*(\omega) \cong \sum_{r=1}^n {}_r\mathbf{U}^*(\omega) \quad 6.6$$

siendo n la cantidad de modos superpuestos. Por último, se define la función de transmisibilidad, ${}_rT_{ij}^*(\omega)$, dividiendo el desplazamiento respecto a la excitación de la base, ecuación 6.7,

$${}_rT_{ij}^*(\omega) = \frac{{}_rU_j^*(\omega)}{S_i^*(\omega)} \quad 6.7$$

Al igual que en el caso del desplazamiento, la función de transmisibilidad total se obtiene mediante la superposición de las contribuciones de cada modo, ecuación 6.8,

$$T_{ij}^*(\omega) \cong \sum_{r=1}^n {}_rT_{ij}^*(\omega) \quad 6.8$$

Por otro lado, el método de la frecuencia directa, consiste en resolver para cada frecuencia de cálculo ω_c la ecuación 6.9, derivada de la ecuación 6.2.

$$(-\omega_c^2 \mathbf{M}_{UU} + \mathbf{K}_{UU}^*(\omega_c))U^*(\omega_c) = -(-\omega_c^2 \mathbf{M}_{US} + \mathbf{K}_{US}^*(\omega_c))S^*(\omega_c) \quad 6.9$$

6.2 Correlación entre el ensayo experimental y la simulación numérica de una viga de FML de Curv®

Las propiedades del Curv® y del aluminio se han extraído de la caracterización realizada en los capítulos 4 y 5. En la Tabla 6.1 se muestran los parámetros modales obtenidos mediante el método ICE y el método IMSE.

Tabla 6.1 Resultados de frecuencia natural y el factor de pérdida modal obtenidos mediante el método ICE e IMSE

	Modo 1		Modo 2		Modo 3	
	f_1 (Hz)	η_1	f_2 (Hz)	η_2	f_3 (Hz)	η_3
ICE	93,9707	0,0049	588,8254	0,0064	1645,6775	0,0071
IMSE	93,9704	0,0049	588,8118	0,0064	1645,5827	0,0071
Desv. (%)	-	-	0,0023	-	0,0057	-

En los resultados obtenidos se observa que la desviación entre el método ICE y el método IMSE es prácticamente inexistente tanto en la determinación de las frecuencias naturales como en el caso del factor de pérdida modal donde la mayor desviación obtenida ha sido de 0,0057% en el caso de la frecuencia natural del tercer modo. De esta manera, se deduce que la aproximación, basándose en los modos reales del sistema, realizada por el método IMSE es válido para el cálculo de los parámetros modales del FML de configuración

2/1, ya que el factor de pérdida del Curv®, de 0,1 aproximadamente, es menor en comparación con los materiales empleados habitualmente en el amortiguamiento pasivo, como el EPDM con valores superiores a 1[64].

En cuanto a la respuesta dinámica, en la Figura 6.1 se muestra el módulo y la fase de la función de transmisibilidad obtenida por la superposición de modos, calculados por el método IMSE, y por la frecuencia directa y la función de transmisibilidad experimental.

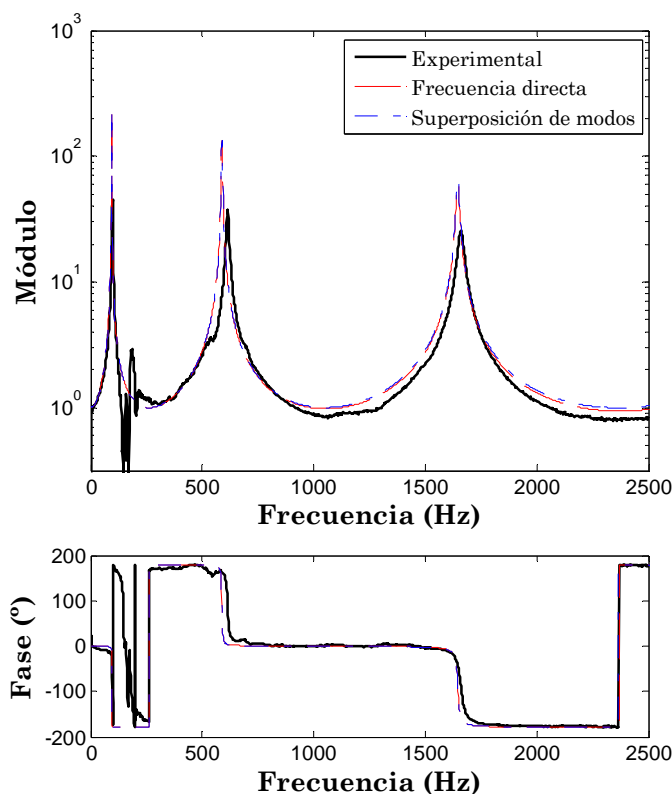


Figura 6.1 Módulo y fase de la función de transmisibilidad del FML en configuración viga obtenida experimental y numéricamente

En la Figura 6.1, se observa que la correlación respecto a las frecuencias naturales se refiere es satisfactoria. La mayor desviación se encuentra en la primera frecuencia natural, donde se ha obtenido un error de 4,76%. Por otro lado, la diferencia entre los resultados obtenidos por el método de la frecuencia directa y el de la superposición de modos es mínima, lo cual implica la validez del método IMSE empleado en la superposición de modos para obtener la respuesta del FML de configuración 2/1.

En el caso del amortiguamiento, la correlación no es tan precisa como en el caso de las frecuencias naturales. En los tres modos de vibración, el valor de la amplitud numérica supera a la obtenida experimentalmente, siendo la desviación de 80,59%. El hecho de que el amortiguamiento real del sistema sea mayor que la numérica, implica que el sistema presenta alguna fuente de disipación que no ha sido considerada en el modelo. En la Figura 5.5 se observa que el empleo del adhesivo en una configuración sándwich con el Curv® hace

que el amortiguamiento presente un ligero incremento. Sin embargo, en el caso del FML de configuración 2/1, el adhesivo se encuentra más alejado de la fibra neutra por lo que se espera que la influencia no sea significativa.

Por otro lado, en el proceso de fabricación del FML, el laminado se somete a una temperatura de 165°C para fundir el adhesivo y realizar así el pegado de las diferentes láminas. Aunque esta temperatura es menor que la temperatura de fusión del Curv® (175°C), es posible que sus propiedades mecánicas se vean afectadas y que sean diferentes a la del Curv® caracterizado.

Para analizar el efecto que pueda tener la temperatura del procesado en el Curv®, se ha realizado el mismo proceso de fabricación, únicamente con el aluminio y el compuesto. De esta manera, se ha realizado el apilamiento de una configuración 2/1, con pieles de aluminio y núcleo de Curv® y se ha sometido a una misma temperatura y mismo tiempo de fabricación. Una vez procesada la placa, se han extraído probetas del Curv® y se ha realizado la caracterización mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia. En la Figura 6.2 se muestran los resultados obtenidos de la caracterización del módulo de Young complejo del Curv® orientado a 0/90 y del Curv® obtenido después del proceso de fabricación (Curv® procesado).

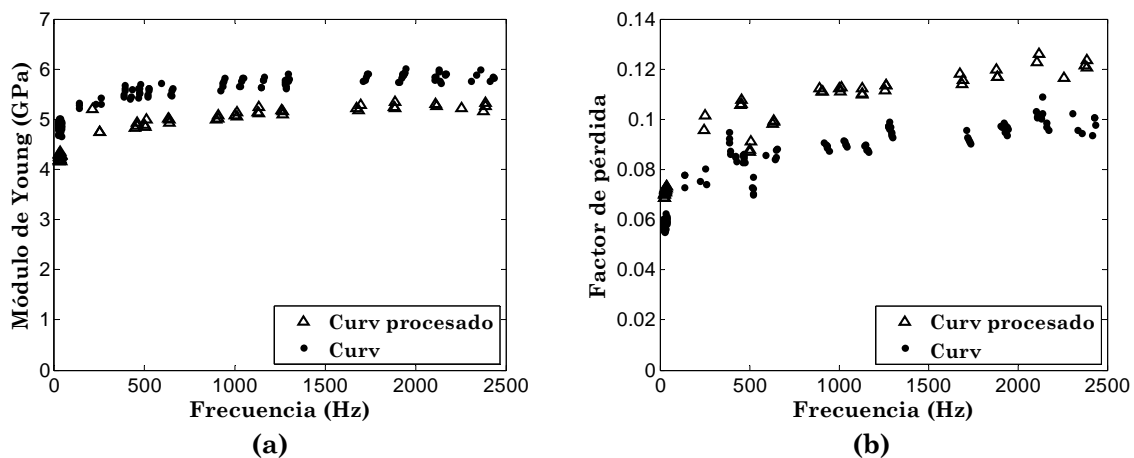


Figura 6.2 (a) Módulo de Young del Curv® y del Curv® procesado, (b) factor de pérdida del Curv® y del Curv® procesado

En la Figura 6.2 se observa que tanto el módulo de Young como el factor de pérdida del Curv® procesado presentan valores diferentes respecto al Curv® sin procesar. En el caso del módulo de Young, Figura 6.2a, el Curv® procesado presenta un módulo inferior en comparación con el Curv® que no ha sido procesado. Se puede considerar que la temperatura empleada para fundir el adhesivo termofusible deteriora la morfología de las fibras, lo que se traduce en un material con una estructura más amorfa y en consecuencia menos rígido. Por otro lado, el Curv® procesado muestra un incremento en lo que al amortiguamiento se refiere.

El hecho de que el material se vuelva más amorfo hace que aumente la capacidad de movilidad de las cadenas poliméricas obteniendo así un factor de pérdida medio aproximadamente un 16,6% mayor.

Al igual que en el caso del Curv®, los resultados del Curv® procesado se han modelizado mediante el modelo fraccionario de cuatro y cinco parámetros, para una vez seleccionado el modelo volver a realizar el cálculo de la función de transmisibilidad. En la Figura 6.3, se muestra el ajuste realizado por el modelo de cuatro y cinco parámetros respecto a los resultados experimentales del Curv® procesado.

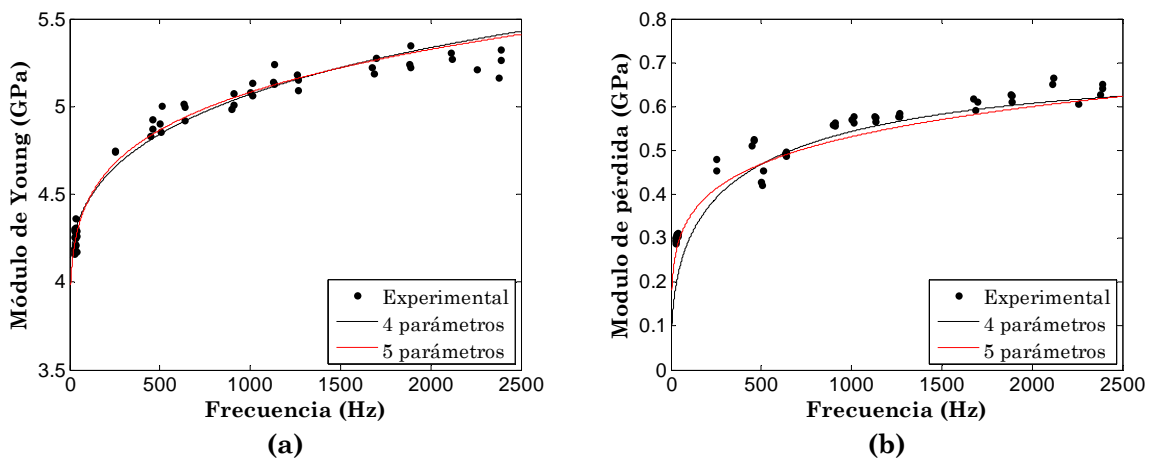


Figura 6.3 Modelización del (a) módulo de Young y (b) módulo de pérdida del Curv® procesado

En el caso del módulo de Young, Figura 6.3a, la diferencia entre el ajuste de los dos modelos es mínima. Tanto el modelo de cuatro parámetros como el de cinco, sobreestiman el valor del módulo de Young a altas frecuencias, aunque la sobreestimación de éste último sea ligeramente menor a la del modelo de cuatro parámetros. A bajas frecuencias, el modelo de cinco parámetros presenta un mejor ajuste aunque al igual que a altas frecuencias la diferencia entre los dos es casi imperceptible. En cuanto al amortiguamiento se refiere, Figura 6.3b, la diferencia entre los dos modelos se hace más patente. Hasta una frecuencia de 500 Hz aproximadamente, el ajuste del modelo de cinco parámetros representa mejor el comportamiento real del material. A medida que la frecuencia aumenta, tanto el modelo de cinco como el de cuatro parámetros subestiman el valor del módulo de pérdida, aunque este último se ajusta ligeramente mejor a los resultados experimentales. Sin embargo, considerando que el ajuste realizado por el modelo de cinco parámetros es mejor a bajas frecuencias y que la diferencia entre los dos modelos no es tan acusada a altas frecuencias, se ha seleccionado éste último. En la Tabla 6.2, se muestran los parámetros de dicho modelo.

