



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID  
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**  
*Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica*

**Diseño de una instalación flexible para  
el ensayo de MEAs de pila de  
combustible PEM**

**GONZALO PASCUAL LOBO**

**ALFONSO HERRILLO GÜEMES  
LUIS ALDEA FERNÁNDEZ**



*A mis padres y hermanos; Carmen;  
amigos, y todos los que habéis formado  
parte de este bonito camino.*

*Con la ilusión de ayer,  
El esfuerzo y la entrega de hoy,  
Lograré mis sueños mañana*



## RESUMEN Y PALABRAS CLAVE

Nuestra generación se enfrenta a uno de los retos energéticos más grandes de la historia: necesitamos hacer frente a una demanda de energía cada vez más grande sin descuidar las emisiones de gases de efecto invernadero.

El hidrógeno ha adquirido mucha importancia en los últimos años por ser un vector energético limpio y que podría sustituir a los combustibles fósiles o cooperar con otras fuentes de energía para alcanzar la descarbonización.

El hidrógeno no se encuentra libre en la naturaleza, y suele ser generado fundamentalmente mediante procesos de naturaleza termoquímica y electroquímica, buscándose actualmente que estas producciones sean a partir de recursos energéticos renovables.

La forma más común de producir electricidad empleando hidrógeno es mediante el uso de una pila de combustible. Las pilas de combustible son artefactos en los cuales ocurre una reacción química entre dos reactivos que deben de ser suministrados a la pila de forma incesante. Las pilas de combustible pueden ser de diversos tipos en función del electrolito empleado, pero la que más madurez tecnológica ha alcanzado es la pila PEM, que posee un electrolito que permite el intercambio protónico.

Las propiedades de la pila de combustible vienen determinadas básicamente por las prestaciones de un conjunto de componentes que recibe el nombre de MEA. Es esto por lo que necesitamos comprobar la calidad de nuestras MEAs, ya que de no ser apta la MEA, tampoco lo será el stack.

El presente documento se centra en el desarrollo de un banco de ensayos para MEAs de pilas de combustible PEM, que permita ensayar MEAs de diferentes tamaños y formas manteniendo alta repetibilidad y reproducibilidad de los ensayos combinado con un manejo rápido y sencillo de sus componentes.

**PALABRAS CLAVE:** *pila de combustible, MEA, banco de ensayos, hidrógeno, transición energética*

## ABSTRACT AND KEY WORDS

Our generation is facing one of the biggest energetic problems from all times: we need to face an increasing energetic demand without disregarding greenhouse gas emissions.

Hydrogen has acquired lots of attention for being a promising energy vector: it is clean and has a big energy density per mass unit. Thus, it could substitute fossil fuels or be combined with other renewable sources in order to achieve decarbonization.

Hydrogen is not found free in nature and is usually generated mainly through thermochemical and electrochemical processes, and these productions are currently being sought from renewable energy resources.

The most common way to produce electricity using hydrogen is by using a Fuel Cell. Fuel Cells are devices in which occur a chemical reaction between two reactants which are continuously supplied to the device. There are different types of fuel cells according to the electrolyte type they have. The technology that has achieved a higher Technology Readiness Level is the Proton Exchange Membrane, whose electrolyte is permeable for protons.

The performance of a fuel cell stack is basically determined by the performance of a group of parts called the Membrane Electrode Assembly (MEA). So, we must know the characteristics of our MEA before stacking them to form a fuel cell stack, in order to predict the overall stack behaviour.

The present document focuses on the development of a MEA testing system, which allows to test MEAs of different dimensions and aspect ratios, maintaining high test reproducibility and an easy, fast handling.

**KEY WORDS:** Fuel cell, MEA, test bench, hydrogen, energetic transition.

# ÍNDICES

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>1</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
1.1	ESCENARIO ENERGÉTICO ACTUAL.....	1
1.2	EL ROL DEL HIDRÓGENO EN LA TRANSICIÓN ENERGÉTICA.....	6
1.3	LAS PILAS DE COMBUSTIBLE.....	10
1.4	LA TECNOLOGÍA PEM.....	12
1.5	CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA PILA DE COMBUSTIBLE.....	17
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b> .....	<b>21</b>
2.1	POR QUÉ ENSAYAR LAS MEAs.....	21
2.2	ANTECEDENTES.....	21
2.3	OBJETIVOS DE ESTE PROYECTO.....	23
<b>3</b>	<b>ESTUDIO DE REQUISITOS TÉCNICOS</b> .....	<b>25</b>
3.1	METODOLOGÍA DE DESARROLLO.....	25
3.2	ANÁLISIS DE PILAS DE COMBUSTIBLE COMERCIALES.....	26
3.3	DIMENSIONAMIENTO DE LOS CONDUCTORES ELÉCTRICOS.....	30
3.4	NECESIDADES DE REFRIGERACIÓN.....	34
3.5	REQUERIMIENTOS MECÁNICOS.....	42
<b>4</b>	<b>DISEÑO DE LA INSTALACIÓN CON SOFTWARE CAD</b> .....	<b>49</b>
4.1	<b>FASE A: CONCEPTOS Y RESERVA DE ESPACIOS</b> .....	<b>49</b>
4.1.1	<i>INFLUENCIA DE LAS VARIABLES EN EL CÁLCULO DE LAS PLACAS TERMINALES</i> .....	<i>51</i>
4.1.2	<i>SOLUCIONES ALTERNATIVAS PARA LAS PLACAS TERMINALES</i> .....	<i>57</i>
4.1.3	<i>CÁLCULO RESISTENTE DE LAS COLUMNAS GUÍA</i> .....	<i>58</i>
4.1.4	<i>OTROS CONCEPTOS</i> .....	<i>59</i>
4.1.5	<i>RESUMEN DE LA FASE A</i> .....	<i>65</i>
4.2	<b>FASE B: DESARROLLO DEL CONCEPTO 2</b> .....	<b>66</b>
4.2.1	<i>SUBENSAMBLAJES DEL BANCO DE ENSAYOS</i> .....	<i>67</i>
4.2.2	<i>CONJUNTO BANCADA</i> .....	<i>67</i>
4.2.3	<i>CONJUNTO GUÍAS LINEALES</i> .....	<i>68</i>
4.2.4	<i>CONJUNTO PLACAS FIJAS</i> .....	<i>70</i>
4.2.5	<i>CONJUNTO PLACAS MÓVILES</i> .....	<i>73</i>
4.2.6	<i>CONJUNTO COLUMNAS GUÍA</i> .....	<i>78</i>
4.2.7	<i>CONJUNTO CASSETTE</i> .....	<i>79</i>
4.2.8	<i>ESTIMACIÓN DE LOS COSTES DE FABRICACIÓN EN LA FASE-B</i> .....	<i>85</i>

4.3	<b>FASE C: DISEÑO DE DETALLE</b> .....	91
4.3.1	<i>DETALLANDO UN PROTOTIPO DE CASSETTE</i> .....	91
4.3.2	<i>ALIGERANDO EL BASTIDOR</i> .....	95
4.3.3	<i>REDUCIENDO COSTES</i> .....	96
5	<b>CONCLUSIONES</b> .....	99
6	<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	103
7	<b>ANEXOS</b> .....	104
7.1	DIAGRAMA DE SANKEY.....	105
7.2	CURVAS DE POLARIZACIÓN DE PILAS COMERCIALES .....	107
7.3	EBOM COMPLETA DE LA FASE B .....	109
7.4	CÁLCULOS DE CAJERAS PARA O-RINGS.....	111
	<b>EPÍLOGO</b> .....	113



## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<b>ILUSTRACIÓN 1:</b> CLASIFICACIÓN FUENTES DE ENERGÍA.....	<b>1</b>
<b>ILUSTRACIÓN 2:</b> ENERGÍA CONSUMIDA POR PERSONA EN DISTINTAS ZONAS GEOGRÁFICAS. FUENTE: OUR WORLD IN DATA. (2019). RECUPERADO DE HTTPS://OURWORLDINDATA.ORG/ENERGY .....	<b>3</b>
<b>ILUSTRACIÓN 3:</b> EVOLUCIÓN DEL MIX ENERGÉTICO EN TÉRMINOS ABSOLUTOS. FUENTE: OUR WORLD IN DATA (2019). RECUPERADO DE HTTPS://OURWORLDINDATA.ORG/ENERGY .....	<b>4</b>
<b>ILUSTRACIÓN 4:</b> EVOLUCIÓN DEL MIX ENERGÉTICO EN TÉRMINOS RELATIVOS. FUENTE: OUR WORLD IN DATA (2019). RECUPERADO DE HTTPS://OURWORLDINDATA.ORG/ENERGY .....	<b>4</b>
<b>ILUSTRACIÓN 5:</b> ACCESO A ELECTRICIDAD A NIVEL MUNDIAL EN 2019. FUENTE: OUR WORLD IN DATA (2019). RECUPERADO DE: HTTPS://OURWORLDINDATA.ORG/ENERGY-ACCESS .....	<b>5</b>
<b>ILUSTRACIÓN 6:</b> ELECTRÓLISIS PEM DEL AGUA. FUENTE: CHARLOTTE HUSSY. (2022). WATER ELECTROLYSIS EXPLAINED-THE MOST POWER-TO-X PROCESSES. PTX HUB. RECUPERADO DE: HTTPS://PTX-HUB.ORG/WATER-ELECTROLYSIS.....	<b>6</b>
<b>ILUSTRACIÓN 7:</b> TIPOS DE HIDRÓGENO SEGÚN SU OBTENCIÓN. (NOUSSAN ET AL., 2021).....	<b>7</b>
<b>ILUSTRACIÓN 8:</b> COSTE DE PRODUCCIÓN DE HIDRÓGENO. (NOUSSAN ET AL., 2021) .....	<b>8</b>
<b>ILUSTRACIÓN 9:</b> HYDROGEN PATHWAYS .....	<b>8</b>
<b>ILUSTRACIÓN 10:</b> TIPOS DE PILAS DE COMBUSTIBLE. (HUANG ET AL., 2006) .....	<b>10</b>
<b>ILUSTRACIÓN 11:</b> INTERÉS DESPERTADO POR EL HIDRÓGENO. (PARRA ET AL., 2019) .....	<b>11</b>
<b>ILUSTRACIÓN 12:</b> PARTES DE UNA PILA TIPO PEM. FUENTE: K.P. BOY (23 AGOSTO 2008). WIKIPEDIA. RECUPERADO DE HTTPS://COMMONS.WIKIMEDIA.ORG .....	<b>13</b>
<b>ILUSTRACIÓN 13:</b> CANALES RESULTANTES AL CONFORMAR UNA PB.....	<b>14</b>
<b>ILUSTRACIÓN 14:</b> DISTRIBUCIÓN EN CONTRACORRIENTE .....	<b>15</b>
<b>ILUSTRACIÓN 15:</b> DISTRIBUCIÓN EN EQUICORRIENTE.....	<b>15</b>
<b>ILUSTRACIÓN 16:</b> DESPIECE DE UN STACK. (ABBAS ET AL., 2020) .....	<b>16</b>
<b>ILUSTRACIÓN 17:</b> CURVA DE POLARIZACIÓN DE UNA PILA DE COMBUSTIBLE. (JUNG & AHMED, 2010) .....	<b>17</b>
<b>ILUSTRACIÓN 18:</b> EQUIPO DE ENSAYO PRIMITIVO .....	<b>21</b>
<b>ILUSTRACIÓN 19:</b> SISTEMA DE ENSAYO NEUMÁTICO 7X7CM. FUENTE: BALTIC FUEL CELLS. (2008). INTRODUCTION TO QUICK CONNECT FIXTURE.....	<b>22</b>
<b>ILUSTRACIÓN 20:</b> FLUJOGRAMA DEL PROYECTO.....	<b>25</b>
<b>ILUSTRACIÓN 21:</b> RESUMEN DE CURVAS DE POLARIZACIÓN .....	<b>29</b>
<b>ILUSTRACIÓN 22:</b> MONTAJE INSTALACIÓN ELÉCTRICA .....	<b>30</b>
<b>ILUSTRACIÓN 23:</b> DENSIDADES DE CORRIENTE MÁXIMAS FRENTE A ÁREAS ACTIVAS .....	<b>31</b>
<b>ILUSTRACIÓN 24:</b> FUNCIONAMIENTO HABITUAL DEL STACK DEL TOYOTA MIRAI. FUENTE: ARGONNE NATIONAL LABORATORY, TRANSPORT CANADA Y ENVIRONMENT AND CLIMATE	

CHANGE CANADA. (2018). TECHNOLOGY ASSESSMENT OF A FUEL CELL VEHICLE: 2017 TOYOTA MIRAI. .... 32

**ILUSTRACIÓN 25:** FORMATO DE CONDUCTORES SELECCIONADOS ..... 33

**ILUSTRACIÓN 26:** CURVAS DE POLARIZACIÓN A DISTINTAS TEMPERATURAS DE OPERACIÓN. (L.A.M. RIASCOS ET. AL.,2010)..... 35

**ILUSTRACIÓN 27:** DEGRADACIÓN DEL NAFIÓN AL AUMENTAR LA TEMPERATURA. (CHEN ET AL., 2007) ..... 35

**ILUSTRACIÓN 28:** DENSIDAD DE POTENCIA TÉRMICA DE CADA CELDA ..... 36

**ILUSTRACIÓN 29:** POTENCIAS TÉRMICAS GENERADAS EN CADA CELDA..... 37

**ILUSTRACIÓN 30:** TEMPERATURA DE CONGELACIÓN PARA MEZCLAS DE AGUA/ETILENGLICOL. FUENTE: EFICIENCIA ENERGÉTICA. (2015) TABLAS DEL ETILENGLICOL Y PROPILENGLICOL. EL COLECTOR SOLAR 2. RECUPERADO DE: [HTTPS://CERTIFICACIONENERGETICA.INFO/CATEGORY/TERMICA-SOLAR/TABLAS/](https://certificacionenergetica.info/category/termica-solar/tablas/)..... 39

**ILUSTRACIÓN 31:** EVOLUCIÓN DEL RENDIMIENTO DE UNA PILA AL VARIAR EL APRIETE DEL STACK. (MASON ET AL., 2012) ..... 43

**ILUSTRACIÓN 32:** INFLUENCIA DE LA PRESIÓN DE APRIETE SOBRE LAS GDLS EN (A) DEFORMACIÓN INDUCIDA Y (B) RESISTENCIA DE CONTACTO. (MASON ET AL., 2012)..... 44

**ILUSTRACIÓN 33:** MECANISMO BÁSICO DE PALANCA CON RELACIÓN DE MULTIPLICACIÓN DE CARGA. .... 46

**ILUSTRACIÓN 34:** PRENSA HIDRÁULICA MANUAL DE 20TN ..... 47

**ILUSTRACIÓN 35:** COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA..... 48

**ILUSTRACIÓN 36:** ENSAMBLAJE DE LA FASE A ..... 49

**ILUSTRACIÓN 37:** DIMENSIONES DE CADA COMPONENTE EN LA FASE A ..... 50

**ILUSTRACIÓN 38:** INFLUENCIA DEL ESPESOR EN EL DESPLAZAMIENTO MÁXIMO EN LA PLACA TERMINAL IZQUIERDA ..... 51

**ILUSTRACIÓN 39:** APROXIMACIÓN DE PLACA ORIGINAL A BARRA (ROJO)..... 52

**ILUSTRACIÓN 40:** SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA BARRA ELEGIDA PARA HACER LA SIMPLIFICACIÓN ..... 52

**ILUSTRACIÓN 41:** ECUACIONES PARA CÁLCULOS DE BARRA APOYADA CON CARGA DISTRIBUIDA UNIFORMEMENTE. FUENTE: R.G.BUDYNAS Y J.K.NISBETT. (2008). APÉNDICE A: TABLAS ÚTILES. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. MCGRAWHILL INTERAMERICANA ..... 53

**ILUSTRACIÓN 42:** PROCEDIMIENTO PARA CÁLCULOS DE PLACAS TERMINALES ..... 54

**ILUSTRACIÓN 43:** PÉRDIDA DE CARRERA EFECTIVA TRAS DEFORMAR LA PLACA TERMINAL DERECHA..... 55

**ILUSTRACIÓN 44:** CONO DE TRANSMISIÓN DE FUERZAS ..... 56

**ILUSTRACIÓN 45:** INFLUENCIA DE LA FLECHA EN EL DESPLAZAMIENTO MÁXIMO ANTE UNA CARGA DISTRIBUIDA ..... 57

<b>ILUSTRACIÓN 46:</b> ACTUADOR HIDRÁULICO ENERPAC RC51.....	<b>60</b>
<b>ILUSTRACIÓN 47:</b> BOCETO DEL CONCEPTO 2, EN POSICIÓN RETRAÍDA.....	<b>61</b>
<b>ILUSTRACIÓN 48:</b> DEFLEXIÓN MÁXIMA POR ACCIÓN DE CARGA DISTRIBUIDA UNIFORME PARA BARRA BIEMPOTRADA. FUENTE: R.G.BUDYNAS Y J.K.NISBETT. (2008). APÉNDICE A: TABLAS ÚTILES. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. MCGRAWHILL INTERAMERICANA .....	<b>62</b>
<b>ILUSTRACIÓN 49:</b> MODELO MECÁNICO ALTERNATIVO SIN EMPOTRAMIENTOS.....	<b>63</b>
<b>ILUSTRACIÓN 50:</b> PRONTUARIO PARA BARRA BIAPOYADA CON DOS CARGAS PUNTUALES. FUENTE: R.G.BUDYNAS Y J.K.NISBETT. (2008). APÉNDICE A: TABLAS ÚTILES. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. MCGRAWHILL INTERAMERICANA .....	<b>64</b>
<b>ILUSTRACIÓN 51:</b> VISTA DEL CONJUNTO AL CERRAR LA MADUREZ B.....	<b>66</b>
<b>ILUSTRACIÓN 52:</b> SUBENSAMBLAJE BANCADA .....	<b>67</b>
<b>ILUSTRACIÓN 53:</b> CONJUNTO DE LAS GUÍAS LINEALES.....	<b>69</b>
<b>ILUSTRACIÓN 54:</b> PLACA FIJA IZQUIERDA.....	<b>71</b>
<b>ILUSTRACIÓN 55:</b> SOLUCIÓN ALTERNATIVA A LAS PLETINAS MEDIANTE ESCUADRAS .....	<b>72</b>
<b>ILUSTRACIÓN 56:</b> CENTRADOR DONDE SE ALOJARÍA UN CILINDRO HIDRÁULICO .....	<b>72</b>
<b>ILUSTRACIÓN 57:</b> VISTA DE LA PLACA FIJA DERECHA.....	<b>73</b>
<b>ILUSTRACIÓN 58:</b> CONJUNTO DE PLACA MÓVIL (LADO IZQUIERDO).....	<b>74</b>
<b>ILUSTRACIÓN 59:</b> OTRA VISTA DEL CONJUNTO PLACA MÓVIL (LADO IZQUIERDO) .....	<b>75</b>
<b>ILUSTRACIÓN 60:</b> ESCUADRAS MULTIPROPÓSITO PARA LAS PLACAS MÓVILES.....	<b>76</b>
<b>ILUSTRACIÓN 61:</b> CONJUNTO DE COLUMNAS GUÍA .....	<b>78</b>
<b>ILUSTRACIÓN 62:</b> ASSEMBLY DEL CASSETTE DE LA FASE B .....	<b>79</b>
<b>ILUSTRACIÓN 63:</b> VISTA EN SECCIÓN DEL CASSETTE DE LA FASE B .....	<b>80</b>
<b>ILUSTRACIÓN 64:</b> CONSTANTE DE PÉRDIDAS LOCALES EN TUBOS ACODADOS.....	<b>83</b>
<b>ILUSTRACIÓN 65:</b> SERPENTÍN DE REFRIGERACIÓN .....	<b>84</b>
<b>ILUSTRACIÓN 66:</b> DETALLE DEL CONDUCTO DE E/S DE REACTIVOS/PRODUCTOS.....	<b>84</b>
<b>ILUSTRACIÓN 67:</b> VISTA DEL DESPIECE DE MEDIO CASSETTE .....	<b>91</b>
<b>ILUSTRACIÓN 68:</b> DETALLE DE PINES CENTRADORES.....	<b>92</b>
<b>ILUSTRACIÓN 69:</b> VISTA DEL DESPIECE DEL EMPUJADOR. ....	<b>93</b>
<b>ILUSTRACIÓN 70:</b> MODELO MECÁNICO PARA EL CÁLCULO DE LA FLEXIÓN ORIGINADA POR LA PRESIÓN DEL REFRIGERANTE. FUENTE: R.G.BUDYNAS Y J.K.NISBETT. (2008). APÉNDICE A: TABLAS ÚTILES. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. MCGRAWHILL INTERAMERICANA. ....	<b>95</b>
<b>ILUSTRACIÓN 71:</b> PERFIL DE ALUMINIO EXTRUIDO .....	<b>96</b>
<b>ILUSTRACIÓN 72:</b> ACTUADOR HIDRÁULICO ALTERNATIVO PARA REDUCIR COSTES.....	<b>97</b>
<b>ILUSTRACIÓN 73:</b> CASQUILLO ALTERNATIVO DE IGLIDUR.....	<b>98</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>TABLA 1:</b> REFERENCIAS DE CONDUCTORES PARA ALTAS INTENSIDADES. FUENTE: TEKNOLABOR. (2022), RECUPERADO DE <a href="https://www.teknolabor.com/en">HTTPS://WWW.TEKNOLABOR.COM/EN</a> .....	<b>33</b>
<b>TABLA 2:</b> ÓRDENES DE MAGNITUD DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA.....	<b>38</b>
<b>TABLA 3:</b> PROPIEDADES MEZCLAS DE AGUA/ETILENGLICOL. FUENTE: RECTIFICADORES GUASCH S.A. (2022): CARACTERÍSTICAS DEL LÍQUIDO DE REFRIGERACIÓN.....	<b>38</b>
<b>TABLA 4:</b> PROPIEDADES DEL GRAFITO ISOMOLDEADO SIN RESINA Y CON RESINA AÑADIDA. FUENTE: SGL CARBON GMBH (2021): GRAPHITE COMPOUND MATERIALS FOR BIPOLAR PLATES.	<b>41</b>
<b>TABLA 5:</b> EFECTO DEL ESPESOR DE PARED EN LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE SUS CARAS .....	<b>41</b>
<b>TABLA 6:</b> PROPIEDADES DE ALGUNAS GDL COMERCIALES. (MASON ET AL., 2012) .....	<b>44</b>
<b>TABLA 7:</b> CARACTERÍSTICAS DE LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA ENERPAC SCR102H .....	<b>48</b>
<b>TABLA 8:</b> PRECIO DE COMPONENTES COMERCIALES EN CADA SUBENSAMBLAJE .....	<b>86</b>
<b>TABLA 9:</b> PIEZAS COMERCIALES DE MAYOR PRECIO .....	<b>87</b>
<b>TABLA 10:</b> PRECIO DE COMPONENTES NO COMERCIALES EN CADA SUBENSAMBLAJE .....	<b>88</b>
<b>TABLA 11:</b> PRECIO DE ALGUNOS COMPONENTES DE FABRICACIÓN PROPIA .....	<b>88</b>

## TERMINOLOGÍA EMPLEADA

PC	pila de combustible
FC	<i>fuel cell</i>
PEM	<i>proton exchange membrane</i>
PEMFC	<i>proton exchange membrane fuel cell</i>
MEA	<i>membrane electrode assembly</i>
GDL	<i>gas diffusion layer</i>
PB	placa bipolar
TRL	<i>technology readiness level</i>
CAD	<i>computer aided design</i>



# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 ESCENARIO ENERGÉTICO ACTUAL

Nuestra generación será la encargada de hacer frente a uno de los retos energéticos más grandes de la historia. En primer lugar, la demanda de energía sigue creciendo en términos absolutos y también lo hace per cápita, a la par que el consumo de energía es mayoritariamente de origen fósil y tampoco deja de crecer, por lo que las reservas van disminuyendo y la carbonización de la atmósfera y su efecto sobre el clima sigue aumentando. Todo ello, provoca una situación totalmente insostenible que requiere de soluciones tecnológicas y sociales en aras de evitar problemas aún más graves.

La energía se define como la capacidad de realizar trabajo, por lo que, si las demandas de trabajo aumentan, se necesita una cantidad de energía mayor. Esta energía (que no electricidad) puede ser obtenida de fuentes diversas, como muestra la clasificación recogida en la Ilustración 1. Por tanto, la actividad que se realice tendrá un impacto ambiental mayor o menor dependiendo del origen de la energía que haya sido empleada en el proceso.

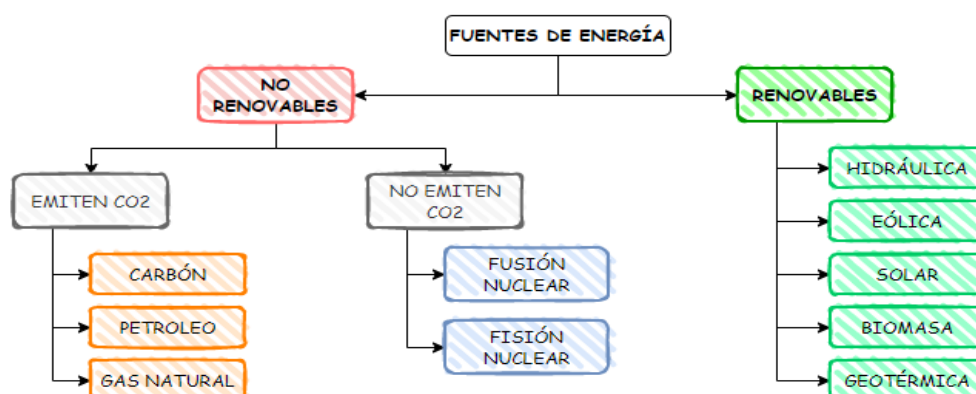


Ilustración 1: Clasificación fuentes de energía

El hecho de que el uso energético se haya visto incrementado incesantemente se debe a numerosas **causas** y muy diferentes entre sí, pero las que mayor impacto han tenido posiblemente sean las siguientes:

- El crecimiento demográfico. La población mundial sigue creciendo al ritmo de un 1% anual. (The World Bank. (2022). Recuperado de: <https://datatopics.worldbank.org>)
- Industrialización. Desde la invención de la máquina de vapor en el siglo XVII y la primera revolución industrial en el XVIII nuestra demanda ha crecido exponencialmente.
- La llegada del suministro eléctrico a los países en desarrollo.
- El cambio del estilo de vida del siglo XXI.

La primera de las expuestas aquí es el **crecimiento de la población** humana a nivel mundial. Se prevé que siga siendo así, ya que, aunque la tasa de crecimiento poblacional de países desarrollados sea más lenta y sostenida, los países en desarrollo experimentarán durante los próximos años un crecimiento abrupto. En esta línea, se pasará de los 7800 millones aprox. actuales a los más de 9000 millones de habitantes para el año 2050. Los países que más contribuirán a este crecimiento serán India (que superará en habitantes a China), Nigeria, Pakistán, República democrática del Congo, Etiopía, Tanzania, Indonesia, Egipto y Estados Unidos, en orden decreciente de tasa de crecimiento. Este hecho hace que inevitablemente, sólo por haber más personas, haya una mayor necesidad energética simplemente para su subsistencia. (*BP Statistical Review of World Energy*. (2022). Recuperado de <https://www.bp.com/en/global//energy>).

Evidentemente, las personas usamos más energía que la que nos es estrictamente necesaria para mantenernos vivos. Cada cosa que hacemos tiene asociado un coste energético: producción eléctrica, transporte, producción de calor, realizar trabajo, llevar a cabo procesos industriales, etcétera.

La sociedad ha evolucionado a una forma de vida en la cual cada vez, las personas usamos más energía. Por ejemplo, ahora prácticamente todos vivimos en una vivienda climatizada, usamos un medio de transporte que ha requerido grandes cantidades de energía para ser producido y consume energía para moverse y llevarnos a diario a un puesto de trabajo que está alejado de nuestra casa; nos hemos vuelto víctimas de un movimiento llamado consumismo que hace que constantemente estemos buscando la renovación de objetos por innecesarios que sean, y una larga lista de hábitos que incrementan el uso total de energía por persona.

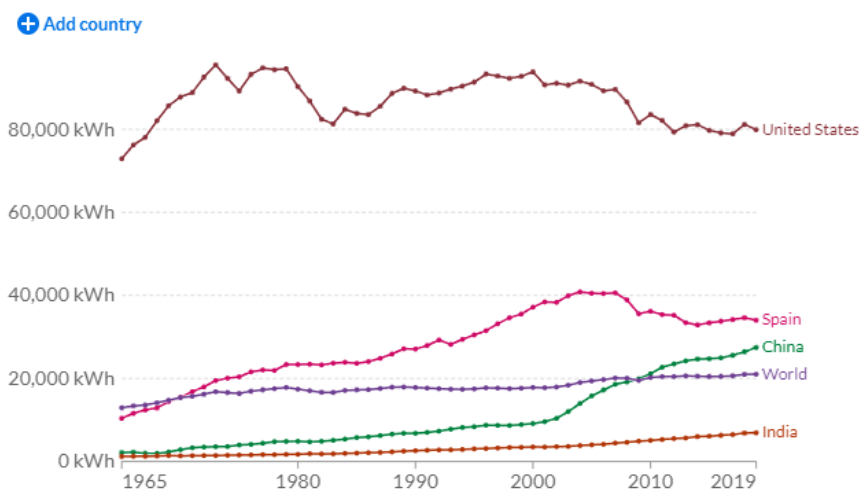
La Ilustración 2 muestra la evolución del consumo energético por persona durante los últimos 60 años. Se observan varias cosas que llaman la atención:

- **Países en desarrollo** tienen una tendencia creciente en su consumo energético porque están sufriendo los cambios de los que hemos venido hablando. Es decir, están creciendo en todos los sentidos, como les pasó a los países ya desarrollados años atrás.
- **Países desarrollados** son conscientes del problema energético y son los que, a la vez de ser los más contribuyentes por persona, están empezando a poner remedio al respecto.



### Energy use per person

Energy use not only includes electricity, but also other areas of consumption including transport, heating and cooking.



Source: Our World in Data based on BP & Shift Data Portal  
 Note: Energy refers to primary energy - the energy input before the transformation to forms of energy for end-use (such as electricity or petrol for transport).  
 OurWorldInData.org/energy • CC BY

Ilustración 2: Energía consumida por persona en distintas zonas geográficas. Fuente: Our World in data. (2019). Recuperado de <https://ourworldindata.org/energy>

Ya dejando el asunto demográfico aparte, pasamos al *quid* de la cuestión. En realidad, el mayor aporte a la insostenibilidad no es que cada vez seamos más, sino que cada vez lo hemos hecho peor, me explico: cada vez usamos más energía y ésta es **mayoritariamente de origen fósil**.

Si bien es cierto que los países desarrollados ya llevan unas décadas apostando por las energías renovables, el crecimiento de éstas no ha sustituido el uso de energía procedente de fuentes fósiles. Por si no fuese suficiente, los países que están en plena etapa de crecimiento, buscan su energía de aquellas fuentes que les sean más rentables a corto plazo, sin tener en consideración aspectos ambientales. Estas son, fuentes fósiles. Llegados a este punto, podemos entender que, el comportamiento y camino que están siguiendo países desarrollados y países en desarrollo, es claramente diferente.

En la Ilustración 3 se observa, en primer lugar, como el consumo energético pre-revolución industrial era mayoritariamente de biomasa convencional. Desde ese acontecimiento histórico, ocurrido entre 1750 y 1840, se empezaron a usar combustibles fósiles, concretamente carbón, para abastecer las necesidades energéticas de un emergente cambio social, económico y tecnológico, muy favorecido por la máquina de vapor de James Watt en 1769. La segunda revolución (1870-1914), junto con las Guerras Mundiales, aceleraron aún más este crecimiento, llegando a alcanzar la máxima tasa de crecimiento en la segunda mitad del siglo. Pero sin duda, lo más destacable de esta imagen es el cómo los combustibles fósiles se hicieron un hueco y tuvieron unos crecimientos tan abruptos, tanto que a día de hoy, el petróleo y sobre todo el gas, siguen creciendo. Además, se ve como las energías renovables han pasado a formar parte de nuestro

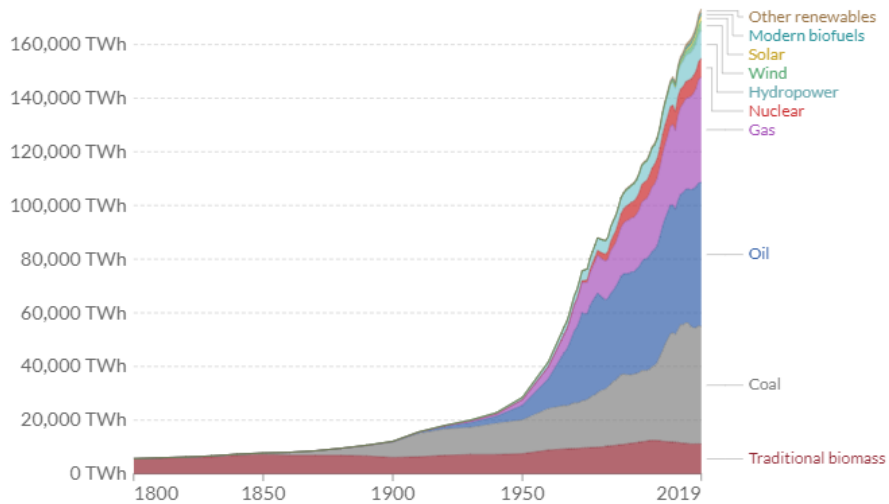
mix energético, tanto es así que desde hace ya varios años las tasas de crecimiento de las nuevas renovables (solar y eólica) son mayores que las del resto de fuentes de energía.

### Global primary energy consumption by source

Primary energy is calculated based on the 'substitution method' which takes account of the inefficiencies in fossil fuel production by converting non-fossil energy into the energy inputs required if they had the same conversion losses as fossil fuels.



Relative



Source: Vaclav Smil (2017) & BP Statistical Review of World Energy OurWorldInData.org/energy • CC BY

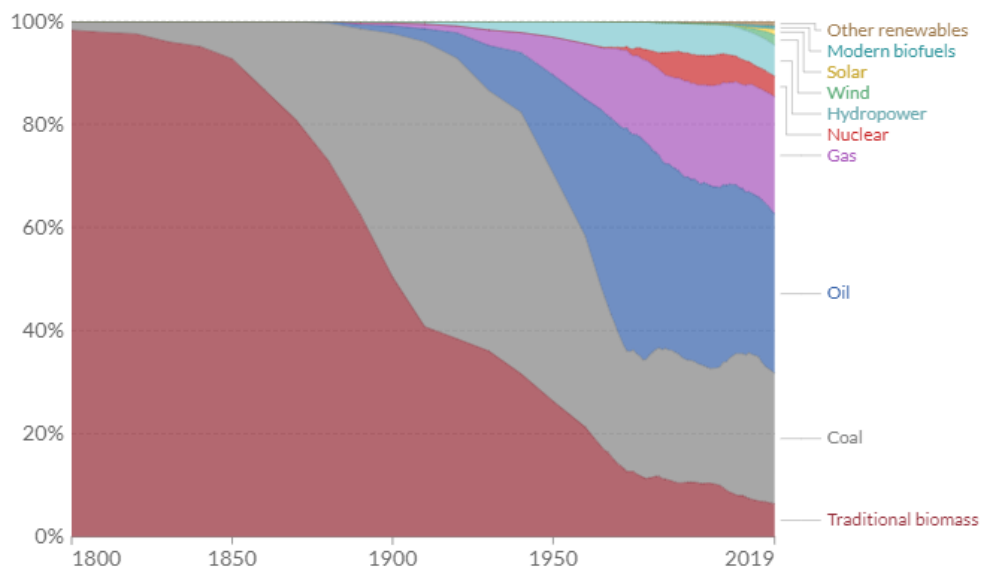
Ilustración 3: Evolución del mix energético en términos absolutos. Fuente: Our World in data (2019). Recuperado de <https://ourworldindata.org/energy>

### Global primary energy consumption by source

Primary energy is calculated based on the 'substitution method' which takes account of the inefficiencies in fossil fuel production by converting non-fossil energy into the energy inputs required if they had the same conversion losses as fossil fuels.



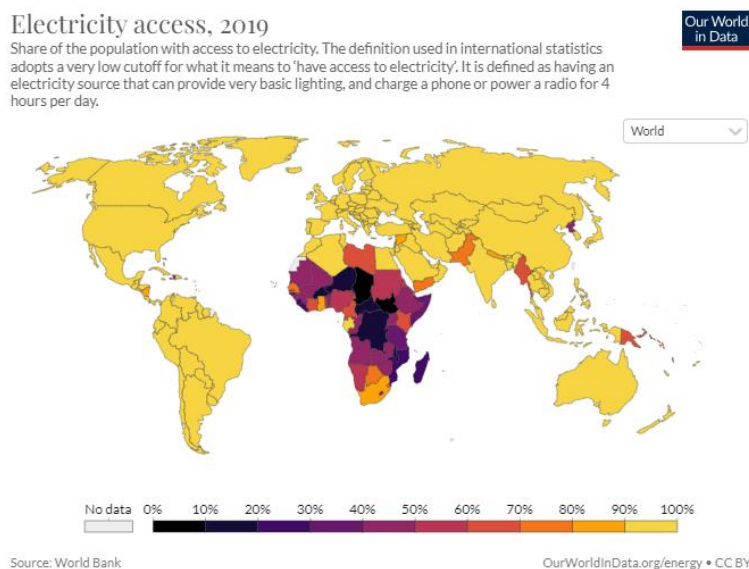
Relative



Source: Vaclav Smil (2017) & BP Statistical Review of World Energy OurWorldInData.org/energy • CC BY

Ilustración 4: Evolución del mix energético en términos relativos. Fuente: Our World in data (2019). Recuperado de <https://ourworldindata.org/energy>

En la Ilustración 5, se observa la falta de acceso a la energía eléctrica que sufren países subdesarrollados, sobre todo ubicados en el continente africano. Estos países, poco a poco **van teniendo acceso a la electricidad** por lo que el consumo de energía per cápita también va en aumento en estos países, y se espera que su trayectoria energética sea similar a lo ocurrido hace tiempo en países ya desarrollados: su crecimiento será brusco y la contribución de la energía fósil será de gran importancia.



*Ilustración 5: Acceso a electricidad a nivel mundial en 2019. Fuente: Our World in data (2019). Recuperado de: <https://ourworldindata.org/energy-access>*

Atendiendo a los datos podemos afirmar que cada vez somos más personas quienes tenemos acceso a la red eléctrica. Por otra parte, los países que están entrando en este mercado, lo hacen de la forma más barata, que es a partir de combustibles fósiles. Lo contrario sucede con los países más veteranos, que son conscientes del problema actual y han puesto interés en buscar fuentes alternativas a los combustibles fósiles, que sean limpias y accesibles y ofrezcan prestaciones energéticas similares a los fósiles.

## 1.2 EL ROL DEL HIDRÓGENO EN LA TRANSICIÓN ENERGÉTICA

El Hidrógeno es el primer elemento de la tabla periódica y el tercer elemento más abundante en la tierra, después del Silicio y el Oxígeno. El hidrogeno se presenta como un buen candidato para combatir el calentamiento global por ser un vector energético limpio, polivalente, y con mucho margen de mejora tecnológica.

El hidrógeno apenas se encuentra en forma pura en la superficie terrestre, sino que **se encuentra combinado**, por ejemplo, con el oxígeno formando agua. La forma preferente de obtener hidrógeno actualmente es mediante procesos termoquímicos (SMR), aunque se está trabajando en rebajar los costes de los procesos electroquímicos.

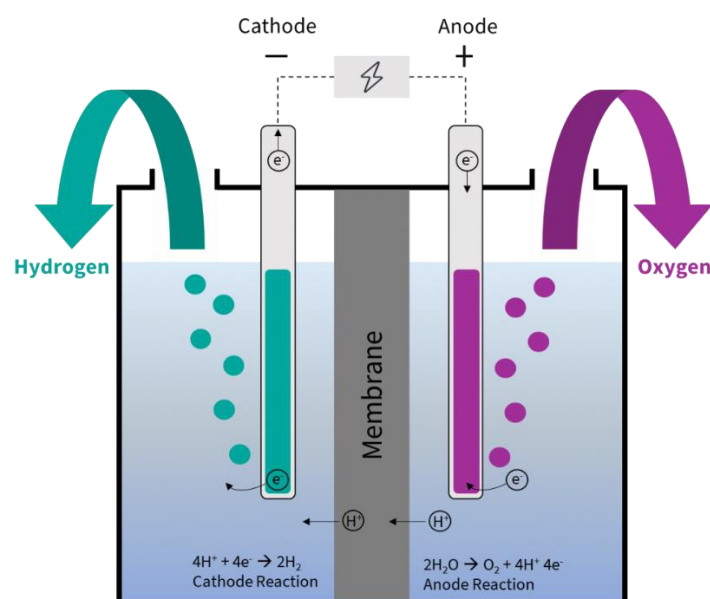


Ilustración 6: Electrólisis PEM del agua. Fuente: Charlotte Hussy. (2022). Water electrolysis explained-the most Power-to-X processes. PtX Hub. Recuperado de: <https://ptx-hub.org/water-electrolysis>

Como es bien sabido, la energía eléctrica aportada al proceso electrolítico puede tener orígenes muy variados, dando lugar a diferentes tipos de hidrógeno. Estos tipos, se resumen en la Ilustración 7. El hidrógeno gris, utiliza electricidad procedente del empleo de combustibles fósiles, mientras que, en el otro extremo, el hidrógeno verde únicamente emplea electricidad procedente de fuentes renovables. Algunos de los expuestos en esa ilustración, como el hidrógeno con etiqueta turquesa, en el que se emplea la pirólisis (separación de elementos químicos por calentamiento a altas temperaturas en ausencia de oxígeno) del gas natural, sigue en etapa de investigación.

SMR son las siglas de *steam methane reforming*, un proceso en el que un combustible sufre un proceso de reformado con vapor para obtener un gas de reformado muy rico en hidrógeno, pero de una pureza normalmente inferior a la que puede alcanzarse mediante un proceso electrolítico. CCS significa *carbon capture and storage*, haciendo referencia al proceso de captura de emisiones de dióxido de carbono procedentes del proceso de transformación.

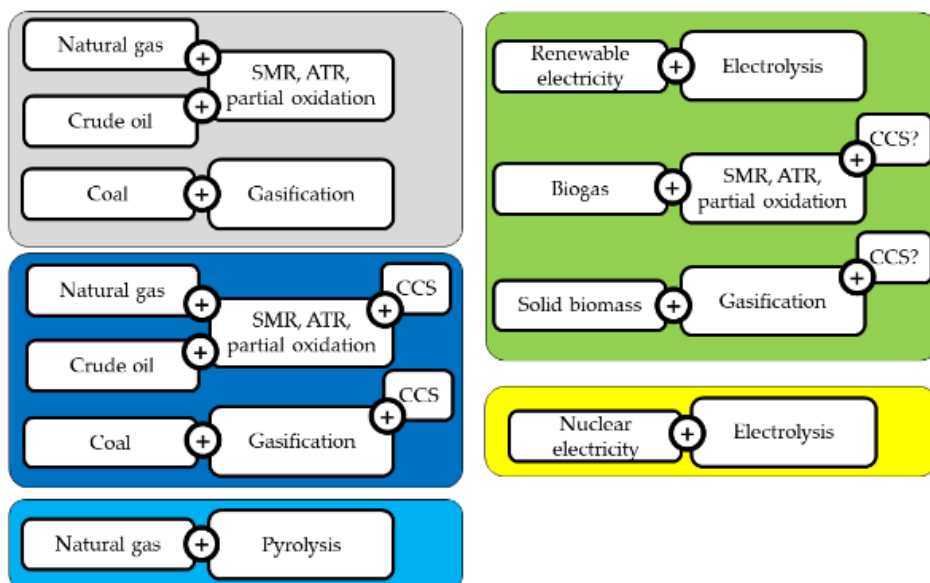


Ilustración 7: Tipos de hidrógeno según su obtención. (Noussan et al., 2021)

Nosotros nos centraremos en el **hidrógeno verde** obtenido por procesos electrolíticos, por ser los más limpios además de producir un hidrógeno de mayor pureza. Hay diferentes tipos de electrolizadores según el electrolito empleado. La tecnología PEM (*proton exchange membrane*) es una tecnología muy prometedora por poder llegar a rendimientos del 85%. La tecnología PEM del electrolizador tiene su fundamento en la misma tecnología que las pilas de combustible tipo PEM, que serán las protagonistas de este documento.

En cuanto a los **costes**, cada fuente de energía tiene asociados unos muy diferentes entre sí. Estos costes son atribuibles al desarrollo tecnológico, construcción y puesta en marcha de las instalaciones, así como los asociados al funcionamiento de la instalación. Eso son, los CAPEX y los OPEX.

Las fuentes renovables tienen muy pocos costes asociados a su operación (bajo OPEX) pero tienen unos elevados costes asociados al resto de variables (alto CAPEX). Es por ello, que el hidrógeno verde inicialmente fuese más caro y ha ido igualándose con el azul (recordemos que el azul era el de origen fósil, pero con captura y almacenamiento del carbono generado).

La tendencia sugiere que el precio del hidrógeno verde seguirá bajando, hasta el punto de ser el verde más barato que el azul, en parte por el incremento de precios y tasas a los fósiles y la madurez alcanzada por las renovables.

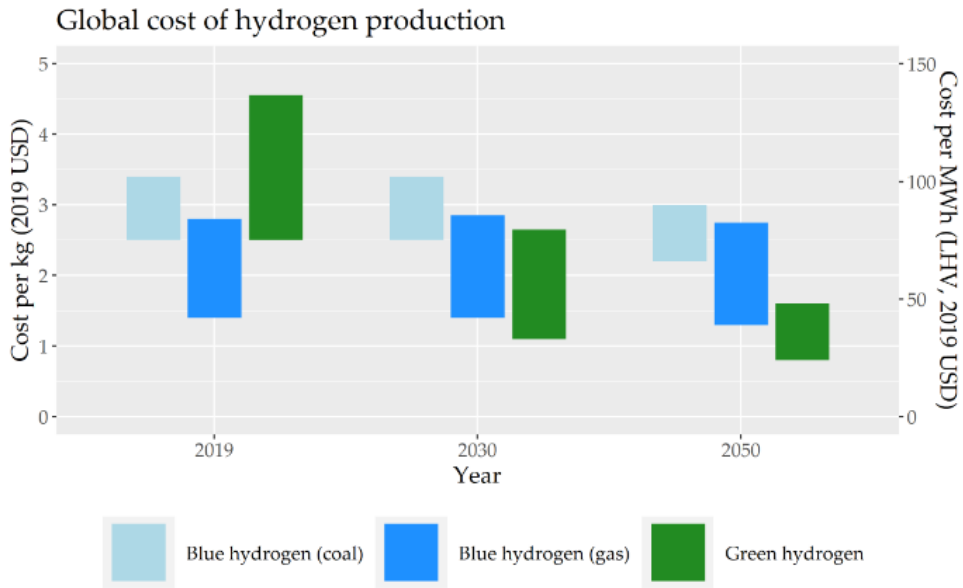


Ilustración 8: Coste de producción de hidrógeno. (Noussan et al., 2021)

En cuanto a los **posibles usos del hidrógeno**, son también muy variados, prácticamente igual que un combustible convencional. Un esquema-resumen de estos usos puede ser el siguiente:

### HYDROGEN PATHWAYS

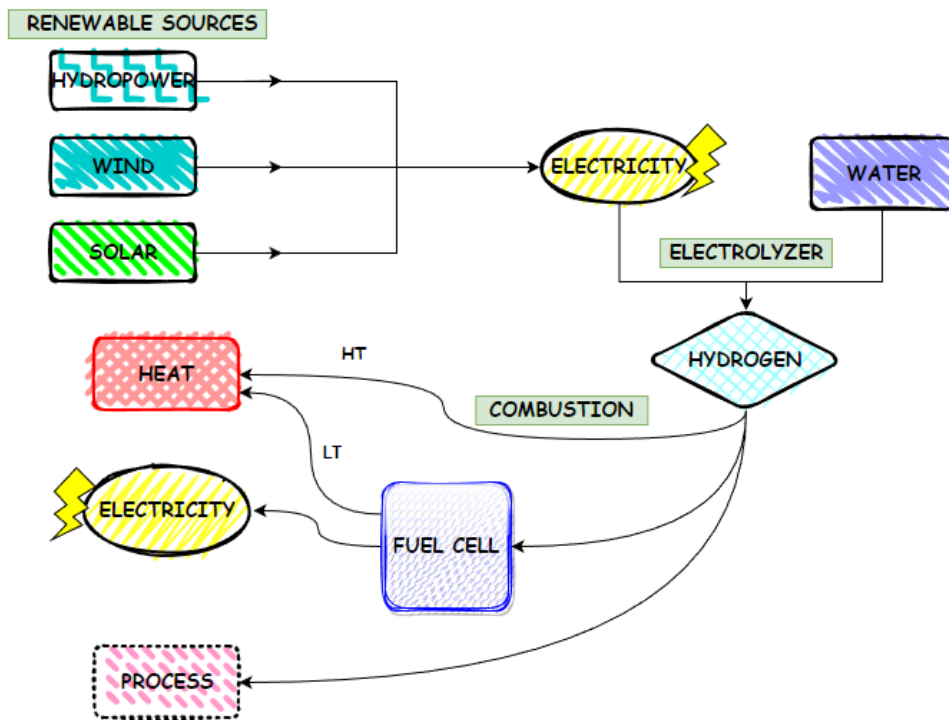


Ilustración 9: Hydrogen pathways

Como se puede observar, el hidrógeno se puede emplear para aplicaciones de alta temperatura (generación de calor), donde mediante la combustión del mismo se desprenden grandes cantidades de calor por ser un elemento muy denso energéticamente por unidad de masa. Por otro lado, puede emplearse para llevar a cabo procesos industriales de diferente índole. Y, por último, y la razón del presente documento, para la generación de electricidad mediante una pila de combustible (en terminología anglosajona, *fuel cell*), además de algo de calor, a menor temperatura que aquel del proceso de combustión.

A la vista de estas razones se ve que el uso del hidrógeno como productor de calor a alta temperatura será una meta casi sólo alcanzable mediante la combustión del mismo. Por el contrario, la combustión tendrá un peor rendimiento en el cómputo global como productor de electricidad, ya que requiere de una conversión de energía química en mecánica y de ésta en eléctrica mediante un alternador, por lo que las pilas de combustible serán las que se encarguen de esta tarea (es una transformación energética con menos intermediarios).

Como nota final, se puede añadir que, el hidrógeno, con las modificaciones necesarias, sí puede ser empleado en un **motor de combustión interna** sin emisión alguna de dióxido de carbono, pero sí de óxidos de nitrógeno, ya que, aunque el  $N_2$  no esté presente en el combustible, sí lo está en el aire. Es una opción más para aprovechar la tecnología disponible y hacer uso de este combustible, que podría ser un estadio intermedio entre las tecnologías actuales basadas en combustión y las próximas generaciones, basadas mayoritariamente en procesos electroquímicos.

En cuanto a la rentabilidad del empleo del hidrógeno en una pila de combustible o en un MCIA, cabe decir que a priori, es mucho más eficiente usarse en una pila de combustible, por requerirse menos transformaciones energéticas y a su vez éstas ser de mayor rendimiento. No obstante, es un tema que por su complejidad requiere de un estudio más extenso que sobrepasa el alcance de este proyecto.

*NOTA: en el ANEXO 7.1 se expone el diagrama de Sankey, donde se observa la cantidad de energía consumida por cada aplicación (transporte, electricidad, etc.) en España, así como las fuentes de energía de donde proceden.*

*Fuente: International Energy Agency (IEA) (2022). Recuperado de:*  
<https://www.iea.org/sankeylance>



### 1.3 LAS PILAS DE COMBUSTIBLE

Una pila de combustible es un dispositivo mediante el cual, alimentando ininterrumpidamente un flujo de reactivos entre los que se lleva a cabo una reacción química, somos capaces de extraer **energía eléctrica**.

Dependiendo del tipo de electrolito empleado, así como de sus temperaturas de operación y otros parámetros involucrados, podemos hacer la siguiente clasificación de pilas de combustible:

TABLE I  
CHARACTERISTICS AND REQUIREMENTS OF MAJOR FUEL CELL TYPES

Parameters	Fuel Cell Type			
	PEMFC	PAFC	MCFC	SOFC
Electrolyte	Solid polymer membrane (Nafion)	Phosphoric acid (H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub> )	Lithium and potassium carbonate	Stabilized solid oxide electrolyte (yttria, zirconia)
Operating temp. (°C)	50-100	~200	~650	~1000
Operating press. (psig)	15-30	~15	15-150	~15
Fuel	Pure H <sub>2</sub> (tolerates CO <sub>2</sub> )	Pure H <sub>2</sub> (tolerates CO <sub>2</sub> , approx. 1% CO)	H <sub>2</sub> , CO, CH <sub>4</sub> , other hydrocarbons (tolerates CO <sub>2</sub> )	H <sub>2</sub> , CO, CH <sub>4</sub> , other hydrocarbons (tolerates CO <sub>2</sub> )
Oxidant	O <sub>2</sub> in air	O <sub>2</sub> in air	O <sub>2</sub> in air	O <sub>2</sub> in air
Efficiency	35-45%	40%	>50%	>50%
Cell voltage (VDC)	1.1	1.1	0.7-1.0	0.8-1.0
Install Cost (US\$/KW)	1,400	2,100	2,600	3,000

*Ilustración 10: Tipos de pilas de combustible.* (Huang et al., 2006)

De lo dicho se deduce, que el concepto de la pila es totalmente diferente al de una batería. Si bien ambas tienen el objetivo de suministrar energía eléctrica, la forma de hacerlo es muy distinta. En la batería se almacena carga, y la reacción redox producida se invierte según la batería esté suministrando o recargándose. Por el contrario, en una pila de combustible no se almacena nada, sino que es el suministro ininterrumpido de reactivos el que se encarga de producir el transporte de electrones. En resumidas cuentas, la batería se carga y luego se descarga, mientras que la pila de combustible tiene salida en tanto en cuanto que no cese el suministro de reactivos.

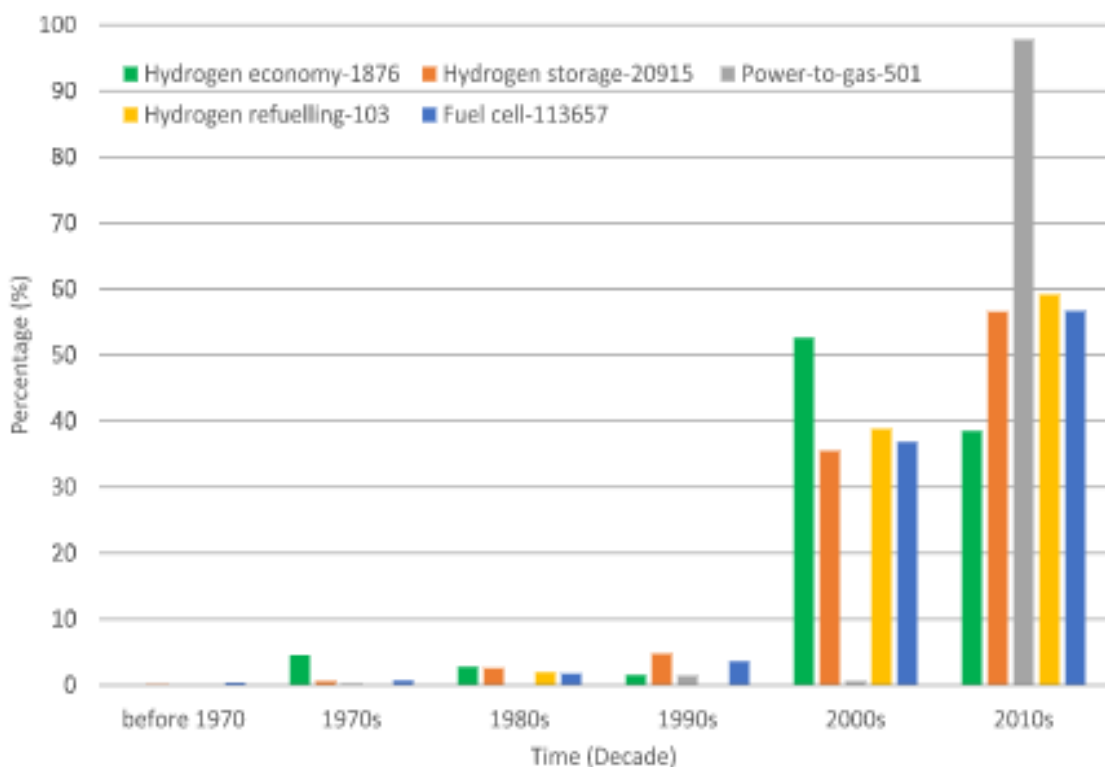
Como ya se adelantaba en el capítulo 1.2, el hidrógeno en general ha despertado un interés especial en las últimas décadas, y las pilas de combustible



en particular son foco de estudio e investigación para lograr una madurez y poder producir un producto fiable al menor coste posible para alcanzar la descarbonización.

La evolución del interés despertado por esta tecnología se manifiesta en la ilustración siguiente, donde se observa que la electrolisis para generación de hidrógeno verde (en terminología anglosajona *Power to Gas* o P2G), el almacenamiento de hidrógeno, el repostaje de hidrógeno y las pilas de combustible han crecido exponencialmente en las últimas décadas. La generación, almacenamiento, repostaje y consumidor final (pila de combustible) conforman el ciclo completo del hidrógeno.

*D. Parra et al.*



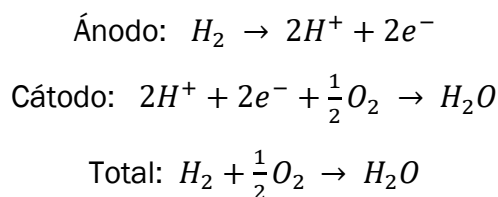
*Ilustración 11: Interés despertado por el hidrógeno.* (Parra et al., 2019)

## 1.4 LA TECNOLOGÍA PEM

Las pilas de combustible tipo PEM (*proton exchange membrane* o membrana de intercambio protónico) son un tipo de pilas de combustible en las que en el funcionamiento se basa en el intercambio de protones a través de una membrana permeable para estos. En cambio, es aislante para los electrones, por lo que se verán forzados a moverse por un conductor externo.

A la pila entrarán dos reactivos, uno será típicamente hidrógeno (o un gas muy rico en hidrógeno con trazas de  $CO$  y  $CO_2$  si procediese de un proceso de reformado) y una corriente de aire de la que se utilizará el oxígeno. El primero, se oxidará en el ánodo, dando lugar a protones y electrones, mientras que el segundo, se recombinará con los protones procedentes del ánodo que han traspasado la membrana de nafi3n de la que hablábamos en el párrafo anterior y formarán agua, uno de los productos de una pila de combustible, junto evidentemente, a la corriente eléctrica, y calor. Para este último efecto, se diseñan unos intersticios entre las placas unipolares para permitir el flujo de refrigerante, si fuese necesario.

Las reacciones de las que hablamos son las siguientes:



Una pila es una agrupación en serie de unidades elementales denominadas monoceldas o celdas unitarias. Es decir, las monoceldas se apilan una tras otra para formar un *stack*. Intuitivamente, es como un paquete de folios, donde están todos apilados uno encima del otro, siendo todos iguales entre sí.

Las principales **partes de una monocelda** son las siguientes: placas bipolares (PB o en inglés BP, de *bipolar plates*), capas de difusión de gases (GDL, del inglés *gas diffusion layers*), capas de catalizador y membrana de nafi3n.

---

*Se denomina MEA (membrane electrode assembly) al conjunto formado por las GDLs, capas de catalizador y membrana, esto es, los elementos donde se lleva a cabo la reacción y que es la piedra angular de la monocelda.*

---

## Proton exchange membrane fuel cell

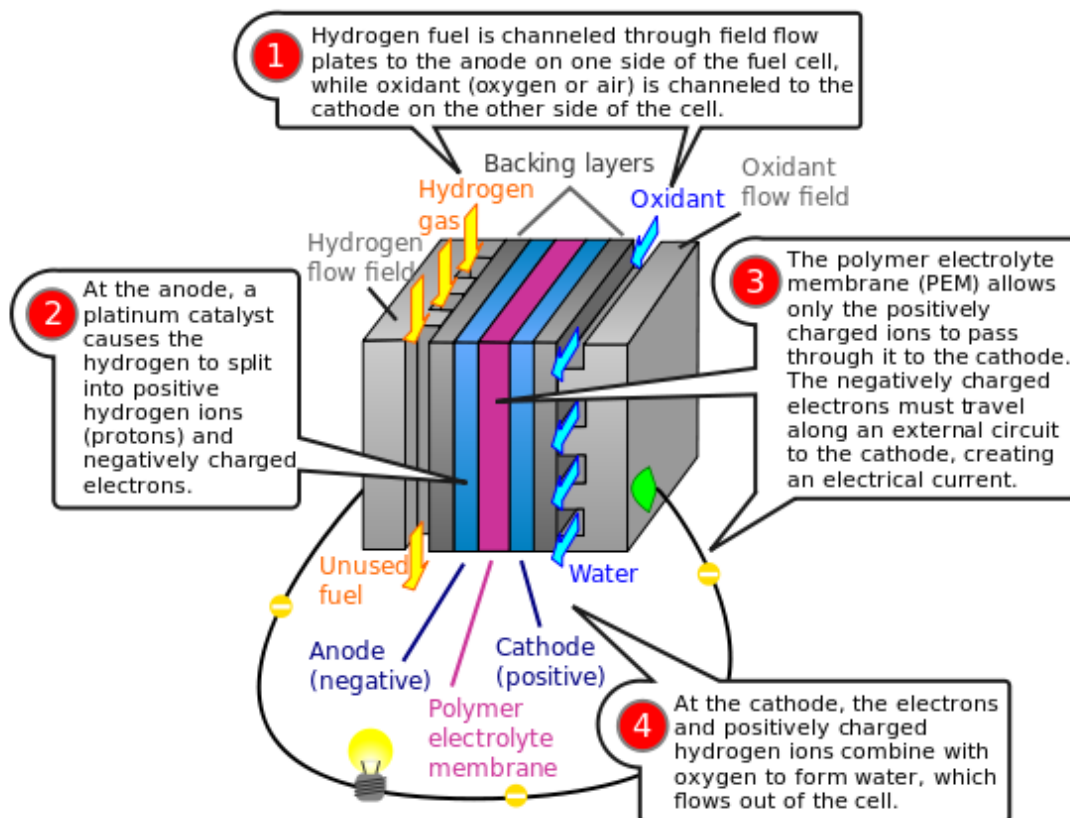


Ilustración 12: Partes de una pila tipo PEM. Fuente: K.P. Boy (23 agosto 2008). Wikipedia. Recuperado de <https://commons.wikimedia.org>

En la ilustración 12, se observan las partes de una monocelda. Este conjunto, se repetirá uno tras otro para dar lugar a un stack de  $n$  celdas tal que se logren las prestaciones deseadas. De esto hablaremos más adelante.

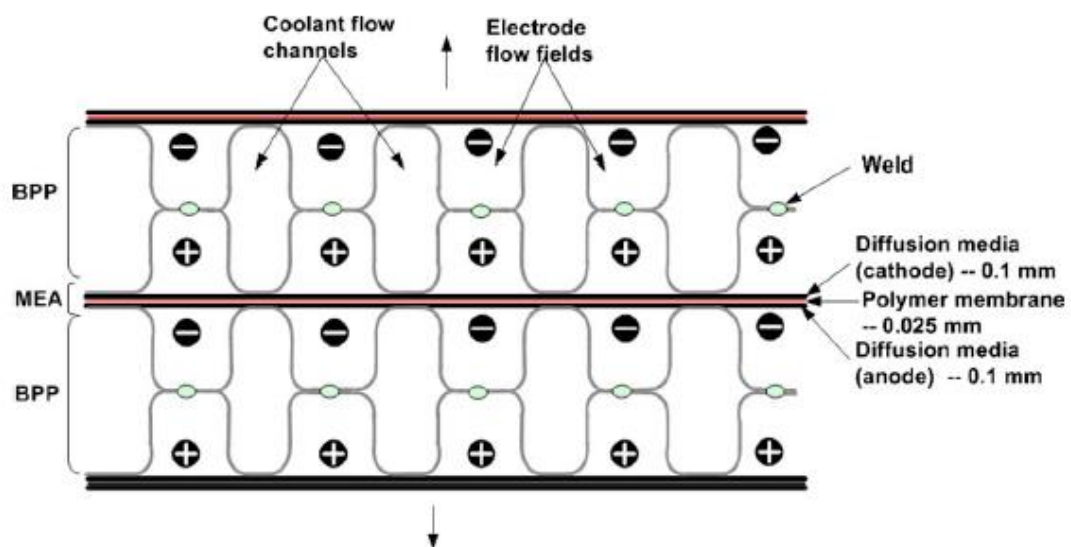
En cuanto a las partes de la monocelda, las **capas de difusión de gases (GDL)** son las encargadas de homogeneizar y distribuir el flujo de reactivos procedentes de las placas bipolares. La idea es que el máximo reactivo posible entre en contacto con el catalizador (con sus centros activos), para que más reactivo reaccione, valga la redundancia.

El **catalizador** es una (muy) fina capa de material cuya misión es bajar la energía de activación de la reacción para facilitar que la misma se produzca. En nuestro caso, la reacción deseada es que el hidrógeno se disocie para dar lugar a un par de protones y un par de electrones, como veremos a continuación. En este tipo de pilas se suelen emplear catalizadores de Pt o de Pt /Ru en caso de que en el gas anódico haya trazas de  $CO$  o de  $CO_2$  que pudiesen envenenar el Pt.

Por otra parte, la **membrana** de naíón es un *film* (electrodo polimérico) que una vez humidificado, permite el transporte de protones a través del mismo (en realidad se transportan iones hidronio u oxonio, que significan lo mismo, puesto que hoy en día se sabe que no existe el ion protón libre en disolución acuosa) desde el ánodo hacia el cátodo, donde se recombinarán con el oxígeno para formar agua.

Por último, las **placas bipolares** son unas placas con unos canales conformados en ellas, cuya misión es suministrar los reactivos a la pila, y evacuar los productos de la misma. Estos productos son electricidad, exceso de reactivos, agua y calor. Por tanto, deben presentar buena conducción eléctrica y térmica para evacuar electrones (es la finalidad de la pila) y calor hacia el refrigerante, así como permitir una adecuada evacuación del agua en el cátodo para evitar unas excesivas pérdidas por concentración.

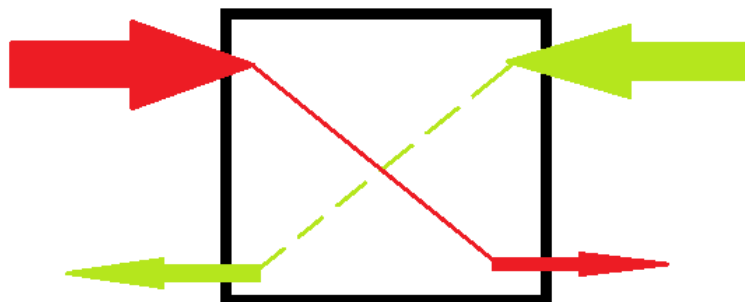
En cuanto a su **conformado**, una placa bipolar está formada por dos placas unipolares unidas entre sí. Si éstas son metálicas, la forma de los canales se consigue mediante la estampación o hidroformado de una fina lámina de metal (normalmente AISI 316L) y posteriormente se unen dos a dos mediante un cordón de soldadura ejecutado mediante un láser. Si fuesen de grafito (cada vez menos habitual) simplemente se fresarían los canales por ambas caras de la placa de grafito. El conformado, en el caso de las placas metálicas, debe tener en cuenta que en el intersticio resultante al unir ambas placas unipolares circulará el refrigerante, que habitualmente será agua o una mezcla de agua-glicol. Además, las placas bipolares también alojan superficies donde se depositarán las juntas (en inglés *gaskets*) que asegurarán la no mezcla de reactivos y la estanqueidad del conjunto.



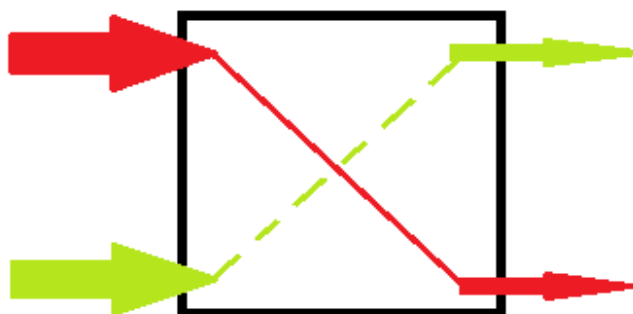
*Ilustración 13: Canales resultantes al conformar una PB*

Siguiendo con esta idea, al unir las placas unipolares para formar una placa bipolar se presentan varias posibilidades en cuanto a los sentidos del flujo.

Lo más común es que ambos reactivos vayan en el mismo sentido, cruzándose en algún punto en la placa, esto es, en equicorriente. La otra opción es que vayan en contracorriente, saliendo uno de los reactivos por donde entró el otro a la pila. La más común es la primera de ellas, pero aquí la elección de una u otra disposición dependerá de múltiples factores.



*Ilustración 14: Distribución en contracorriente*



*Ilustración 15: Distribución en equicorriente*

Como hemos visto, el diseño de las **placas bipolares** quizás sea lo más **complicado** de la monocelda, dado que en ella hay que tener en cuenta la disposición y geometría de canales, disposición y geometría de colectores, requisitos de corrosión, y un sinnúmero de parámetros para no perjudicar el rendimiento de la MEA. Si bien lo más importante en cuanto a las prestaciones de la monocelda sea la MEA, las placas bipolares deberán acompañar para no empeorar el rendimiento de aquella.

Las monoceldas se apilan para formar un stack. Existen unas partes adicionales al ensamblar el stack, denominadas placas terminales (en inglés *endplates*), que son las encargadas de asegurar la compacidad del stack y alojar todas las conexiones para el flujo de reactivos. Para asegurar la rigidez estas placas suelen ser de un grosor bastante superior al resto de piezas del stack. Por último, entre las placas terminales y las últimas monoceldas se colocan los colectores de corriente, de los cuales se extrae la corriente eléctrica generada en el stack. Evidentemente, entre los colectores de corriente y las placas terminales se pone una capa aislante para evitar que se carguen las placas terminales.

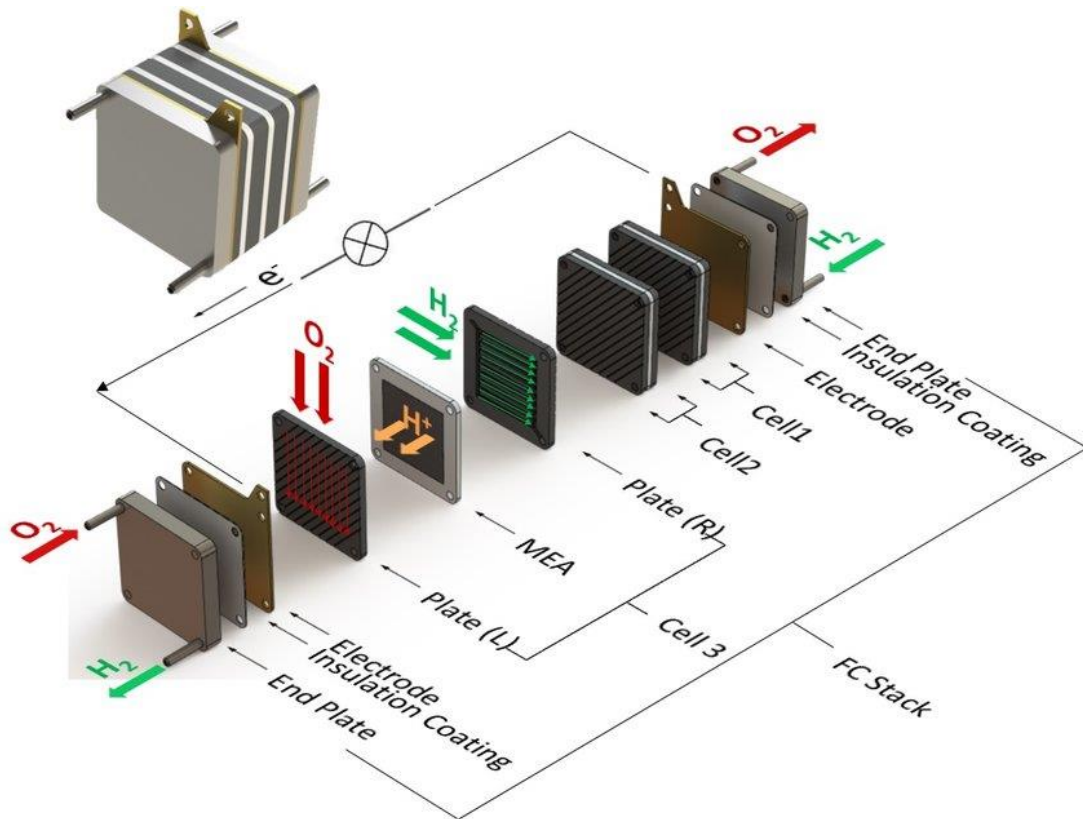


Ilustración 16: Despiece de un stack. (Abbas et al., 2020)

Este tipo de pilas de combustible presenta diversas **ventajas**. Entre ellas, destacan su alta densidad de potencia y respuesta ante cambios en el grado de carga. Estos dos últimos aspectos las hacen propensas para usarse en medios de transporte, habitualmente acompañados de una batería de respaldo.