Tabla 6.2 Parámetros de ajuste del modelo fraccionario de cinco parámetros para el Curv[®] procesado

Parámetros de ajuste	Valor
E_0	4,05
E_∞	10,8751
τ	$1,1185 \cdot 10^{-5}$
α	0,1944
β	0,0936

Con el objetivo de comparar y visualizar la diferencia entre el amortiguamiento proporcionado por el Curv[®] y por el Curv[®] procesado, en la Figura 6.4 se muestran los resultados experimentales y sus correspondientes modelos del módulo de pérdida y factor de pérdida tanto para los dos casos del material.

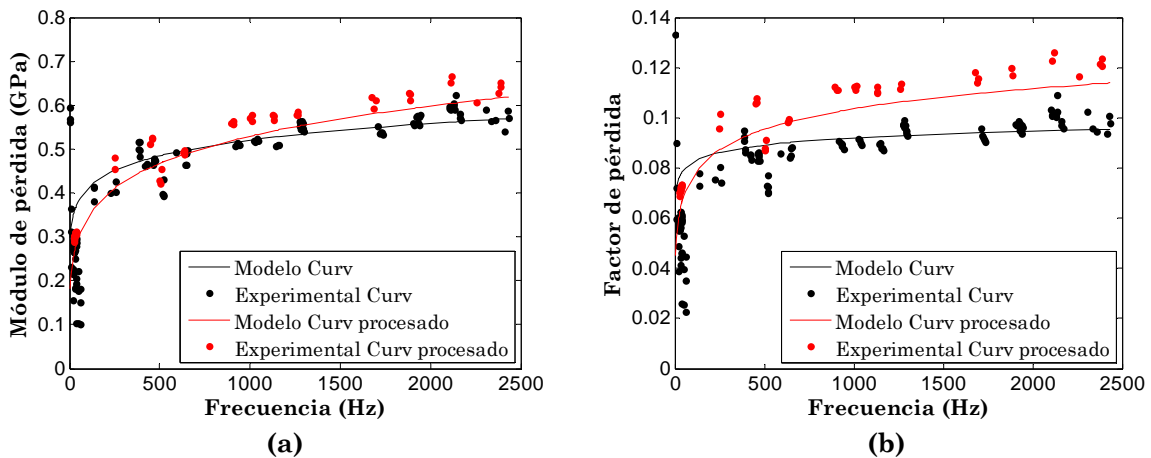


Figura 6.4 Resultados experimentales y modelos correspondientes al (a) módulo de pérdida y al (b) factor de pérdida

En el caso del Curv[®], los resultados obtenidos por el método de DMA, hacen que la variación del amortiguamiento a bajas frecuencias sea más acusada que en el Curv[®] procesado. Debido a esta variación, en la primera frecuencia natural, $f_1 = 93,9707$ (Tabla 6.1), el modelo del Curv[®] presenta mayor amortiguamiento que el del Curv[®] procesado. A medida que aumenta la frecuencia, la diferencia entre los resultados del factor de pérdida se hace más evidente, donde es el Curv[®] procesado el que muestra mayor capacidad de disipación. Por otro lado, se puede apreciar que el modelo del Curv[®] procesado subestima en mayor medida los valores del amortiguamiento a altas frecuencias, la cual puede influir en que la diferencia real entre el factor de pérdida de los dos casos no se vea reflejada en el factor de pérdida modal del FML.

Una vez caracterizado y modelizado el Curv[®] procesado, se ha calculado de nuevo la función de transmisibilidad, (Figura 6.5).

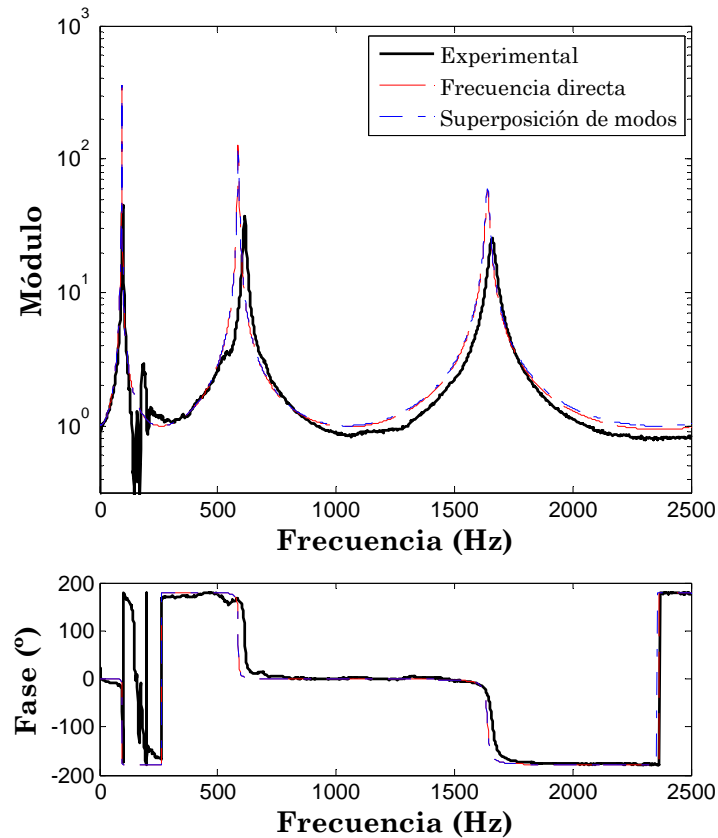


Figura 6.5 Módulo y fase de la función de transmisibilidad del FML en configuración viga obtenida experimental y numéricamente, considerando las propiedades del Curv® procesado

Basándose en los resultados de la Figura 6.5, en el caso de las frecuencias naturales no se han observado cambios en la correlación de la primera frecuencia natural aunque sí ha habido ligeras variaciones en el segundo y tercer modo debido a un módulo de Young inferior del Curv® procesado. En lo que al amortiguamiento se refiere, en el caso del primer modo, la amplitud obtenida con la caracterización del Curv® procesado es mayor que la del Curv® tal como se ha visto en la modelización realizada de ambos materiales, (Figura 6.4), obteniendo así una desviación de 87,54% en el primer caso mientras que en el segundo es menor, de un 80,59%. En cuanto al segundo modo de vibración se refiere, la amplitud se mantiene prácticamente constante y es en la tercera frecuencia natural donde se puede apreciar una disminución del pico y mejora en la correlación pasando de una desviación de 60,15% en el caso del FML de Curv® a 57,83% en el del FML de Curv® procesado. Además de la función de transmisibilidad, se ha calculado de nuevo el amortiguamiento modal. En la Tabla 6.3 se muestran los valores del factor de pérdida modal obtenidos para el FML de Curv® y para el FML de Curv® procesado, donde tal como se ha mencionado es en el primer modo donde el factor de pérdida del FML de Curv® procesado es menor mientras que en el tercer modo es mayor.

Tabla 6.3 Resultados del factor de pérdida modal del FML de Curv[®] y del FML de Curv[®] procesado obtenidos por el método IMSE

	Modo 1	Modo 2	Modo 3
	η_1	η_2	η_3
Curv [®]	0,0049	0,0064	0,0071
Curv [®] procesado	0,0041	0,0063	0,0084
Desv. (%)	16,32	1,56	-18,31

Por otro lado, tanto la función de transmisibilidad del FML del Curv[®] como la del Curv[®] procesado se han calculado con la misma resolución que la función experimental, 1,56 Hz, la cual está limitada por el sistema de adquisición empleado. No obstante, en el capítulo 4 se ha mencionado que con el objetivo de aumentar la resolución y así mejorar la extracción de las propiedades, la caracterización se ha realizado para cada modo por separado. De esta manera, se ha decidido analizar la correlación tanto de las frecuencias naturales como de las amplitudes modo por modo. En la Figura 6.6, se observan las correlaciones del módulo de los tres modos para una resolución de 0,0625 Hz.

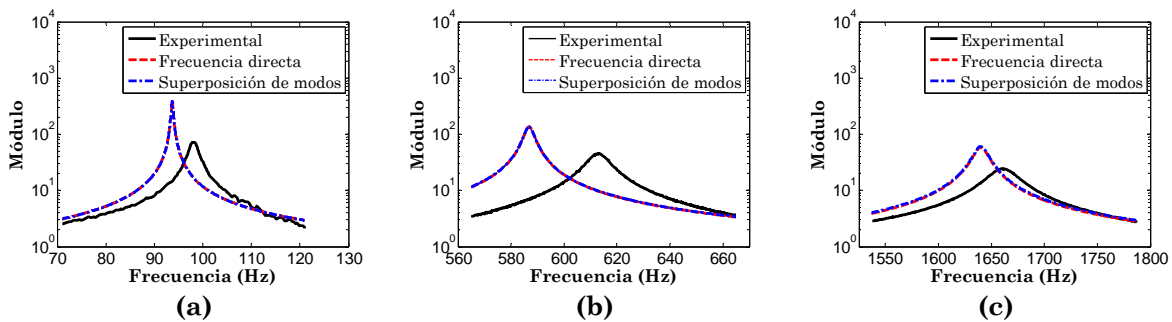


Figura 6.6 Correlación del (a) primer, (b) segundo y (c) tercer modo del FML formado por el Curv[®] procesado

El empleo de una mayor resolución permite comparar de manera más precisa las frecuencias naturales y sobre todo la amplitud de la función. De esta manera, en el caso de las frecuencias naturales, se ha obtenido una desviación de 4,42% en el primer modo. En el caso del amortiguamiento, la mayor diferencia entre las amplitudes se ha identificado en el primer modo tal como ocurría al correlacionar la función de transmisibilidad completa. Sin embargo, en este caso, la desviación obtenida ha sido de 80,99% para el caso del Curv[®] procesado. Por lo que se demuestra que el hecho de emplear diferentes resoluciones puede llevar a extraer diferentes conclusiones en lo que a la correlación se refiere.

6.3 Modelización del FML de Curv®: placa

Además del caso de la viga, la correlación entre los resultados experimentales y numéricos se ha llevado a cabo para una estructura de tipo placa. Para ello, se ha seleccionado un FML en una configuración 2/1 con el objetivo de acentuar la influencia del Curv® y minimizar el posible efecto que pueda tener el adhesivo, tal como se ha considerado en el estudio de la viga. De esta manera, se ha modelizado un FML formado únicamente por láminas de aluminio y Curv®.

En cuanto a la correlación se refiere, por un lado se han comparado las frecuencias naturales obtenidas experimentalmente y numéricamente al igual que en el análisis de la viga. Por otro lado, en lugar de las funciones de transmisibilidad, la comparación se llevó a cabo entre las funciones de respuesta en frecuencia debido al tipo de ensayo experimental realizado.

6.3.1 Modelo de elementos finitos

Para la modelización de la placa de FML y configuración 2/1, se ha empleado un elemento de tipo placa compuesto por tres láminas propuesto por Amichi et al. [115]. Al igual que en el caso de la viga, la programación de este modelo se ha llevado a cabo mediante MATLAB®.

Este elemento se basa en la teoría de Love-Kirchhoff para la modelización de las pieles elásticas, en este caso de aluminio, mientras que el núcleo se modeliza a partir de la teoría de placas de Mindlin. De esta manera, el elemento finito propuesto consta de cuatro nodos donde cada nodo presenta siete grados de libertad: los desplazamientos del plano, u y v , el desplazamiento transversal w , y las cuatro rotaciones θ_x , θ_y , ψ_x y ψ_y , donde las dos últimas corresponden a la deformación de cortadura del núcleo. Se asume que la sección transversal de cada lámina se mantiene plana después de ser deformada, que todas las láminas son incompresibles en la dirección del espesor y no se consideran los esfuerzos de cortadura de las pieles.

Los desplazamientos generalizados del elemento se discretizan mediante funciones de forma bi-lineales para el caso de los desplazamientos del plano y las rotaciones debidas a la cortadura, mientras que el desplazamiento trasversal es discretizado empleando funciones de forma cúbicas.

La selección del mallado se ha basado en el estudio de sensibilidad de malla realizado en el caso de la viga, donde una viga de 170 mm se ha mallado mediante 7 elementos obteniendo así un elemento de longitud 24,3 mm. Debido a las limitaciones del proceso de

fabricación en lo que a las dimensiones se refiere, la placa de mayor tamaño que se ha podido fabricar ha sido de 260 x 260 mm². De esta forma, y considerando el tamaño de los elementos empleados en el caso de la viga, se ha utilizado un mallado de 10 x 10 elementos.

6.3.2 Resultados experimentales

Las frecuencias naturales y las funciones de respuesta en frecuencia experimentales de la placa se han obtenido considerando unas condiciones de contorno de tipo libre. En este ensayo, la configuración libre se ha obtenido suspendiendo la placa de forma vertical mediante unas gomas elásticas, mientras que la excitación y la respuesta se han medido en la dirección horizontal, (Figura 6.7).

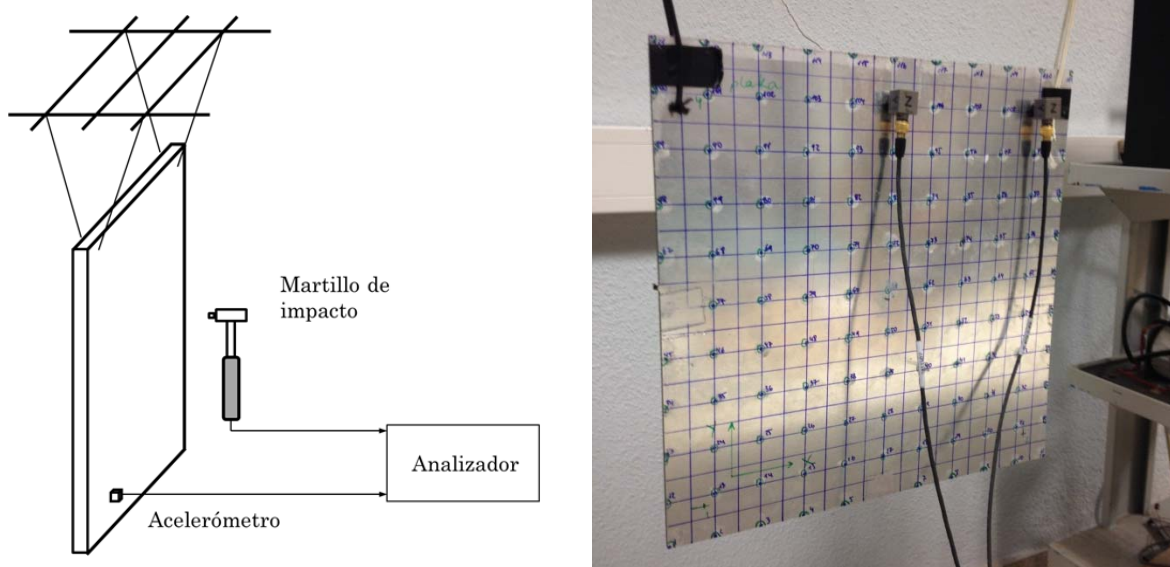


Figura 6.7 Cadena de medida empleada para la obtención de las frecuencias naturales y las funciones de respuesta en frecuencia

Aunque dichas gomas podrían influir en la respuesta final de la placa, el hecho de que la placa esté suspendida verticalmente y que tanto la excitación como la medición de la respuesta se realicen en la dirección horizontal, hace que la influencia sea menor ya que la rigidez transversal de la goma es menor que la rigidez axial.

Para la obtención de las funciones de respuesta en frecuencia, la excitación, producida mediante un martillo de impacto (ICP B&K 8206-003), se ha aplicado en el punto central, x_1 , de la placa, (Figura 6.9). En cuanto a la respuesta se refiere, basándose en las primeras formas modales que presenta la placa, se han seleccionado dos puntos donde se ha medido la aceleración mediante un acelerómetro triaxial (ICP PCB 356A16). En la Figura 6.8, se observan los tres primeros modos que presenta una placa en configuración libre.

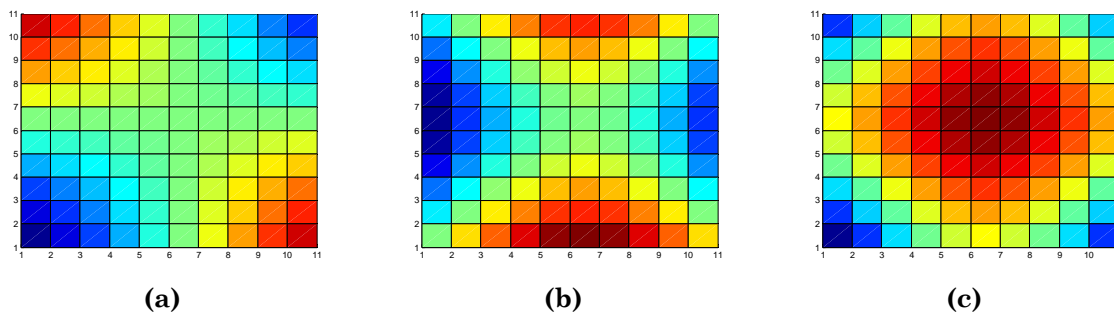


Figura 6.8 El (a) primer, (b) segundo y (c) tercer modo de una placa en configuración libre

Considerando las líneas nodales de dichos modos, por un lado se ha seleccionado un punto alineado verticalmente con el punto central, x_2 , y por otro lado un punto que se encuentra en la diagonal de la placa, x_3 , (Figura 6.9). Por último, la adquisición y el tratamiento de las señales se han realizado mediante el analizador Pulse. La respuesta dinámica se ha realizado en un rango de frecuencia de 0-2500 Hz

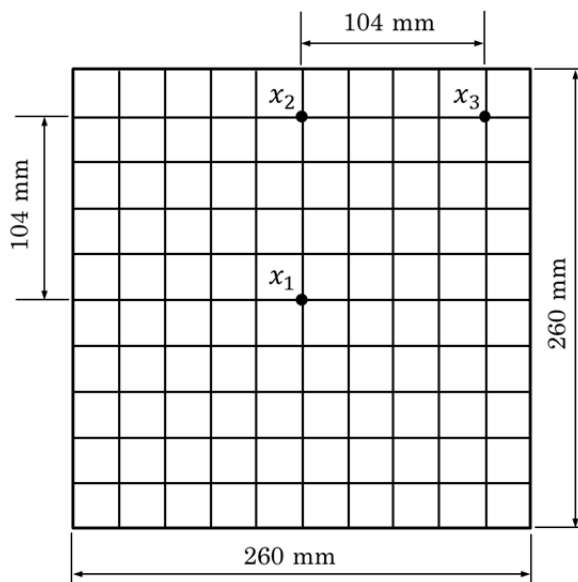


Figura 6.9 Puntos de excitación y medición seleccionados de la placa para el ensayo experimental

6.3.3 Métodos numéricos

Tal como se ha visto en el caso de la viga, la extracción de los parámetros modales se puede llevar a cabo tanto por el método ICE como por el método IMSE. En la Tabla 6.1 se ha observado que la diferencia en los resultados obtenidos por ambos métodos es prácticamente inexistente por lo que en este caso se ha optado por emplear el método IMSE debido a su menor coste computacional.

En cuanto a la respuesta dinámica se refiere, en el estudio de la viga se ha visto que empleando tanto el método de la superposición de modos y como el de la frecuencia directa se

consiguen resultados idénticos. Según el estudio realizado por Martínez [64], el coste computacional del método de la frecuencia directa es considerablemente menor que el de la superposición de modos. De esta manera, en este caso se ha optado por emplear el método de la frecuencia directa.

6.4 Correlación entre el ensayo experimental y la simulación de una placa de FML de Curv®

Para la simulación se han empleado las propiedades identificadas en el capítulo 4 y capítulo 5, sin tener en cuenta el efecto del proceso de fabricación ya que este efecto no se ha analizado para diferentes módulos del material como $\nu_{12}^*(\omega)$ y $G_{12}^*(\omega)$. En el caso del Curv®, tal como se ha visto en capítulos previos, se han caracterizado el módulo de Young complejo, $E_1^*(\omega)$ ($E_1^*(\omega) = E_2^*(\omega)$), el coeficiente de Poisson complejo, $\nu_{12}^*(\omega)$ y el módulo de cortadura complejo, $G_{12}^*(\omega)$. Sin embargo, para la modelización del Curv® en el caso de la placa, se ha empleado la teoría de placas de Mindlin, para la cual es necesario definir los módulos de cortadura transversales, G_{13} y G_{23} , en este caso complejos y dependientes de la frecuencia, $G_{13}^*(\omega)$ y $G_{23}^*(\omega)$.

En el Curv® al ser un tejido bidireccional, los dos módulos transversales son iguales, $G_{13}^*(\omega) = G_{23}^*(\omega)$. Debido a que no han podido caracterizarse experimentalmente dichos valores, se ha realizado una estimación. En el estudio sobre un compuesto bidireccional de fibra carbono/epoxi realizado por Matter et al. [30], se considera un mismo valor para los tres módulos de cortadura. Frieden et al. [116] por otro lado, definen un módulo de cortadura 33% mayor que los módulos de cortadura transversales. Además de los compuestos bidireccionales, en el caso de los unidireccionales también se han encontrado estudios donde los tres módulos de cortadura presentan el mismo valor [117][118] o con valores muy similares [119][120][121]. En este caso, se han empleado valores de módulo de cortadura transversal definidos por la relación $G_{13}^*(\omega) = 0,66G_{12}^*(\omega)$. Aun así se ha llevado a cabo un análisis de sensibilidad donde se ha observado que pasar de una relación de 0,66 a 0,75 o 0,5 en los valores del módulo de cortadura transversal no implica una desviación mayor que 0,5% en las primeras tres frecuencias naturales. En cuanto a las dimensiones geométricas, tal como se ha mencionado, se ha estudiado una placa de 260 x 260 mm², con los mismos espesores definidos en el caso de la viga.

En la Figura 6.10, se muestran el módulo y la fase de las funciones de respuesta en frecuencia experimentales correspondientes a los x_2 y x_3 .