La integración de este sistema (pila de combustible + batería) resulta doblemente favorable dado que se evita que la batería sufra cargas y descargas elevadas, por lo que su desgaste se verá mermado. Por otro lado, será la batería la que responda ante cambios bruscos en el grado de carga del motor eléctrico por ser la que mejor respuesta dinámica posee, y arrancando la pila de combustible cuando empiece a bajar la carga de la batería. Además, el empleo de hidrógeno mitiga el problema de los periodos de carga de las baterías, siendo éstos especialmente importantes en aquellos vehículos destinados a hacer grandes trayectos, si bien es cierto que la red de estaciones de servicio con accesibilidad a hidrógeno es baja en España ahora mismo, con solamente cuatro estaciones disponibles.

Por todo ello, una pila de combustible PEM es un dispositivo que permite obtener energía limpia, además de hacerlo con rendimientos que pueden alcanzar el 50%, y ser robusta por no tener partes móviles. Su rápida puesta en marcha, buena respuesta ante cambios de grado de carga, y alta densidad energética por unidad de volumen también son aspectos importantes a tener en cuenta. Por todo ello, han alcanzado un TRL (*technology readiness level*) más alto al resto de tipos de pilas de combustible.

## 1.5 CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA PILA DE COMBUSTIBLE

La curva característica de una pila de combustible es la curva de polarización o curva V-I. Esta curva representa los puntos de funcionamiento en la que puede encontrarse la pila, dependiendo de la carga conectada al circuito eléctrico. Esta curva es para las pilas de combustible lo que la curva par-régimen de giro es para un motor de combustión interna, salvando las diferencias.

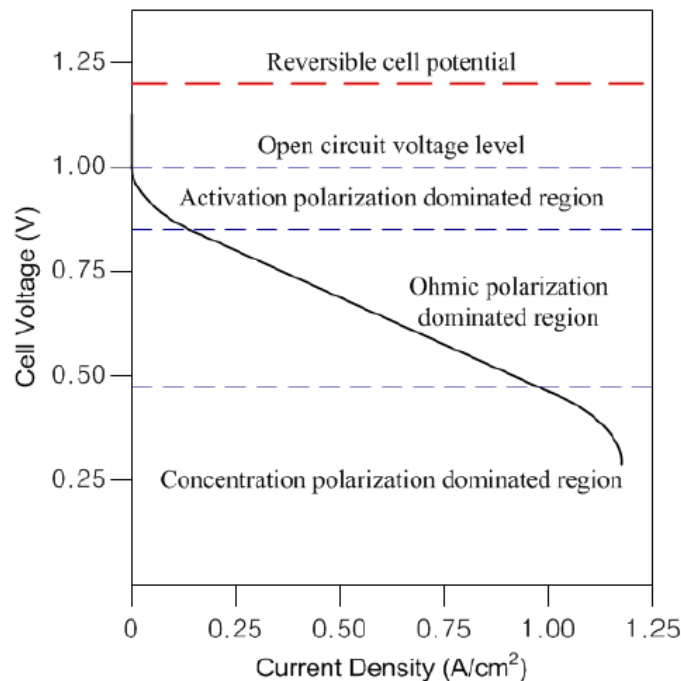


Ilustración 17: Curva de polarización de una pila de combustible. (Jung & Ahmed, 2010)

Las curvas características suelen representar el voltaje frente a la densidad de corriente (en  $A/cm^2$ ) y no el Voltaje frente a la intensidad, con el objetivo de suprimir la influencia de la superficie en las prestaciones observables en el gráfico.

En una curva de polarización se observan tres regiones claramente diferenciadas:

- La primera, gobernada por las **pérdidas de activación**: son debidas a las pérdidas de activación (cinéticas) de la reacción química. Se provocan por fenómenos como la cinética de absorción y desorción, transporte electrolítico, catálisis, etc. A *grosso modo*, es lo que nos cuesta poner en funcionamiento los mecanismos electroquímicos de la pila, para que los reactivos sufran las transformaciones pertinentes. En esta región se observa una caída exponencial de la tensión al aumentar la intensidad. Estas pérdidas son las que caracterizan lo bueno que es un catalizador a una temperatura determinada, siendo el catalizador mejor si para dicha temperatura tiene pocas pérdidas para poner en marcha la reacción



química. Las ecuaciones que permiten explicar estas pérdidas derivan de la ecuación de Butler-Volmer, y suele usarse la ecuación de Tafel:

$$\Delta E_{act} = \frac{RT}{\alpha n F} \log \left( \frac{I}{I_0} \right) \quad (1)$$

- La segunda zona es la **óhmica**: es una zona lineal en la que las pérdidas son debidas mayoritariamente al transporte de iones y minoritariamente al transporte de electrones, ya que el transporte iónico es más difícil que el electrónico. Estas pérdidas existen porque todos los conductores, por muy buenos que sean, tienen una resistencia intrínseca al paso de los electrones. En una pila en la que los componentes y el contacto entre ellos haya sido seleccionado minuciosamente, la pendiente de esta zona será más baja, dando lugar a menores pérdidas. Las pérdidas en esta zona vienen descritas por la ley de Ohm:

$$V_{ohmica} = i \cdot R_{ohmica} = i \cdot (R_{elec} + R_{ionic}) \quad (2)$$

- La tercera y última zona es la que viene gobernada por las **pérdidas de concentración**. En esta zona las pérdidas aumentan exponencialmente debido al transporte másico, ya que, al aumentar la tasa de reacción para llegar a intensidades más altas, aumenta también la formación de agua en el cátodo, bloqueando el paso del oxígeno al catalizador y cayendo abruptamente la tensión. Estas pérdidas vienen determinadas mayoritariamente por el diseño de los canales de las placas bipolares. otra forma de prevenir este problema podría ser aumentar la temperatura de operación de la pila para favorecer la evaporación del agua, aunque como sabemos, esto perjudicaría la vida útil del electrolito de nafión y por tanto de la pila. Estas pérdidas pueden ser expresadas combinando la ley de Fick y la ecuación de Nernst.

De todo ello podemos sacar una cosa clara: la forma de **la curva depende mayoritariamente de la MEA y de la PB**.

Por otro lado, en la gráfica se distinguen varios puntos con una importancia especial.  $E_H^0$  es la tensión del termoneutro, y representa el punto más ideal de todo el gráfico, situándose en 1,48V.

Por debajo de él se encuentra la tensión termodinámica reversible o Potencial de Nernst, en 1,23V ( $E_C^0$ ). El salto desde la tensión de termoneutro hasta este punto representa una fracción energética que no es aprovechable en forma de electricidad, pero sí se cede como calor. A partir de este punto empiezan a contarse las pérdidas por activación.

Algo más abajo, se sitúa la tensión de circuito abierto, que es la existente cuando todavía no hay ninguna carga eléctrica conectada al circuito.



Es decir, existe un salto por una limitación termodinámica, inevitable, desde los 1,48 hasta 1,23V, y otras tres zonas gobernadas por pérdidas asociadas a fenómenos físico-químicos, igualmente inevitables pero sobre los que sí tenemos control.

El **punto de funcionamiento** también **marcará el rendimiento** de la pila, al igual que ocurre en cualquier otro sistema. El rendimiento es mayor cuanto mayor es el voltaje, es decir, para menores densidades de corriente. No obstante, el rendimiento máximo, pese a hacer una pila idealmente perfecta, nunca llegaría a valer la unidad, ya que como hemos explicado, hay una barrera termodinámica que no puede salvarse. Por ello, el rendimiento ideal es:  $\eta_{ideal} = \frac{E^0}{E_H^0}$ , en un punto de funcionamiento en el que sólo se han producido las pérdidas termodinámicas inherentes a la reacción química. A partir de ese punto, es decir, al ir aumentando la intensidad se irán produciendo pérdidas que irán perjudicando el rendimiento y llevándolo por debajo del rendimiento ideal. En este punto de máximo rendimiento, se obtendrá el máximo trabajo por mol, pero por el hecho de no haber prácticamente reactivos en juego, el trabajo será muy bajo. La potencia, por su parte, aumenta al aumentar la intensidad hasta que entran en juego las pérdidas por concentración, donde empieza a caer en picado.

Por otro lado, el rendimiento mide la proporción de energía que se aprovecha, y se saca del sistema en forma de energía eléctrica. Este output eléctrico será clave para el dimensionamiento eléctrico de la instalación del presente proyecto. Por otro lado, la parte que no se aprovecha se disipará en forma de calor, y será un punto clave para el dimensionamiento del sistema de refrigeración. Por lo tanto, conocida la curva de polarización y las condiciones operativas sabremos el output eléctrico y térmico de la pila, que servirán a su vez de inputs para nuestro diseño de la instalación.

Es habitual que, para dar una información aún más completa, se den las curvas de polarización de la MEA, y de la pila de combustible (sistema global), ya que de esta manera se vería como afectan el resto de los equipos auxiliares a las prestaciones de la MEA.



## 2 OBJETIVOS

### 2.1 POR QUÉ ENSAYAR LAS MEAs

Tras todo el interés que han despertado las tecnologías del hidrógeno en general y las pilas de combustible en particular, cada vez existe mayor competencia entre los fabricantes por hacerse con un mayor porcentaje de cuota de mercado. Para alcanzarlo, necesitan productos de mejores prestaciones y menores costes.

Las prestaciones del stack vienen mayormente determinadas por la calidad de la MEA, por lo que conocer sus prestaciones es crucial para poder predecir las prestaciones del producto final antes de fabricarlo.

En este sentido, las MEAs son el componente más crucial de una celda porque serán las que marquen el punto partida; es decir, una buena MEA será perjudicada por una mala combinación del resto de componentes, pero si la MEA de por sí no tiene las prestaciones requeridas, el resto de componentes no la arreglarán.

Las MEAs se ensayan tanto en las fases de investigación y desarrollo para conocer la combinación de catalizadores que mejor se adapte a cada caso, así como sus métodos de deposición, etc. pero también en las fases de control de calidad para conocer si el proceso productivo de MEAs está dentro de los límites de desviación.

### 2.2 ANTECEDENTES

Los **primeros equipos para el testeo de monoceldas** consistía en unas placas metálicas que harían las veces de *endplates* y apretarían la MEA mediante un **sistema de pernos**. El problema de este tipo de artefactos, es que el tiempo que requiere su armado y desarmado es excesivo y además el control que se tiene sobre el apriete es poco preciso, poniendo en tela de juicio la repetibilidad de los ensayos y comprometiendo así su validez. ¿Su ventaja? La simplicidad y el precio.



*Ilustración 18: Equipo de ensayo primitivo*

Es por ello que se empezaron a desarrollar sistemas en los que la monocelda fuese introducida en una especie de *cassette* que fuese fácil de abrir y cerrar para permitir una fácil maniobrabilidad. El *cassette* se introduciría después en el equipo neumático, en el que por un lado quedaría fijo y por el otro el actuador neumático lo comprimiría con la presión deseada. Este tipo de sistemas resolvía parte de los problemas de aquellos iniciales, como el tiempo necesario para efectuar cambios en la monocelda y la repetibilidad de los ensayos.

No obstante, queda una gran cuestión sin resolver, y es que estos sistemas **son poco flexibles** en el sentido de que están preparados para un **determinado tamaño** y una **relación de aspecto**, además de que son pequeños dado que están orientados a fines educativos y/o experimentales.

Como veremos a lo largo del documento, al ensayar MEAs más grandes nos enfrentaremos a problemas que con MEAs pequeñas pasan desapercibidos.



*Ilustración 19: Sistema de ensayo neumático 7x7cm. Fuente: Baltic Fuel Cells. (2008).  
INTRODUCTION TO QUICK CONNECT FIXTURE*

## 2.3 OBJETIVOS DE ESTE PROYECTO

El objeto de este proyecto es desarrollar un banco de ensayo de MEAs que supla las carencias de los últimos equipos de testeo: debe poseer flexibilidad para ensayar MEAs de diferentes tamaños y relaciones de aspectos.

Esto supondrá una gran ventaja tecnológica respecto a los anteriores equipos, que sólo podían ensayar MEAs de tamaños y formas fijas. Este equipo permitirá sacar conclusiones fiables tanto en las fases de I+D como en las fases de producción y control de calidad a partir de MEAs reales. La instalación de ensayo irá junto con un equipo de adquisición de datos, que nos permitirá conocer la curva característica de la MEA bajo unas condiciones dadas.

Dado que la solución a la que se desea llegar está poco definida, se han definido una serie de **objetivos secundarios** para especificar en mayor medida la solución a la que se desea llegar:

- Se delimitará el diseño de la instalación atendiendo al tipo de MEAs que se desean ensayar, que en este caso son **pilas de automoción**. Para ello, se hará un estudio de pilas comerciales, que establecerá una serie de **requisitos técnicos** en nuestra instalación. En este sentido, obtendremos unos requisitos dimensionales, térmicos, mecánicos, etc. Este requisito viene dado por qué tipo de MEAs se desean ensayar en nuestra instalación.
- Sabiendo a qué tipo de productos tenemos que dar cobertura, haremos una **estimación de algunos parámetros de diseño**, basándonos en los requisitos definidos anteriormente y a los que trataremos de dar respuesta.
- Con este acercamiento hecho, tendremos más acotado el **diseño** de la instalación, que se llevará a cabo en tres fases, yendo desde un diseño conceptual en la primera fase hasta un diseño de detalle en la última, con el que podremos fabricar los primeros prototipos. Esta parte se llevará a cabo mediante un software CAD y supondrá el grueso del proyecto.
- Por último, se hará una estimación de los **costes de fabricación** y se comentarán posibles líneas de mejora.



## 3 ESTUDIO DE REQUISITOS TÉCNICOS

### 3.1 METODOLOGÍA DE DESARROLLO

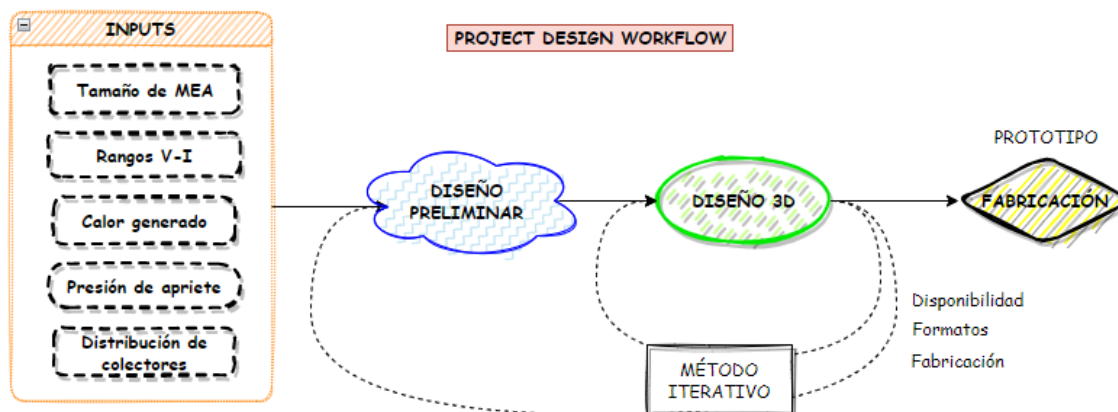


Ilustración 20: Flujo de trabajo del proyecto

En este capítulo se pretende hacer una primera aproximación en el dimensionado de las diferentes partes del banco de ensayos de MEAs. El objetivo no es otro que ver por qué ordenes de magnitud se mueven los diferentes parámetros que serán requeridos para nuestra instalación.

En primer lugar, se hará un **estudio exhaustivo del mercado** de pilas de combustible, ligeramente orientado a aquellas que van destinadas a aplicaciones automovilísticas. De este estudio, obtendremos datos de tamaños de MEA y las curvas de polarización de cada MEA, que nos darán unos inputs de diseño térmicos, eléctricos y mecánicos para nuestra instalación.

*NOTA: en la curva de polarización puede verse qué parte de la potencia se saca como electricidad y qué parte se cede como calor.*

De este estudio de MEAs comerciales, obtendremos los datos suficientes para el **dimensionamiento** de los **conductores eléctricos**, así como del **térmico**, ya que la MEA es el lugar donde se generan tanto la electricidad como la mayoría del calor.

Por otra parte, nuestra instalación requiere un **dimensionamiento mecánico**, donde se deberá considerar el apriete necesario para que la MEA funcione en condiciones óptimas. Así, en este subapartado se hará una selección del equipo encargado de hacer la fuerza necesaria para alcanzar dicha compacidad.

Posteriormente, habiendo hecho una primera aproximación en el dimensionamiento de la instalación (diseño preliminar), pasaremos a diseñar la instalación en un software CAD, que en esta ocasión será NX Siemens, ya que es el software que se emplea en Cidaut. La fase de diseño, se hará en tres fases, yendo

de menor a mayor nivel de detalle. Con este diseño CAD hecho, podremos ver carencias e incompatibilidades en cuanto a disponibilidad, formatos, fabricación, etc. de nuestro diseño, pudiendo corregir con antelación las incompatibilidades de los primeros diseños. Esto supondrá un proceso iterativo que nos llevará a una de las soluciones válidas, que podrá pasar a la fase de fabricación de prototipos, en la que a su vez se verán las carencias para hacer una nueva iteración y así obtener un producto final lo más apto posible.

Con el prototipo hecho, podremos hacer también una **estimación de costes** y dejar constancia de los aspectos a mejorar, para lanzar un producto al mercado lo más competitivo posible.

### 3.2 ANÁLISIS DE PILAS DE COMBUSTIBLE COMERCIALES

Una de las primeras tareas que hemos realizado para comenzar el dimensionamiento de la instalación ha sido realizar un estudio exhaustivo de las **pilas de combustible tipo PEM** que están actualmente **en el mercado**. El objetivo de esta tarea es conocer las prestaciones de estas pilas, para así determinar las capacidades de nuestro banco de ensayos en cuanto a exigencias eléctricas, térmicas y mecánicas.

En este sentido, se ha hecho una búsqueda de las pilas de los mayores fabricantes de pilas de combustibles a nivel internacional, consultando toda la bibliografía disponible sobre ellas, entre las que se encuentran las correspondientes *data-sheets* así como artículos científicos de investigadores que han hecho estudios sobre determinados productos.

Evidentemente, nos centraremos en la tecnología de pilas de combustible de membrana de intercambio protónico (PEMFC por sus siglas en inglés) por ser las que previsiblemente tengan un mayor impacto en el sector automotriz y además son las más estudiadas y las que han alcanzado un TRL (*technology readiness level*) más alto.

Continuando con nuestras premisas de filtrado de pilas, añadiremos una más, y es que trataremos de que sean lo más representativas posibles: por haber alcanzado un hito en el sector, por haber alcanzado un gran nivel de ventas, etc. Por ello, en esta comparativa se encuentran pilas como la del Toyota Mirai, algunas de la última generación de Ballard, varias generaciones de NedStack, Cummins, PlugPower, y más.

Para esta primera etapa del proyecto, estudiaremos la información disponible para extraer las **prestaciones de cada MEA** (esa parte de las monocelda, la unidad básica de cada stack de la pila de combustible). Para tal fin, se han cogido las curvas de polarización (V-I) del stack y con el número de celdas y el área activa obtener la misma curva, pero a nivel MEA. Es interesante recordar aquí que las prestaciones del stack son consecuencia directa de las prestaciones de la monocelda: si tienes una monocelda buena, tendrás un stack bueno, y viceversa.



*NOTA: cabe recordar que la misión de nuestro banco no es ensayar pilas de combustible, sino únicamente la MEA, la parte más importante de una monocelda.*

Del estudio de las monoceldas obtendremos una franja **de valores de intensidad y voltaje** para los cuales nuestra instalación deberá estar capacitada. Estos datos serán parte del conjunto de inputs (requisitos de entrada) para el diseño preliminar de nuestra instalación de ensayos para pilas de combustible.

Como decía, hemos estudiado pilas de combustible comerciales, que se muestran en la lista siguiente y cuyas curvas de polarización se recogen en la Ilustración 21:

- Toyota Mirai (primera generación)
- Ballard FCGen HPS
- NedStack FCS 13-XXL (FCS 10 y FCS 7 también)
- NedStack P9.5-75
- NedStack PS6
- Hydrogenics HyPM HD30
- FClabs
- Horizon H5000

La información disponible sobre cada una de estas pilas viene dada de maneras muy diferentes entre sí. Es por ello que la manera de tratar los datos de cada pila ha sido diferente, pero el objetivo ha sido común: a partir de los datos disponibles tenemos que **obtener la curva de una celda**.

Los casos más raros son aquellos en los que hay mucha información sobre la pila. En este sentido, se nos dan la curva de polarización del stack, el número de celdas y el área activa. Por lo tanto, en estos caso será muy sencillo obtener la curva característica de una monocelda a partir de la del stack completo.

Para ello, bastaría con dividir la tensión (eje vertical) entre el número de celdas por estar conectadas en serie, y para obtener la densidad de corriente, dividir la intensidad (eje horizontal) entre el área activa.

Este es un caso que como digo es bastante extraño, y esta información tan amplia suele venir de artículos científicos donde los autores han decidido coger dicha pila para llevar a cabo algún experimento y han necesitado previamente hacer un estudio de la pila para llegar a resultados fiables. Este es el caso de la NedStack PS6.

Lo anterior no será lo habitual, puesto que en las fichas técnicas de las pilas se suele dar información de los outputs de la misma, y no tanto de datos técnicos en sí como superficie activa de las MEAs, número de celdas o incluso la propia curva de polarización. Esto, es análogo a lo que sucede cuando compramos, por ejemplo, un automóvil propulsado por un motor de combustión interna: se nos dice la potencia máxima pero no conocemos la curva par-régimen de giro.

Como se acaba de introducir, lo habitual será que la información disponible sea laxa y nos las tengamos que ingeniar para obtener las curvas de las MEAs. Es por ello, que, para estos casos, nuestra **metodología de trabajo** para la obtención de las curvas de cada MEA será superponer en una página de Excel la gráfica del stack completo con una gráfica V-I en blanco en la que iremos introduciendo puntos hasta “calcar” la gráfica del Stack, que ha sido introducida como imagen en Excel.

Una vez obtenido un conjunto de puntos que aproxima la curva de polarización del stack, ya podremos obtener los puntos de la monocelda, dividiendo la intensidad del stack entre el área activa para obtener densidad de corriente (intensidad por unidad de superficie) y la tensión de cada MEA, dividiendo el voltaje entre el número de celdas por estar las celdas conectadas en serie. Cabe destacar aquí que las densidades de corrientes, como es habitual, serán expresadas en mA/cm<sup>2</sup> para no arrastrar decimales.

En aquellos casos donde la superficie activa no sea un dato del fabricante ni sea posible obtenerlo de bibliografía existente, ésta será estimada a partir de las dimensiones del stack-que es un dato que siempre es proporcionado en las fichas técnicas-, desechando la superficie que ocupan los colectores de reactivos y los equipos auxiliares, los cuales frecuentemente van introducidos también en el packaging de la pila para obtener un producto final lo más ortoédrico posible y así ser instalado con facilidad sin un desperdicio innecesario de volumen.

Esta estimación del área activa será nuestra mayor **fuentes de error** en las curvas obtenidas, ya que además las dimensiones de los colectores de corriente o placas terminales pueden ser de dimensiones muy variadas, afectando directamente a la longitud activa del stack.

Sea como fuere, estas estimaciones servirán para obtener unas **curvas aproximadas** para el dimensionamiento con suficiente validez para el objetivo perseguido. Como se decía en párrafos anteriores, la intención no es averiguar qué pila es mejor, sino que se busca una franja del gráfico V-I donde previsiblemente puedan estar alojadas numerosas pilas actualmente.

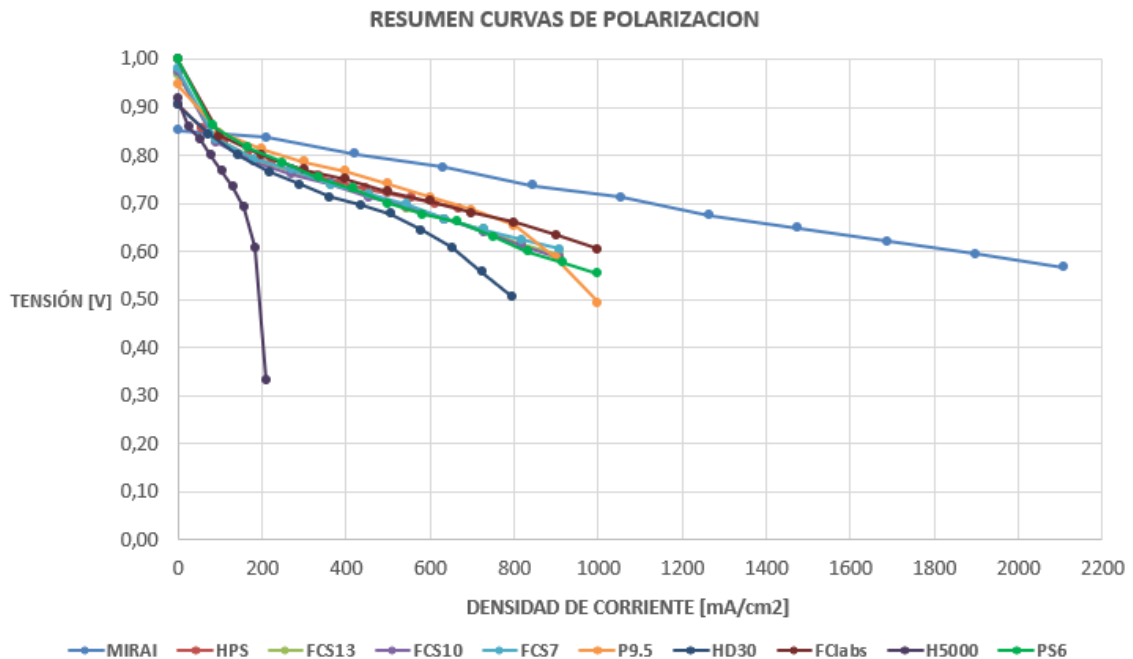


Ilustración 21: Resumen de curvas de polarización

En la Ilustración 21 (ANEXO 7.2) se recogen las curvas de polarización de todas las pilas comerciales de las que hemos venido hablando. En ellas se observa una relativamente alta dispersión, debida a varios factores:

- En primer lugar, se observa que la curva de polarización del **Toyota Mirai** (azul cian) parece estar claramente **por encima del resto** en cuanto a prestaciones: consigue tensiones más altas y además las consigue en densidades de corriente superiores.
- En segundo lugar, por debajo de la MEA del Mirai, encontramos un segundo grupo de curvas bastante similares entre sí. En dicho grupo residen todas las curvas de las **NedStack** (FCS-13, FCS-10, FCS-7, P-9.5, PS6). La diferencia entre ellas, aun siendo mínima por ser la misma MEA para varias de ellas, reside posiblemente en que pertenecen a generaciones distintas de pilas de NedStack.
- Un poco por debajo de las NedStack, encontramos en un color azul oscuro la curva de la Hydrogenics HyPM HD30. Esta marca fue comprada en 2019 por Cummins, por lo que predeciblemente esta pila sea **más antigua** que el resto de sus contrincantes en esta comparativa, lo cual justifica el que sus prestaciones sean algo más bajas.
- Por último, se observa en morado oscuro la pila de **Horizon**, en concreto, la H5000. Como se comentaba anteriormente, la firma singapurense se ha centrado claramente en el desarrollo de **material didáctico**. Es por ello, que esta MEA no obtiene el nivel de prestaciones que el resto de las pilas de la comparativa, sino que su objetivo es observar los fenómenos electroquímicos que están teniendo lugar en la pila y poder ser entendidos con facilidad. Esto les permite crear pilas funcionales a bajo coste, que puedan llegar a más entidades con fines académicos.

### 3.3 DIMENSIONAMIENTO DE LOS CONDUCTORES ELÉCTRICOS

En este apartado comenzaremos a dimensionar la instalación teniendo en cuenta los aspectos más importantes que pueden extraerse de las curvas que obtuvimos en el anterior apartado.

Buscamos el dimensionamiento de la **parte eléctrica** de nuestra instalación, teniendo en cuenta las demandas a las que estará expuesta al ensayar las celdas de las pilas anteriormente mencionadas. Como se ha comentado, la parte eléctrica y la térmica están relacionadas por medio del rendimiento de la celda, ya que el calor es la fracción energética que no ha sido aprovechada y, por tanto, no ha supuesto una transformación en energía eléctrica. En este apartado nos centraremos en esa parte de energía que sí es aprovechada.

En este sentido, buscamos el dimensionamiento de los **cables conductores** que conectarán el banco de ensayos con el dispositivo de adquisición de datos. El esquema de montaje se muestra en la figura siguiente:



*Ilustración 22: Montaje instalación eléctrica*

Como se puede observar, se ha supuesto que los cables tendrán una longitud de un metro cada uno, aunque previsiblemente sea menor. Esta dimensión, como se verá a continuación es relevante al calcular la resistencia del cable.

En cuanto a los requerimientos eléctricos del conductor, vendrán sobre todo determinados por solicitudes de **intensidad**, ya que la tensión de una monocelda, como vimos al explicar las curvas de polarización, en muy rara ocasión pasa de 1 V. En este sentido, se ha hecho un estudio de la relación entre la densidad de corriente de las pilas frente a su área activa, ya que, si se seleccionasen simultáneamente la pila de mayor densidad de corriente junto al área activa más grande, saldrían intensidades del orden de 1350 A. Esto no suele ser lo habitual, ya que las pilas que ofrecen mayor densidad de corriente suelen tener áreas activas relativamente pequeñas para no tener dificultades en la gestión de intensidades tan altas.

Tal es el caso del Toyota Mirai, que pese a poder ofrecer unas densidades de corriente altísimas sin llegar a la zona dominada por las pérdidas de concentración, su área activa es de  $237 \text{ cm}^2$ . Esto es, de las más pequeñas de todas las estudiadas. Si se seleccionasen como parámetros de diseño estas densidades de corriente (de unos  $2300 \text{ mA/cm}^2$ ) junto con el área activa más grande, que es la de la Ballard FCgen HPS, de unos  $900 \text{ cm}^2$ ., se llegaría a valores de intensidad desmesurados.

Por otra parte, cabe decir que extraña es la ocasión en la que a una pila de combustible se la hace funcionar a densidades de corriente tan altas, ya que su rendimiento empieza a bajar considerablemente y aumenta su tasa de degradación (debida principalmente al aumento de temperaturas, ver Ilustración 27).

En la Ilustración 23 se representan las áreas activas de cada pila junto a sus densidades de corriente máximas, además de las **curvas isointensidad** que hemos generado:

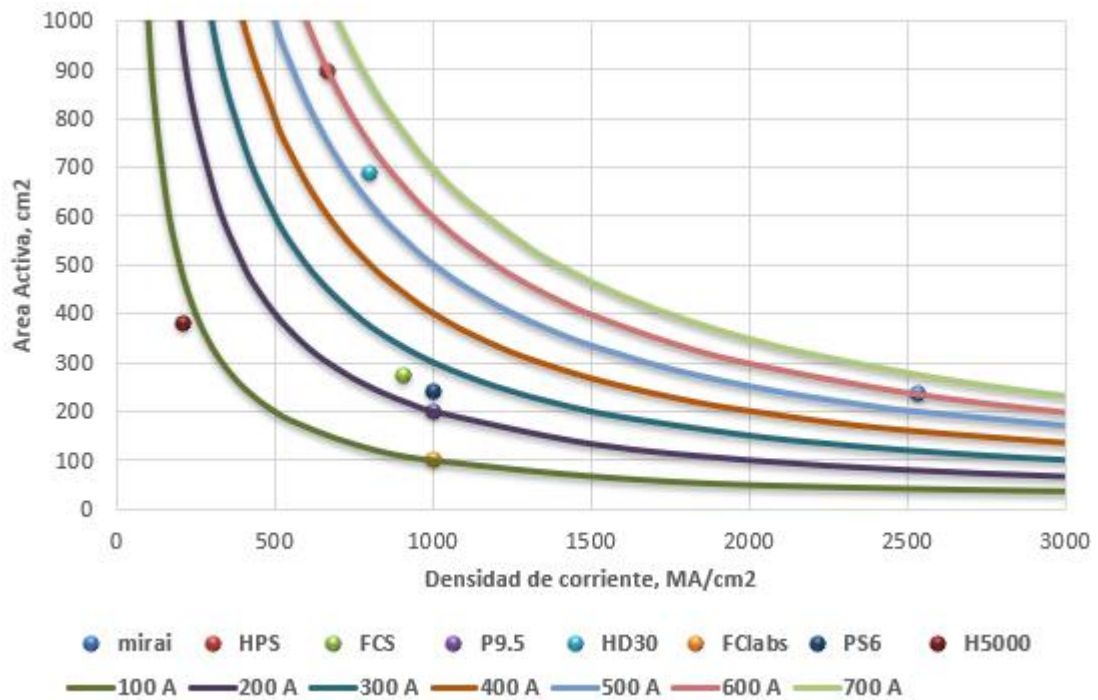


Ilustración 23: Densidades de corriente máximas frente a áreas activas

Es por ello que se ha optado por seleccionar una densidad de corriente relativamente alta, de unos  $1000 \text{ mA/cm}^2$  para el dimensionamiento. Tal y como se observa en la Ilustración 23, varias de las pilas de este estudio se encuentran en ese rango de densidades de corriente máximas, pero habiendo ya entrado en la zona gobernada por pérdidas de concentración, por lo que no es útil llegar a esos puntos de funcionamiento con esas pilas. No obstante, la información más valiosa de esta ilustración es que las pilas de combustible que mayor densidad de corriente máxima alcanzan, lo hacen con un área activa más pequeña. Esto, como

se adelantaba hace unos párrafos, es por la gestión eléctrica de la pila, y ligado a ello, la gestión térmica.

Incluso el Toyota Mirai, que ha demostrado ser capaz de llegar a aquellas cifras de densidades de corriente, no suele hacerlo, ya que, frente a un cambio de grado de carga, es la batería la que ofrece la repuesta y después la pila de combustible arranca para evitar que la batería se descargue en exceso, evitando de esta manera la degradación excesiva de la batería.

En la Ilustración 24 se observa cómo la zona habitual de **funcionamiento de la pila del Toyota Mirai** es aquella de altos voltajes y bajas densidades de corriente, ya que es la que mejor rendimiento ofrece. También se observa cómo la salida de intensidades de la pila es alta, pero no llega a valores extremadamente altos como sí hubiese ocurrido al seleccionar una densidad de corriente alta junto con un área activa elevada.

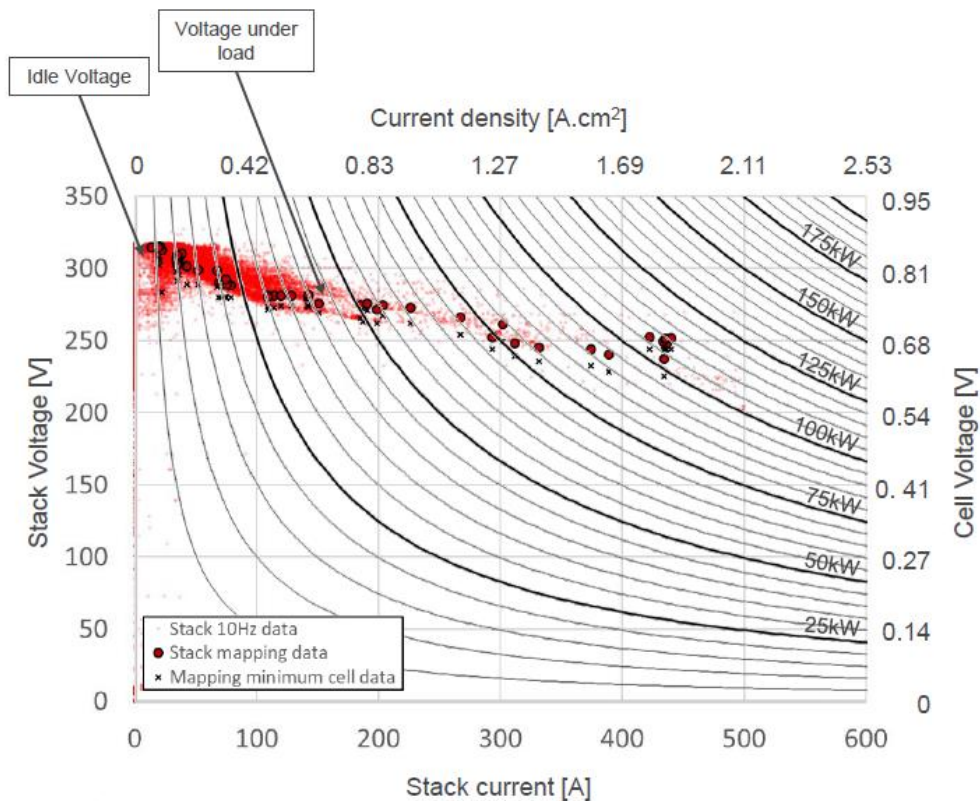


Ilustración 24: Funcionamiento habitual del stack del Toyota Mirai. Fuente: Argonne National Laboratory, Transport Canada y Environment and Climate Change Canada. (2018). TECHNOLOGY ASSESSMENT OF A FUEL CELL VEHICLE: 2017 TOYOTA MIRAI.