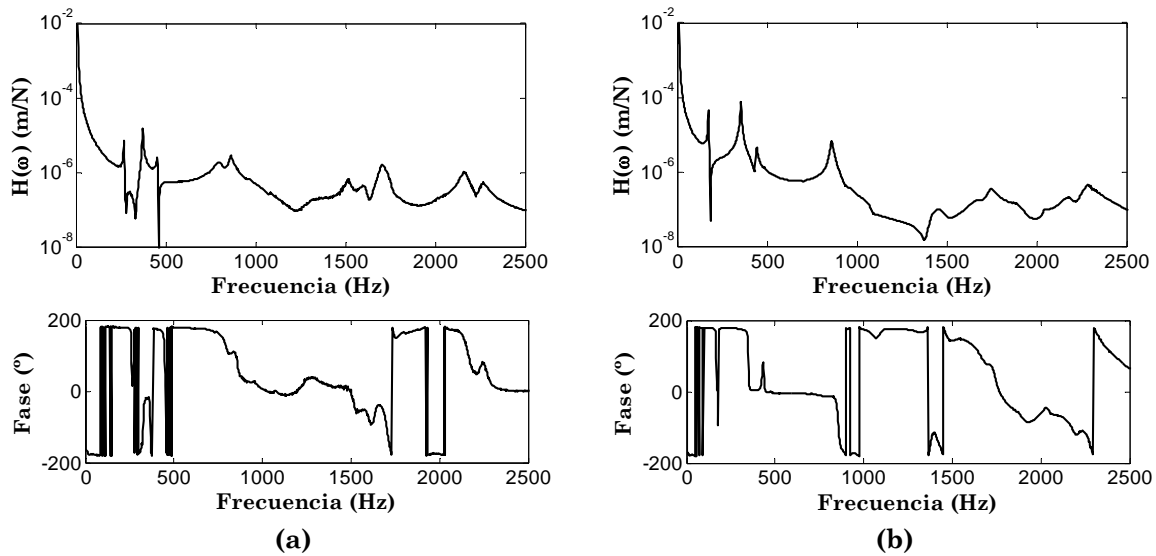


Figura 6.10 Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida experimentalmente para (a) el punto x_2 y (b) x_3 en un rango de frecuencia de 0 - 2500 Hz

En primer lugar, en ambas figuras, (Figura 6.10a y Figura 6.10b), se observa que a partir de una frecuencia de 1000 Hz aproximadamente la calidad de la disminuye. En el caso de la función de respuesta en frecuencia del punto x_3 , esta disminución es más acusada, donde a partir de dicha frecuencia la identificación de frecuencias naturales no es tan evidente. Tal como se ha visto en el capítulo 5, el FML formado por Curv® presenta un amortiguamiento un orden de magnitud mayor que el aluminio. Debido a este mayor amortiguamiento, la identificación de modos a altas frecuencias es más crítico que en una placa de metal ya que a medida que aumenta la frecuencia la amplitud de dichos modos es menor. De esta manera, de los resultados experimentales los modos de vibración identificadas han sido los tres primeros. En la Tabla 6.4, se muestran las frecuencias naturales correspondientes a estos tres modos obtenidos experimentalmente y numéricamente.

Tabla 6.4 Resultados de frecuencia natural obtenidos experimentalmente y numéricamente

	Modo 1 (Hz)	Modo 2 (Hz)	Modo 3 (Hz)
Experimental	156,86	248,94	323,69
Numérico	90,47	262,81	328,90
Desv. (%)	-73,38	5,27	1,58

En base a los resultados de la Tabla 6.4, se observa que la correlación entre el segundo y tercer modo es satisfactorio, con una desviación máxima de 5,27%. Sin embargo, para el primer modo, la frecuencia natural experimental es un 73,38% mayor que la obtenida numéricamente. La desviación obtenida en el primer modo hace pensar que el tipo de

elemento finito empleado es posible que no sea capaz de representar el comportamiento dinámico del FML en configuración placa. Con el objetivo de analizar la aplicabilidad de dicho elemento se han llevado a cabo dos estudios. Por un lado, el FML en forma de viga se ha simulado empleado elementos de tipo placa tanto en configuración libre como empotrada para así ver si cambiando la geometría el elemento de placa es capaz de proporcionar resultados similares que el elemento de viga. En la Tabla 6.5 y Tabla 6.6 se muestran los tres primeros modos del FML en forma de viga obtenidos mediante elementos de tipo viga y elementos de tipo placa en configuración libre y empotrada respectivamente. En el caso del elemento placa, la dirección x se ha considerado como la dirección longitudinal de la viga. Para modelizar el empotramiento se han anulado todos los grados de libertad correspondientes al extremo de la viga descrito en el apartado 6.1.2.

Tabla 6.5 Resultados de la frecuencia natural obtenidos mediante el elemento de tipo viga y placa en configuración libre

Modo	Elemento viga	Modo	Elemento placa	Desv. (%)
1	598,51	1	597,13	0,23
	-	2	1565,18	
2	1645,01	3	1599,48	2,76
	-	4	1818,68	
3	3215,28	5	3004,23	6,56

Tabla 6.6 Resultados de la frecuencia natural obtenidos mediante el elemento de tipo viga y placa empotrada

Modo	Elemento viga	Modo	Elemento placa	Desv. (%)
1	94,19	1	95,11	-0,97
	-	2	285,24	
2	588,91	3	582,86	1,02
	-	4	806,44	
3	1644,23	5	1578,54	3,99

En primer lugar, se observa que el error máximo obtenido no supera el 7%. Por otro lado, los errores obtenidos de la correlación en configuración libre son mayores que los obtenidos en configuración empotrada. Sin embargo, en comparación con la desviación del primer modo obtenida en la Tabla 6.4 los errores obtenidos en este caso son significativamente menores. Por lo que se deduce, que el elemento de tipo placa empleado es capaz de representar el comportamiento de la viga satisfactoriamente y en consecuencia las

hipótesis consideradas son correctas. Este mismo análisis se ha realizado considerando la dirección y como la dirección longitudinal, donde se han obtenido mismos resultados.

El segundo estudio ha consistido en analizar una estructura de tipo placa formada únicamente por aluminio. De esta manera, se pretende analizar si cambiando la relación entre la rigidez de las pieles y el núcleo se mejora la desviación localizada en el primer modo. Para ello, se han mantenido los espesores de cada lámina y únicamente se han cambiado las propiedades del núcleo, donde se han introducido las propiedades del aluminio. Dichos resultados se han comparado con los resultados analíticos extraídos a partir de las fórmulas de Blevins [99] en configuración libre. Aunque dichas fórmulas estén basadas en la teoría de Love-Kirchhoff y en este caso el núcleo se haya modelizado mediante la teoría de Mindlin, se considera que la comparación puede ser válida al tratarse de una estructura donde el espesor es de un orden de magnitud menor que la longitud y anchura de la placa. En la Tabla 6.7, se muestran los resultados de la frecuencia natural obtenidas numéricamente y analíticamente considerando una estructura de aluminio.

Tabla 6.7 Resultados de frecuencia natural obtenidos analíticamente y numéricamente de una placa formada por aluminio

	Modo 1 (Hz)	Modo 2 (Hz)	Modo 3 (Hz)
Analítico	170,59	250,26	308,94
Numérico	95,83	243,33	306,61
Desv. (%)	43,82	2,77	0,75

Aunque la desviación encontrada en este caso es menor que la obtenida en la Tabla 6.4, el error en el primer modo sigue siendo significativo comparando con los otros dos modos aun cambiando el tipo de material. Por lo tanto, la relación entre las rigideces de las pieles y el núcleo no influye a la hora de reducir la desviación en la primera frecuencia natural. De esta manera se deduce que la correlación del primer modo empeora cuando se considera una estructura placa en lugar de una viga aunque este último se modelice empleando elementos de tipo placa. No obstante, las hipótesis llevadas a cabo respecto al efecto de cortadura en la teoría de Love-Kirchhoff son análogas a las que se realizan en el caso de la teoría de Euler-Bernoulli al igual que ocurre con la teoría de Mindlin y Timoshenko [122], lo cual hace pensar que el error no se debe a las hipótesis realizadas.

En cuanto a la correlación de las funciones de respuesta en frecuencia se refiere, tal como se ha mencionado anteriormente, la señal experimental empeora a partir de 1000 Hz aproximadamente por lo que la correlación se ha centrado en un rango de frecuencia de 0 – 1000 Hz, (Figura 6.11).

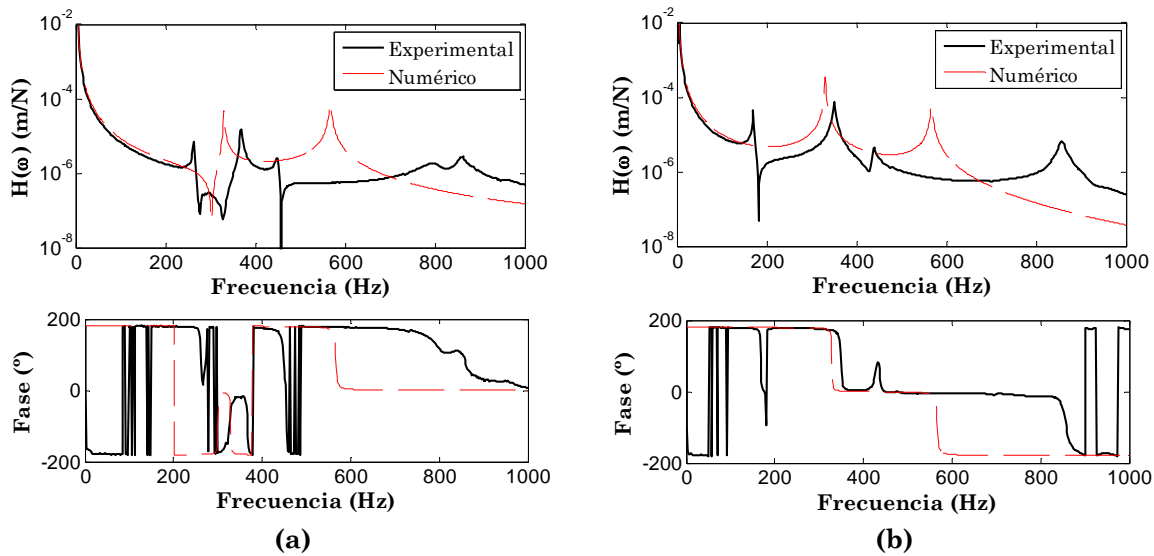


Figura 6.11 Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida experimental y numéricamente para (a) el punto x_2 y (b) x_3

En el caso de la correlación del punto x_2 , Figura 6.11a, debido a las líneas nodales del primer y segundo modo, el primer pico de la señal numérica corresponde al tercer modo, 328,90 Hz, mientras que la frecuencia natural de la señal experimental se encuentra a 348,24 Hz. En la Tabla 6.4, la frecuencia natural correspondiente al tercer modo experimental se ha identificado en una frecuencia de 323,69 Hz. Sin embargo, el hecho de que alrededor de esa frecuencia, se encuentre cerca otro pico puede conllevar una identificación que no es correcta. Considerando, la frecuencia de 348,24 Hz, la desviación es de 5,55%. En cuanto al amortiguamiento se refiere, tal como ocurría en el caso de la viga, el amortiguamiento real de la estructura es mayor que el obtenido numéricamente que implica una desviación del 70,40%. Por lo que se reafirma que en la estructura real presenta alguna fuente de disipación que no ha sido considerada en el modelo. A medida que aumenta la frecuencia, en la señal numérica se observa un pico correspondiente al sexto modo que no se ha identificado en la señal experimental. Esto puede ser debido a que no se haya podido medir los modos a altas frecuencias debido a que presentan una amplitud menor o que tal como ocurría en el caso de la primera frecuencia natural, el código de elementos finitos empleado no modelice correctamente la frecuencia del sexto modo.

En el caso de la correlación del punto x_3 , Figura 6.11b, en la señal experimental se observa un posible pico alrededor de 200 Hz, aunque no corresponde con ninguna de la frecuencia natural correspondiente a los tres primeros modos. Al igual que ocurría en el caso del punto x_2 , la frecuencia natural experimental del tercer modo se identifica a una frecuencia de 348,24 Hz, lo cual confirma dicha frecuencia. Respecto al amortiguamiento, la diferencia entre las amplitudes es similar a la del punto x_2 ya que se trata del mismo modo. En este caso también, cerca de los 600 Hz se localiza un pico en la señal numérica mientras que la siguiente frecuencia natural experimental se encuentra cerca de los 800 Hz. De esta manera, es

posible pensar que la inexistencia de un pico experimental cerca de los 600 Hz no se debe a que no se haya podido medir, sino que además del primer modo, el modelo empleado en la simulación numérica no es el adecuado para representar correctamente las frecuencias naturales de la estructura.