En cuanto al punto de funcionamiento seleccionado, teniendo en consideración los datos de la Ilustración 23, parece razonable seleccionar los  $1000 \text{ mA/cm}^2$  junto a un área activa de  $650 \text{ cm}^2$ , por ejemplo. Con estos dos datos, la intensidad resultante será:

$$I = 1000 \frac{\text{mA}}{\text{cm}^2} \cdot 650 \text{ cm}^2 = 650.000 \text{ mA} = 650 \text{ A}$$



A la vista de la Ilustración 23, se observa como ninguna de las pilas estudiadas llega a los 700A, por lo que la estimación realizada es aceptable. Se puede aplicar un factor de cobertura sobre este valor para cubrir, valga la redundancia, el desarrollo tecnológico de las pilas de combustible que vengan en los próximos años. Si se aplica un factor de cobertura del 20%:

$$I_{corr,20\%} = 1,2 \cdot I = 780 A$$

Para poder soportar intensidades tan altas, se ha optado por instalar **cables de cobre flexibles**, para aplicaciones de alta intensidad.



Ilustración 25: Formato de conductores seleccionados

Por ejemplo, el fabricante Teknolabor tiene la siguiente gama de estos productos:

UNCOATED Part-No	Cross sec. mm <sup>2</sup>	Current load Amperre	type 2 L1 mm	type 1 L1 mm	W mm	t mm
HSK - 0070	70	300A	30	15	15	8,5
HSK - 0095	95	360A	40	20	20	8,3
HSK - 0120	120	420A	40	20	20	10
HSK - 0150	150	480A	50	25	25	11,5
HSK - 0185	185	570A	50	25	25	13,5
HSK - 0240	240	670A	60	32	32	12,8
HSK - 0300	300	780A	80	40	40	13,3
HSK - 0400	400	950A	80	40	40	15,5
HSK - 0500	500	1100A	80	40	40	23,5
HSK - 0600	600	1250A	80	40	55	18,8
HSK - 0700	700	1375A	80	40	55	20,2
HSK - 0750	750	1450A	80	40	55	21,8
HSK - 0850	850	1550A	80	40	55	22,3
HSK - 1000	1000	1800A	80	40	55	27

Tabla 1: Referencias de conductores para altas intensidades. Fuente: Teknolabor. (2022), Recuperado de <https://www.teknolabor.com/en>

Seleccionaremos de entre los ofertados el inmediatamente superior que cubra nuestros requerimientos, siendo el HSK-0300 el seleccionado (780A).

En cuanto al **aislante del conductor**, cabe marcar que los cables comerciales suelen venir con una capa de aislante bastante gruesa para soportar tensiones de hasta 1kV. Evidentemente, el hecho de tener tanto aislante limita

considerablemente la disipación de calor y por tanto, la intensidad que puede circular por ellos, para no dañar el recubrimiento aislante. Como nuestras solicitaciones de tensión son mucho menores (nos moveremos entre 0,35 y 1V) usaremos un plástico termo retráctil de fino espesor, que no limite la transmisión de calor desde el conductor hacia el exterior.

Este fabricante, ofrece la posibilidad de suministrar los cables desnudos, con recubrimiento de PVC, tubos de silicona o plástico termo retráctil (*heat shrinkable tubes*), que será el que seleccionemos. Evidentemente, la longitud del cable no aparece en la Tabla 1 porque es a petición del consumidor.

En cuanto a la **caída de tensión** en los cables, no será de gran importancia ya que el instrumento de adquisición de datos poseerá unos conectores para puentear los conductores y medir la tensión que hay justo a la salida de la pila, sin la caída debida al efecto Joule en los conductores.

### 3.4 NECESIDADES DE REFRIGERACIÓN

El objetivo de las pilas de combustible es producir energía eléctrica a partir de la reacción de dos reactivos. Para ello, se hace necesaria una transformación de energía química en energía eléctrica, que como sabemos, no es perfecta y tiene un rendimiento menor a la unidad. Esa energía “perdida” es la que se disipa en forma de calor.

Se hará ahora un primer acercamiento al apartado térmico, en el que se explicará el fundamento teórico y se estudiarán a grosso modo los mecanismos de transmisión de calor limitantes. En este sentido, los cálculos servirán para ver si hay algún **mecanismo de transferencia de calor que sea limitante** y pueda comprometer la evacuación del calor generado en la MEA.

Como se anticipó en los anteriores puntos, el calor generado en una pila de combustible es debido a las **pérdidas de tensión** (que ocurren en esas tres zonas claramente diferenciadas de la curva de polarización). En cuanto a qué zonas de la pila son las que más peso tienen en la generación de calor, hay tres claros contribuyentes: la mayor parte de este calor es generado en las capas catalíticas debido a que la reacción es exotérmica, también, pero en menor medida, en la membrana debido a las pérdidas óhmicas por efecto Joule, y, por último, en el resto de las partes conductoras debido también a las pérdidas óhmicas. (Dr. Colleen Spiegel. (2018). FUEL CELL HEAT FLOW. *Fuel cell information*. Recuperado de: <https://www.fuelcellstore.com/blog-section/fuel-cell-heat-flow>)

No obstante, y sucediendo algo similar a lo que ocurre en un motor de combustión interna, el **rendimiento** de la pila también aumenta cuando las temperaturas de operación son más altas. Esto se debe, sobre todo, a la mejora en la **cinética de la reacción** al subir las temperaturas, aunque al llegar a temperaturas más altas suben las pérdidas óhmicas más de lo que mejora la cinética, por lo que el rendimiento empieza a bajar (85 °C).



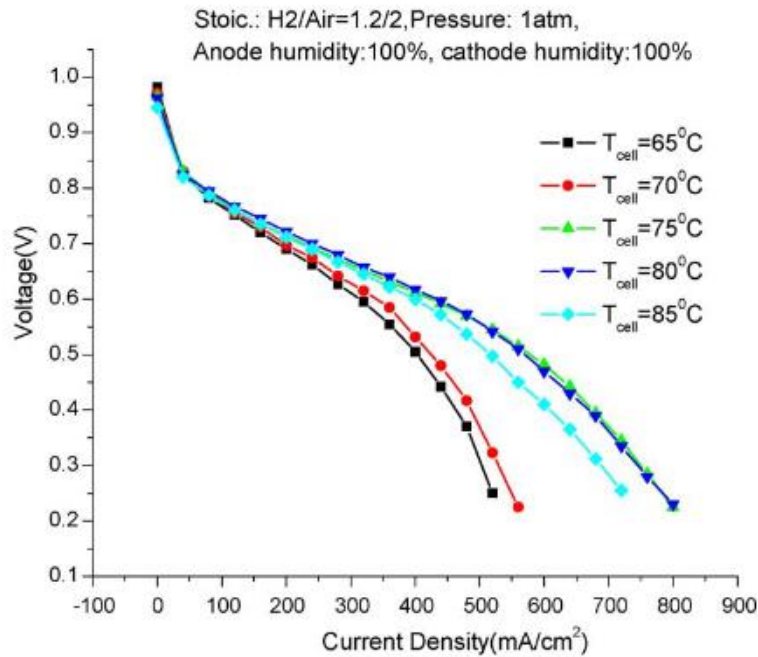
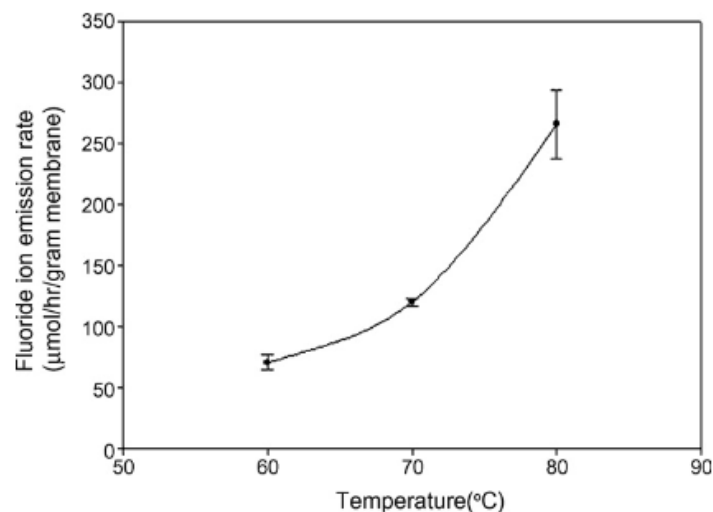


Ilustración 26: Curvas de polarización a distintas temperaturas de operación. (L.A.M. Riascos et. Al.,2010)

Al aumentar las temperaturas también crecen exponencialmente la tasa de **degradación** del nafi3n, material del que est1a fabricada la membrana de intercambio prot3nico. Es por ello que a temperaturas de alrededor de 100°C la degradaci3n se hace prohibitiva. Normalmente, la temperatura de operaci3n de una pila PEM (*low temperature PEM*) es de 65°C, ya que se ha visto que para este punto se pueden alcanzar f1cilmente rendimientos del 55% sin comprometer la vida 1til del nafi3n.



Ilustraci3n 27: Degradaci3n del nafi3n al aumentar la temperatura. (Chen et al., 2007)

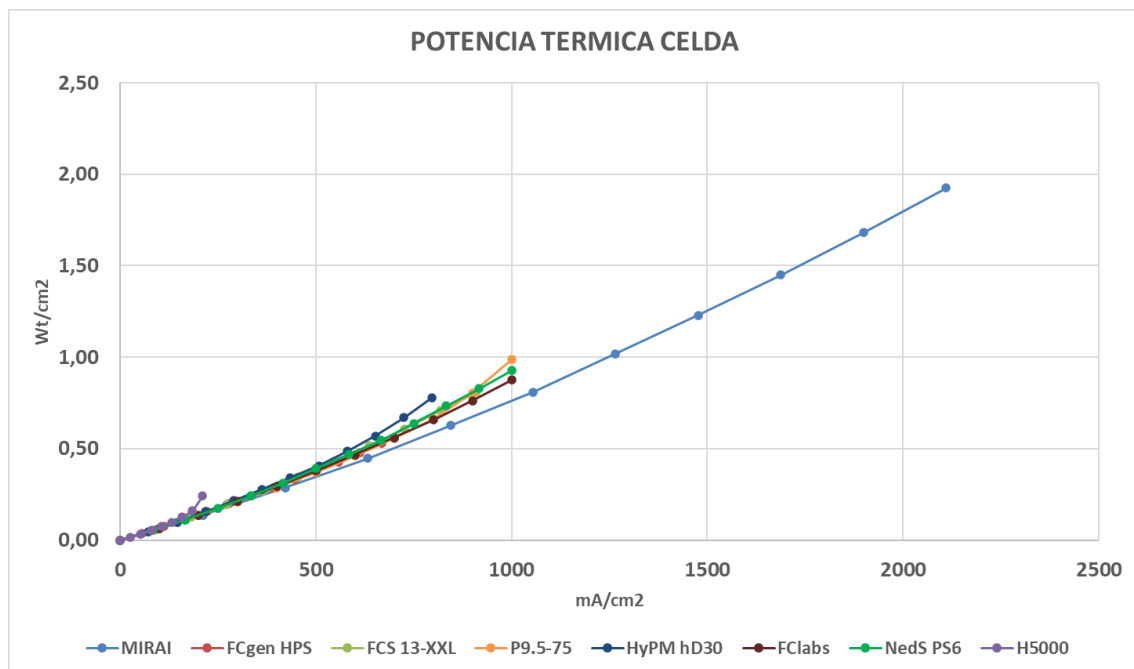
Comenzaremos por hacer un primer c1lculo de las **potencias t3rmicas** de cada celda, de manera similar a lo que se hizo en el anterior apartado con la potencia

eléctrica. Partiendo de las potencias eléctricas, es posible obtener las térmicas sabiendo la tensión y la tensión ideal, que son 1,48V.

Para cualquier punto de la curva de polarización en el gráfico V-I, la parte por debajo del punto en sí es la tensión aprovechada, que supone la fracción de energía aprovechada como energía eléctrica; por otra parte, por encima de la tensión del punto en cuestión hasta los 1,48V es la fracción correspondiente a la no aprovechada, y que se disipará en forma de calor. De esta manera, la ecuación que relaciona la potencia eléctrica (conocida) con la térmica, que es la que deseamos conocer en este punto:

$$W_{th} = W_e \cdot \frac{1,48 - V}{V} \tag{3}$$

Aplicando esta ecuación, con un barrido de tensiones para cada celda, obtenemos las **potencias térmicas por unidad de área**, que pueden ser representadas frente a la densidad de corriente:



*Ilustración 28: Densidad de potencia térmica de cada celda*

Por otra parte, nos interesan los valores de potencias térmicas máximas, ya que ese será el parámetro clave para el dimensionamiento térmico.

Este estudio es también análogo a lo que hicimos en la Ilustración 23, donde se representaban curvas isopotencia eléctrica. Ahora, lo hacemos para térmica:

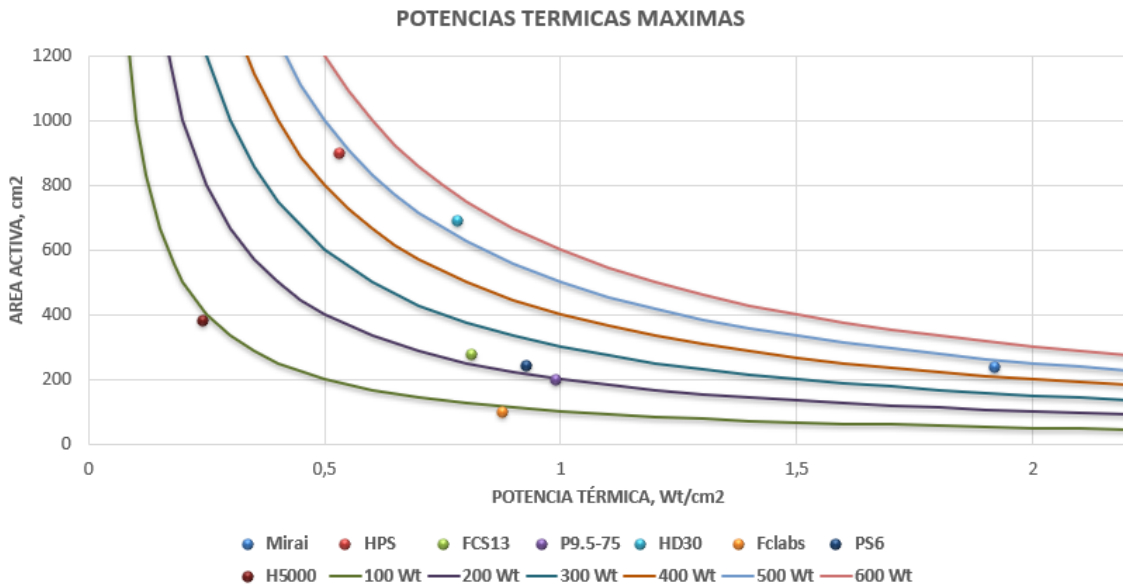


Ilustración 29: Potencias térmicas generadas en cada celda

En esta ilustración, se muestran los puntos de mayor potencia térmica de cada monocelda. Evidentemente, estos puntos corresponden con los de máxima potencia eléctrica (relacionados mediante el rendimiento) y máxima densidad de corriente.

Se ha procedido de forma análoga al estudio eléctrico, para ver las densidades de potencia térmica frente al área activa de cada una, con el objetivo de ver de forma global cuánto flujo de calor debemos extraer de la celda completa, y no por unidad de área. Como puede observarse, nunca se llegará a los **600 Wt térmicos**. Esto es así porque igual que pasó en el dimensionamiento eléctrico, las monoceldas que mayor output térmico tienen (mayor potencia térmica por unidad de área) son las que menor área activa tienen, y viceversa.

Siguiendo con el proceso de cálculo, se sabe que este calor generado en la celda debe ser transferido por **convección** desde la placa bipolar hacia el líquido refrigerante que circula por los intersticios entre dos placas unipolares. El flujo de calor por convección viene dado por:

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (4)$$

Siendo  $h$  el coeficiente de película o coeficiente de transmisión de calor por convección,  $A$  la superficie de transferencia de calor y  $\Delta T$  el gradiente de temperaturas existente entre la superficie (placa bipolar) y el fluido refrigerante, responsable de producir un flujo de calor desde el cuerpo caliente hasta el cuerpo más frío. Los órdenes de magnitud del **coeficiente de película** dependen de numerosos parámetros como forma y rugosidad de la superficie, propiedades del fluido y propiedades del flujo.

El coeficiente de película puede ser estimado empleando correlaciones basadas en números adimensionales que relacionen el Numero de Nusselt (Nu) junto con otros dos números que dependerán de si se trata de convección libre o forzada. En

el primer caso estos dos números serán el Prandtl (Pr) y el Grashof (Gr), mientras que para convección forzada serán el Reynolds (Re) y el Prandtl (Pr). Un ejemplo de convección natural será, por ejemplo, el flujo de calor alrededor de un convector doméstico, y uno de convección forzada será la transmisión de calor al líquido refrigerante en un motor de combustión interna, donde la bomba de refrigerante fuerza al fluido a circular por el circuito.

El coeficiente de transmisión  $h$  será determinante para extraer la cantidad de calor necesaria de la placa, ya que el área de transferencia es difícilmente modificable. En este sentido, una estimación rápida de los órdenes de magnitud de los coeficientes de película podría ser la siguiente:

$O[W/K \cdot m^2]$	Gas	Líquido	Cambio de fase
Libre	5	500	-
Forzada	50	5.000	-
Cambio de fase	-	-	50.000

Tabla 2: Órdenes de magnitud del coeficiente de película

Por otro lado, este calor que se cede por convección es el que gana el **fluido refrigerante**:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) \quad (5)$$

Lo ideal, para que el comportamiento de la MEA sea lo mejor posible, es que la **temperatura** a lo largo de toda la placa sea **lo más homogénea posible**, no habiendo gradientes térmicos pronunciados en ella, ya que podría afectar negativamente a la cinética de la reacción. Por ello, es deseable que la temperatura a la que sale el refrigerante sea similar a la que entra, pero para ello es necesario un flujo másico más elevado de refrigerante. Este  $\Delta T$  del refrigerante será un input para el dimensionamiento de la instalación térmica.

Otro input será el  $c_p$  del líquido refrigerante. Es muy habitual emplear **mezclas de agua con etilenglicol** (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>O<sub>2</sub>) para bajar el punto de congelación del fluido y aumentar el de ebullición. Nosotros, para poder simular arranques en frío también usaremos una de estas mezclas:

LÍQUIDO	Conductividad térmica (k)	Calor específico (C <sub>p</sub> )	Viscosidad dinámica (μ)	Densidad (ρ)	Numero de Prandtl (Pr)
Agua	0.61 W/mK	4072.71 J/kg K	0.000868 Pa s	996.58 kg/m <sup>3</sup>	5.78
Agua-etilenglicol 30%	0.49 W/mK	3729.95 J/kg K	0.001864 Pa s	1035.02 kg/m <sup>3</sup>	14.29
Agua-etilenglicol 50%	0.43 W/mK	3297.63 J/kg K	0.003367 Pa s	1053.25 kg/m <sup>3</sup>	25.82
Etilenglicol	0.25 W/mK	2408.62 J/kg K	0.017195 Pa s	1112.13 kg/m <sup>3</sup>	164.58

Tabla 3: Propiedades mezclas de agua/etilenglicol. Fuente: Rectificadores Guasch S.A. (2022): CARACTERÍSTICAS DEL LÍQUIDO DE REFRIGERACIÓN.

El etilenglicol puro congela a -12°C, pero al mezclarse con agua, su temperatura de congelación baja. Esta tendencia se muestra en la Ilustración 30:

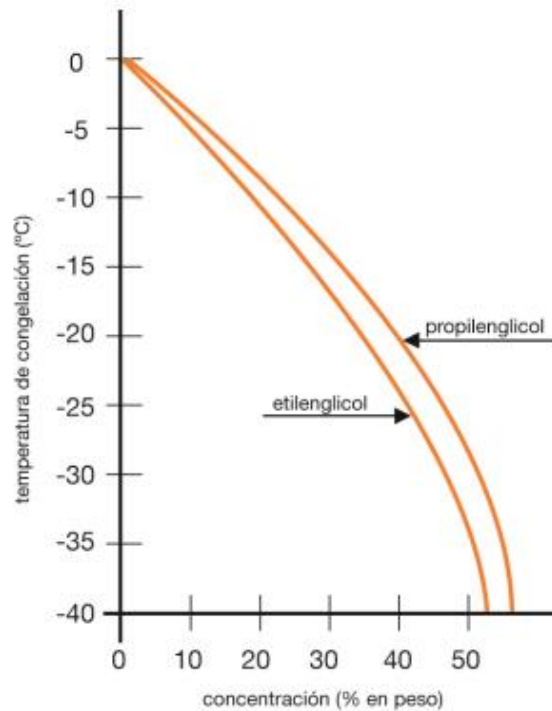


Ilustración 30: Temperatura de congelación para mezclas de agua/etilenglicol. Fuente: eficiencia energética. (2015) TABLAS DEL ETILENGLICOL Y PROPILENGLICOL. El colector solar 2. Recuperado de: <https://certificacionenergetica.info/category/termica-solar/tablas/>

Para poder simular arranques en frío en condiciones extremas, se ha seleccionado la mezcla de **agua-etilenglicol 50/50**, pudiendo llegar a simular temperaturas de  $-35^{\circ}\text{C}$ . En la tabla 2 se ve que el  $c_p$  de esta mezcla es de  $3297.63 \text{ J/kgK}$ . En cuanto al salto térmico admisible por el refrigerante entre su entrada y su salida, se tomará  $1\text{K}$ . De la ecuación del flujo de calor cedido al refrigerante:

$$600\text{W} = \dot{m}_{ref} \cdot 3297.63 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 1\text{K} \rightarrow \dot{m}_{ref} = 0,1819 \text{ kg/s}$$

Con la densidad de esta mezcla, también extraída de la tabla 2, que resulta ser de  $1053.25 \text{ kg/m}^3$ :

$$\frac{0,1819 \text{ kg/s}}{1053,25 \text{ kg/m}^3} = 1,7275 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 0.1728 \text{ l/s} = 10,365 \text{ l/min}$$

**NOTA:** Este es el **flujo volumétrico** de refrigerante requerido para disipar  $600\text{W}$  y mantener un  $\Delta T$  del refrigerante entre la entrada y la salida de  $1$  grado (Celsius o Kelvin), esto es, muy isoterma. Si se permitiese un gradiente mayor, el flujo de refrigerante requerido sería menor, y viceversa.

No obstante, teniendo en cuenta que un grifo doméstico ofrece un caudal máximo de 12 litros/minuto, este requerimiento podría cumplirse. En este sentido, las complicaciones podrían venir por las **pérdidas de carga** en los serpentines de refrigeración por tener velocidades muy altas.

Con este flujo, se puede estimar la **velocidad** del fluido conociendo el área de paso. Y con la velocidad, podremos calcular el Reynolds para así tener el coeficiente de película y finalmente, podremos también estimar las pérdidas de carga. Esto lo haremos más adelante (ver apartado 4.2.7 CONJUNTO CASSETTE).

No obstante, para obtener una primera aproximación y obtener un orden de magnitud, podemos coger un coeficiente de película de líquido en convección forzada, del orden de  $5000 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$ . Con ello, del intercambio de calor por convección podemos despejar el  $\Delta T$ .

Se ha usado un área de  $237 \text{ cm}^2$ , correspondiente al Toyota Mirai, por ser sus dimensiones habituales en el área automovilístico y además estar cerca de disipar los 600 W de los que hemos venido hablando:

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T \rightarrow \Delta T = \frac{\dot{Q}}{h \cdot A} = \frac{600 \text{ W}}{5000 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2 \cdot 237 \text{ cm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{100^2 \text{ cm}^2}} = 5,06^\circ\text{C}$$

Teniendo esa diferencia de temperatura entre el sólido y el fluido refrigerante seríamos capaces de extraer esa cantidad de calor por ese área. Si hubiese más área de transmisión de calor, el  $\Delta T$  sería menor. Se puede observar, tanto por diferencia de temperaturas como por caudal necesario, que la **transmisión de calor por convección no será el factor limitante** en el estudio de las necesidades de refrigeración.

En cuanto a la transmisión de calor por **conducción**, como se explicó al describir las partes de la pila PEM, serán las placas bipolares las encargadas de extraer esa cantidad de calor desde la MEA hacia el líquido refrigerante. La ley de Fourier de conducción de calor viene dada por:

$$\dot{Q} = k \cdot \frac{A}{e} \cdot \Delta T = k \cdot \frac{A}{e} \cdot (T_1 - T_2) \quad (6)$$

Siendo  $k$  la conductividad térmica del material,  $A$  la superficie de transferencia de calor,  $e$  el espesor de la placa conductora y  $\Delta T$  el gradiente térmico que origina el flujo de calor. Como las placas que ensayaremos serán de **grafito isomoldeado**, se presentan a continuación algunos datos de interés de este material:

Typical properties	Direction	Units	SIGRACET™ GCR180	SIGRACET™ GCR190
Polymer type				Thermoset resin
Density		g/cm <sup>3</sup>	1.80	1.90
Flexural strength, RT, 3-point		MPa	> 63	> 58
Modulus of elasticity, RT, 3-point		GPa	> 22	> 17
Flexural strength, 100°C, 3-point		MPa	> 58	> 48
Modulus of elasticity, 100°C, 3-point		GPa	> 19	> 16
Tensile strength, RT		MPa	> 50	> 36
Tensile strength, 100°C		MPa	> 43	> 35
Compression strength, RT		MPa	> 70	> 71
Compression strength, 100°C		MPa	> 70	> 65
Spec. electrical resistivity	In plane	μOhm m	40	35
Electrical conductivity	In plane	S/cm	250	285
Permeability, DIN 51935		10 <sup>-6</sup> cm <sup>2</sup> /s	< 5.4	< 4.5
Thermal conductivity	Through plane	W/m K	10	18
Coefficient of thermal expansion		10 <sup>-5</sup> 1/K	3	7
Hardness, ball		10/60	110	90
Glass transition temperature		°C	161	156

Tabla 4: Propiedades del grafito isomoldeado sin resina y con resina añadida. Fuente: SGL Carbon GmbH (2021): GRAPHITE COMPOUND MATERIALS FOR BIPOLAR PLATES.

Para el apartado que nos ocupa, que es el del cálculo del flujo de calor debido al mecanismo de conducción, la propiedad más importante es la **conductividad térmica**, que es de  $18 \text{ W/mK}$  para el grafito con resina (material más habitual).

Se repetirán los cálculos para distintos espesores de placa para ver cómo afecta esta dimensión al gradiente térmico entre las dos caras de la placa bipolar. Se muestran los cálculos para un espesor de  $4 \text{ mm}$ :

$$\Delta T = \frac{600 \text{ W} \cdot (1 \cdot 10^{-3}) \text{ m}}{237 \text{ cm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{100^2 \text{ cm}^2} \cdot 18 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} = 5,624 \text{ }^\circ\text{C}$$

$e[\text{mm}]$	$\Delta T[^\circ\text{C}]$
1	1.406
2	2.813
3	4.218
4	5.624
5	7.03
6	8.436
7	9.842
8	11.248

Tabla 5: Efecto del espesor de pared en la diferencia de temperatura entre sus caras

A la vista de los resultados se observa que **el flujo de calor por conducción tampoco será problemático**, ya que, para una placa de  $4 \text{ mm}$  de espesor (valor habitual) se necesita un gradiente térmico de menos de  $6^\circ\text{C}$  para disipar  $600 \text{ W}$  por un área de  $237 \text{ cm}^2$ .



Estos **números** son **orientativos**, y cuando se haga el diseño en detalle serán recalculados. No obstante, sirven para obtener unos ordenes de magnitud de los valores de transmisión de calor y conocer los mecanismos más restrictivos en cuanto a transmisión de calor en la instalación.

En este sentido, se ha visto que ni la conducción a través del grafito ni la convección hacia el fluido refrigerante son restrictivas. Quizás la resistencia más grande al paso del calor en estos casos siempre sea el contacto entre las GDL y las placas de grafito, por tener poca superficie de contacto entre ellas, problema que se agrava si el apriete de la MEA no es el adecuado.

Por último, y no por ello menos importante, a lo largo de este capítulo hemos ido directamente al líquido. Evidentemente, la refrigeración de una sola MEA podría hacerse perfectamente con **aire** por la baja cantidad de calor que hay que extraer en estos casos. La implantación de refrigeración líquida no sólo trae ventajas en cuanto a la capacidad de refrigerar las pilas, sino también de atemperarlas, haciendo que lleguen rápidamente a su temperatura de operación y también permite simular arranques en frío, ya que se ha empleado una mezcla de agua-etilenglicol.

### 3.5 REQUERIMIENTOS MECÁNICOS

El comportamiento mecánico de un stack tiene gran influencia en las prestaciones de este. En este apartado se comentarán los motivos por los que se aprieta un stack, así como un primer cálculo de las demandas mecánicas a las que se verá sometida nuestra instalación para posteriormente pasar a la fase de diseño.

Los stacks vienen apilados a cierta presión por diferentes **razones**: ofrecer **estanqueidad** en cuanto a fugas de reactivos y disminuir la **resistencia de contacto** entre partes conductoras.

No obstante, una presión de apriete excesiva podría perjudicar el rendimiento del conjunto por la **compacidad de las capas de difusión de gases** (GDL). Al compactar el conjunto, las GDL se deforman y su porosidad va decreciendo, por lo que los reactivos tendrán menos huecos por donde pasar y el agua tendrá menos sitio por donde salir, contribuyendo negativamente a la inundación de la GDL. Este hecho es uno de los responsables de la bondad de la gestión de agua del stack, con gran peso en las pérdidas por concentración.

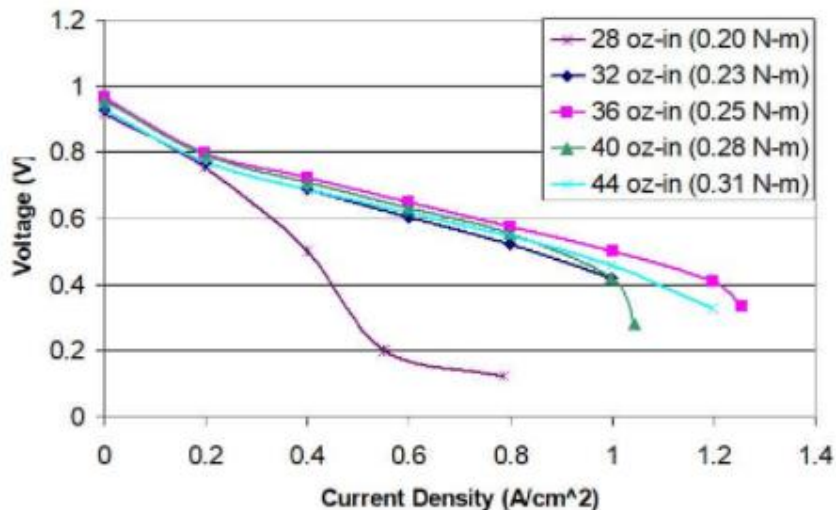
*NOTA: a altas densidades de corriente es importante el stoich de trabajo en el lado catódico, siendo siempre mayor al estequiométrico precisamente para favorecer el arrastre del agua.*

En la imagen siguiente se ven diferentes curvas de polarización de una pila de combustible. Se observa como la curva mejora al aumentar el par de apriete hasta



cierto punto, debido a la **disminución de la resistencia de contacto** entre la GDL y placa bipolar. Llegados a cierto nivel de apriete, las curvas empeoran debido al impedimento en cuanto a **transporte de reactivos** y evacuación de agua por reducir en exceso la porosidad de la GDL.

Se estima que el 59% de las pérdidas de tensión se deben a la resistencia de contacto entre las GDLs y las PB (Bates et al., 2013). Como se comentaba en el apartado 3.4, el contacto entre las placas bipolares y las GDLs, por ser un contacto muy poco homogéneo, supone una barrera importante a la transmisión de calor por conducción y al paso de la corriente eléctrica.



*Ilustración 31: Evolución del rendimiento de una pila al variar el apriete del stack. (Mason et al., 2012)*

Tal y como se venía diciendo, al compactar el stack serán las GDLs las que más deformación sufran por ser las menos rígidas. El resto de componentes también un cambio en sus dimensiones, pero irrelevante frente al de las GDLs por poseer mayor rigidez.

Existe un **rango de aprietes óptimo** en el cual la resistencia de contacto disminuye y no se perjudica prohibitivamente el transporte a través de estas capas (Mason et al., 2012). En la Ilustración 32 se muestran distintas GDL comerciales y su resistencia de contacto frente a la presión de apriete.

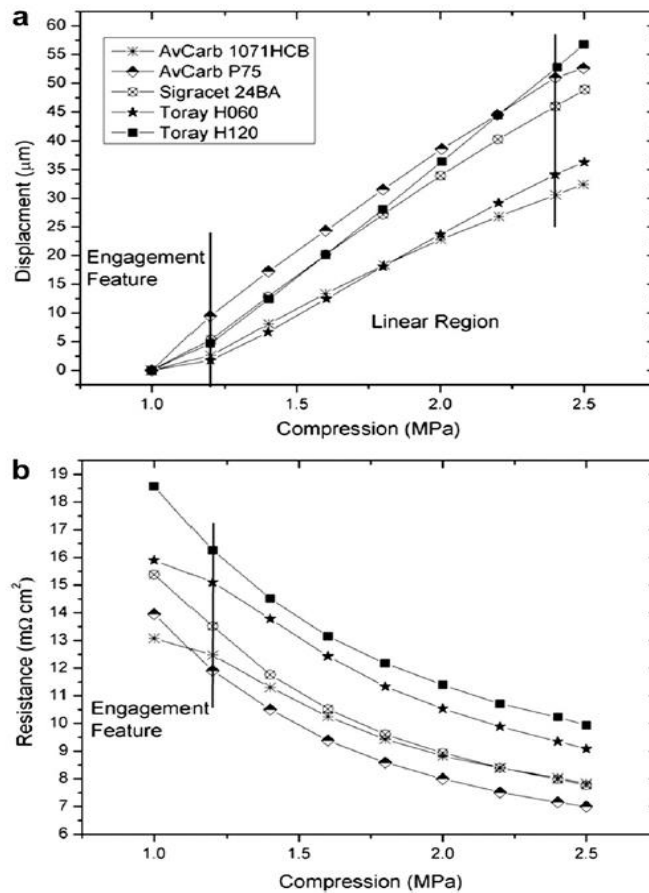


Ilustración 32: Influencia de la presión de apriete sobre las GDLs en (a) deformación inducida y (b) resistencia de contacto. (Mason et al., 2012)

En este mismo documento, se dice que la solución requiere una toma de decisión por el **compromiso** entre resistencia de contacto y la permeabilidad para la difusión de gases. Además, los valores de presión de apriete dependen en gran medida del material del que esté compuesta la GDL. En la imagen siguiente se resumen las características de las GDL comerciales estudiadas en el artículo mencionado.

Table 3

Comparison table of the rate of change of displacement with compression for various GDL materials from the linear region of Fig. 4.

GDL material	Material type	Thickness (µm)	Through-plane resistivity from manufacturer data (mΩ cm <sup>2</sup> )	Measured resistance @ 1.5 MPa (mΩ cm <sup>2</sup> )	Displacement factor (µm MPa <sup>-1</sup> )	Relative displacement factor (µm MPa <sup>-1</sup> µm <sup>-1</sup> )
AVCarb 1071HCB	Cloth	220	7.7	7.70	22.4	0.102
AvCarb P75	Paper	200	7.4	7.11	33.8	0.169
Sigracet 24BA	Paper	200	<10.0	7.98	33.3	0.167
Toray H060	Paper	190	1.9 <sup>a</sup>	9.42	27.6	0.145
Toray H120	Paper	370	3.0 <sup>a</sup>	9.96	40.3	0.109

<sup>a</sup> mΩ (not area specific).

Tabla 6: Propiedades de algunas GDL comerciales. (Mason et al., 2012)

Como puede observarse, las propiedades de cada producto son muy diferentes entre sí. Puede verse también que las **GDL de papel** son en líneas generales **más porosas que las de tela**. Por ser más porosas, tienen menos superficie en contacto

con el resto de partes y su resistencia de contacto es mayor. Además, por esta misma razón, su deformación al comprimirlas es también mayor. Cabe destacar aquí, que el comportamiento de las GDLs no sólo depende del material del que estén compuestas, sino que también depende del **método de fabricación** que se haya empleado.