Por último, se ha analizado la influencia que pueda tener en la respuesta final del FML el hecho de considerar propiedades dependientes o no dependientes de la frecuencia. Para ello, se han comparado tanto las frecuencias naturales como las funciones de respuesta del punto x_2 y x_3 obtenidos empleando propiedades constantes (y con valores medios) y propiedades en función de la frecuencia. En la Tabla 6.8 se muestran las frecuencias naturales de los tres primeros modos calculados sin considerar y considerando la frecuencia.

Tabla 6.8 Resultados de frecuencia natural obtenidos sin considerar y considerando la frecuencia

	Modo 1 (Hz)	Modo 2 (Hz)	Modo 3 (Hz)
Sin frecuencia	90,71	263,01	329,04
Con frecuencia	90,47	262,81	328,91
Desv. (%)	0,27	0,07	0,041

Tal como se observa en la Tabla 6.8, la diferencia entre las frecuencias naturales obtenidas considerando la frecuencia o sin considerar son mínimas en los tres modos de vibración. La mayor desviación se ha identificado en el caso del primer modo, lo cual tiene sentido ya que la mayor variación de las propiedades se da a bajas frecuencias y es donde el valor de las propiedades mecánicas puede alejarse más del valor medio considerado.

En cuanto a la respuesta dinámica se refiere, en la Figura 6.12 se muestran las funciones de respuesta en frecuencia de los puntos x_2 y x_3 obtenidos con propiedades mecánicas constantes y dependientes de la frecuencia.

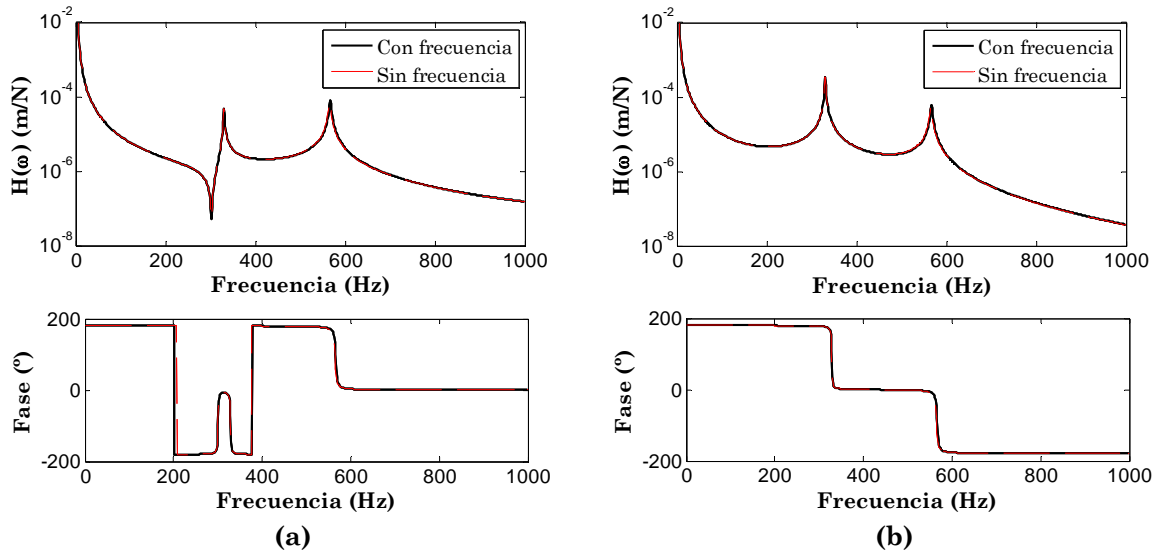


Figura 6.12 Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida sin considerar y considerando la frecuencia para (a) el punto x_2 y (b) x_3

Al igual que en el caso de las frecuencias naturales, en la Figura 6.12 se observa que la diferencia entre las dos funciones es prácticamente inexistente en el rango de frecuencia analizado. Es necesario mencionar que en las funciones de los puntos seleccionados no aparecen los primeros dos modos donde se ha visto en la Tabla 6.8 que la desviación es ligeramente mayor. El hecho de que el FML esté formado por metal además del termoplástico auto-reforzado hace que la influencia de este último disminuya y en consecuencia la variación con la frecuencia no se vea representada en la respuesta dinámica de la estructura. Por lo que, aunque en el capítulo 4 se ha visto que las propiedades dinámicas del Curv® presentan una variación respecto a la frecuencia, sería una aproximación correcta modelizar el comportamiento dinámico del FML empleando propiedades mecánicas constantes y así evitar emplear algoritmos iterativos los cuales presentan un coste computacional mayor.

Por último, considerando que sería correcto analizar el FML empleando propiedades mecánicas constantes, éste se ha modelizado empleando el software comercial Abaqus y los resultados obtenidos se han comparado con los experimentales. Para ello, se ha empleado un elemento denominado S4R que presenta cuatro nodos y seis grados de libertad por nodo con integración reducida. Estos elementos se basan en la teoría de Mindlin donde el efecto de cortadura es considerado. Por otro lado, al igual que en el estudio realizado por MATLAB®, se ha empleado una malla de 10 x 10 elementos. Es necesario mencionar que debido a las limitaciones de Abaqus, para el módulo de Young, el coeficiente de Poisson y el módulo de cortadura se ha introducido un mismo valor de factor de pérdida. En la Tabla 6.9, se muestran las frecuencias naturales de los primeros tres modos obtenidos experimentalmente y por Abaqus.

Tabla 6.9 Resultados de frecuencia natural obtenidos experimentalmente y mediante Abaqus

	Modo 1 (Hz)	Modo 2 (Hz)	Modo 3 (Hz)
Experimental	156,86	248,94	323,69
Numérico	167,21	246,19	314,31
Desv. (%)	6,19	-1,12	-2,98

En la Tabla 6.9 se observa que la mayor diferencia reside en el primer modo, tal como ocurría en los resultados de la Tabla 6.4. Sin embargo, la desviación de 6,19% obtenida en este caso, es significativamente inferior. Por lo que se deduce el modelo empleado en Abaqus es capaz de proporcionar resultados satisfactorios en lo que a las frecuencias naturales se refiere.

En el caso de las funciones de respuesta en frecuencia se refiere, en la Figura 6.13 se observan los resultados de la correlación entre las FRFs experimentales y las obtenidas mediante Abaqus para los puntos x_2 y x_3 .

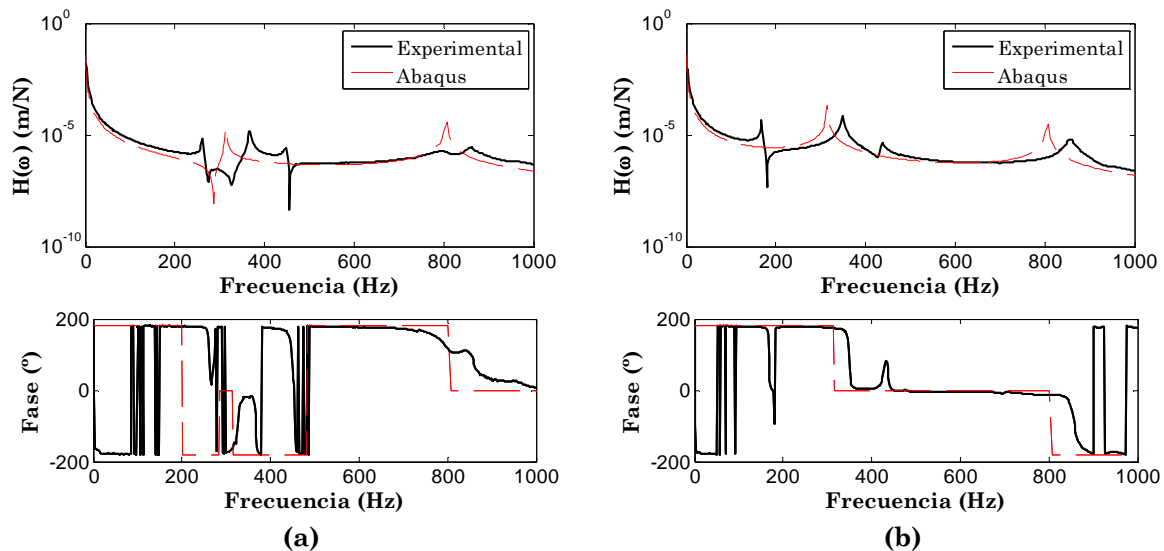


Figura 6.13 Módulo y fase de la función de respuesta en frecuencia del FML de tipo placa obtenida experimental y por Abaqus para (a) el punto x_2 y (b) x_3

Al contrario de lo ocurría en los resultados de la Figura 6.11, las resonancias observadas en la señal experimental y la señal de Abaqus coinciden. Es decir, en el caso del modelo de MATLAB® cerca de los 600 Hz se observa un pico que no se encuentra en la FRF experimental. Sin embargo, la señal de Abaqus presenta una frecuencia natural a 800 Hz aproximadamente que coincide con lo obtenido experimentalmente. En lo que al amortiguamiento se refiere, al igual que en el caso del modelo de MATLAB, el modelo de Abaqus presenta un amortiguamiento menor, que puede ser debido a que existe alguna fuente de disipación que no se ha considerado tal como se ha mencionado anteriormente.

6.5 Resumen del trabajo realizado y de los resultados obtenidos

En este capítulo se ha realizado la simulación numérica y posterior correlación numérico-experimental del comportamiento dinámico del FML de Curv®. En primer lugar, la correlación se ha llevado a cabo para una estructura de tipo viga. Para ello, se han descrito el modelo de elementos finitos empleado junto con los métodos numéricos considerando la dependencia con la frecuencia del Curv®. A continuación se ha llevado a cabo la correlación tanto de las frecuencias naturales como de las funciones de transmisibilidad. En segundo lugar, la correlación se ha realizado para una estructura de tipo placa. En este caso, al igual que en el caso de la viga, se ha descrito el modelo de elementos finitos empleado además del procedimiento experimental llevado a cabo. Por último se han comparado los resultados experimentales y numéricos tanto de las frecuencias naturales como de las funciones de respuesta en frecuencia.

A continuación se enumeran los resultados más significativos obtenidos en el desarrollo de este capítulo de la tesis.

- Se han extraído las frecuencias naturales y los amortiguamientos modales numéricos de la viga empleando el método IMSE y ICE, donde se ha visto que el método IMSE es capaz de proporcionar prácticamente mismos resultados que el método ICE obteniéndose una desviación máxima de 0,0057.
- Se ha realizado la correlación numérico-experimental de las frecuencias naturales y funciones de transmisibilidad en la viga, y el error máximo en cuanto a las frecuencias naturales se ha localizado en el primer modo con un valor de 4,76%. En el caso del amortiguamiento, se ha observado una desviación del 80,59%. Con el objetivo de analizar la influencia del proceso de fabricación en el comportamiento del Curv®, se ha realizado la caracterización de este último después de ser procesado. Se ha visto que la diferencia entre la amplitud del primer modo del Curv® sin procesar y procesado ha pasado de ser 80,59% a ser 87,54% mientras que la diferencia en el tercer modo ha pasado de ser 60,15% a 57,83%.
- En el caso de la placa, se han extraído las frecuencias naturales experimentales y numéricas correspondientes a los tres primeros modos de vibración. La mayor desviación se ha localizado en el primer modo con un porcentaje de -73,38%. Debido a la gran desviación obtenida se han llevado a cabo varios estudios con el objetivo de analizar si el motivo puede deberse al modelo de elementos finitos empleado. En primer lugar, con los elementos de tipo placa se ha modelizado una viga y comparado con los resultados obtenidos empleando un elemento de tipo viga, donde la desviación máxima en las frecuencias naturales ha sido del 6,56%. Esto indica que los elementos de tipo placa son

capaces de representar el comportamiento de la viga satisfactoriamente. Por otro lado, se ha modelizado el comportamiento de un laminado formado únicamente por aluminio y se ha comparado con los resultados analíticos, comprobándose que se repite la tendencia ocurrida con el FML, y obteniéndose una desviación significativa (de 43,82%) en el primer modo. De esta manera, es posible pensar que el modelo empleado en la simulación numérica no es el adecuado para representar correctamente las frecuencias naturales de la estructura.