Llegados a este punto, y sabiendo cómo afecta la compresión al comportamiento de las capas de difusión de gases, se debe elegir un valor de compresión para el cual se va a hacer el dimensionamiento mecánico y elegir así un método de apriete comercial que pueda llegar a esos niveles de apriete.

En las gráficas se observa cómo, aunque haya GDLs comerciales que admitan mayores compresiones sin producir deformaciones irreversibles excesivas, no se lleva a compresiones por encima de 2.5 MPa. Sin embargo, viendo las pilas de combustible actuales y atendiendo a sus sistemas de apriete podemos hacer una estimación de la presión de apriete que posee el stack.

Otro *paper* que habla sobre cómo afecta la presión de apriete a las juntas de estanqueidad y a las GDLs concluyen que un valor deseable de apriete para las GDL podría ser de **1 MPa** (Bates et al., 2013). En cuanto a la monocelda, según indican (Hu et al., 2018) para una sola celda con 0.5 MPa sería suficiente. Estos valores nos sirven para estimar la presión a la que estarán sometidos nuestros individuos de prueba, pero hemos de tener en cuenta que esta presión dependerá de diversos factores, entre los que destaca el tipo de GDL usada.

No obstante, dado que nuestra intención es desarrollar un sistema de ensayo flexible, prepararemos nuestra instalación para permitir presiones de hasta 1 MPa sobre la superficie activa más grande del estudio. Evidentemente, se podrá hacer más presión si el área ensayada es menor, aplicando la misma fuerza.

Con el input de presión necesaria para las GDLs y el área activa máxima, que se seleccionarán  $900 \text{ cm}^2$  para dar cobertura a la MEA más grande presente en el estudio realizado (Ballard FCgen HPS), obtenemos esa **fuerza**:

$$\begin{aligned} F &= P \cdot A \\ &= 1 \text{ MPa} \cdot 900 \text{ cm}^2 \end{aligned} \quad (7)$$

En unidades del S.I.:

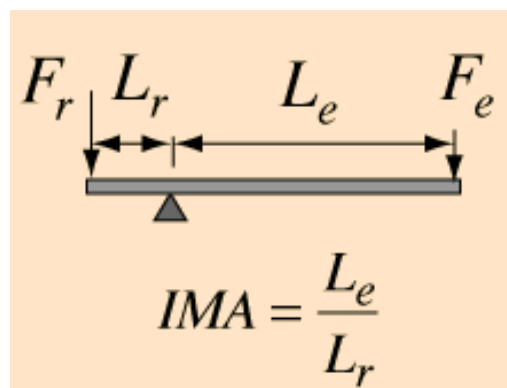
$$F = 1 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 900 \text{ cm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{100^2 \text{ cm}^2} = 90000 \text{ N} = 90 \text{ kN}$$

Llegados a este punto se nos abren varias opciones en cuanto a la **selección del equipo** encargado de hacer la fuerza necesaria. Por supuesto, se buscan soluciones que permitan hacer ensayos con un buen control de la presión de apriete y de alta repetibilidad, como se habló en el apartado de objetivos del proyecto presente.

En primer lugar, en cuanto a la solución mediante un **cilindro neumático**, presenta numerosas ventajas asociadas al fluido de trabajo, que, por ser aire, es de

alta disponibilidad en cualquier nave industrial, es barato y no presenta riesgo por fugas. Por el contrario, presentan la gran desventaja de no poder alcanzar presiones altas debido a la compresibilidad del gas, por lo que lo excluyen de aplicaciones para cargas altas. No llegando habitualmente a sobrepasar los 7 bares de presión, un cilindro neumático de alta carga podría llegar a los 18 kN de fuerza (el Festo ADN de 4 cilindros en serie llega a esa fuerza). Ello conllevaría, que de elegir un cilindro neumático como sistema de apriete, se necesitase un mecanismo de multiplicación de fuerzas para poder llegar a los 90 kN necesarios para esta aplicación.

Un mecanismo **multiplicador de fuerzas** es un mecanismo mediante el cual se obtiene una fuerza de salida mayor a la de entrada a costa de verse reducida la distancia de la fuerza de salida en relación con la de entrada, respecto al punto fijo denominado pivote.



*Ilustración 33: Mecanismo básico de palanca con relación de multiplicación de carga.*

Como se observa en esta ilustración, la fuerza de salida será  $L_e/L_r$  veces superior a la de entrada. Como nosotros necesitamos sacar 90 kN (fuerza de salida o resultante) a partir de los 18 kN que ofrece el cilindro neumático (fuerza de entrada):

$$F_r \cdot L_r = F_e \cdot L_e \quad (8)$$

Obtenemos que:

$$\frac{L_e}{L_r} = \frac{F_r}{F_e} = \frac{90 \text{ kN}}{18 \text{ kN}} = 5$$

Por lo que el podríamos diseñar un mecanismo de palanca con esa relación de longitudes de brazo para alcanzar la fuerza objetivo con el equipo neumático seleccionado.

La otra solución posible es hacer uso de un equipo **hidráulico**. Hay instalaciones hidráulicas muy diferentes entre sí, pero lo que la mayoría presentan es la capacidad de trabajar con presiones muy altas (llegan a 700 bares), por lo que con un diámetro de émbolo pequeño pueden hacer fuerzas realmente grandes. Como los datos de fuerzas de las prensas se suelen dar en toneladas, vamos a convertir los 90 kN objetivo en Tn:

$$90000 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} = 9174 \text{ kg} = 9,174 \text{ Tn}$$

Redondeando del lado de la seguridad, se seleccionará una prensa de mínimo, 10 Tn.

Por otra parte, existen **prensas hidráulicas de accionamiento manual** comerciales que ofrecen muy buen control de la presión en toda la zona de trabajo, ya que la estructura de cuatro columnas evita cualquier desalineamiento que pudiese originar distribuciones no uniformes de presión. Un ejemplo de este tipo de dispositivos es el siguiente:



*Ilustración 34: Prensa hidráulica manual de 20Tn*

Este ejemplo en concreto mostrado en la imagen sí cumpliría los requerimientos de carga, pero su zona útil de trabajo no cubriría nuestras necesidades en cuanto a la posibilidad de ensayo de MEAs de  $900 \text{ cm}^2$ . Además, la **disposición del cilindro** hidráulico para nuestros fines debe ser en horizontal, para respetar el diseño de las MEAs y la evacuación del agua generado.

Por todo ello, se ha decidido **diseñar una instalación desde cero**, no comercial, que sea capaz de suministrar la fuerza necesaria, alojar MEAs de las dimensiones anteriormente mencionadas y permitir el funcionamiento habitual de las mismas.

El input mecánico para el diseño, tras haber hecho el estudio del presente apartado, es la fuerza de 9,174 Tn, por lo que buscaremos los elementos de la instalación hidráulica que nos den esa fuerza. En primer lugar, la **bomba** encargada de presurizar el fluido hidráulico. Se ha decidido usar una bomba **manual** por ser simple, robusta, y de coste reducido. En segundo lugar, deberemos escoger un cilindro hidráulico cuya carrera de émbolo satisfaga nuestras necesidades de maniobrabilidad en el espacio útil de alojamiento de *cassettes*. Esta distancia no es necesaria que sea grande dado que el requisito primordial es el poder permitir el intercambio del *disquete* donde se aloja la MEA de forma cómoda y sencilla. A priori, con unos 5 centímetros será suficiente.

En este sentido, el fabricante Enerpac tiene una amplia gama de bombas, actuadores y elementos auxiliares de instalaciones hidráulicas. Un conjunto que podría ser válido para esta aplicación es el **Enerpac SCR102H**, que reúne las siguientes características:

Presión máxima de operación bomba	Bar	700
Fuerza del cilindro	kN	101
Carrera del cilindro	mm	54
Altura del cilindro retraído	mm	121

*Tabla 7: Características de la instalación hidráulica Enerpac SCR102H*



*Ilustración 35: Componentes de la instalación hidráulica*

El dato de la fuerza requerida para alcanzar la presión de apriete sobre el área en cuestión es el parámetro clave en el diseño de nuestra instalación. Gracias a él lograremos compactar la celda pero también pondremos en juego fuerza grandes que nos llevarán a problemas que iremos resolviendo.

De hecho, las fuerzas alcanzan estas magnitudes por los áreas de MEA que estamos considerando. Cuanto más pequeña sea la MEA, menos problemático será el diseño de la instalación.

## 4 DISEÑO DE LA INSTALACIÓN CON SOFTWARE CAD

Este capítulo supone el grueso del proyecto, ya que, aun habiendo hecho un primer acercamiento a algunas cuestiones, aquí será donde surjan la mayoría de los retos.

El diseño se hará **por fases**, siendo la primera la de menor detalle y la última la más cercana a la etapa de fabricación, donde ya habremos dado cobertura a la mayoría de los detalles.

1. Fase A: reserva de espacios y estudio de conceptos.
2. Fase B: desarrollo del concepto seleccionado.
3. Fase C: diseño de detalle para fabricación.

### 4.1 FASE A: CONCEPTOS Y RESERVA DE ESPACIOS

En este primer acercamiento al diseño de la instalación se busca una **distribución de espacios** aproximada. En ella, no se especificarán detalles y las dimensiones de los elementos resistentes serán calculadas posteriormente.

Se han diseñado de la forma más simplificada posible las columnas-guía (gris), las tres placas metálicas (gris-azul las placas fijas y naranja la móvil), el **casete** (caqui) y el cilindro hidráulico (amarillo). El diseño del resto de elementos auxiliares queda reservado para las próximas fases.

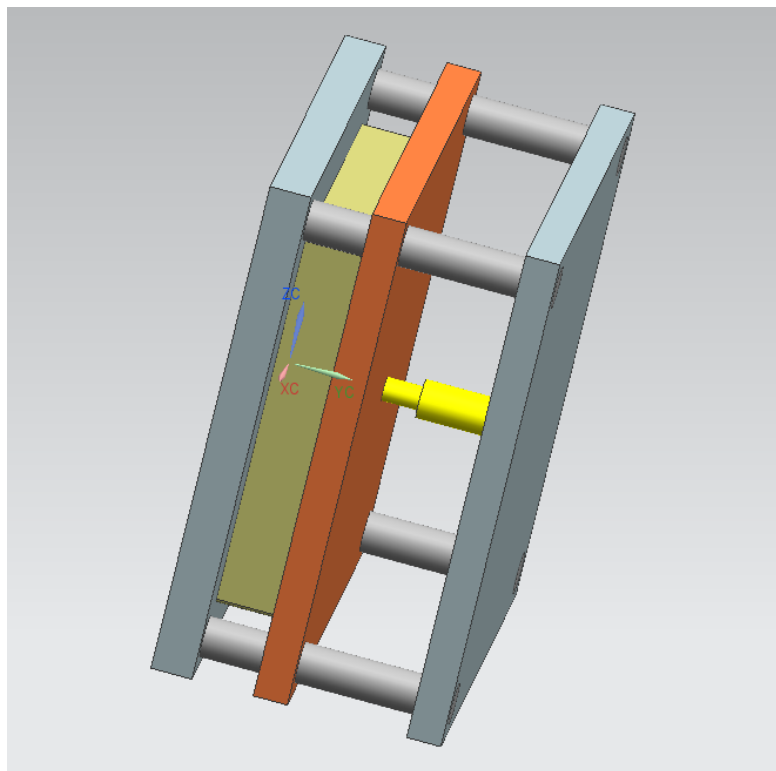


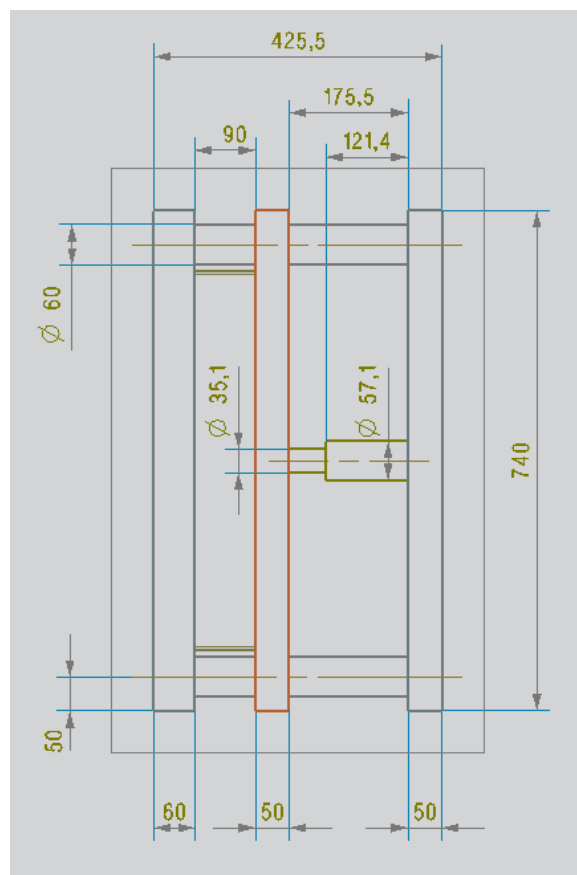
Ilustración 36: Ensamblaje de la fase A



En cuanto a los **elementos ya seleccionados**, como el cilindro hidráulico, bomba manual y cables eléctricos, sus archivos CAD no serán introducidos en esta fase pese a ser de libre acceso desde las respectivas páginas web. Como se indicaba anteriormente, ahora solo se busca una distribución muy genérica de los volúmenes. Por ello, el cilindro hidráulico será dibujado como un simple cilindro con sus dimensiones reales, pero sin la toma de fluido hidráulico por simplificar.

En cuanto a las **columnas**, se han seleccionado cuatro (una en cada esquina) para que el desalineamiento sea lo menor posible (que la placa avance más de un lado que del otro). Evidentemente, el diámetro de estas piezas tampoco ha sido calculado y se ha seleccionado un diámetro de 60 *mm* para comenzar a hacer los cálculos. Se puede puntualizar que estas piezas trabajarán a tracción, como veremos posteriormente.

En la figura siguiente se muestran las **dimensiones** seleccionadas en esta primera fase del diseño, desde una vista lateral:



*Ilustración 37: Dimensiones de cada componente en la fase A*

El **casette** será la parte encargada de alojar dos placas unipolares de grafito, así como la MEA. Como comentábamos al hacer el estudio de las pilas comerciales, la MEA más grande era de alrededor de los 900 *cm*<sup>2</sup> (la Ballard FCgen HPS), con unos 485 *mm* de largo. Es por ello que se ha optado por tomar un cassette que permita ensayar MEAs de hasta 520 *mm* de lado, quedándonos por el lado de la seguridad. La razón de hacer el **diseño cuadrado** es el poder dar solución a placas



rectangulares en disposición vertical o en disposición apaisada, según fuesen concebidas en su diseño, ensayando así cada MEA en unas condiciones similares a las que tendrá cuando esté en operación.

Por otra parte, el hecho de haber elegido un *cassette* para esta fase de dimensiones mucho mayores a lo que realmente será ensayado, nos llevará a fuerzas sobre la placa terminal grandes (mayor área de transmisión de carga con misma presión, de 1MPa), dando lugar a deformaciones debidas a flexión mayores.

#### 4.1.1 INFLUENCIA DE LAS VARIABLES EN EL CÁLCULO DE LAS PLACAS TERMINALES

Las partes más importantes en esta fase quizás sean las **placas terminales** metálicas, que serán las encargadas de conferir rigidez y evitar que el *cassette* que contiene las placas de grafito y las MEAs a ensayar flecte, dando lugar a la rotura de las partes de grafito. La placa terminal izquierda, que es contra la que se presionará el *cassette* se ha hecho inicialmente de un espesor de 60mm, 10mm más que la placa media y la terminal derecha.

Se ha hecho un estudio paramétrico de **cómo afecta el grosor** de esta placa terminal a la deflexión máxima, cuyos resultados se muestran en la Ilustración 38:

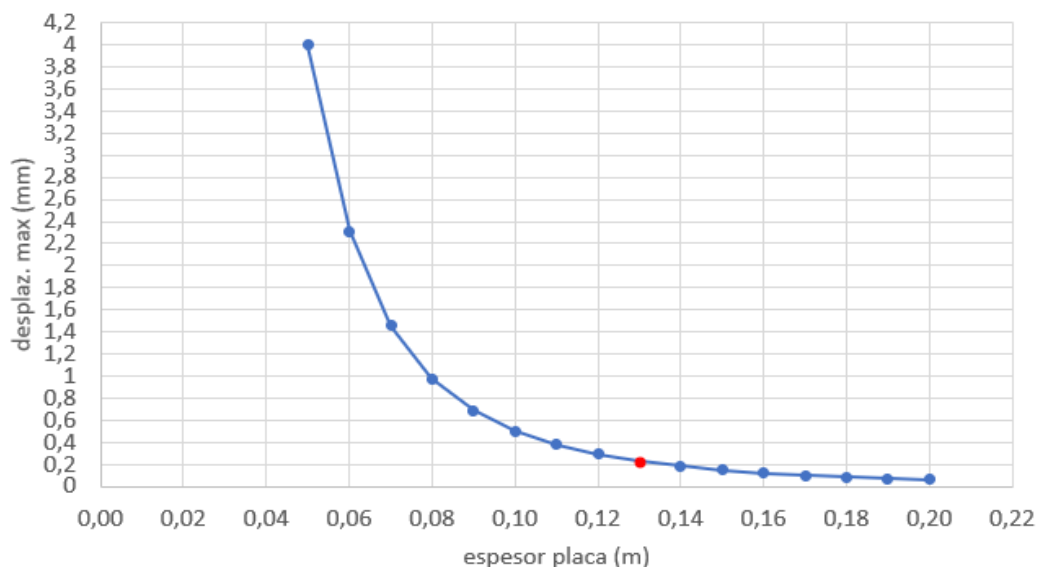


Ilustración 38: Influencia del espesor en el desplazamiento máximo en la placa terminal izquierda

Como se observa en esta ilustración, y como era de esperar, al aumentar el grosor aumenta la rigidez de la placa y el desplazamiento máximo disminuye. Se marca en rojo el punto a partir del cual la deflexión es del orden del grosor de una GDL, que están entre las 200 y 300 micras.

El *modus operandi* ha sido realizar una simplificación y aproximar la diagonal de la placa terminal por una placa estrecha, por ser la mayor longitud que podemos coger y ser el caso más desfavorable, como se verá en la expresión del cálculo de la deformación de la barra (mayor flecha implica mayor deformación en el punto medio de la barra). La aproximación se muestra en la siguiente figura:

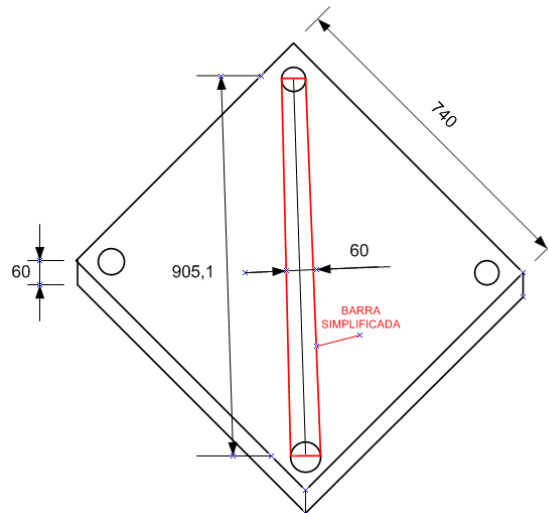


Ilustración 39: Aproximación de placa original a barra (rojo)

La longitud de 905,1 mm se ha medido con la herramienta *Analysis>Measure* en el archivo CAD.

En cuanto a la **sección** transversal de la barra simplificada, con el ancho  $b$  seleccionado de 60mm:

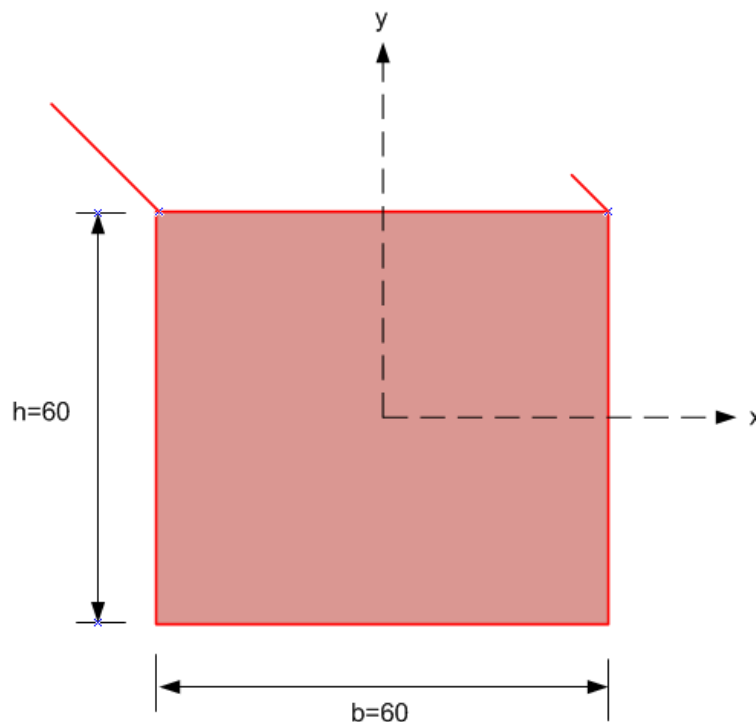


Ilustración 40: Sección transversal de la barra elegida para hacer la simplificación

Por otra parte, sobre ella se aplica una **presión** (carga superficial  $q$ ) de 1MPa, que, con la dimensión perpendicular al plano de carga ( $b$ , el ancho de la placa simplificada), se obtiene una carga lineal ( $w$ ):

$$w = q \cdot b = 1 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot 60 \cdot 10^{-3} m = 60.000 \frac{N}{m} \quad (9)$$

Como puede verse, si en vez de coger la barra con un ancho de 60mm lo hubiésemos cogido de mayor ancho la carga distribuida sería más intensa. Este hecho nos deja ya ver que, cuanto más grande sea la superficie ensayada, esto es, el cassette que contiene la MEA, mayores serán las fuerzas en juego y mayores serán las deformaciones inducidas en la placa terminal.

Esta barra simplificada tendrá una sección transversal  $S_{placa} = b \cdot h$  y unos **momentos de inercia**:

$$I_{xx} = \frac{1}{12} b \cdot h^3 = 1,08 \cdot 10^{-6} m^4 \quad (10)$$

$$I_{yy} = \frac{1}{12} b^3 \cdot h \quad (11)$$

En nuestro caso, el eje de rotación debido a las cargas de flexión presentes será el x, luego el momento de inercia que nos interesará será el  $I_{xx}$ .

El espesor de la placa ( $h$ ) va implícito en el momento de inercia, por lo que variando el espesor variará la inercia y podremos llegar a la deformación máxima deseada a costa de aumentar únicamente el espesor.

Del **Shigley**, Tabla A-9, obtenemos la ecuación para calcular el desplazamiento máximo:

#### 7 Apoyos simples: carga uniforme

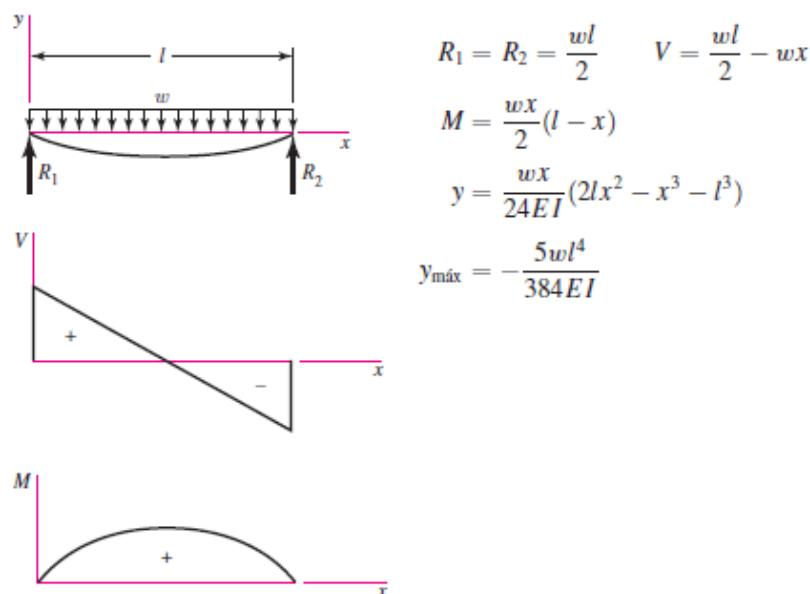


Ilustración 41: Ecuaciones para cálculos de barra apoyada con carga distribuida uniformemente.  
Fuente: R.G.Budynas y J.K.Nisbett. (2008). Apéndice A: tablas útiles. DISEÑO EN INGENIERÍA  
MECÁNICA DE SHIGLEY. McGrawHill Interamericana

Con esta ecuación del **desplazamiento máximo**:

$$y_{\text{máx}} = -\frac{5wl^4}{384EI} \quad (12)$$

Analizando esta ecuación, en primer lugar, se observa que tiene **signo negativo** porque el desplazamiento en dirección vertical va en sentido contrario al eje y positivo, ya que la carga distribuida provoca un desplazamiento hacia abajo. En segundo lugar, vemos la **gran influencia de la longitud** en este desplazamiento máximo, ya que va elevado a la cuarta potencia. Por último, pero no menos importante, observamos que en el denominador se encuentra el momento de inercia dividiendo. Recuerda que este momento de inercia incluye el espesor de la placa, de forma que, a **mayor espesor, mayor inercia**. Es por ello que, teniendo un mayor espesor alcanzamos menores desplazamientos máximos.

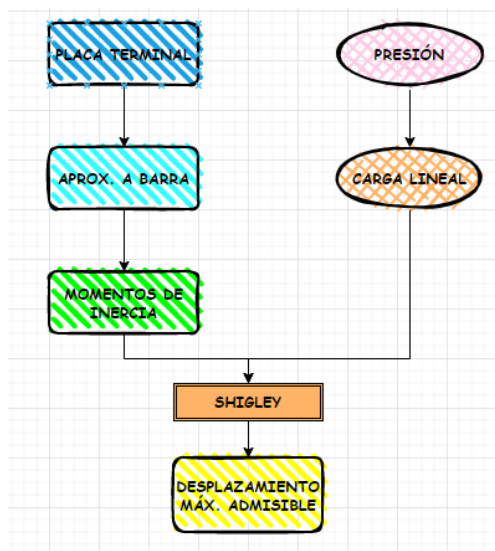
Particularizando para este caso, en el que  $b = h = 60\text{mm} = 60 \cdot 10^{-3}\text{m}$ :

$$y_{\text{máx}} = -\frac{5 \cdot (60 \cdot 10^{-3}) \cdot (905,1 \cdot 10^{-3})^4}{384 \cdot (2,1 \cdot 10^{11}) \cdot 1,08 \cdot 10^{-6}} = 0,0023117\text{m} = 2,311\text{mm}$$

Tomando como **referencia el grosor de la GDL**, este valor de deformación máxima es diez veces el espesor de una GDL sin deformar, por lo que comparativamente es muy grande. Por ello, será necesaria una placa terminal de mayor espesor que permita deformaciones máximas del orden del espesor de una GDL para que la placa de grafito no flecte demasiado y evitar su fallo.

No obstante, como se indicaba anteriormente, estos cálculos están muy sobredimensionados por haber cogido un área de *casette* muy superior de lo habitual. En condiciones habituales de funcionamiento no se harán fuerzas tan grandes para alcanzar la presión de 1MPa y, por ende, las deformaciones también serán menores.

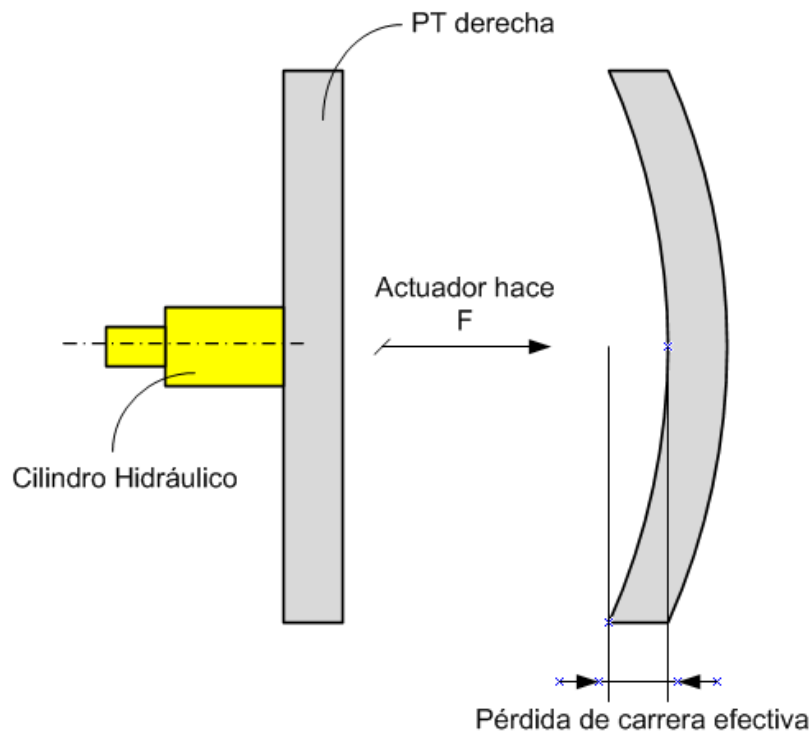
Resumiendo, el procedimiento seguido para este primer cálculo ha sido el siguiente:



*Ilustración 42: Procedimiento para cálculos de placas terminales*

En cuanto a la **placa terminal derecha**, cabe decir que ésta, a diferencia de la izquierda, no tendrá un requisito de planitud por no intervenir de manera directa en el contacto con el *casette*. No obstante, tenemos que ser conscientes de que, al

comenzar el cilindro hidráulico a hacer fuerza hacia la izquierda, también lo hará hacia la derecha, induciendo deformación sobre la placa derecha. Por estar unidos cilindro y placa derecha, ambos se desplazarán hacia la derecha como sólido rígido, por lo que la **carrera efectiva** del émbolo del actuador hidráulico **se verá mermada**. Aunque se explicará con mayor detalle más adelante, podemos ir introduciendo que una de las ventajas de un cilindro hidráulico es que la fuerza que realiza es independiente de su nivel de extensión.



*Ilustración 43: Pérdida de carrera efectiva tras deformar la placa terminal derecha*

En cuanto a la **placa media**, como actúa directamente el vástago del cilindro hidráulico, y lo hace con un diámetro pequeño para la zona a la que tiene que transmitir la presión, se hará necesario un cono de transmisión de fuerza, que además de garantizar una adecuada transmisión de fuerzas también rigidizará la placa, por lo que en esta ocasión las deformaciones tampoco serán de tanta importancia como en la placa terminal izquierda.

Como sabemos, el **cono de transmisión de fuerzas** se emplea para que un lugar geométrico adquiera una buena condición de apriete. Esta zona, es el lugar geométrico de los puntos que quedan dentro del cono de semiángulo  $45^\circ$ . Usaremos este útil para ejercer la presión deseada en toda la zona que queda comprendida desde las líneas rojas, que representan las caras exteriores de la pirámide de cuatro caras, hasta la línea media, representada por línea negra discontinua.

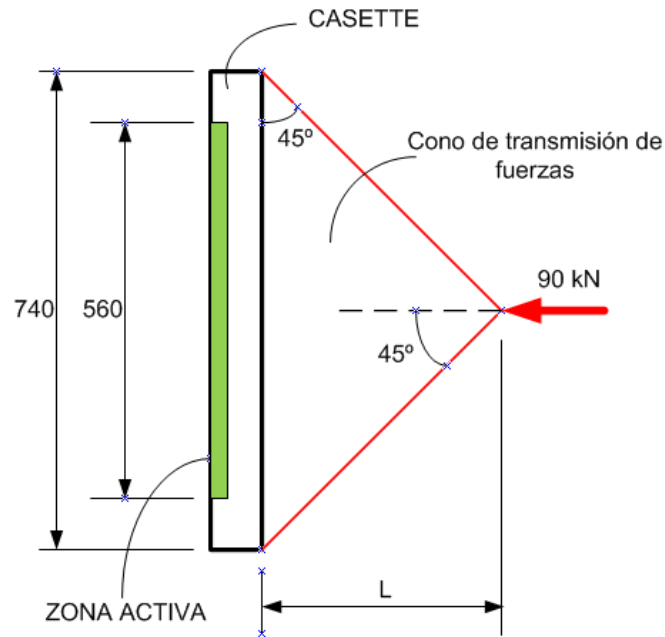


Ilustración 44: Cono de transmisión de fuerzas

Este sistema, presenta como contra que al ser una placa terminal grande para alojar cassettes que a su vez puedan alojar MEAs grandes, al hacer un sistema de transmisión de fuerzas tetraédrico de 45° de semiángulo, la longitud ( $L$ ) del cono de transmisión a insertar en este caso será grande:

$$\tan 45^\circ = \frac{370}{L} \rightarrow L = 370 \text{ mm}$$

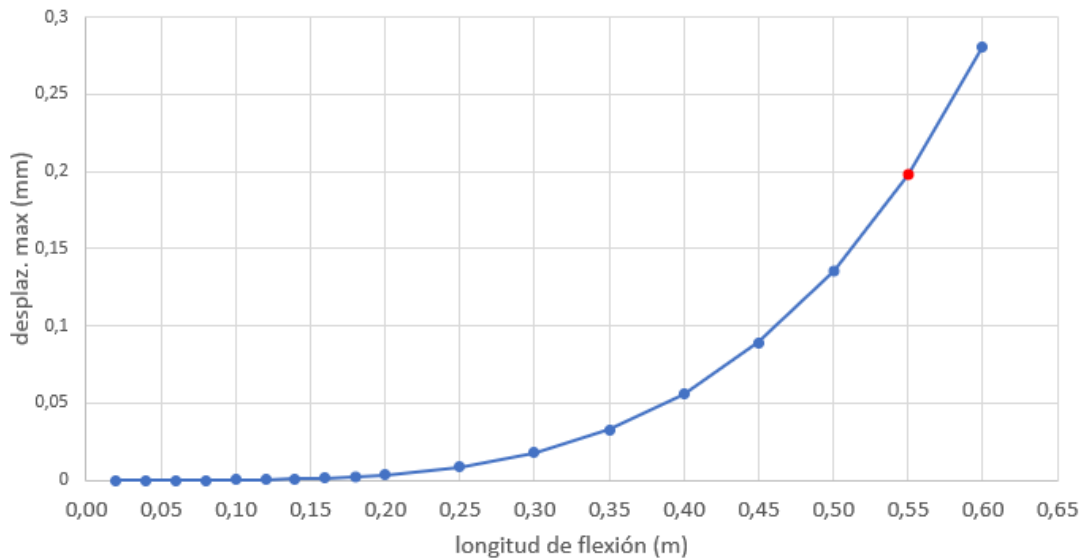
Como hemos visto, en el dimensionamiento de las placas el factor de mayor importancia es la deformación en la zona central de las mismas. Como hemos explicado, la forma de reducir estas deformaciones es aumentando la inercia de la placa, que hasta ahora se ha hecho aumentando el grosor de éstas. El problema subyacente, como te imaginarás, de ir aumentando el espesor de una placa de acero, es que el **peso** crece considerablemente.

Con un grosor de 60mm de placa, cada una ya está rondando los 210kg de peso (dato obtenido del CAD en Siemens NX). Teniendo en cuenta que nuestro banco de ensayos tiene tres de estas placas, el peso comienza a ser un problema ya que necesitaremos desarrollar un soporte para el banco y, además, resta maniobrabilidad y versatilidad en cuanto a su transporte. Se comentarán posteriormente algunas de las opciones estudiadas para abordar este problema.

Dicho lo cual, parece que hacer una placa de mayor espesor no es una solución óptima. Además, como se ha visto, la zona que mayor momento flector posee es la zona central, y es también donde se producirán los desplazamientos más grandes, por lo que esta será la zona que más deba ser reforzada.

Por otro lado, se ha hecho un estudio para observar la **influencia de la flecha** ( $l$ ) en la deflexión ( $y_{m\acute{a}x}$ ), manteniendo ahora constante el espesor ( $y$ , por tanto, la

inercia). Para un espesor de placa de 60mm se han obtenido los siguientes resultados:



*Ilustración 45: Influencia de la flecha en el desplazamiento máximo ante una carga distribuida*

Teniendo en cuenta que la placa terminal tiene forma cuadrada de lado 740 mm, la longitud entre centros de los agujeros por los que se introducirán las columnas guías sí superará los 550 mm, longitud para la cual los desplazamientos ya son del orden del espesor de una GDL. Por esta razón, los laterales también deben de ser reforzados.