- Se ha realizado la correlación de las funciones de respuesta en frecuencia. Para ello, se ha comparado la amplitud numérica y experimental del tercer modo, para la cual se ha identificado una desviación del 70,40%. Por lo que, al igual que en el caso de la viga, se deduce que existe otra fuente de disipación que no ha sido considerada en el modelo. Por otro lado, se ha observado que a partir del tercer modo, alrededor de 600 Hz, el modelo numérico presenta un pico de resonancia mientras que en el caso de la señal experimental el pico se sitúa alrededor de 800 Hz. Por lo tanto es posible pensar que además del primer modo el modelo empleado no es capaz de identificar correctamente los modos a partir del tercero.
- Por último, se ha analizado la influencia que puede tener el hecho de considerar que las propiedades dinámicas del FML sean no dependientes de la frecuencia. Se ha comprobado que la desviación en cuanto a las frecuencias naturales y las funciones de respuesta en frecuencia se refiere es prácticamente inexistente, lo cual indica que sería posible analizar el FML empleando propiedades no dependientes de la frecuencia y, en su lugar, considerar propiedades mecánicas constantes. Considerando propiedades mecánicas constantes, se ha realizado la modelización del FML mediante el software comercial Abaqus y los resultados obtenidos se han comparado con los resultados experimentales. En el caso de las primeras tres frecuencias naturales, se ha observado una desviación máxima de 6,19%, por lo que comparado con los resultados obtenidos mediante el modelo de MATLAB®, la desviación es significativamente menor. Por otro lado, las frecuencias naturales observadas tanto en la FRF experimental como en la de Abaqus coinciden, al contrario de lo que ocurría con el modelo de MATLAB®. En lo que al amortiguamiento se refiere, el modelo de Abaqus presenta un amortiguamiento menor que la estructura real al igual que ocurría en la modelización del MATLAB®.

7 CONCLUSIONES GENERALES

En este último capítulo se muestran las principales conclusiones obtenidas en esta investigación, las aportaciones científicas más relevantes derivadas de la misma, así como las posibles líneas futuras que completarían el trabajo desarrollado en esta tesis.

7.1 Conclusiones

En esta tesis se ha llevado a cabo el estudio numérico-experimental del comportamiento de un FML de termoplástico auto-reforzado. A continuación se detallan las conclusiones principales extraídas del presente trabajo.

- *Influencia de la frecuencia en el termoplástico auto-reforzado.* En el caso del módulo de Young longitudinal, se ha observado que a medida que aumenta la frecuencia, aumenta su valor. La caracterización de dicho módulo se ha llevado a cabo mediante la técnica de DMA y la técnica de vibraciones forzadas con resonancia observándose una buena correlación aunque exista una ligera sobreestimación por parte de la última técnica debido a que la caracterización se da a flexión, mientras que para el DMA la probeta se somete a tracción. En lo que al coeficiente de Poisson se refiere, se ha observado un comportamiento no dependiente de la frecuencia. En el caso del módulo de cortadura, el procedimiento llevado a cabo basándose en la caracterización del material orientado a 45/-45 permite obtener el valor del módulo de cortadura en función de la frecuencia.
- *Modelización y correlación del módulo de Young complejo.* El modelo fraccionario de cinco parámetros es capaz de representar satisfactoriamente el comportamiento del módulo de Young complejo longitudinal. En la correlación entre los componentes de la matriz de flexibilidad obtenidos experimentalmente y mediante el modelo fraccionario, las máximas desviaciones se han identificado en los componentes imaginarios, lo cual indica que la caracterización del amortiguamiento es más sensible.
- *Caracterización del módulo de Young complejo de un composite de vidrio y epoxi.* Se ha caracterizado el módulo de Young complejo del compuesto de vidrio y epoxi mediante la técnica de vibraciones forzadas con resonancia. En comparación con el Curv®, éste presenta un módulo de Young cuatro veces mayor mientras que el amortiguamiento es de un orden de magnitud menor.

- *Influencia de la frecuencia en el FML de termoplástico auto-reforzado.* Se ha llevado a cabo la caracterización del módulo del módulo de Young complejo del FML de termoplástico auto-reforzado. Se han estudiado dos configuraciones: 2/1 y 3/2. De entre ambas, la configuración 3/2 presenta mayor dependencia de la frecuencia, la cual ha sido asociada a la mayor cantidad de adhesivo empleado.
- *Comparación del módulo de Young complejo entre el FML, Glare y el aluminio.* Los resultados de la caracterización del FML de termoplástico auto-reforzado se han comparado con los de un FML tradicional (Glare) y un aluminio. Se ha observado que es el aluminio el material que presenta el mayor módulo de Young, y es el FML de Curv® donde el amortiguamiento es mayor al igual que la dependencia de la frecuencia.
- *Correlación entre los resultados experimentales y numéricos de un FML de tipo viga.* Se ha realizado la correlación entre las frecuencias naturales y las funciones de transmisibilidad obtenidas experimentalmente y numéricamente para una viga de FML de Curv®. Se ha observado una buena correlación en el caso de las frecuencias naturales para los que la desviación máxima no ha superado el 5%. En el caso de las funciones de transmisibilidad, se ha visto una mayor desviación en lo que a las amplitudes se refiere, de lo cual se concluye que existe alguna fuente de disipación que no se ha considerado en el modelo.
- *Correlación entre los resultados experimentales y numéricos de un FML de tipo placa.* En cuanto a la correlación de las frecuencias naturales se ha observado una desviación de 73% en la primera frecuencia natural. De este modo, se deduce que el modelo empleado en la simulación numérica no es el adecuado para representar el comportamiento dinámico del FML de Curv®. Al igual que en el caso de la viga, en las funciones de respuesta en frecuencia se ha observado que la estructura real presenta mayor amortiguamiento.
- *Dependencia de la frecuencia de las propiedades mecánicas y su influencia en las simulaciones.* Los resultados indican que la diferencia entre considerar propiedades dependientes de la frecuencia e independientes de la frecuencia es mínima por lo que sería posible analizar el FML empleando propiedades no dependientes de la frecuencia. Considerando propiedades mecánicas constantes, se ha realizado la simulación numérica del FML mediante el software comercial Abaqus, donde la desviación máxima entre la frecuencia natural experimental y numérica del primer modo ha sido de 6%.

7.2 Aportaciones

Las aportaciones más relevantes derivadas de la investigación desarrollada en esta tesis son las siguientes:

- Se ha realizado la caracterización dinámica del módulo de Young del termoplástico auto-reforzado considerando su dependencia con la frecuencia y se ha comparado con el módulo de Young dinámico del compuesto formado por fibra de vidrio y epoxi. El trabajo realizado ha sido presentado en la X edición del Congreso Nacional de Materiales Compuestos [123].
 - J. Iriondo, J. M. Abete, L. Aretxabaleta, y A. Aizpuru, “Caracterización vibroacústica de un composite de termoplástico autoreforzado,” en *X. Congreso Nacional de Materiales*, 2013.
- Se ha analizado la influencia de la configuración y de los espesores de cada lámina en el módulo de Young dinámico del FML de termoplástico auto-reforzado. Los resultados han sido presentados en la IX edición de la *International Conference on Structural Dynamics* [124].
 - J. Iriondo, L. Aretxabaleta, y A. Aizpuru, “Scaling effects in the dynamic behaviour of fibre-metal laminates based on a self-reinforced polypropylene,” en *IX. International Conference on Structural Dynamics*, 2014.
- Se ha llevado a cabo la caracterización dinámica del módulo de Young del FML de termoplástico auto-reforzado y la comparación con el módulo de Young dinámico del FML tradicional (Glare) y con el del aluminio. El estudio realizado ha sido publicado en la revista *Composite Structures* [15].
 - J. Iriondo, L. Aretxabaleta, and A. Aizpuru, “Characterisation of the elastic and damping properties of traditional FML and FML based on a self-reinforced polypropylene,” *Compos. Struct.*, vol. 131, pp. 47–54, 2015.
- Se ha realizado la caracterización del comportamiento dinámico del termoplástico auto-reforzado considerando su carácter ortótropo y su dependencia con la frecuencia y validar con modelos de material existentes. El trabajo realizado ha sido enviado a la revista *Composite Structures* y ha sido aceptado.
 - J. Iriondo, L. Aretxabaleta, and A. Aizpuru, “Dynamic characterisation and modelling of the orthotropic self-reinforced polypropylene used in alternative FMLs,” *Compos. Struct.*, (aceptado).

7.3 Líneas futuras

Las líneas de investigación que han quedado abiertas y requieren de un análisis tras el desarrollo de esta tesis son las que se muestran a continuación.

- Con objeto de mejorar los resultados del factor de pérdida y disminuir la dispersión de los resultados que se han obtenido mediante la técnica de DMA se propone como línea futura analizar el efecto de la fuerza de empotramiento aplicada en el sistema de agarre de dicha técnica.
- Realizar el mismo proceso de caracterización del termoplástico auto-reforzado que se ha llevado a cabo (caracterización del módulo de Young complejo, coeficiente de Poisson complejo y el módulo de cortadura complejo) para el Curv® que ha sido procesado.
- Controlar la temperatura real en la que se encuentra cada lámina durante el proceso de fabricación del FML y así analizar si las láminas empleadas sufren alguna degradación debido a la temperatura.
- Caracterizar dinámicamente el adhesivo empleado para el pegado de láminas en el FML de termoplástico auto-reforzado con el objetivo de valorar su efecto en la respuesta final de la estructura.
- Analizar la causa de la desviación obtenida en los resultados correspondientes a las frecuencias naturales proporcionados por el modelo numérico seleccionado y los obtenidos experimentalmente. A partir de este análisis proponer otro modelo numérico.
- Analizar si en el FML existe alguna otra fuente de disipación además de la influencia del adhesivo y la temperatura de procesado.
- Desarrollar un modelo numérico donde se incluya el efecto del adhesivo e introducir las propiedades mecánicas del Curv® caracterizadas teniendo en cuenta la influencia de la temperatura de procesado.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. I. Mugica, L. Aretxabaleta, I. Ulacia, M. Mateos, and J. Aurrekoetxea, "Impact characterization and simulation of a FML based on a self-reinforced polypropylene," in *15th European Conference of Composite Materials*, 2012.
- [2] T. Sinmazçelik, E. Avcu, M. Ö. Bora, and O. Çoban, "A review: Fibre metal laminates, background, bonding types and applied test methods," *Mater. Des.*, vol. 32, no. 7, pp. 3671–3685, 2011.
- [3] L. B. Vogelesang and A. Vlot, "Development of fibre metal laminates for advanced aerospace structures," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 103, no. 1, pp. 1–5, 2000.
- [4] J. Aurrekoetxea, M. Sarrionandia, M. Mateos, and L. Aretxabaleta, "Repeated low energy impact behaviour of self-reinforced polypropylene composites," *Polym. Test.*, vol. 30, no. 2, pp. 216–221, 2011.
- [5] M. R. Abdullah and W. J. Cantwell, "The impact resistance of polypropylene-based fibre–metal laminates," *Compos. Sci. Technol.*, vol. 66, no. 11–12, pp. 1682–1693, 2006.
- [6] S. Jonckheere, M. Vivolo, B. Pluymers, D. Vandepitte, and W. Desmet, "Combined experimental-numerical characterisation of the vibro-acoustic properties of lightweight panels," in *9th National Congress on Theoretical and Applied Mechanics*, 2012.
- [7] L. B. Vogelesang, R. Marissen, and J. Schive, *A new fatigue resistant material: Aramid Reinforced Aluminium Laminate (ARALL)*. Delft University of Technology, 1981.
- [8] C. A. J. R. Vermeeren, "An Historic Overview of the Development of Fibre Metal Laminates," *Appl. Compos. Mater.*, vol. 10, no. 4, pp. 189–205, 2003.
- [9] A. Vlot and J. W. Gunnink, *Fiber Metal Laminates: An introduction*. Dordrecht, The Netherlands: Kluwer Academic Publisher, 2001.
- [10] A. Vlot, *Glare: History of the development of a new aircraft material*. Dordrecht, The Netherlands: Kluwer Academic Publisher, 2001.
- [11] M. Kawai and A. Hachinohe, "Two-stress level fatigue of unidirectional fiber-metal hybrid composite : GLARE 2," *Int. J. Fatigue*, vol. 24, no. 5, pp. 567–580, 2002.
- [12] E. M. Castrodeza, M. R. W. Schneider Abdala, and F. L. Bastian, "Crack resistance curves of GLARE laminates by elastic compliance," *Eng. Fract. Mech.*, vol. 73, no. 16, pp. 2292–2303, 2006.
- [13] G. Reyes V. and W. J. Cantwell, "The mechanical properties of fibre-metal laminates based on glass fibre reinforced polypropylene," *Compos. Sci. Technol.*, vol. 60, no. 7, pp. 1085–1094, 2000.

-
- [14] G. S. Langdon, W. J. Cantwell, and G. N. Nurick, "The blast response of novel thermoplastic-based fibre-metal laminates-some preliminary results and observations," *Compos. Sci. Technol.*, vol. 65, no. 6, pp. 861–872, 2005.
- [15] J. Iriondo, L. Aretxabaleta, and A. Aizpuru, "Characterisation of the elastic and damping properties of traditional FML and FML based on a self-reinforced polypropylene," *Compos. Struct.*, vol. 131, pp. 47–54, 2015.
- [16] B. Alcock, N. O. Cabrera, N.-M. Barkoula, C. T. Reynolds, L. E. Govaert, and T. Peijs, "The effect of temperature and strain rate on the mechanical properties of highly oriented polypropylene tapes and all-polypropylene composites," *Compos. Sci. Technol.*, vol. 67, no. 10, pp. 2061–2070, Aug. 2007.
- [17] B. Alcock, N. O. Cabrera, N.-M. Barkoula, Z. Wang, and T. Peijs, "The effect of temperature and strain rate on the impact performance of recyclable all-polypropylene composites," *Compos. Part B Eng.*, vol. 39, no. 3, pp. 537–547, 2008.
- [18] A. Izer, T. Bárány, and J. Varga, "Development of woven fabric reinforced all-polypropylene composites with beta nucleated homo- and copolymer matrices," *Compos. Sci. Technol.*, vol. 69, no. 13, pp. 2185–2192, 2009.
- [19] Curv® Propex Fabrics, "<http://www.curvonline.com/>."
- [20] Samsonite, "<http://www.samsonite.es>."
- [21] Bauer, "www.bauer.com."
- [22] Simona, "<http://www.simona.de>."
- [23] Comfil®, "<http://www.comfil.biz>."
- [24] G. Reyes and H. Kang, "Mechanical behavior of lightweight thermoplastic fiber-metal laminates," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 186, no. 1–3, pp. 284–290, 2007.
- [25] J. I. Múgica, L. Aretxabaleta, I. Ulacia, and J. Aurrekoetxea, "Impact characterization of thermoformable fibre metal laminates of 2024-T3 aluminium and AZ31B-H24 magnesium based on self-reinforced polypropylene," *Compos. Part A Appl. Sci. Manuf.*, vol. 61, pp. 67–75, 2014.
- [26] J. G. Carrillo and W. J. Cantwell, "Mechanical properties of a novel fiber-metal laminate based on a polypropylene composite," *Mech. Mater.*, vol. 41, no. 7, pp. 828–838, 2009.
- [27] Á. Kmetty, T. Bárány, and J. Karger-Kocsis, "Self-reinforced polymeric materials: A review," *Prog. Polym. Sci.*, vol. 35, no. 10, pp. 1288–1310, 2010.
- [28] Collano®, "www.collano.com."
- [29] D. Montalvão, R. a. L. D. Cláudio, A. M. R. Ribeiro, and J. Duarte-Silva, "Experimental measurement of the complex Young's modulus on a CFRP laminate considering the constant hysteretic damping model," *Compos. Struct.*, vol. 97, pp. 91–98, 2013.

-
- [30] M. Matter, T. Gmür, J. Cugnoni, and A. Schorderet, "Identification of the elastic and damping properties in sandwich structures with a low core-to-skin stiffness ratio," *Compos. Struct.*, vol. 93, no. 2, pp. 331–341, 2011.
- [31] J.-C. Lin, "Characterization and numerical evaluation of vibration on elastic–viscoelastic sandwich structures," *Compos. Struct.*, vol. 92, no. 3, pp. 669–675, 2010.
- [32] D. J. Mead, *Passive vibration control*. Chichester, U. K.: John Wiley & Sons Ltd, 1999.
- [33] F. Cortés Martínez, "Análisis dinámico de sistemas estructurales con amortiguamiento viscoelástico," Mondragon Unibertsitatea, 2006.
- [34] D. I. G. Jones, *Handbook of Viscoelastic Vibration Damping*. Chichester, U. K.: John Wiley & Sons, 2001.
- [35] T. Pritz, "Analysis of four-parameter fractional derivative model of real solid materials," *J. Sound Vib.*, vol. 195, no. 1, pp. 103–115, 1996.
- [36] T. Pritz, "Five-parameter fractional derivative model for polymeric damping materials," *J. Sound Vib.*, vol. 265, pp. 935–952, 2003.
- [37] R. Lewandowski and B. Chorążyczewski, "Identification of the parameters of the Kelvin–Voigt and the Maxwell fractional models, used to modeling of viscoelastic dampers," *Comput. Struct.*, vol. 88, no. 1–2, pp. 1–17, 2010.
- [38] M. Sjöberg and L. Kari, "Non-Linear Behavior of a Rubber Isolator System Using Fractional Derivatives," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 37, no. 3, pp. 217–236, 2002.
- [39] H. Schiessel, R. Metzler, A. Blumen, and T. F. Nonnenmacher, "Generalized viscoelastic models: their fractional equations with solutions," *J. Phys. A. Math. Gen.*, vol. 28, pp. 6867–6584, 1995.
- [40] L. B. Eldred, W. P. Baker, and A. N. Palazotto, "Kelvin-Voigt vs Fractional Derivative Model as Constitutive Relations for Viscoelastic Materials," *AIAA J.*, vol. 33, no. 3, pp. 547–550, 1995.
- [41] I. M. Ward, I. M. Ward, J. Sweeney, and J. Sweeney, *An Introduction to the Mechanical Properties of Solid Polymers*. Chichester, U. K.: John Wiley & Sons, 2004.
- [42] W. N. Findley and F. A. Davis, *Creep and Relaxation of Nonlinear Viscoelastic Materials*. New York: Dover Publications, 2013.
- [43] R. A. Schapery, "On the characterization of nonlinear viscoelastic materials," *Polym. Eng. Sci.*, vol. 9, no. 4, pp. 295–310, 1969.
- [44] E. C. Botelho, L. C. Pardini, and M. C. Rezende, "Hygrothermal effects on damping behavior of metal/glass fiber/epoxy hybrid composites," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 399, no. 1–2, pp. 190–198, 2005.

-
- [45] H. Abramovich, D. Govich, and A. Grunwald, "Damping measurements of laminated composite materials and aluminum using the hysteresis loop method," *Prog. Aerosp. Sci.*, vol. 78, pp. 8–18, 2015.
- [46] A. Etaati, S. a. Mehdizadeh, H. Wang, and S. Pather, "Vibration damping characteristics of short hemp fibre thermoplastic composites," *J. Reinf. Plast. Compos.*, vol. 33, no. 4, pp. 330–341, 2013.
- [47] K. P. Menard, *Dynamic mechanical analysis a practical introduction*. Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 1999.
- [48] T. Instruments, "<http://www.tainstruments.com/>."
- [49] ASTM D 5418 - 15, "Standard test method for plastics: Dynamic mechanical properties: In flexure (Dual cantilever beam)," *Am. Soc. Test. Mater.*, 2015.
- [50] ASTM D 5023 - 15, "Standard test method for plastics: Dynamic mechanical properties: In flexure (Three-point bending)," *Am. Soc. Test. Mater.*, 2015.
- [51] ASTM D 5279 - 13, "Standard test method for plastics: Dynamic mechanical properties: In torsion," *Am. Soc. Test. Mater.*, 2013.
- [52] ASTM D 5024 - 15, "Standard test method for plastics: Dynamic mechanical properties: In compression," *Am. Soc. Test. Mater.*, 2015.
- [53] ASTM D 5026 -15, "Standard test method for plastics: Dynamic mechanical properties: In Tension," *Am. Soc. Test. Mater.*, 2015.
- [54] A. D. Nashif, D. I. G. Jones, and J. P. Henderson, *Vibration damping*. New York: John Wiley & sons, 1985.
- [55] ASTM E 756 - 05., "Standard test method for measuring vibration-damping properties of materials," *Am. Soc. Test. Mater.*, 2005.
- [56] M. Idriss, a. El Mahi, and R. El Guerjouma, "Characterization of sandwich beams with debonding by linear and nonlinear vibration method," *Compos. Struct.*, vol. 120, pp. 200–207, 2015.
- [57] J. Sargianis and J. Suhr, "Effect of core thickness on wave number and damping properties in sandwich composites," *Compos. Sci. Technol.*, pp. 1–7, 2012.
- [58] D. K. Anthony and F. Simón, "Improving the accuracy of the n-dB method for determining damping of non-lightly damped systems," *Appl. Acoust.*, vol. 71, no. 4, pp. 299–305, 2010.
- [59] J.-L. Wojtowicki, L. Jaouen, and R. Panneton, "New approach for the measurement of damping properties of materials using the Oberst beam," *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 75, no. 8, pp. 2569–2574, 2004.
- [60] R. S. Lakes, "Viscoelastic measurement techniques," *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 75, no. 4, p. 797, 2004.
- [61] M. Wesolowski and E. Barkanov, "Model errors influence on identified composite material properties,"

-
- Compos. Struct.*, vol. 94, no. 9, pp. 2716–2723, 2012.
- [62] E. Barkanov, E. Skukis, and B. Petitjean, “Characterisation of viscoelastic layers in sandwich panels via an inverse technique,” *J. Sound Vib.*, vol. 327, no. 3–5, pp. 402–412, 2009.
- [63] Y. Shi, H. Sol, and H. Hua, “Material parameter identification of sandwich beams by an inverse method,” *J. Sound Vib.*, vol. 290, no. 3–5, pp. 1234–1255, 2006.
- [64] M. Martinez Agirre, “Experimental and numerical dynamic analysis of press-formed viscoelastic sandwich structures,” Mondragon Unibertsitatea, 2011.
- [65] Z. Ren, N. Atalla, and S. Ghinet, “Optimization based identification of the dynamic properties of linearly viscoelastic materials using vibrating beam technique,” *J. Vib. Acoust.*, vol. 133, no. 4, 2011.
- [66] S. Y. Kim and D. H. Lee, “Identification of fractional-derivative-model parameters of viscoelastic materials from measured FRFs,” *J. Sound Vib.*, vol. 324, pp. 570–586, 2009.
- [67] E. Pagnacco, A. Moreau, and D. Lemosse, “Inverse strategies for the identification of elastic and viscoelastic material parameters using full-field measurements,” *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 452–453, pp. 737–745, 2007.
- [68] M. Matter, T. Gmür, J. Cugnoni, and A. Schorderet, “Numerical-experimental identification of the elastic and damping properties in composite plates,” *Compos. Struct.*, vol. 90, no. 2, pp. 180–187, 2009.
- [69] G.-L. Qian, S. V. Hoa, and X. Xiao, “A vibration method for measuring mechanical properties of composite, theory and experiment,” *Compos. Struct.*, vol. 39, no. 1–2, pp. 31–38, 1997.
- [70] X. Boutillon and M. Rébillat, “A method to measure elastic and dissipative material properties of sandwich structures and its numerical validation,” in *10e Colloque National en Calcul des Structures*, 2011.
- [71] J. De Visscher, H. Sol, and W. P. De Wilde, “Identification of the Damping Properties of Orthotropic Composite Materials Using a Mixed Numerical Experimental Method,” *Appl. Compos. Mater.*, vol. 4, pp. 13–33, 1997.
- [72] M. Schwaar, T. Gmür, and J. Frieden, “Modal numerical-experimental identification method for characterising the elastic and damping properties in sandwich structures with a relatively stiff core,” *Compos. Struct.*, vol. 94, no. 7, pp. 2227–2236, 2012.
- [73] X. Boutillon and M. Rébillat, “Identification of elastic and damping properties of sandwich structures based on high resolution modal analysis of point,” pp. 2577–2590, 2010.
- [74] D. C. Sorensen, “Numerical methods for large eigenvalue problems,” *Acta Numer.*, vol. 11, pp. 519–584, 2002.
- [75] Y. Saad, *Iterative Methods for Sparse Linear Systems: Second Edition*. Society for Industrial Mathematics, 2003.
-