Este análisis de longitud en una viga biapoyada con carga uniformemente distribuida nos sirve para ver a partir de qué longitudes los desplazamientos empiezan a crecer considerablemente. Puede verse que para longitudes inferiores a 200mm, los desplazamientos son prácticamente inexistentes en el caso de tener una placa de 60mm de espesor. En el caso de que se diseñase un entramado de rigidización para esta placa, las longitudes de flexión por debajo de ese valor darían un resultado aceptable.

**RESUMEN:** *Habiendo hecho un estudio de los parámetros de mayor influencia en el diseño de las placas, podemos resumir que, la más crítica en cuanto a diseño será la placa terminal izquierda. En ella, la deflexión será la variable a mantener dentro de unos límites, y para ello, podremos modificar los momentos de inercia (I) así como el módulo elástico (E). Teniendo en cuenta el peso del conjunto, se nos abre un abanico de soluciones posibles, que serán comentadas a continuación.*

#### 4.1.2 SOLUCIONES ALTERNATIVAS PARA LAS PLACAS TERMINALES

- Empleo de **Aluminio**: presenta la gran ventaja de poder **reducir el peso** de las placas terminales ya que su densidad es aproximadamente la tercera

parte que la del acero (2,7g/cm<sup>3</sup> frente a los 7,8 de aquel). No obstante, su módulo de Young es aproximadamente la tercera parte también, por lo que haría falta espesores más grandes y la ventaja lograda por la reducción de la densidad sería eclipsada por este hecho.

- Entramado de **rigidizadores** con placas de acero más finas: esta idea es una manera de optimizar el momento de inercia, ubicando el material en las zonas donde más momento flector existe. Es una solución más compleja por el hecho de tener que diseñar un entramado de rigidizadores sin originar un reparto desigual de la presión de apriete entre las zonas que sí tienen rigidizador y las que no.
- HSP (*honeycomb sandwich panel*): este material compuesto por dos láminas exteriores, capas de adhesivo y una capa interior que hace de núcleo, ha despertado un gran interés en aplicaciones donde el momento de inercia requerido es grande, pero se requiere también de ligereza, como es el caso de suelos de autobuses, tejados, paneles de aviones, etc. Nosotros lo barajamos y hemos hecho un estudio del grosor necesario de panel sándwich para lograr el momento de inercia equivalente a la placa maciza de acero de 13 cm de espesor. Este espesor sería de unos 20mm totales de panel, con 3mm cada placa exterior del panel. Todo referido a HSP de aluminio integral, con el espesor más grande posible. Otra opción sería buscar un proveedor que ofreciese las láminas exteriores de fibra de carbono, que tiene un Módulo de Young mayor que el del aluminio. Sí que hay fabricantes que podrían suministrar este material bajo demanda, por lo que es una opción más a tener en cuenta.

#### 4.1.3 CÁLCULO RESISTENTE DE LAS COLUMNAS GUÍA

Las guías por las que se desplazará la placa central tienen forma cilíndrica y estarán unidas a la placa terminal izquierda y la placa terminal derecha. Cuando el cilindro hidráulico este apretando la monocelda, la placa terminal izquierda tratará de moverse hacia la izquierda y la placa terminal derecha hacia la derecha, siendo las columnas guía quienes impidan estos desplazamientos.

Por lo tanto, estas columnas metálicas trabajarán a **tracción**. Recordemos que en este primer dimensionamiento se optó por unas columnas de 60 mm de diámetro. Si sobre ellas se reparten de forma equitativa los 90 kN que aplica el actuador neumático:

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad (13)$$

Si el acero es, por ejemplo, un S275:



$$275 \cdot 10^6 \text{ Pa} = \frac{\frac{90000}{4} N}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \rightarrow D = 10,207 \text{ mm}$$

Harán falta unas columnas de un diámetro mayor a ese para que no plastifiquen por esfuerzos de tracción las columnas guía. No obstante, se elegirán de un diámetro mayor para asegurar el correcto guiado de la placa móvil.

Otra opción, en aras de aligerar el conjunto, sería fabricarlas de Aluminio, cuyo límite elástico es de unos 125Mpa para el 6061. Con este dato, el diámetro de barra maciza de este material sería:

$$125 \cdot 10^6 \text{ Pa} = \frac{22500 N}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \rightarrow D = 15,139 \text{ mm}$$

Este cálculo es importante en tanto en cuanto que al necesitar diámetros menores del concebido en la primera estimación de las dimensiones en el Concepto 1, por lo que podremos poner unas placas terminales de lado menor a 740 mm y, por tanto, acortar algo la longitud de flexión de las placas, dando lugar a deflexiones máximas más pequeñas.

#### 4.1.4 OTROS CONCEPTOS

El concepto 1 basado en un único actuador hidráulico presenta algunas problemáticas:

- Requiere de una **placa terminal izquierda muy rígida** para que el cassette no flechte en exceso. Para ello, lo más sencillo sería incrementar el espesor hasta llevar la deflexión máxima a las cotas deseadas, pero incrementa el peso y aparatosidad del sistema.
- Las soluciones basadas en materiales alternativos como el honeycomb panel sándwich son factibles y han sido expuestos, pero son **difíciles de encontrar** con las propiedades que se requieren en este caso.
- El hecho de necesitar un **cono de transmisión de fuerzas** de semiángulo 45° para distribuir la fuerza del actuador hidráulico sobre las placas media y terminal derecha, también alarga mucho la instalación. Esta sería una muy buena idea para placas de menor tamaño.

Por ello, se ha ideado otro concepto, al que denominaremos concepto 2, que tratará de subsanar las deficiencias del primer concepto.

Como se comentaba anteriormente, para el testeado de MEAs se han venido empleando placas unipolares de grafito isomoldeado en lugar de las placas metálicas tal y como se usarían en las pilas al ensamblar el stack. Esto es así, porque el diseño y fabricación de placas unipolares en grafito es infinitamente más sencillo, rápido, y barato que si se hiciese con láminas de acero inoxidable estampado.

El hecho de emplear grafito nos lleva a buscar deflexiones mínimas para garantizar la integridad de las placas unipolares. Este hecho era el mayor condicionante del concepto 1, ya que para lograr que la placa terminal fija contra la que se apretaba el *casette* no flectase demasiado, debía de ser demasiado gruesa o debía poseer algún sistema alternativo de rigidización.

Otra alternativa de diseño es la que se ha plasmado en el concepto 2, que se basará en dos ideas fundamentales de diseño:

- Simetría
- Mejor reparto de las fuerzas de apriete

Este nuevo concepto, tratará de conseguir deflexiones más pequeñas en el *casette* mediante el **apriete de forma simétrica**. El hecho de estar haciendo fuerzas en sentidos opuestos imposibilita que las placas unipolares de grafito flecten. Esto es, solo habrá deflexión en el *casette* si se hace más fuerza de un lado que del otro.

Otra ventaja de este sistema es que el hecho de hacer fuerza por ambos lados divide la magnitud de la fuerza total a hacerse por cada lado del *casette*. Además, estas fuerzas se han dividido entre cuatro actuadores por cada lado, para conseguir un aún mejor reparto de las fuerzas.

$$\frac{90000 \text{ N}}{8 \text{ actuadores}} = 11,25 \frac{\text{kN}}{\text{actuador}}$$

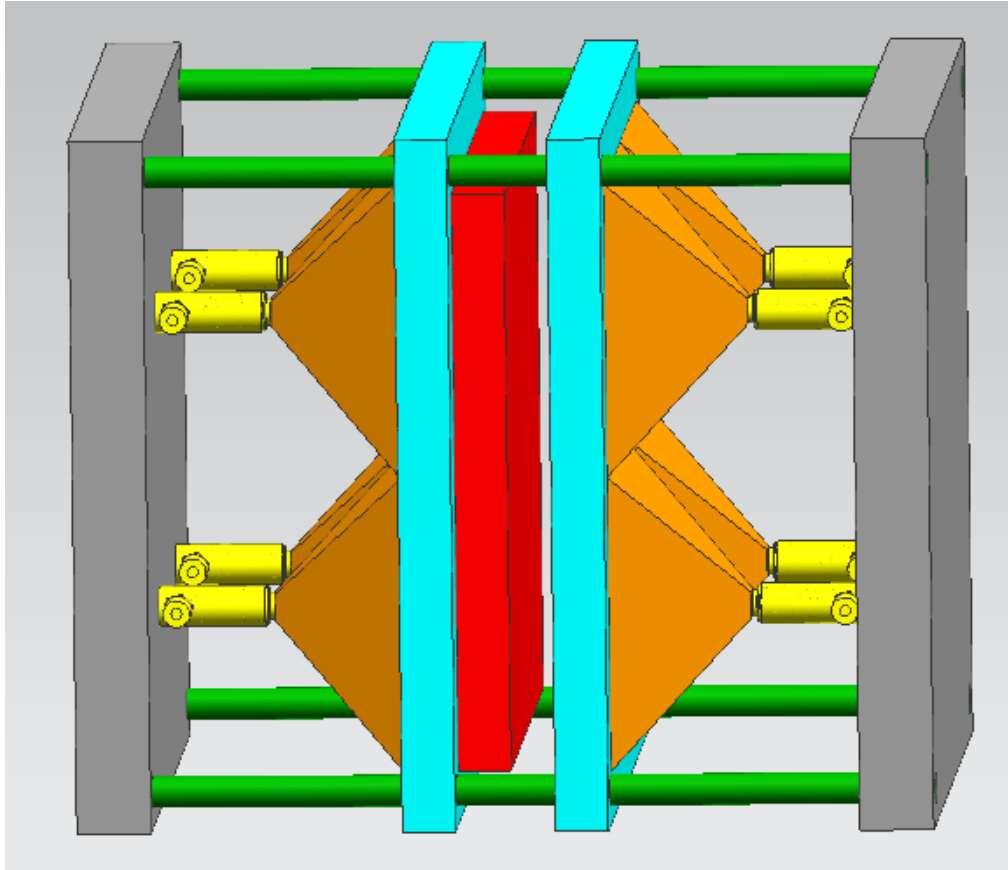
Además, una ventaja ligada a la anterior, es que la **carrera máxima** que deben tener los actuadores también se divide a la mitad, por lo que los cilindros hidráulicos serán más baratos, aunque necesitaremos más unidades. Los cilindros hidráulicos seleccionados han sido los más pequeños en cuanto a carga que posee el fabricante Enerpac. En concreto, son los Enerpac RC51, que siguen haciendo una fuerza máxima de 45 *kN* a 700 bares y tienen una carrera de 25 *mm*.



*Ilustración 46: Actuador hidráulico Enerpac RC51*

En este concepto, se han incluido ya los cilindros hidráulicos, que han sido importados a NX mediante su archivo en formato STEP.

Se muestra a continuación un primer boceto del concepto 2:



*Ilustración 47: Boceto del concepto 2, en posición retraída.*

En esta figura puede verse una primera reserva de espacios de este nuevo concepto. Se observan las dos placas fijas (grises); las columnas guía (verdes); los actuadores hidráulicos (amarillos) y sus conos de transmisión de fuerzas (naranjas); las placas móviles (turquesa) y el cassette (rojo).

Para este concepto se han empleado algunos de los resultados obtenidos al hacer la primera estimación con las medidas cuasi arbitrarias que se eligieron en primera instancia.

En este sentido, por ejemplo, las **columnas** guía se vio que necesitarían tener alrededor de 10 mm de diámetro para plastificar por el trabajo a tracción, mientras que fueron diseñadas con 60 mm de diámetro en el concepto 1. En este segundo concepto, se han empleado columnas de 30 mm para dejar un margen de seguridad y ayudar al buen guiado de los casquillos que se acoplarán en las placas móviles. Con columnas de menor diámetro, pueden emplearse placas (fijas y móviles) de menor longitud, por lo que la longitud de flexión también será menor.

Además, algo que no se comentó al realizar los primeros cálculos en el concepto 1 es que el enlace cinemático existente entre placa-columna podría asemejarse a un **empotramiento** en vez de a un apoyo simple, por lo que las deflexiones máximas serían de orden de 5 veces menores por el hecho de estar el giro restringido en dichos apoyos (para el caso de carga uniformemente distribuida):

## 16 Apoyos fijos: carga uniforme

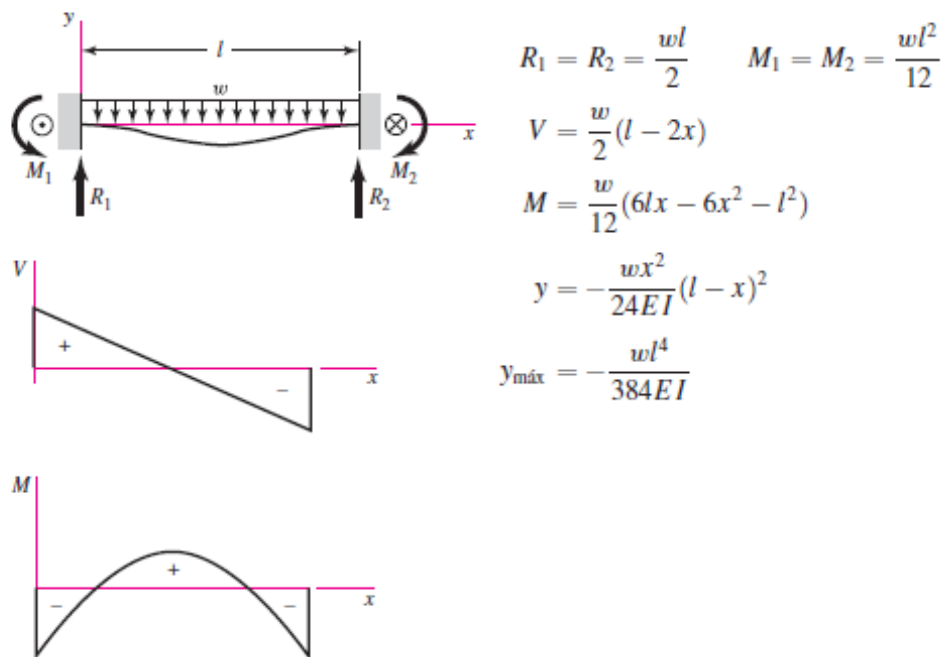


Ilustración 48: Deflexión máxima por acción de carga distribuida uniforme para barra biempotrada.  
Fuente: R.G.Budynas y J.K.Nisbett. (2008). Apéndice A: tablas útiles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. McGrawHill Interamericana

Evidentemente, el que el par cinemático del que hablamos se parezca en mayor o menor medida a un empotramiento dependerá de la magnitud del giro que se permita en él. Cuanto más diámetro tengan las columnas, más rigidez tendrá ante el giro, y más se asemejará a un empotramiento ideal.

*NOTA: hay un concepto importante que debemos destacar aquí: si la unión se asemeja a un empotramiento, la barra tomada para hacer el modelo mecánico (la diagonal) o cualquiera que se tomase al unir dos apoyos (dos columnas) podría pasar a ser menos crítica en cuanto a flexión que cualquiera de las barras intermedias, que no pasasen por las columnas, que no estarían rigidizadas por ningún apoyo.*

Este hecho se ha tratado de plasmar en la figura siguiente:

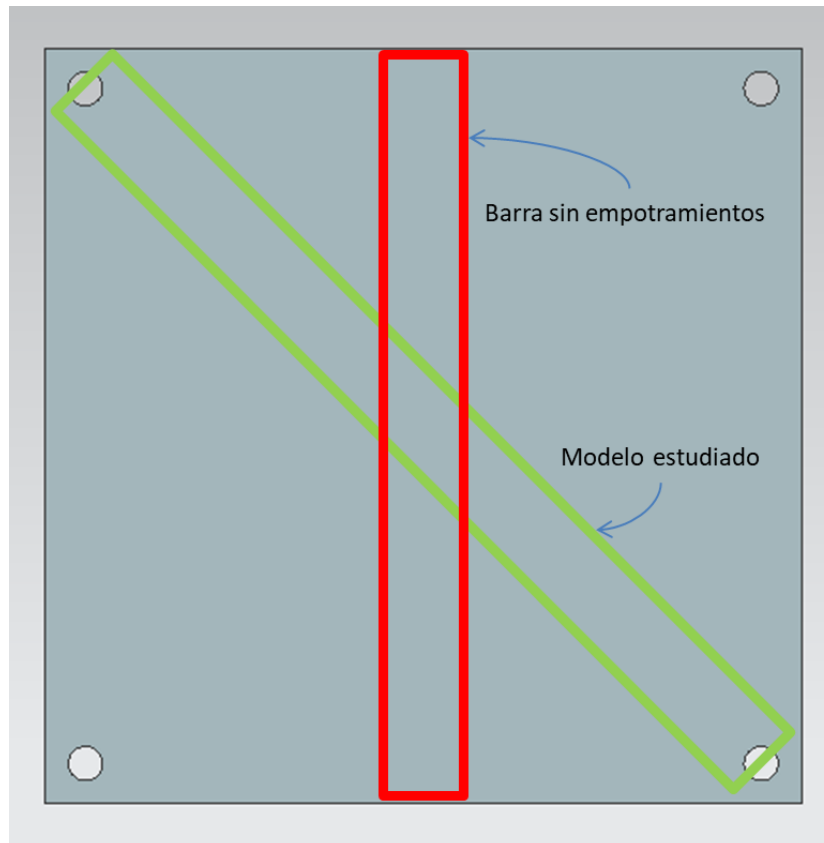


Ilustración 49: Modelo mecánico alternativo sin empotramientos

Asumiremos que el material es lo suficientemente rígido como para que el factor limitante en cuanto a flexión siempre fuese la longitud, atendiendo a los resultados que se obtuvieron en el modelo mecánico en el que se aproximaba la placa a una barra por su diagonal.

Por todas estas razones, los **desplazamientos** debidos a flexión serán **más pequeños** en este concepto que en el anterior, donde se ha refinado la selección basada en el *know how* generado con el concepto 1.

En cuanto a las **placas fijas**, en este modelo no son tan cruciales en cuanto a diseño como sí lo eran en el concepto anterior. Si bien es cierto que al hacer los actuadores fuerza las placas terminales recibirán esa fuerza en forma de reacción y la harán flexionar (ver Ilustración 43: Pérdida de carrera efectiva tras deformar la placa terminal derecha) al seleccionar un actuador con la carrera suficiente subsanaremos este problema. Además, una ventaja de este tipo de cilindros actuadores es que hacen la misma fuerza, independientemente de la posición del vástago. Esto es, da igual que estén retraídos o en su posición final, que la fuerza que esté realizando solo dependerá de la presión a la que se esté suministrando el fluido hidráulico.

Haciendo un análisis mecánico de deformaciones debido a flexión análogo al realizado en el concepto 1, pero en este caso para las placas fijas del concepto 3 en vez de para las móviles como hicimos antaño, obtenemos que los desplazamientos máximos debido a flexión por la acción de dos cargas puntuales

de 11.25kN que actúan sobre una barra biapoyada son del orden de 2mm, como veremos a continuación:

9 Apoyos simples: cargas idénticas

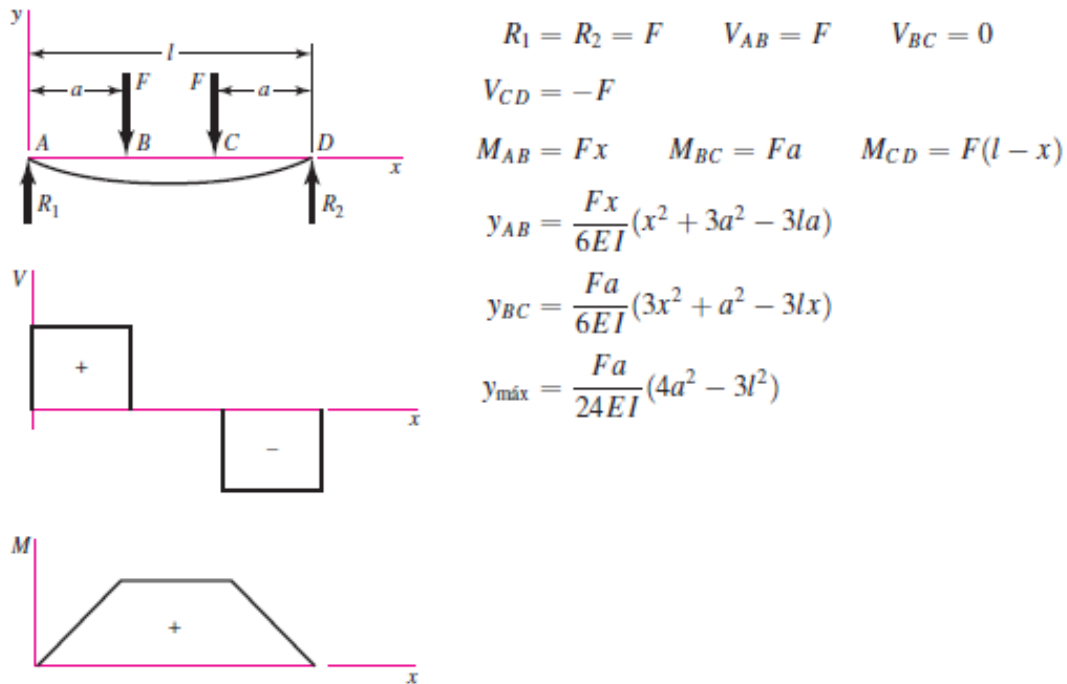


Ilustración 50: Prontuario para barra biapoyada con dos cargas puntuales. Fuente: R.G.Budynas y J.K.Nisbett. (2008). Apéndice A: tablas útiles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. McGrawHill Interamericana

Con la herramienta de Siemens NX *Analysis>Measure* obtenemos que  $a = 219,2031\text{mm}$  y  $l = 834,39\text{mm}$ . La inercia de la placa de ancho  $b = 30\text{mm}$  y altura  $h = 50\text{mm}$  es  $I_{xx} = 3,125 \cdot 10^{-7}\text{m}^4$ , por lo que el desplazamiento máximo debido a flexión es, en este caso:

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa}{24EI} \cdot (4a^2 - 3l^2) \tag{14}$$

$$= \frac{11250 \cdot 0,2192}{24 \cdot (2,1 \cdot 10^{11}) \cdot (3,125 \cdot 10^{-7})} \cdot (4 \cdot 0,2192^2 - 3 \cdot 0,8344^2) = 0,002969 \text{ m}$$

Con este resultado, vemos que para un espesor de las placas de 50 mm la flexión inducida en ellas no será importante. recordemos que en este concepto las flexiones sólo aparecerán en las placas fijas, por lo que no son tan críticas como en el anterior concepto.

Por otra parte, la pérdida de carrera efectiva del cilindro hidráulico será de unos 2 milímetros, por lo que esto tampoco supondrá un problema.

#### 4.1.5 RESUMEN DE LA FASE A

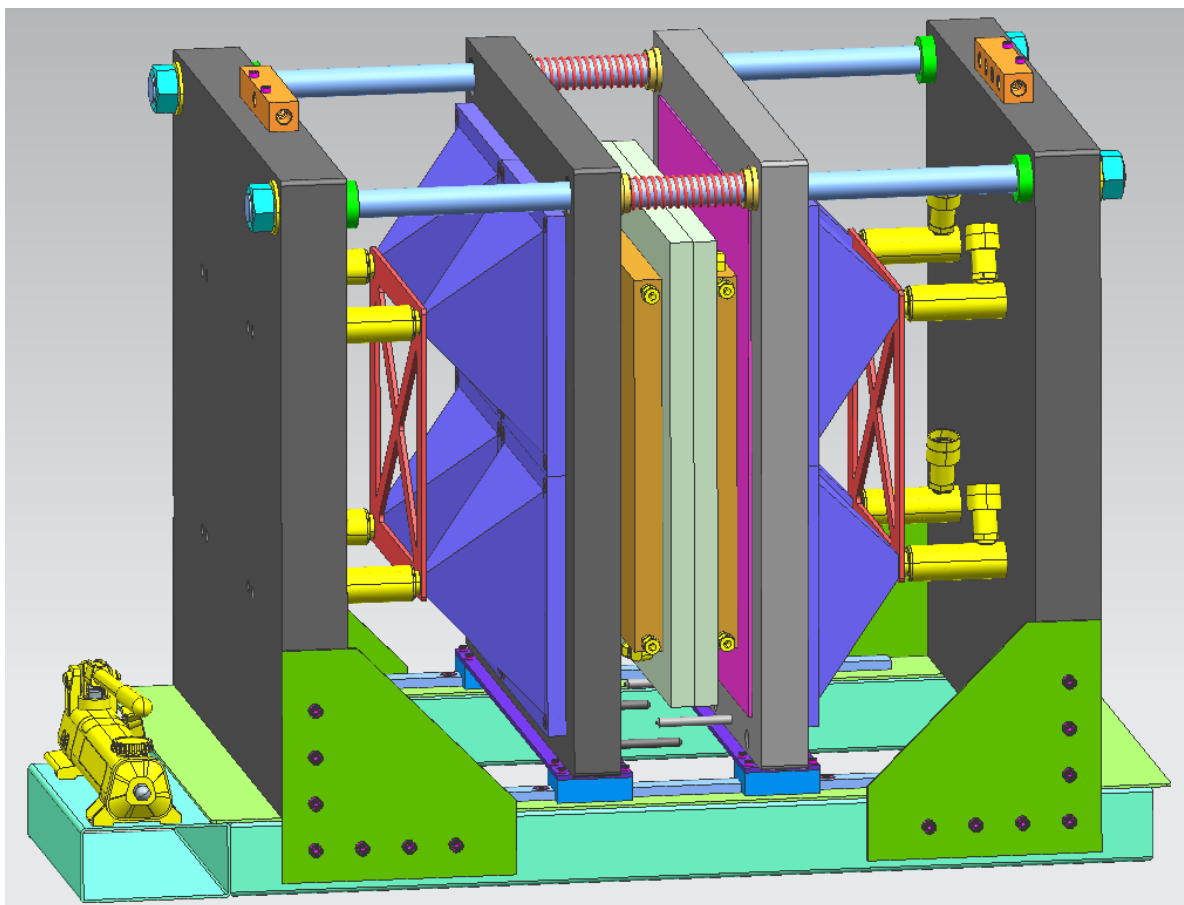
En esta primera fase se han presentado dos ideas en las que podría basarse el diseño de nuestra instalación. El primer concepto, seguía la línea de tendencia de los modelos comerciales, y presentaba diversos inconvenientes derivados del tamaño de las MEAs a ensayar en nuestro caso. Por ello, se pensó en un novedoso concepto 2, basado en la simetría y con el que se conseguía un excelente reparto de las cargas. Con él, se subsanaban la mayoría de los problemas con los que contaba el primer concepto. Por todo ello, **el concepto 2 será el que pase a la siguiente fase de diseño.**

## 4.2 FASE B: DESARROLLO DEL CONCEPTO 2

Esta segunda fase supone alcanzar un nuevo nivel de madurez de nuestro diseño. Nuestra misión en esta fase es dejar constancia de **todos los elementos** que forman parte del banco de ensayos. En este sentido, habrá detalles que quedarán reservados para la fase C, pero ahora sí pretendemos presentar todos los elementos que formarán parte de la instalación.

El número de componentes presentes al cerrar la madurez B del diseño ascendió a **215 componentes**, incluyendo piezas de fabricación propia y piezas comerciales.

El conjunto, al finalizar esta fase tenía la siguiente forma:



*Ilustración 51: Vista del conjunto al cerrar la madurez B*

Como puedes ver, el nivel de detalle alcanzado en cuanto a la inclusión de componentes es muy elevado en comparación a la madurez A. En este punto, de hecho, la instalación **ya es funcional**.

También en esta fase, se ha hecho una búsqueda y selección de **componentes comerciales**, entre los que están: perfiles estructurales del bastidor, componentes de la parte hidráulica, casquillos, muelles, tuercas y arandelas, y toda la tornillería.

En este apartado se razonarán algunas de las decisiones tomadas para llegar a este diseño.



#### 4.2.1 SUBENSAMBLAJES DEL BANCO DE ENSAYOS

Pasamos ahora a ver parte por parte cada subensamblaje del banco de ensayos. Para ello, seguiremos una estrategia *bottom to top*, más o menos siguiendo el orden en el que se ensamblaría la instalación.

Para empezar, listaremos los subensamblajes en los que se ha dividido el diseño de la instalación para agrupar componentes que previsiblemente serán montados próximos en el tiempo:

- Bancada
- Guías lineales
- Placa fija (dos unidades simétricas)
- Placa móvil (dos unidades cuasi simétricas)
- Columna guía (dos unidades idénticas)
- Casette

#### 4.2.2 CONJUNTO BANCADA

Este conjunto ha sido diseñado totalmente en esta fase. En la fase A, no había ninguna pieza que soportase a las demás. Este conjunto de piezas es el esqueleto del banco de ensayos, sobre el que se irán montando de forma ordenada el resto de packs.

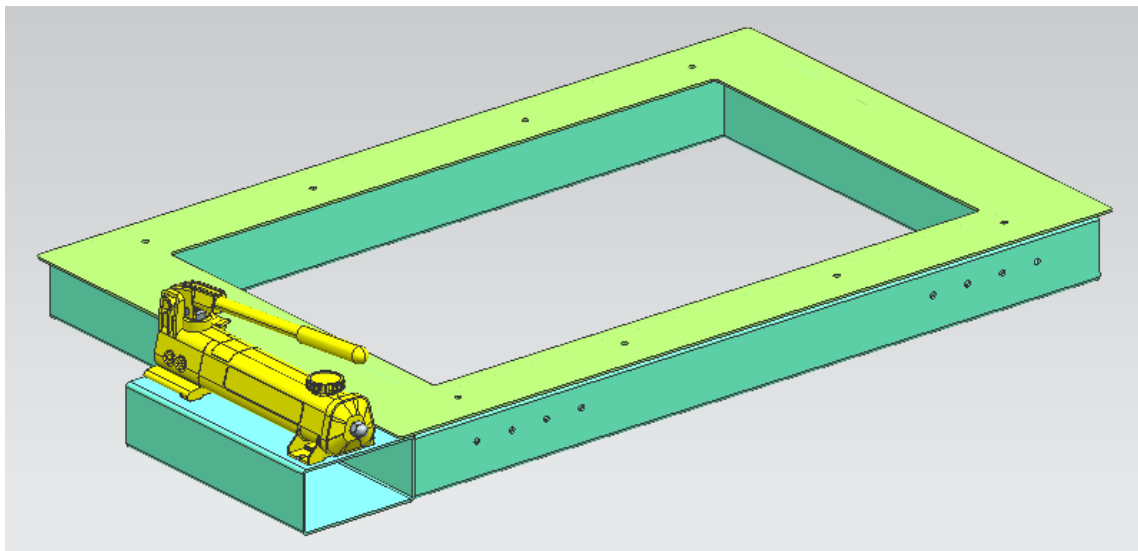


Ilustración 52: Subensamblaje bancada

Como puede verse en la imagen, se distinguen varias piezas según el color. El **bastidor**, que hemos coloreado en turquesa, es un cuadrilátero formado por dos barras largas y dos barras cortas de acero estructural. El perfil empleado en este caso es uno comercial, concretamente el cuadrado hueco de medidas 80x80x3.

El hecho de haber usado este tipo de perfil y no un IPN, es porque a pesar de tener una rigidez parecida a flexión (tienen más o menos igual de alejada la masa de sus alas respecto al centro de gravedad), el perfil cuadrado hueco posee mucha

mayor rigidez a torsión y posee más área lateral para poder ubicar otras piezas del banco de ensayos.

Las barras largas y las cortas están unidas entre sí mediante **cordones de soldadura**. Como sabemos, el problema de los cordones de soldadura es que generan esfuerzos residuales que pueden dar lugar a deformaciones, más acusadas cuanto menor es el espesor de las piezas a soldar. Para conseguir evitar los efectos negativos provocados por estas deformaciones, se ha contemplado el uso de una **placa plana** que irá atornillada al bastidor, la cual es de color verde claro. El uso de esta placa se ve justificado por la necesidad de un grado de planitud elevado, por las guías lineales que veremos en el punto siguiente.

La placa plana va unida al bastidor mediante cuatro tornillos (dos a cada barra larga del bastidor).

En la imagen, también se observa un perfil de distintas dimensiones, también turquesa, donde va apoyada la bomba manual (Enerpac P141) de la instalación hidráulica, que aparece en color amarillo. Este perfil también es comercial, y tiene dimensiones 160x80x3. Esta barra, también se ha previsto que vaya soldada al resto del bastidor.

Los **taladros** que se observan en la placa plana son precisamente para alojar los tornillos de las guías lineales. Por otra parte, los agujeros que se ven en el lateral de las barras largas del bastidor son para alojar los tornillos de las pletinas, que pertenecen al pack placas fijas y serán comentadas cuando llegue su momento.

*NOTA: la bomba manual se ha introducido en este pack, pero podría haberse ubicado en otro ya que no forma parte de la estructura del banco de ensayos, pero por razones de orden en el diseño fue introducido en este lugar.*

### 4.2.3 CONJUNTO GUÍAS LINEALES

El empleo de unas guías lineales viene justificado por la intención de **reducir el efecto de la masa suspendida**. Recordemos que en la fase A, se usaron cuatro columnas guía, de manera que el conjunto no estaba apoyado. El problema de aquella disposición es que las columnas guía podrían flectar, algo que es poco deseable si se busca un equipo robusto. Para evitar el efecto de la masa suspendida, se decidió sustituir dos de las columnas por unas guías lineales que soportarían el peso de las piezas que antes estaban suspendidas, por lo que la flexión de las columnas ha quedado descartada.

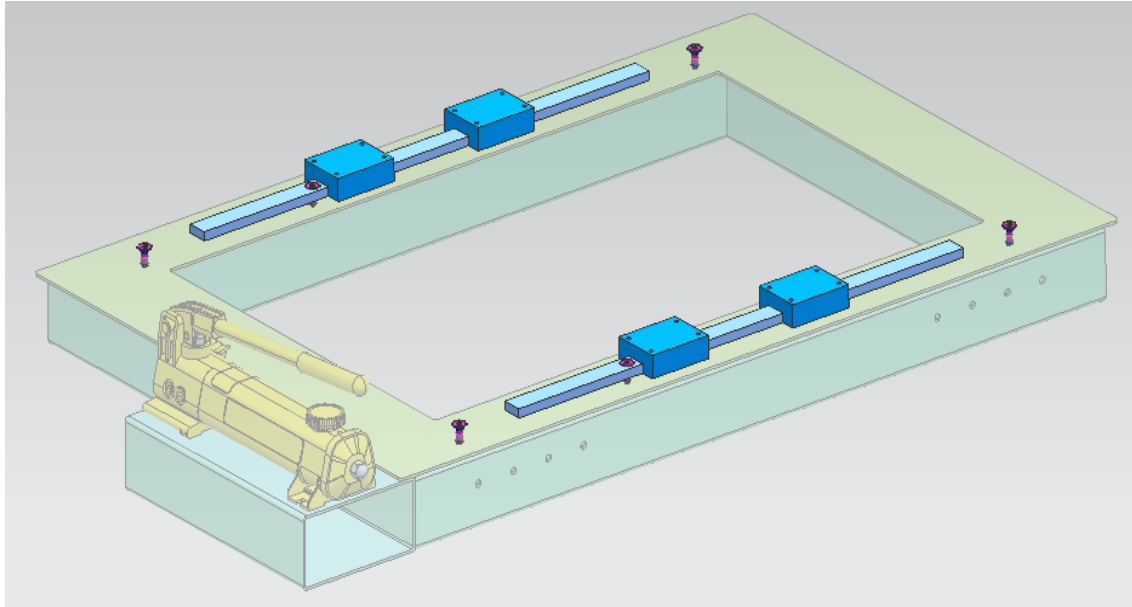


Ilustración 53: Conjunto de las guías lineales

Este tipo de guías, con sus carros deslizantes o rodantes, se emplea en numerosas aplicaciones, como en conjuntos de automatización industrial o incluso en máquinas de moldeo por inyección de plástico. Por supuesto, el catálogo de guías y carritos es muy amplio y la selección de un producto u otro dependerá del conjunto de cargas que soporte el carro, la velocidad a la que necesite moverse, el número de ciclos previsto, etc.

En esta fase del proyecto, **no seleccioné unas guías comerciales**, pero sí diseñé unas simplificadas con las dimensiones aproximadas de un producto comercial de Bosch Rexroth que cumplía mis requerimientos. Por ello, se ve que las guías son cuadradas (en realidad es un perfil bastante complejo) y los carros no tienen bolas ni ningún otro detalle.