-
- [76] G. D. Gounaris, E. Antonakakis, and C. a. Papadopoulos, "Hysteretic damping of structures vibrating at resonance: An iterative complex eigensolution method based on damping-stress relation," *Comput. Struct.*, vol. 85, no. 23–24, pp. 1858–1868, 2007.
- [77] C. Lanczos, "An Iteration Method for the Solution of the Eigenvalue Problem of Linear Differential and Integral Operators," *J. Res. Natl. Bur. Stand. (1934)*, vol. 45, no. 4, p. 27, 1950.
- [78] W. E. Arnoldi, "The principle of minimized iterations in the solution of the matrix eigenvalue problem," *Q. Appl. Math.*, vol. 9, p. 12, 1951.
- [79] M. Martinez-Agirre and M. J. Elejabarrieta, "Higher order eigensensitivities-based numerical method for the harmonic analysis of viscoelastically damped structures," *Int. J. Numer. Methods Eng.*, vol. 88, no. 12, pp. 1280–1296, 2011.
- [80] E. E. Ungar and E. M. Kerwin Jr, "Loss factors of viscoelastic systems in terms of energy concepts," *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 34, p. 954, 1962.
- [81] P. Bassani, C. a. Biffi, M. Carnevale, N. Lecis, B. Previtali, and A. Lo Conte, "Passive damping of slender and light structures," *Mater. Des.*, vol. 45, pp. 88–95, 2013.
- [82] B.-G. Hu, M. A. Dokainish, and W. M. Mansour, "A Modified MSE Method for Viscoelastic Systems: A Weighted Stiffness Matrix Approach," *J. Vib. Acoust.*, vol. 117, p. 6, 1995.
- [83] F. Cortés and M. J. Elejabarrieta, "An approximate numerical method for the complex eigenproblem in systems characterised by a structural damping matrix," *J. Sound Vib.*, vol. 296, no. 1–2, pp. 166–182, 2006.
- [84] D. J. Ewins, *Modal testing: theory, practice, and application*. Hertfordshire, Great Britain: Research Studies Press, 2000.
- [85] F. Cortés and M. Elejabarrieta, "Complex modes superposition in non-classically damped systems," in *Proceedings of the 6th International Conference on Structural Dynamics*, 2005.
- [86] A. L. Araújo, C. M. Mota Soares, J. Herskovits, and P. Pedersen, "Estimation of piezoelectric and viscoelastic properties in laminated structures," *Compos. Struct.*, vol. 87, no. 2, pp. 168–174, 2009.
- [87] Y. Liu, M. Zogg, and P. Ermanni, "An experimental comparative study on non-conventional surface and interface damping techniques for automotive panel structures," *J. Vib. Control*, 2011.
- [88] F. Renaud, J. L. Dion, G. Chevallier, I. Tawfiq, and R. Lemaire, "A new identification method of viscoelastic behavior: Application to the generalized Maxwell model," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 25, pp. 991–1010, 2011.
- [89] M. R. Abdullah, Y. Prawoto, and W. J. Cantwell, "Interfacial fracture of the fibre-metal laminates based on fibre reinforced thermoplastics," *Mater. Des.*, pp. 1–7, 2014.
- [90] ISO 527-1:2012, "Plastics -- Determination of tensile properties -- Part 1: General principles," *Int. Organ. Stand.*, 2012.

-
- [91] ASTM D 790 -10, “Standard Test Methods for Flexural Properties of Unreinforced and Reinforced Plastics and Electrical Insulating Materials,” *Am. Soc. Test. Mater.*, 2010.
- [92] ASTM D 3039/D 3039M - 14, “Standard test method for tensile properties of polymer matrix composite materials,” *Am. Soc. Test. Mater.*, 2014.
- [93] M. Matter, “Identification modale numérique-expérimentale des propriétés élastiques et dissipatives de matériaux composites,” École polytechnique fédérale de Lausanne, 2008.
- [94] J. D. Ferry, *Viscoelastic Properties of Polymers*. New York: John Wiley & Sons, 1980.
- [95] H. C. Lau, S. N. Bhattacharya, and G. J. Field, “Influence of rheological properties on the sagging of polypropylene and abs sheet for thermoforming applications,” *Polym. Eng. Sci.*, vol. 40, no. 7, pp. 1564–1570, 2000.
- [96] N. Lagakos, J. Jarzynski, J. H. Cole, and J. a. Bucaro, “Frequency and temperature dependence of elastic moduli of polymers,” *J. Appl. Phys.*, vol. 59, no. 12, pp. 4017–4031, 1986.
- [97] Y. Liao and V. Wells, “Estimation of complex Young’s modulus of non-stiff materials using a modified Oberst beam technique,” *J. Sound Vib.*, vol. 316, no. 1–5, pp. 87–100, 2008.
- [98] F. Cortés and M. J. Elejabarrieta, “Viscoelastic materials characterisation using the seismic response,” *Mater. Des.*, vol. 28, no. 7, pp. 2054–2062, 2007.
- [99] R. Blevins, *Formulas for natural frequency and mode shape*. Malabar, Florida: Krieger, 1979.
- [100] T. Pritz, “The Poisson’s loss factor of solid viscoelastic materials,” *J. Sound Vib.*, vol. 306, no. 3–5, pp. 790–802, 2007.
- [101] J. P. Talbot and J. Woodhouse, “The vibration damping of laminated plates,” *Compos. Part A Appl. Sci. Manuf.*, vol. 28, no. 12, pp. 1007–1012, 1997.
- [102] ASTM D 3518/D 3518M - 13, “Standard test method for in-plane shear response of polymer matrix composite materials by tensile test of a $\pm 45^\circ$ laminate,” *Am. Soc. Test. Mater.*, 2013.
- [103] INEOS - The Word for Chemicals, “<http://www.ineos.com/>.” .
- [104] M. Martinez-Agirre and M. J. Elejabarrieta, “Dynamic characterization of high damping viscoelastic materials from vibration test data,” *J. Sound Vib.*, vol. 330, no. 16, pp. 3930–3943, 2011.
- [105] H. Zabala, “Influencia de la velocidad de impacto en la delaminación generada por impactos transversales de baja velocidad en tejidos carbono-epoxi. Dependencia del comportamiento interlaminar del composite a la velocidad de propagación de grieta,” Mondragon Unibertsitatea, 2014.
- [106] E. C. Botelho, A. N. Campos, E. de Barros, L. C. Pardini, and M. C. Rezende, “Damping behavior of continuous fiber/metal composite materials by the free vibration method,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 37, no. 2–3, pp. 255–263, 2005.

-
- [107] A. Mahi, M. Assarar, Y. Sefrani, and J.-M. Berthelot, "Damping analysis of orthotropic composite materials and laminates," *Compos. Part B Eng.*, vol. 39, no. 7–8, pp. 1069–1076, 2008.
- [108] Z. Huda, N. I. Taib, and T. Zaharinie, "Characterization of 2024-T3: An aerospace aluminum alloy," *Mater. Chem. Phys.*, vol. 113, no. 2–3, pp. 515–517, 2009.
- [109] A. Heinz, A. Haszler, C. Keidel, S. Moldenhauer, R. Benedictus, and W. . Miller, "Recent development in aluminium alloys for aerospace applications," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 280, no. 1, pp. 102–107, 2000.
- [110] A. Merati, "A study of nucleation and fatigue behavior of an aerospace aluminum alloy 2024-T3," *Int. J. Fatigue*, vol. 27, no. 1, pp. 33–44, 2005.
- [111] ASTM E 8/E 8M - 15a, "Standard test methods for tension testing of metallic materials.," *Am. Soc. Test. Mater.*, 2015.
- [112] M. Martinez-Agirre and M. J. Elejabarrieta, "Characterisation and modelling of viscoelastically damped sandwich structures," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 52, no. 9, pp. 1225–1233, 2010.
- [113] E. Cocchieri Botelho, R. Almeida Silva, L. C. Pardini, and M. Cerqueira Rezende, "A Review on the Development and Properties of Continuous Fiber / epoxy / aluminum Hybrid Composites for Aircraft Structures," *J. Mater. Res.*, vol. 9, no. 3, pp. 247–256, 2006.
- [114] K. Amichi and N. Atalla, "A New 3D Finite Element for Sandwich Beams With a Viscoelastic Core," *J. Vib. Acoust.*, vol. 131, no. 2, p. 021010, 2009.
- [115] K. Amichi, N. Atalla, and R. Ruokolainen, "A new 3D finite element sandwich plate for predicting the vibroacoustic response of laminated steel panels," *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 46, no. 12, pp. 1131–1145, 2010.
- [116] J. Frieden, J. Cugnoni, J. Botsis, and T. Gmür, "Vibration-based characterization of impact induced delamination in composite plates using embedded FBG sensors and numerical modelling," *Compos. Part B Eng.*, vol. 42, no. 4, pp. 607–613, 2011.
- [117] F. a. Fazzolari and E. Carrera, "Free vibration analysis of sandwich plates with anisotropic face sheets in thermal environment by using the hierarchical trigonometric Ritz formulation," *Compos. Part B Eng.*, vol. 50, pp. 67–81, 2013.
- [118] T. I. Thinh, M. C. Nguyen, and D. G. Ninh, "Dynamic stiffness formulation for vibration analysis of thick composite plates resting on non-homogenous foundations," *Compos. Struct.*, vol. 108, pp. 684–695, 2014.
- [119] D. Li, G. Qing, and Y. Liu, "A layerwise/solid-element method for the composite stiffened laminated cylindrical shell structures," *Compos. Struct.*, 2012.
- [120] Y. Qu, S. Wu, H. Li, and G. Meng, "Three-dimensional free and transient vibration analysis of composite laminated and sandwich rectangular parallelepipeds : Beams , plates and solids," *Compos. Part B*, pp. 1–15, 2015.
- [121] F. Alijani and M. Amabili, "Nonlinear vibrations of laminated and sandwich rectangular plates with free

- edges. Part 1: Theory and numerical simulations,” *Compos. Struct.*, pp. 1–15, 2013.
- [122] E. Oñate, *Cálculo de estructuras por el método de elementos finitos*. Barcelona, España: Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería, 1995.
- [123] J. Iriondo, J. M. Abete, L. Aretxabaleta, and A. Aizpuru, “Caracterización vibroacústica de un composite de termoplástico autoreforzado,” in *X. Congreso Nacional de Materiales*, 2013.
- [124] J. Iriondo, L. Aretxabaleta, and A. Aizpuru, “Scaling effects in the dynamic behaviour of fibre-metal laminates based on a self-reinforced polypropylene,” in *IX. International Conference on Structural Dynamics*, 2014.