Lo que sí hice, fue estimar la **carga que debería soportar cada uno** de los cuatro carros que se han considerado en este diseño. Para ello, empleé la función de Siemens NX llamada *Measure Body*. Con esta herramienta, obtuve el volumen de los componentes cuyo peso recaerá sobre los carros: placa móvil, conos de transmisión de fuerza y las placas alineadoras de los cilindros hidráulicos, que veremos en los siguientes apartados.

$$V_{NX} = 36.880.007 \text{ mm}^3$$

Suponiendo que todos ellos fuesen de acero al carbono, obtuve la masa del conjunto de componentes a aguantar (por cada pareja de carros):

$$\begin{aligned} m &= \rho \cdot V & (15) \\ &= 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,03688 \text{ m}^3 = 289,51 \text{ kg} \end{aligned}$$

Por lo que cada carro aguantará la mitad de esa masa, que en términos de fuerzas resulta en una carga vertical de:

$$F = m \cdot a \quad (16)$$
$$= \frac{289,51 \text{ kg}}{2} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 1422,45 \text{ N}$$

Con este dato podremos seleccionar un equipo de guiado lineal, pero esto quedará reservado para las próximas fases.

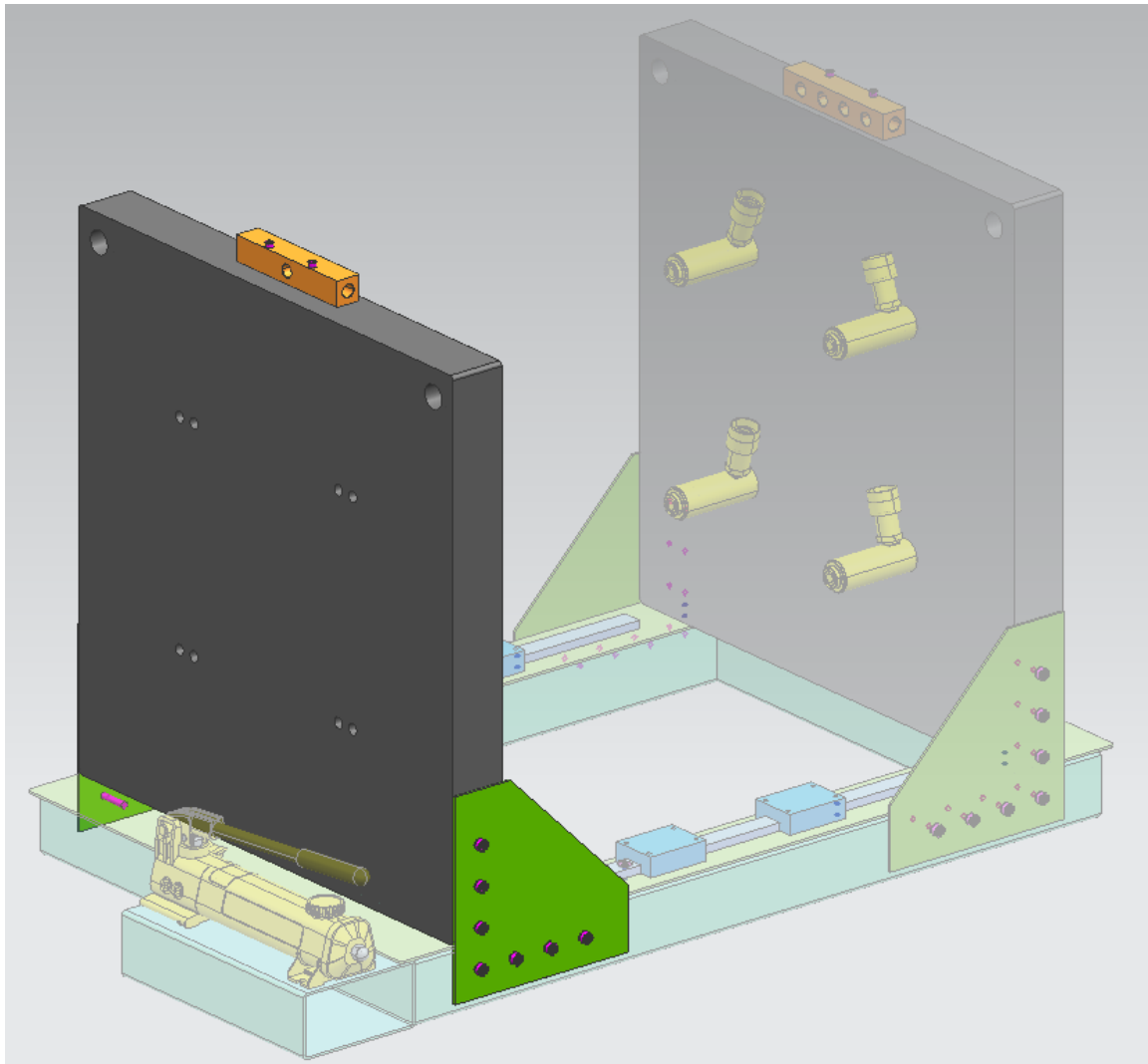
*NOTA: evidentemente la masa que soporta cada carro no está situada justo encima del carro, por lo que aparecerán momentos en varias direcciones, y deberán ser tenidos en cuenta al hacer la selección del equipo de guiado.*

Volviendo al pack en cuestión, se observan las uniones mediante tornillos de las guías al bastidor. En este caso se han empleado tornillos de **cabeza avellanada DIN 7991**, ya que no pueden sobresalir por encima de la guía, ya que en tal caso la rodadura del carro se vería comprometida. De hecho, los equipos comerciales se venden con unos capuchones de plástico de bajo coeficiente de fricción para tapar las cabezas de los tornillos y que el rozamiento en esas zonas sea mínimo (además de no aglomerarse lubricante en ellos).

Los dos tornillos que no sujetan las guías son precisamente los que unen la placa plana al bastidor, como comentábamos anteriormente.

#### 4.2.4 CONJUNTO PLACAS FIJAS

En este caso, la placa fija y los cilindros ya existían en la anterior fase. En esta nueva madurez, se ha trabajado en varios aspectos, relacionados con la instalación hidráulica y el amarre al bastidor.



*Ilustración 54: Placa fija izquierda*

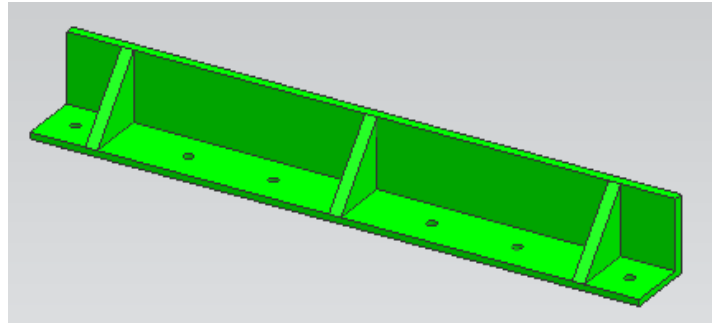
Como podemos observar en la imagen, la placa fija ahora posee cuatro parejas de agujeros para alojar los tornillos de rosca Withworth UNC  $\frac{1}{4}$ -20. De esto hablaremos más adelante.

También, se han redimensionado los agujeros que alojarán las columnas guía, que, si recuerdas, en la Fase A fueron diseñadas en una primera instancia de 60mm de diámetro, por lo que estaban muy sobredimensionadas y afectarían negativamente al peso del conjunto. Ahora son de 30mm de diámetro.

Como puedes ver, también se ha pensado en la sujeción de las placas fijas a la bancada. Finalmente se ha optado por usar una pareja de **cartelas** (o pletinas) de chapa de 5mm de espesor (color verde) que irán atornilladas a la placa fija y a la barra larga del bastidor mediante tornillos de cabeza Allen DIN912.

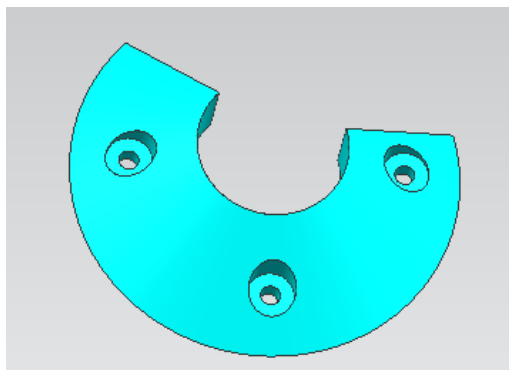
A esta solución no se llegó directamente, sino que previamente se había pensado en unos **sujetadores en forma de escuadras** que también irían atornillados a la bancada, pero colocadas justo detrás de las placas fijas, haciendo de topes físicos al movimiento. Esta solución también sería válida, pero introducía una **pieza**

de mayor complejidad que las cartelas, razón por la cual se optó por el uso de las piezas más simples (y baratas).



*Ilustración 55: Solución alternativa a las pletinas mediante escuadras*

Por otra parte, como mencionaba anteriormente, la solución de atornillar directamente los actuadores hidráulicos a las placas fijas no fue la primera en la que se pensó. En este sentido, se diseñó un **centrador para los cilindros** que iría atornillado a las placas fijas y permitiría que los cilindros quedasen libres, sin atornillar a las placas. La pieza tiene forma de media luna para respetar el racor de los cilindros hidráulicos.



*Ilustración 56: Centrador donde se alojaría un cilindro hidráulico*

La ventaja de este sistema es que permitiría el giro relativo del cilindro respecto a la placa fija, donde apoya. Digo ventaja, porque al hacer fuerza los cilindros harían que la placa fija flectase, y cambiaría la dirección en la que el cilindro aplica la fuerza, como se explicaba en la Ilustración 43. No obstante, al ser este giro muy pequeño es un aspecto poco relevante y nuevamente se ha optado por la solución más simple, basada en el amarre mediante tornillos directamente.

En cuanto a la **instalación hidráulica**, también se han pensado varios aspectos relevantes.

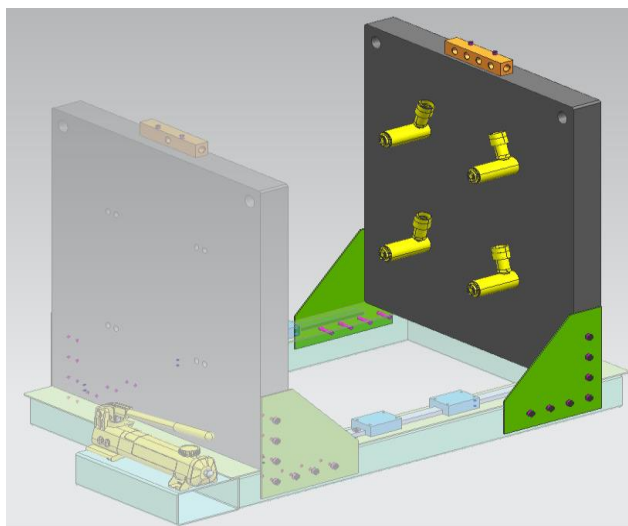
Recordemos que un cilindro hidráulico hace la misma fuerza, independientemente del punto en el que se encuentre el vástago, es decir, esté en posición de retracción o extensión totales. Este es un aspecto clave, ya que aunque al flectar la placa sobre la que apoya el cilindro se pierde algo de carrera efectiva del cilindro, la presión sobre la MEA seguirá siendo la misma que si la placa no flectase en absoluto.

Por ello, el funcionamiento de esta instalación hidráulica es intrínsecamente seguro en el sentido de que **el desalineamiento** entre los cilindros con esta disposición de cilindros hidráulicos **es prácticamente imposible**. Esto se debe a que, aunque un cilindro empiece a moverse antes que el resto, y, por tanto, llegue a hacer presión antes que los demás, el fluido hidráulico encontrará mayor resistencia por este cilindro que ya está haciendo fuerza que por los que aún no la están haciendo, equilibrándose la presión de cada uno rápidamente.

Esto es algo similar a lo que ocurre en las pinzas de freno de los coches. Al pisar el pedal del freno podría empezar el movimiento algún pistón antes que los demás porque estuviesen sucios o hubiese diferencias en pérdidas de carga en las ramas de la instalación hidráulica, pero al empezar a tocar ese pistón con el disco de freno, provocaría que el fluido hidráulico se moviese con mayor facilidad hacia el resto de pistones que tienen menor resistencia, llegando a equilibrarse inmediatamente.

Por último, en este pack también se ha considerado la inclusión de los colectores hidráulicos. En este caso, se ha optado por seleccionar el Enerpac A64, que soporta presiones de hasta 700 bares (10.000psi) -aunque no es necesaria tanta presión con esta configuración de cilindros hidráulicos- y posee siete puertos.

En el colector de la placa izquierda, entrará un conducto desde la bomba hidráulica y saldrán cuatro hacia los cuatro cilindros de dicha placa y uno hacia el colector de la placa derecha. Del colector de la placa derecha saldrán los cuatro conductos correspondientes a los cuatro cilindros de dicha placa.

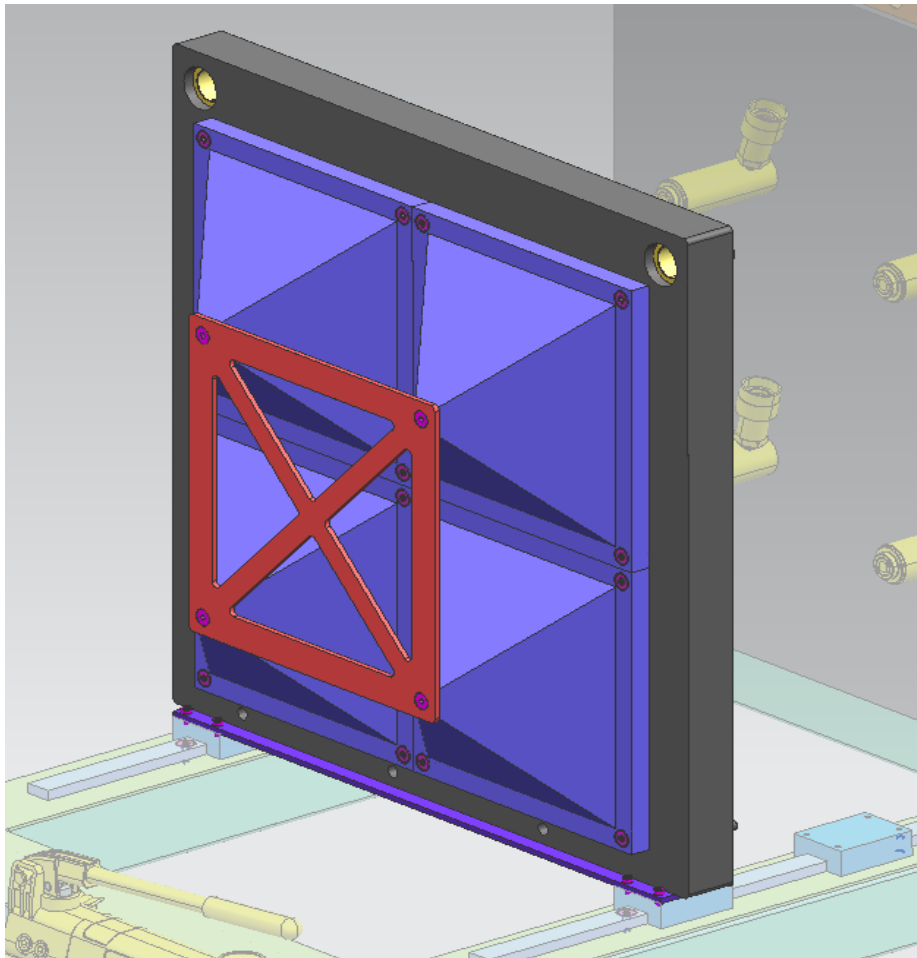


*Ilustración 57: Vista de la placa fija derecha*

#### 4.2.5 CONJUNTO PLACAS MÓVILES

Este es el pack al que **mayor carga de trabajo** se le ha asignado en esta fase. Se han añadido piezas nuevas, que de abajo a arriba son las siguientes: alineador de los carros guía (morado), centrador de cilindros hidráulicos (rojo), casquillos (amarillo) y toda la tornillería (magenta). En este apartado se explicará la función de cada uno con detenimiento.

Las existentes, como los conos de transmisión de fuerzas y la placa móvil en sí han sufrido importantes avances en el diseño también.



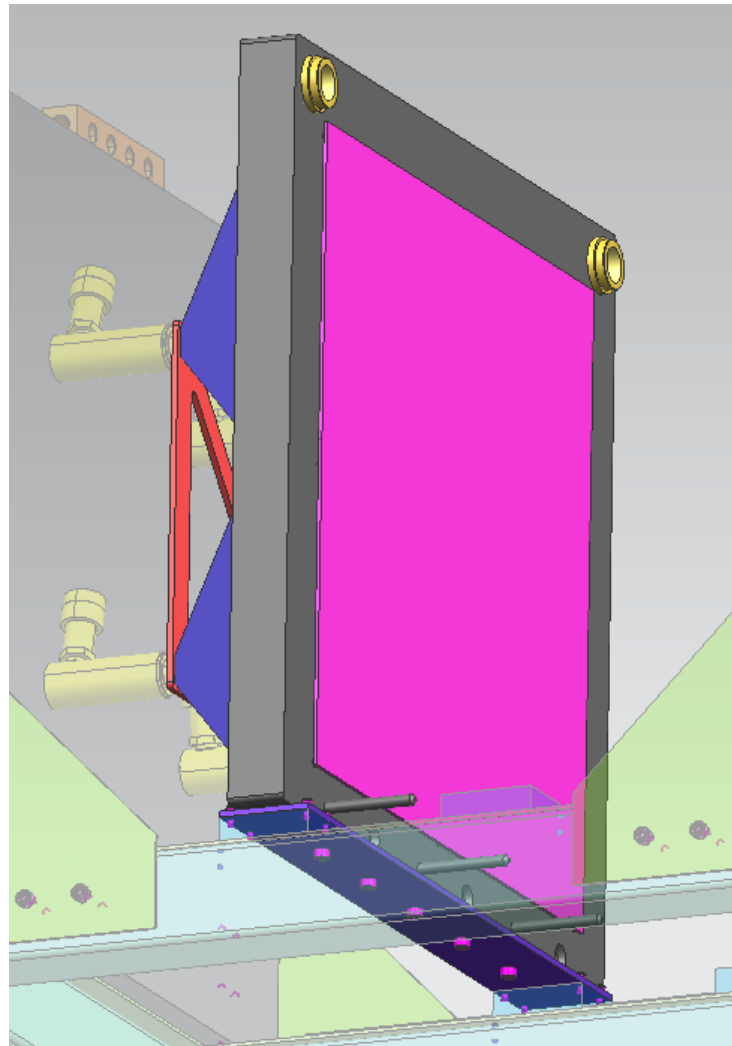
*Ilustración 58: Conjunto de placa móvil (lado izquierdo)*

Empezando por la parte más baja, encontramos una pieza nueva: el **alineador**. Se ha representado en color morado, y su misión es que los dos carros avancen de igual manera, quitando la posibilidad de desalineamiento. Otra de las misiones que posee, es la de hacer de unión entre el conjunto de la placa móvil y el conjunto de las guías lineales. En este sentido, se han diseñado unos alojamientos para colocar cuatro tornillos DIN912 en cada carro. Por supuesto, si se cambiase el modelo de carro, la cantidad y dimensiones de los tornillos empleados para cada carro cambiará.

Volviendo a la cuestión del alineamiento en cada carro, te habrás dado ya cuenta de que esta unión es redundante, ya que la disposición de los cilindros, como hemos comentado en el punto anterior, se encargaría de que no hubiese desalineamiento. Es una manera de afinar aún más el movimiento de las placas móviles y no dejar opción a los errores de apriete en la MEA.

El alineador de los carros se une a la placa móvil mediante cinco tornillos, también de cabeza Allen, DIN912, que se insertarán por la parte inferior de la placa móvil.



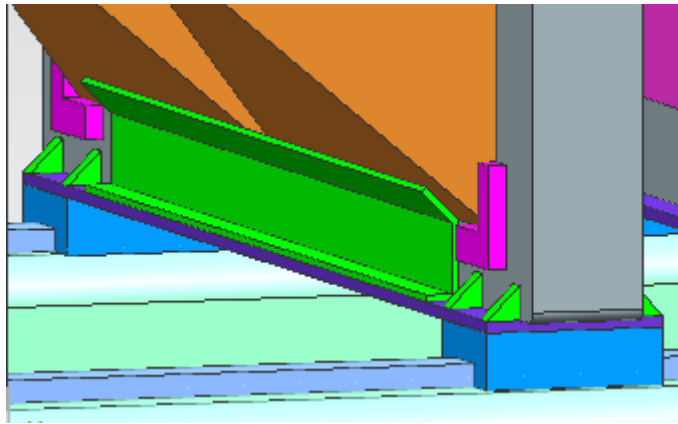


*Ilustración 59: Otra vista del conjunto placa móvil (lado izquierdo)*

Este método de sujeción mediante tornillos tampoco fue el primero en el que pensé, sino que en una primera instancia diseñé una **pareja de escuadras** que iría atornillada únicamente al alineador, y entre las cuales iría embebida la placa móvil.

Este sistema era bastante similar al que se pensó para las placas fijas, el mostrado en la Ilustración 55.

Continuando con el desarrollo de aquella pieza, que finalmente no fue introducida en el prototipo de la fase B, se pensó que podría aprovecharse para sustentar los conos de transmisión de fuerzas.



*Ilustración 60: Escuadras multipropósito para las placas móviles*

Con esta idea se necesitarían unas escuadras (rosas) para ubicar los conos en su posición de trabajo, y la pieza verde es de la que estamos hablando. Las escuadras verdes pequeñas fueron descartadas ya que su función la desempeñaba ya la escuadra multipropósito de la que hablábamos.

En este sentido, estas escuadras multipropósito tenían encomendadas las funciones de arrastrar la placa móvil y además sustentar los conos de transmisión de fuerzas. La ventaja de este sistema era que no teníamos que atornillar desde abajo para fijar la placa móvil al alineador, pero presentaba la desventaja de que incrementaba el número de piezas necesarias y además eran piezas complejas, que aumentaban la complejidad del conjunto en sí (y su precio).

Además, el hecho de diseñar piezas multipropósito es un arma de doble filo: el lado positivo es que con una pieza haces varias funciones, pero para hacer diversas funciones el diseño suele ser más complejo y su fabricación también. Por otro lado, en caso de fallar esta pieza, todas las funciones que dependen de ella se verían comprometidas.

Por todo ello, se abandonó esta línea de desarrollo y se optó por crear dos uniones independientes. Una entre la placa móvil y el alineador mediante tornillos, como hemos explicado hace algún párrafo, y otro para la sustentación de los conos de transmisión de fuerzas.

Los conos de transmisión de fuerzas, como se puede ver en la Ilustración 58, van unidos a la placa móvil mediante cuatro tornillos de cabeza avellanada DIN7991. De esta manera, como se comentaba, se ahorra el uso de centradores de conos y piezas que deberían ser fabricadas al uso. El empleo de tornillos de este tipo viene dado por razones estéticas y de coste, para llegar al número de tornillos necesarios para rebajar el precio del lote.

En cuanto a la lámina de color magenta ubicada en la cara de la placa móvil que se enfrenta a la otra placa móvil, es una **lámina no conductora de la electricidad**, que evita el cortocircuito en la monocelda. No está concebida para evitar la descarga eléctrica involuntaria sobre el personal (que también) que maneje el banco de ensayos, ya que al manejar tensiones de menos de 1V, la descarga no

tendría implicaciones sobre la salud. Las razones son por el funcionamiento de la monocelda a ensayar.

Otra de las piezas que ha sido diseñada en esta fase ha sido el **alineador de los cilindros hidráulicos** (color rojo) en la Ilustración 58. La misión de esta pieza es arriostrar el desplazamiento del conjunto placa móvil inducido por el empuje de los cilindros hidráulicos. También incrementa el área que tiene el pistón del cilindro para apoyar sobre el cono de transmisión, asegurando así el contacto entre el extremo del cilindro hidráulico y el cono. Los alineadores van atornillados a las cabezas de los conos, mediante también tornillos de cabeza avellanada DIN7991.

Si subimos más hacia arriba, nos encontramos con los **casquillos**. La misión de estas piezas es permitir que el conjunto placa móvil deslice sobre las columnas guías. Estas piezas van encajadas en el alojamiento de la placa móvil, y en ellos se introducirá posteriormente la columna guía. Estos casquillos no han sido dibujados, sino que ha sido introducido directamente el modelo CAD del producto comercial. Concretamente, ha sido un casquillo autolubricante (con inserciones de grafito) del fabricante de moldería Hasco, concretamente de la serie Z100W.

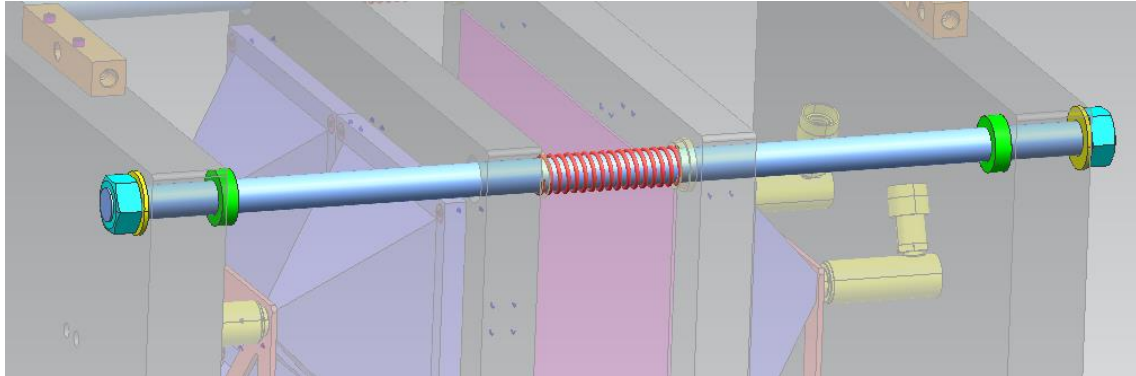
Para cerrar este pack, debemos fijarnos en que la propia placa móvil posee unas **varillas de 10mm de diámetro**, soldadas a la placa en su parte inferior de la cara que irá enfrentada contra la otra placa móvil. Este conjunto de varillas compone parte del **sistema de sustentación del cassette**. De esta manera, el cassette ya no estará levitando, sino que ahora apoyará en estas varillas.

Por supuesto, si el cassette se apoyase directamente sobre las varillas, puede que, al apretarle, no quedase centrado, dando origen a una descompensación. Por ejemplo, si la MEA a ensayar fuese el representado en la Ilustración 51, la parte superior de las placas móviles no estaría en contacto con el cassette, llevando en conjunto a un desalineamiento entre la parte superior e inferior importante. Por ello, el cassette no apoyará directamente sobre las varillas, sino que se diseñará un **sopORTE específico para cada cassette** que será el que sí apoye en las varillas y permita que el cassette quede perfectamente centrado en las placas móviles.

Como puntualización final, cabe decir que, a diferencia de las placas fijas, que son completamente simétricas, las placas móviles no lo son. La razón de que no lo sean es precisamente este conjunto de varillas, que donde una de las placas posee varillas, en la placa opuesta hay agujeros para insertar dichas varillas, y viceversa.

#### 4.2.6 CONJUNTO COLUMNAS GUÍA

En la fase A del diseño, este pack estaba únicamente constituido por unas columnas-guía de 60mm de diámetro. En esta fase, se han introducido piezas nuevas, y se ha modificado el diámetro de las columnas, que como se comentó al exponer el pack de las placas fijas, su diámetro ahora es la mitad.



*Ilustración 61: Conjunto de columnas guía*

En primer lugar, como venía diciendo, las **columnas guía** han sido corregidas en cuanto a dimensiones y se ha barajado hacer una modificación del material de las mismas, pasando de AISI 316L a un aluminio comercial, con el fin de reducir el precio y coste. Recordemos que estas columnas únicamente trabajarán a tracción y con este diámetro aguantarían la carga máxima establecida sin plastificar. De hecho, de usarse el inoxidable, podría seleccionarse una barra de menor diámetro.

*NOTA: podría pensarse que al escoger unas columnas de menor diámetro la unión entre las placas móviles y las columnas se asemejase más a un apoyo que a un empotramiento. A priori podríamos decir que no, puesto que el hecho de parecerse más a uno u otro depende únicamente del giro permitido en dicha unión. Si se mantuviesen el espesor de la placa móvil y el juego entre ambas piezas, la condición de empotramiento se vería inalterada.*

Pasando a los componentes introducidos al pack columnas en esta fase, hay un **muelle de compresión** en cada columna que será el encargado de mantener los casquillos dentro de su alojamiento en las placas móviles y de ayudar a la retracción de los cilindros hidráulicos, ya que son de simple efecto. Para estas funciones, no es necesario un muelle de alta constante elástica  $k$ . De hecho, en esta fase se ha seleccionado un muelle comercial de diámetro interior 32mm, del fabricante Federnshop.

Las piezas que encontramos en los extremos de las columnas guía son para sujetar las placas fijas en su parte superior.

En el lado interno (más cercano al muelle) encontramos un **tope** de color verde. Este es un tope comercial que se compone de un anillo con un taladro, sobre el que

se introduce un pasador que apretará contra la columna. Para rigidizar esta unión, podría hacerse una **pequeña muesca en la columna**, de forma que el pasador entrase en dicho agujero y la longitud resistente aumentase.

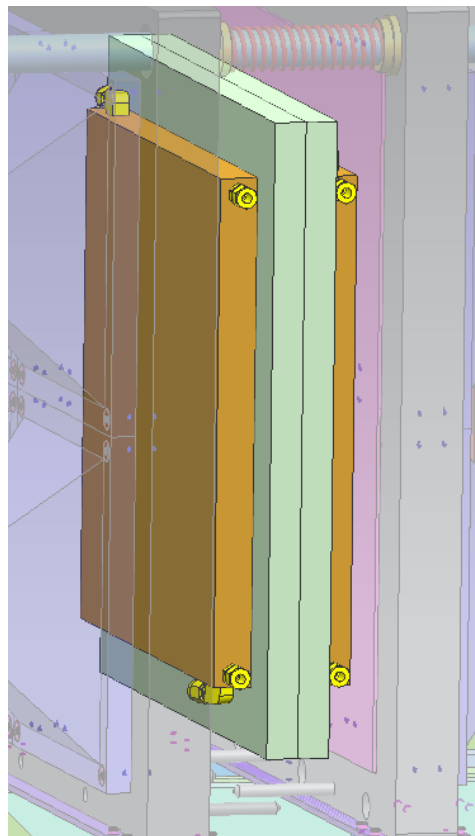
Sea como fuere, dicha muesca **no** ha sido **efectuada** principalmente porque esta unión no soportará prácticamente carga, ya que la columna trabajará a tracción, haciendo necesaria una unión más resistente en la parte exterior (la más alejada del muelle).

La unión que sí debe ser suficientemente rígida es la exterior, para lo cual ha sido concebida mediante **tuerca** hexagonal (DIN934) y **arandela** plana (DIN125). Esta unión debe ser rígida ya que al actuar los cilindros para comprimir el cassette, las columnas guía estarán trabajando a tracción para evitar que las placas planas se alejen entre ellas. Si se quisiese reforzar esta unión, valdría con poner dos de estas tuercas M30 en serie, incrementando la longitud resistente de la unión roscada.

Evidentemente, para alojar estas tuercas, los extremos de las columnas guía deben poseer una rosca, que no ha sido dibujada en el CAD.

#### 4.2.7 CONJUNTO CASSETTE

Uno de los componentes que más necesitaba detallarse era el **cassette**. Si recuerdas, en la primera fase del diseño era una caja negra, donde decíamos que irían alojadas las placas unipolares de grafito y, por supuesto, la MEA, que es lo que deseamos ensayar.

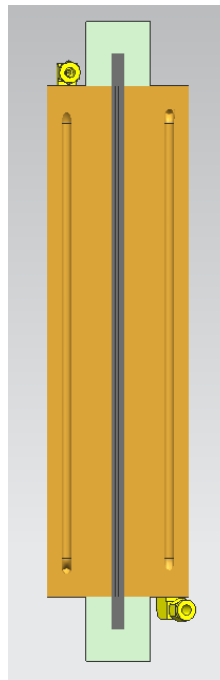


*Ilustración 62: Assembly del cassette de la fase B*

Si bien en esta fase del diseño no hemos puesto el foco de atención en el cassette por ser una parte ajena a la instalación y que será diseñada específicamente para cada cliente, se ha hecho un gran avance en él, definiendo las diferentes partes y, sobre todo, como te decía al explicar las placas móviles, la forma en la que se sujetará el cassette.

En esta fase, el cassette ha pasado a ser un *assembly* de los siguientes componentes:

- MEA.
- Placas unipolares de grafito, 2 unidades.
- Empujadores, 2 unidades.
- Carcasa de material epoxi.
- Racores de compresión metálicos Swagelok para E/S de reactivos, 4 u.
- Racores acodados de plástico Parker (QuickConnect) para refrigerante, 2 unidades



*Ilustración 63: Vista en sección del cassette de la fase B*

La mayoría de estos componentes ya los conoces, pero quizás te estés preguntando por qué se necesitan empujadores o por qué se mete todo en un cassette, propiamente dicho, de material epoxi.

Pues bien, la **carcasa**, por su parte, además de alojar las PB y la MEA, tiene encomendada la misión de mantener la estanqueidad de la monocelda. El que esté fabricada de resina epoxi es por cuestiones de aislamiento y fabricabilidad. El material, concretamente, dependerá de las temperaturas de funcionamiento de la pila de combustible ensayadas. Si fuesen HT-PEM, emplearíamos PPS (polisulfuro de fenileno), y si fuesen LT-PEM, lo cual es lo más habitual, emplearemos una resina fenólica.

En las **placas monopolares**, no se ha alcanzado mucho nivel de detalle en el sentido de que no se ha determinado el entramado de canales para los reactivos, que quedará reservado para la fase C. No obstante, sí se ha delimitado la zona activa y se han diseñado cuatro **pinos centradores** para asegurar una colocación y que las zonas activas de ambas placas coincidan perfectamente.

En cuanto a las **placas de empuje** o empujadores, que quizá sean las piezas con mayor trabajo de diseño en esta etapa, son placas **metálicas** cuya función principal será apretar la monocelda. Estas placas **transmiten la presión** que llega desde las placas móviles hacia la zona activa de las PB, de forma que ahora ya sólo se aprieta la zona que necesita estar apretada. Como puedes apreciar, se ha pasado de apretar todo el cassette (algo que es poco óptimo) a apretar la zona que realmente lo requiere.

Además, estas placas son de gran importancia ya que en su interior se alojarán los **canales de refrigeración** y los conductos que harán las veces de **colectores**, suministrando los reactivos a las PB.

En este sentido, se ha diseñado un posible serpentín de refrigeración, atendiendo a las **pérdidas de carga admisibles** por la bomba de recirculación del baño termostático, encargado de la atemperación y refrigeración de la pila. Para ello, se han consultado los catálogos de fabricantes como Julabo y Labolan, y se ha visto que en ningún caso la pérdida de carga admisible es menor a 0,35 bar.

En nuestro caso, se ha diseñado un serpentín semejante al del condensador de un frigorífico antiguo. El diámetro de tubo seleccionado para hacer la primera iteración ha sido de **8mm**, y se ha tenido en cuenta que el caudal máximo que puede ofrecer la bomba integrada del baño termostático es de 15litros/minuto.

Como vimos en el capítulo NECESIDADES DE REFRIGERACIÓN, en ningún caso tendríamos que disipar más de 600W térmicos. Si deseamos que la monocelda sea lo más isoterma posible, esto es, un  $\Delta T = 1^\circ\text{C}$  (*o K*), llegamos a un flujo másico de refrigerante necesario de:

*NOTA: recordemos que el fluido refrigerante seleccionado es una mezcla de etilenglicol/agua al 50/50, para permitir temperaturas por debajo de  $-20^\circ\text{C}$  y simular situaciones de arranque en frío. Las propiedades de esta mezcla están recogidas en la Tabla 3: Propiedades mezclas de agua/etilenglicol. Fuente: Rectificadores Guasch.*

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \rightarrow \dot{m} = \frac{600 \text{ W}}{3297,63 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 1\text{K}} = 0,18195 \text{ kg/s}$$

Con el dato de la densidad:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{17}$$

$$= \frac{0,18195 \text{ kg/s}}{1053,25 \text{ kg/m}^3} = 0,0001728 \text{ m}^3/\text{s} = 0,1728 \text{ l/s} = 10,37 \text{ l/min}$$

Con el diámetro de 8 mm tenemos un área, por lo que podemos conocer la velocidad a través del serpentín:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (18)$$

$$= \frac{0,0001728 \text{ m}^3/\text{s}}{5,027 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 3,44 \text{ m/s}$$

Este dato está dentro del intervalo de velocidades admisibles para líquidos refrigerantes, que está entre 1 y 4 m/s de velocidad máxima, aunque en algunos casos pudiese superarse de manera puntual.

Del propio CAD medimos la longitud del serpentín, que resulta ser 5,16 metros. Del diagrama de Moody, con la rugosidad relativa asumimos un factor de fricción  $f$  de 0,04, por lo que la altura de pérdidas por fricción, según la ecuación de Darcy-Weisbach, es:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (19)$$

$$= 0,04 \cdot \frac{5,16}{8 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{3,44^2}{2 \cdot 9,81} = 15,56 \text{ m}$$

En cuanto a las pérdidas en los 14 codos a 180°, debemos entrar en la siguiente gráfica para obtener la  $K$  de cada codo. Como  $R = 11,7857 \text{ mm}$  y  $d = 8 \text{ mm}$ , obtenemos un cociente  $R/d = 1,17857$ , con el que podemos entrar en la tabla y llegamos a un  $K_{\text{codo}} = 0,9$ .



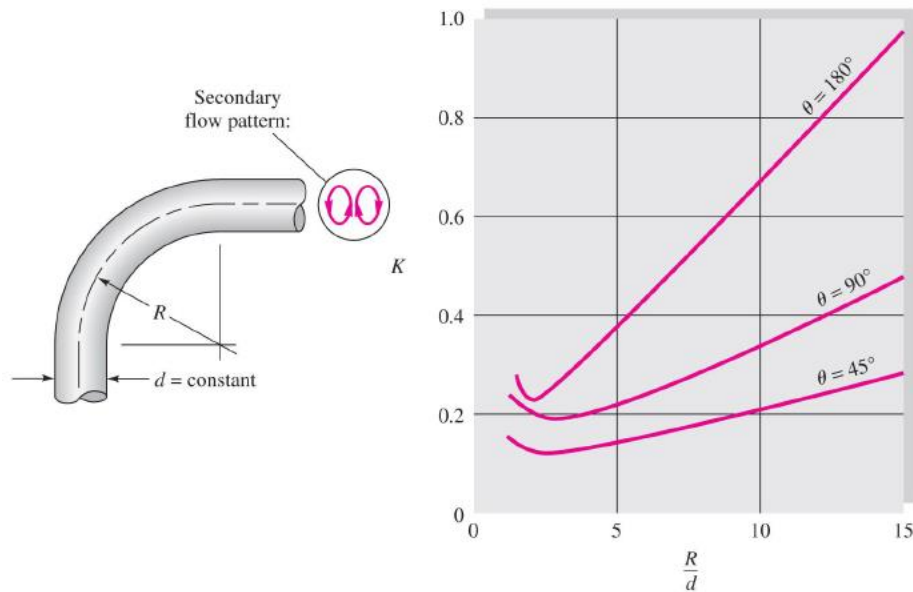


Ilustración 64: Constante de pérdidas locales en tubos acodados

Por lo que la altura de pérdidas locales es:

$$\begin{aligned}
 h_l &= K \cdot \frac{v^2}{2g} & (20) \\
 &= 14 \cdot 0,9 \cdot \frac{0,0125^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0001 \text{ m}
 \end{aligned}$$

La altura de pérdidas total es:

$$\begin{aligned}
 h_T &= h_f + h_l & (21) \\
 &= 15,5601 \text{ metros}
 \end{aligned}$$

En términos de presiones:

$$\begin{aligned}
 P &= \rho g h & (22) \\
 &= 1053,25 \cdot 9,81 \cdot 15,5601 = 160.773 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

Esa pérdida de carga es **mucho mayor que la admisible** por el recirculador de la bomba del baño termostático, por lo que se debe de mayorar la sección para obtener velocidades menores y llegar a pérdidas de carga más bajas.

Si, por ejemplo, ponemos un diámetro de **12mm**, la altura de pérdidas baja a 1,55 metros y la altura de pérdidas locales permanece prácticamente constante, llegando a una altura de pérdidas total de 0,16 bar. Por lo que el serpentín, de tener este diámetro cumpliría los requerimientos de pérdidas de carga admisibles por el recirculador.

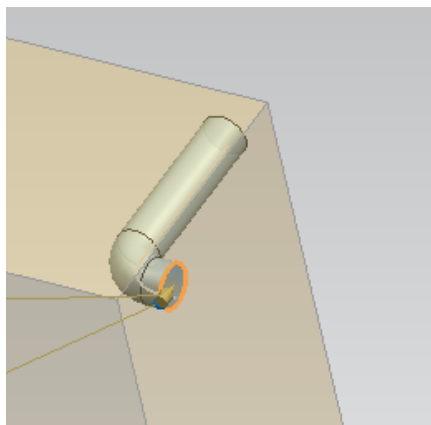
No obstante, como se comentaba en el apartado de NECESIDADES DE REFRIGERACIÓN, la refrigeración en este tipo de pruebas no será algo crítico ya que la potencia térmica generada es muy pequeña, sobre todo si se ensayan las pilas

en su punto de funcionamiento habitual, y no yéndonos a altas densidades de corriente donde el rendimiento de las mismas cae.



*Ilustración 65: Serpentin de refrigeración*

En esta fase también se pensó en la forma de hacer llegar los reactivos a las placas bipolares. Estos conductos de reactivos van desde los racores situados en los laterales del empujador hacia el interior de la placa bipolar. Se muestra un detalle en la ilustración siguiente:



*Ilustración 66: Detalle del conducto de E/S de reactivos/productos*

Recordemos que el cassette es una parte que es diseñada específicamente para cada MEA, dándole versatilidad al sistema de ensayo que se presenta en este documento. El cassette que se ha diseñado en esta parte es para una zona activa de 40x40 cm, lo cual es bastante grande para ser una pila de automoción, pero es meramente representativa y sirve para demostrar que el sistema es útil para ensayar MEAs de gran tamaño.

*NOTA: como puede verse, el nivel de detalle alcanzado del cassette no es alto. Es algo normal, ya que para cada ensayo de MEA será preciso un estudio en profundidad y el cassette podrá ser rediseñado en función de las necesidades.*

*En esta etapa del diseño nos hemos centrado en el banco de ensayos en cuestión*

#### 4.2.8 ESTIMACIÓN DE LOS COSTES DE FABRICACIÓN EN LA FASE-B

Para rematar esta fase se decidió hacer una estimación de los costes totales de la instalación, tal y como estaba diseñada hasta ese punto. En este sentido se hizo una **EBOM** (*engineering Bill of materials*), que viene a ser una lista que contiene las partes de un ensamblaje. Nuestra EBOM estará asociada al CAD final de la Fase-B.

Para llevar a cabo la exportación de la lista de componentes desde NX hasta una hoja de cálculo se usó la opción de NX llamada **Export to Spreadsheet**. Lo que este comando te permite es ver una lista de componentes agrupados en los *subassemblies* tal y como lo tenías diseñado en NX. Además de los componentes y la cantidad de cada uno de ellos en el subensamblaje al que pertenecen te ofrece información del estado de dichos componentes (si está actualizado o no), además de otros parámetros poco relevantes para nosotros.

Esta lista de componentes fue transformada manualmente en un resumen de costes de materiales, aprovechando las columnas que recogía los componentes y la cantidad de cada uno y desechando las columnas que no nos ofrecían información útil. En este sentido, se introdujeron unas columnas que distinguían entre componentes comerciales y componentes que eran de fabricación propia.

El precio al finalizar la fase B ascendía a 12506,93€. Ver ANEXO 7.3.

##### 4.2.8.1 COMPONENTES COMERCIALES

Los precios de estas piezas fueron extraídos de las páginas web de distribuidores comerciales. Por ejemplo, los precios de toda la tornillería fueron consultados en Torvigo; los muelles en Federnshop; los casquillos en la propia web de Hasco; todos los componentes de la parte hidráulica en un distribuidor oficial de Enerpac, en este caso RS parts; las guías lineales, así como los carros también se obtuvieron de RS components.

El resumen del coste de los componentes comerciales presentes en cada **subensamblaje** fue el siguiente:

SUBENSAMBLAJE	COMPONENTES COMERCIALES	PRECIO (€)
Bancada	1	380
Guías lineales	14	785,04
Placa fija izq.	29	1720,31
Paca fija dech.	29	1720,31
Placa móvil izq.	35	155,99
Placa móvil dech.	35	155,99
Columna A	5	9,74
Columna B	5	9,74
Casette	personalizado	personalizado
TOTAL	152	4937,12

Tabla 8: Precio de componentes comerciales en cada subensamblaje

La mayor parte de los costes de los componentes comerciales venían de los elementos de la instalación hidráulica. Si recuerdas, en el capítulo donde hacíamos un primer dimensionamiento mecánico, se seleccionó un cilindro hidráulico que cumplía los requisitos de apriete necesarios en la monocelda, pero era sólo un cilindro. Al pasar al concepto 2, se optó por una disposición de 8 cilindros para hacer un mejor reparto de las fuerzas. Por desgracia, el fabricante Enerpac no tiene catalogados cilindros hidráulicos de menor fuerza útil que el RC51, por lo que esto resultó en una instalación muy sobredimensionada en este sentido. Por ello, no sería necesario llegar a los 700 bares de presión admitida por estos cilindros para realizar la fuerza necesaria y llegar al apriete adecuado sobre la GDL. En resumidas cuentas, parece que estos **cilindros hidráulicos podrían ser sustituidos** por otros de menores prestaciones sin comprometer el funcionamiento de la instalación, y rebajar el coste total del conjunto.

*NOTA: los productos de Enerpac están diseñados para emplearse en sectores de obras civiles, reactores nucleares y otras aplicaciones de alta responsabilidad, es por ello que su calidad es tan alta y, por tanto, sus costes.*

Algo similar ocurría con los casquillos seleccionados. Se optó por elegir unos Hasco autolubricantes (con inserciones de grafito) que encarecían bastante el conjunto. Estos casquillos podrían ser sustituidos por otros más baratos ya que los casquillos autolubricados están pensados para un número de ciclos elevado, que no es el caso. Recordemos que Hasco está especializado en fabricación de moldería, para lo cual también son necesarias calidades elevadas.

Para hacernos una idea de los órdenes de magnitud del precio de algunos de los componentes de los que hablamos:

PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	TOTAL
Enerpac RC51	cilindros	8	384	3072
Enerpac A64	colectores	2	177	354
Enerpac P141	bomba	1	380	380
Hasco Z1000W	casquillos	4	71,26	285,04

*Tabla 9: Piezas comerciales de mayor precio*

Como puedes ver, de los 4937,12€ que suponen todas las piezas comerciales presentes en la instalación de la fase-B, unos 3806€ se van en parte de la instalación hidráulica (recordemos que aún no se han considerado conductos, manómetros, etc.) por lo que esta parte es muy susceptible de ser mejorada en cuanto a costes. Sobre todo, podría optimizarse la parte de los actuadores, ya que por ser un número elevado de piezas (8) y a la vez ser los componentes más caros, tiene un gran impacto en el precio del conjunto.

Aunque sea poco relevante en cuanto al coste de la instalación, cabe mencionar que el precio de los **tornillos** se mueve entre los 0,26€ y los 0,67€ por unidad, dependiendo del tipo de tornillo y del tamaño de lote comprado. No obstante, como decía, esta parte tampoco nos brindaría grandes ahorros al optimizarla porque no hay un gran número de tornillos en el conjunto.

#### **4.2.8.2 COMPONENTES DE FABRICACIÓN PROPIA**

La otra parte de los costes es la asociada a todas aquellas **piezas que son de fabricación propia**. La estimación del coste de estas piezas es mucho más compleja, ya que se deben de tener en cuenta el precio de la materia prima y el precio del tiempo de uso de las máquinas herramienta o el método de fabricación necesario para llegar a la geometría final.

La complejidad de la estimación de estos costes hace que el estudio en profundidad salga del alcance de este proyecto, pero no será pasado por alto. Para hacer una estimación lo más fina posible, se ha contactado con el **responsable del taller de fabricación** de la Fundación Cidaut.

En primer lugar, hicimos un análisis de los materiales más adecuados para cada pieza en función de sus demandas mecánicas. Con el material elegido, buscamos proveedores de las materias primas. Después, con el CAD delante, hicimos un análisis de la geometría final, identificando las herramientas necesarias y estimando las horas necesarias de uso de las mismas.

*NOTA: algunos aspectos, aun así, no han sido considerados para simplificar el problema. La estimación de costes es un problema complejo si se introducen amortizaciones de instalaciones, maquinaria, materiales consumibles, etc.*

En la siguiente tabla se resumen de manera análoga a la tabla 4, el coste de cada ensamblaje, sólo considerando sus piezas de fabricación propia:

SUBENSAMBLAJE	COMPONENTES SELF-MANUF.	PRECIO (€)
Bancada	6	324,69
Guías lineales	0	0
Placa fija izq.	3	1031
Paca fija dech.	3	1031
Placa móvil izq.	8	2566,06
Placa móvil dech.	8	2566,06
Columna A	1	25,5
Columna B	1	25,5
Casette	personalizado	personalizado
TOTAL	30	7569,81

Tabla 10: Precio de componentes NO comerciales en cada subensamblaje

Si nos fijamos en las piezas de mayor coste, similar a lo que hicimos en la tabla 5:

PIEZA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	TOTAL
Placa fija	2	1022	2044
Placa móvil	2	877	1754
Cono de transmisión	8	412	3296
Intermedia conos	2	12,56	25,12
Columnas	2	25,5	51
Cartelas	4	4,5	18
Alineador carros	2	28,5	57
Columna guía	2	25,5	51

Tabla 11: Precio de algunos componentes de fabricación propia

Empezando por las **placas fijas**, lo primero que vimos fue que el espesor de 70mm no era un espesor normalizado. Por ello, fue sustituido por 80mm. Sus dimensiones de 660x660 se conseguirían mediante corte por láser. Con este procedimiento también se realizarán todos los agujeros menos los laterales, donde se sujetan las cartelas. El precio del kilogramo de **aluminio cortado por láser** es de 10€/kg, por lo que sólo el material de cada placa fija costará 940,896€. Para la realización del resto de agujeros de cada placa, se precisa un mecanizado de alrededor de una hora, a precio 45€/hora. Por último, para la realización de todas

las roscas, se ha considerado 1 hora de roscado, a precio 36€/hora. Por lo tanto, cada placa fija costará alrededor de 986€.

Bastante similar es el caso de las **placas móviles**, cuyo material también será Al cortado por láser, cuyo precio por placa es de 705,672€. Recordemos que su espesor es 20 milímetros menor que el de las placas fijas. El hecho de que esta pieza posea agujeros en varios planos, hace que requiera mucho tiempo de colocación, por lo que se han considerado 2 horas de mecanizado de agujeros y una hora para roscado. También se ha considerado la adición de los salientes para la sujeción del cassette, para los que se ha adoptado una hora de mecanizado como equivalencia para el proceso de soldadura que necesitan. Por todo ello, el precio de cada placa móvil asciende a 876,672€.

Los **conos de transmisión de fuerzas** se fabrican a partir de un tocho de **aluminio en bruto**, cuyo precio es de 7€/kg por no requerir prácticamente preprocesado. Con las medidas de cada cono, se ha estimado que se necesitaría un tocho de unos 31,25kg para cada uno. Por lo tanto, el aluminio en bruto para cada cono es únicamente de 218.75€. El problema es que por ser la geometría más compleja, se ha visto oportuno el empleo de una fresadora de cinco ejes, cuyo precio es de 50€/hora. Se estima que cada cono necesitará 3,5horas de mecanizado y media de roscado, por lo que el proceso de fabricación de cada uno (excluyendo material) es de 193€. El precio final de cada cono de transmisión será de 411,75€.

Las **placas intermedias** entre los actuadores y los conos de transmisión vendrán directamente cortadas por láser. Además, no requieren de mecanizado posterior, por lo que su precio es el del material de la placa de 305x305x5, que asciende a 12,56€ cada una.

Lo mismo ocurrirá con la **placa plana** que apoya sobre el bastidor para garantizar su planitud. Vendrá cortada por láser y costará 53,46€.

En cuanto a las **columnas**, se ha calculado que cada una pesará alrededor de 2kg. Partiendo de **barra de aluminio** (preforma) cuyo precio es de 9€/kg, el precio del material de cada barra asciende a 18€. Por otra parte, necesita mecanizarse la rosca donde se alojará la tuerca, para lo cual se han considerado 10 minutos por cada barra. Este mecanizado se oferta a 45€/hora, por lo que el mecanizado de cada barra tiene un coste de 7,5€. El precio final de cada barra es de 25,5€.

Las **cartelas** que fijan las placas fijas al bastidor vendrán cortadas por láser directamente, su precio vendrá de todo el material que se emplea, tanto el que queda en la pieza final como la parte que se desecha. Se estima que cada una costará unos 4,5€.

Los **alineadores de los carros lineales** se fabricarán a partir de placa de espesor 5mm. El precio del material de cada alineador se estima en 6€. Además se han considerado 30 minutos por alineador para la realización de taladros y roscas, que



tomando precio 45€/hora, se estima que el proceso fabril de cada alineador es de 22,5 euros. Cada alineador tendrá un precio de 28,5€.

En cuanto a las barras del **bastidor**, debemos empezar por que las barras de perfiles estructurales se venden en longitudes múltiplos de 6 metros. El **perfil rectangular hueco 80x80x3** tiene un peso estimado de 7,68kg/metro, y cada barra larga mide alrededor de 1 metro. El precio del acero S275 es de 3€/kg, por lo que el material de cada barra larga asciende a 23,04€. También se han considerado 2 horas para la realización de los agujeros de cada barra larga, a precio 45€/hora. Cada barra larga del bastidor tendrá un precio total aproximado de 113.04€.

Las **barras cortas**, de este mismo perfil, tienen una longitud de 0,66metros y no necesitan tiempo de mecanizado. El precio de cada tramo corto del bastidor es de 15,2064€.

Por último, y como será mencionado en los aspectos de mejora, el perfil rectangular hueco que soporta la bomba (160x80x3) será sustituido por dos rectangulares huecos de mismas dimensiones que el bastidor, ya que como se ha explicado, el lote mínimo es de 6 metros. Estos dos tubos serán soldados entre sí ya que no hay ningún requerimiento de planitud en esta pieza. Dado que el soporte de la bomba tiene una longitud de 0,32 metros, el precio del material del soporte será de unos 14,75 euros.

*NOTA FINAL: en todo pedido hay un coste de 31€/camión por concepto de transporte y logística.*



## 4.3 FASE C: DISEÑO DE DETALLE

En esta madurez del diseño, se irá al detalle en algunos aspectos que en la fase B, pese a haber quedado definidas las piezas, podrían ser sustituidas por otras que pudiesen mejorar en algún sentido nuestro producto.

Las razones por las que se busque la mejora en algún aspecto pueden ser:

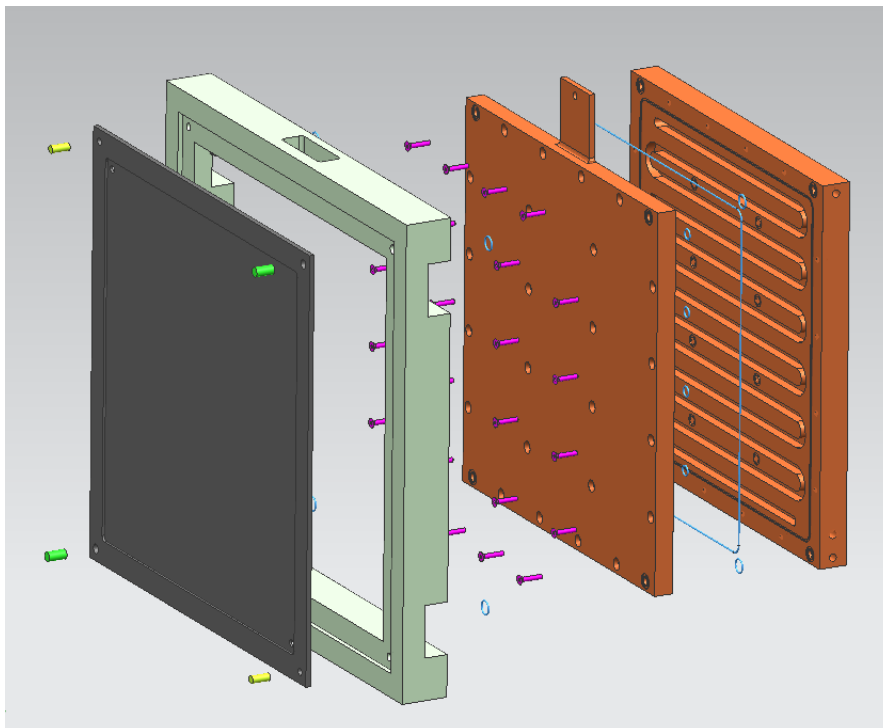
- Falta de definición
- Reducción de peso
- Reducción de costes

En esta fase nos centraremos en detallar el cassette, buscar una reducción de costes en aquellos componentes que en la EBOM de la fase anterior vimos que encarecían el conjunto, y trataremos de aligerar el conjunto.

No obstante, **esta fase puede ser muy larga**, ya que el proceso de diseño es un proceso iterativo que puede alargarse mucho hasta llegar a un producto que cumpla los objetivos establecidos, sea fabricable y lo haga al menor coste posible.

### 4.3.1 DETALLANDO UN PROTOTIPO DE CASSETTE

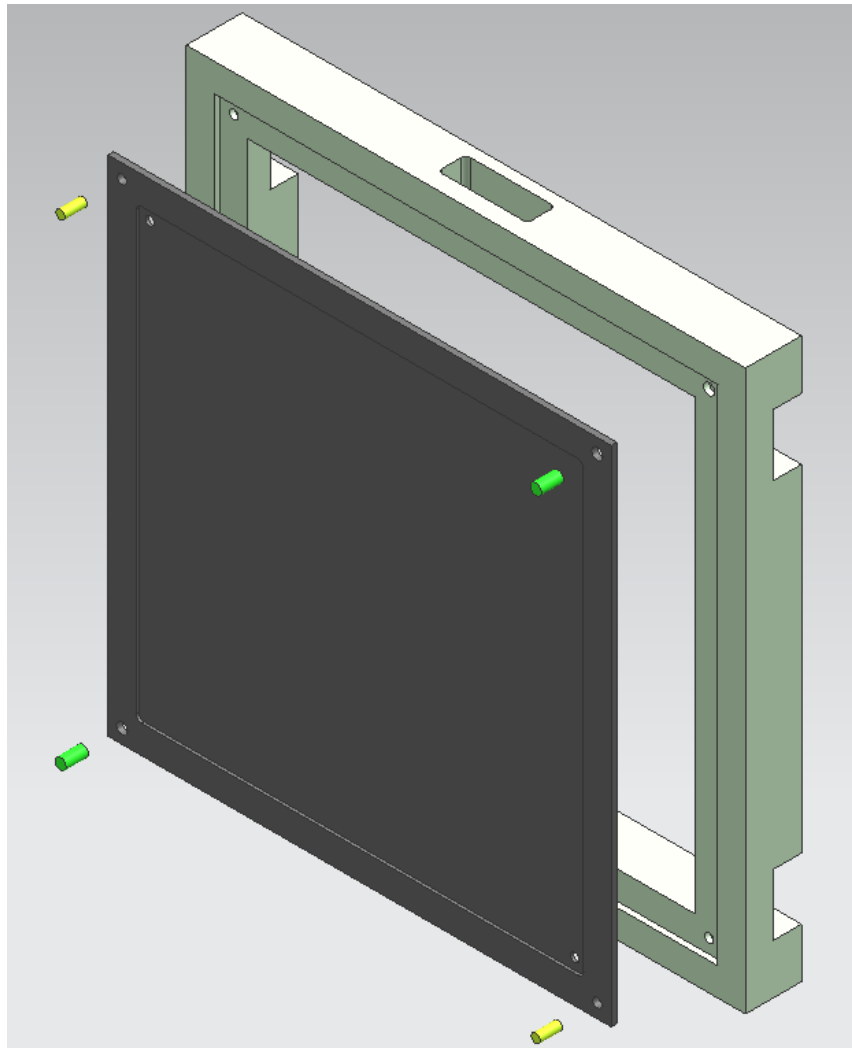
Como se comentaba en el apartado 4.2.7, en la fase B se definió el cassette pero el **nivel de detalle** alcanzado **no era alto** ya que era un conjunto de piezas que sería diseñado específicamente para cada MEA que se quisiese ensayar en el banco.



*Ilustración 67: Vista del despiece de medio cassette*

Revisando el cassette de la fase B, se plantearon las siguientes modificaciones: empezando por lo más simple, los **pinos centradores** ahora serían diferentes los de una diagonal a los de la otra, con el fin de ubicar las placas bipolares en su posición, sin lugar a errores de montaje. Para ello, los pinos de una diagonal serán de diámetro mayor a los de la otra, manteniendo la forma cilíndrica por su simplicidad y facilidad de fabricación.

En segundo lugar, atendiendo a la fabricación de las piezas, se observó que poseían **esquinas internas con ángulos rectos** en algunas de las cajas, lo cual es impracticable. Se hicieron redondeos en todas estas aristas.



*Ilustración 68: Detalle de pinos centradores*

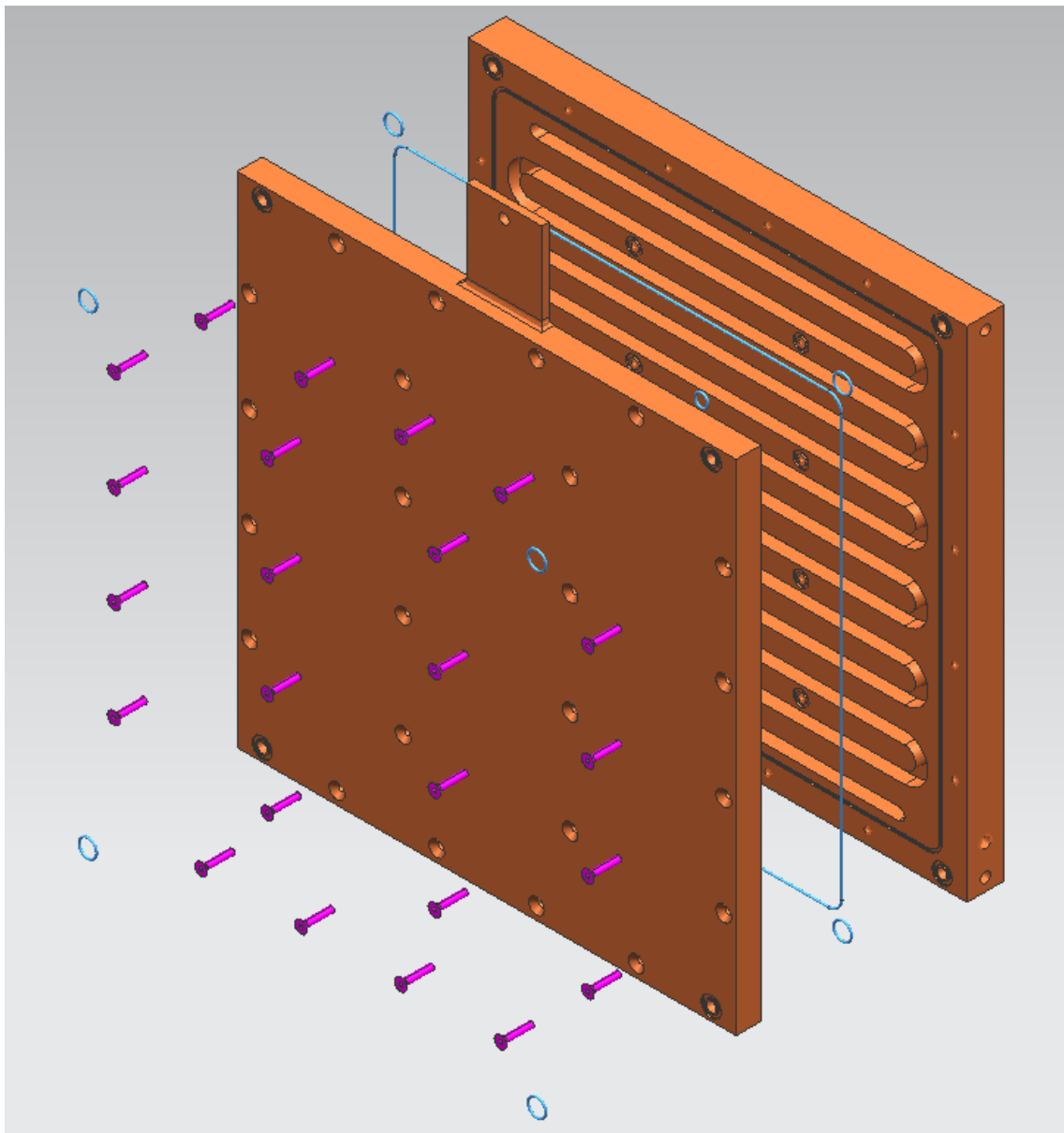
Metiéndonos con el **empujador** (placa que transfiere la presión a las PB, posee el serpentín de refrigeración y desde la cual se colecta la corriente), lo primero que se ha hecho ha sido cambiar la **orientación del serpentín**. Ahora, en vez de estar los canales en vertical pasarán a estar en orientación horizontal para **mejorar el llenado** de los mismos y evitar que quede aire encapsulado, lo cual perjudicaría la transferencia de calor y por tanto, el funcionamiento del conjunto.

Otra de las mejoras del empujador ha sido **dividir** cada uno de los empujadores **en dos piezas** para poder labrar el serpentín de refrigeración. Estas dos mitades irán atornilladas entre sí y la estanqueidad del refrigerante se logrará usando o-rings (juntas toroidales).

A la primera de ellas, la cual estará en contacto con la placa aisladora en las placas móviles, se la labrará el serpentín de refrigeración y tendrá las entradas y salidas de reactivos y refrigerante.

La otra, que estará en contacto con las placas bipolares, tendrá agujeros para el paso de reactivos desde la otra pieza del empujador hacia la PB.

También se ha diseñado el conector donde se unirán los cables eléctricos.



*Ilustración 69: Vista del despiece del empujador.*

Uno de los aprendizajes más valiosos adquiridos en el diseño de detalle del cassette quizás haya sido el cálculo y la **selección de los o-rings**. Los o-rings son juntas de hilo tórico que al deformarse dentro de un alojamiento impiden al fluido pasar a través de dicho alojamiento. Nosotros los hemos empleado para impedir fugas de refrigerante hacia el exterior a través de la periferia y de los tornillos que juntan las dos partes del empujador.

El diámetro interior del o-ring ha venido determinado por el diámetro del tornillo a aislar, y también hemos seleccionado todos los o-rings de hilo de 1.78mm de diámetro. Metiendo el código de estos o-rings (ISO 3061) en la herramienta de Parker para el cálculo de cajas de o-rings se han obtenido unas dimensiones para las cajas donde se alojarán los o-rings. Esta herramienta es muy completa y nos da información sobre interferencia con las paredes de la caja, ratio de compresión del o-ring, porcentaje de llenado de la caja, etc.

Por ejemplo, para aislar el paso de fluido refrigerante a través de los tornillos (M5), se ha usado el o-ring ISO 3061 011. Metiendo este código en la calculadora de cajas de Parker Hannifin, y ajustando las dimensiones para entrar en el intervalo de funcionamiento del o-ring recomendado, obtuvimos unas dimensiones de caja que se pueden observar en el ANEXO 7.4.

En el diseño del empujador también se consideró que por tener en su interior un fluido presurizado, este pudiese flectar al no estar apretándole la placa móvil. Para ello se tomó la longitud más larga entre tornillos, que era de unos 140 milímetros. Se ha tomado un espesor de placa de 30mm para el cálculo de la carga distribuida a partir de la presión (ecuación 9) y la inercia de la barra aproximada (ecuación 10) así como una presión interna de 1 bar. El modelo mecánico empleado ha sido el siguiente:

16 Apoyos fijos: carga uniforme

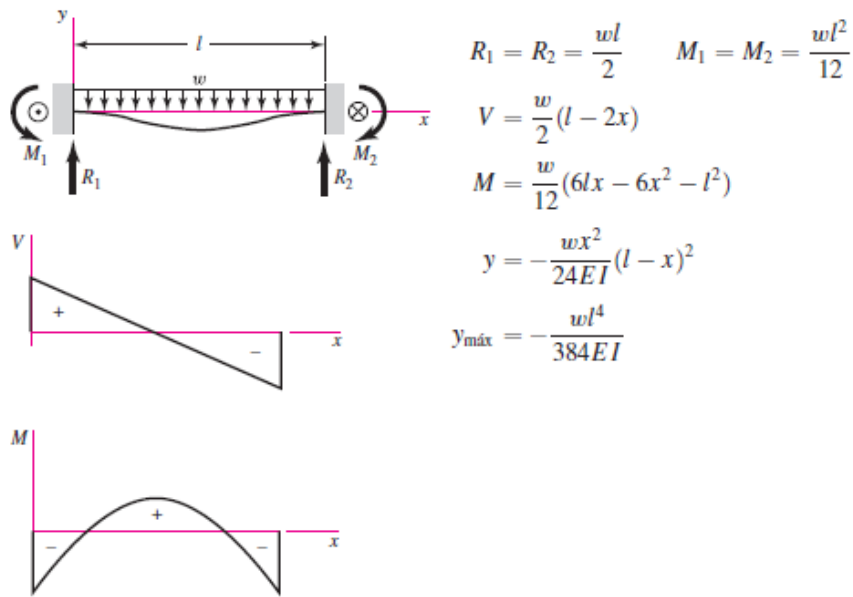


Ilustración 70: Modelo mecánico para el cálculo de la flexión originada por la presión del refrigerante. Fuente: R.G.Budynas y J.K.Nisbett. (2008). Apéndice A: tablas útiles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. McGrawHill Interamericana.

Se ha optado por usar el modelo de barra biempotrada por ser los tornillos quienes harán las veces de apoyos, donde se prevé que el giro sea relativamente bajo.

Con ello, el desplazamiento máximo es:

$$y_{\text{máx}} = \frac{-wl^4}{384EI} = 4,34 \cdot 10^{-7} \text{ metros} \quad (23)$$

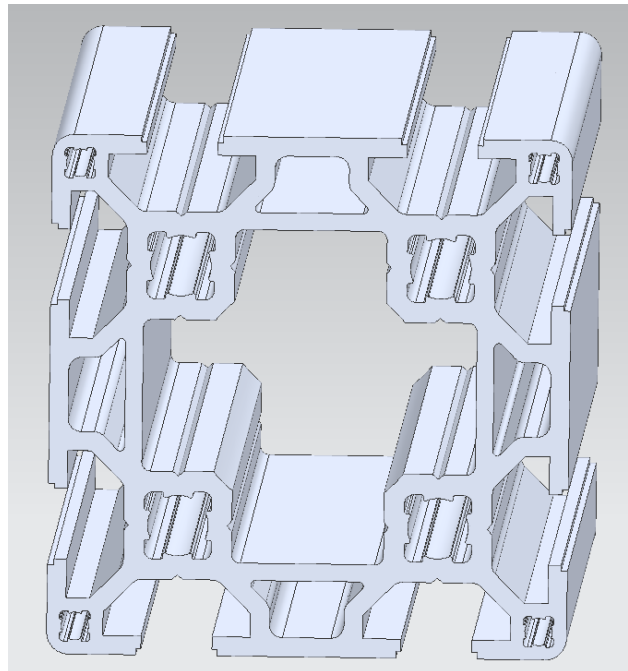
Con esta disposición de tornillos y diseño de placas aseguramos que en situaciones de sí refrigeración y no apriete por parte de las placas móviles, la flexión de las placas empujadoras no comprometa la integridad de las placas de grafito.

#### 4.3.2 ALIGERANDO EL BASTIDOR

En esta última fase también se ha considerado la opción de seguir reduciendo el peso del conjunto. Para ello, se ha optado por sustituir las barras del bastidor que anteriormente estaban fabricadas de un perfil estructural de S275 por un perfil comercial de extrusión de Aluminio.

Otra de las causas que incentivó este cambio fue el hecho de tener que comprar una longitud mínima de los perfiles de acero estructural de 6 metros. Ello viene justificado porque normalmente se necesitan grandes cantidades de estos perfiles para conformar una estructura. En contraposición, los perfiles de aluminio extruido se venden en lotes más pequeños ya que los usos de estos perfiles suelen limitarse a escalas mucho menores. Por ello, se cree que será un cambio doblemente positivo.

Las dimensiones de estos perfiles son muy variadas, habiéndose elegido nuevamente un perfil 80x80 de dimensiones exteriores.



*Ilustración 71: Perfil de aluminio extruido*

La forma de unir ahora las barras del bastidor entre sí será mediante escuadras atornilladas en las esquinas, por lo que no serán necesarios cordones de soldadura como ocurría con los tubos de acero. Esto reduce las deformaciones originadas en el proceso de montaje del bastidor, por lo que usando estos perfiles de aluminio podríamos prescindir del uso de la placa plana, reduciendo nuevamente costes y peso del conjunto.

#### 4.3.3 REDUCIENDO COSTES

Puesto que al final de esta fase se busca tener un diseño que vaya a ser lanzado a fabricación, se ha decidido buscar una reducción de costes de ciertos elementos críticos.

Tal y como se analizó en el capítulo 4.2.8, había ciertos componentes que o bien por cantidad, o bien por precio unitario, podrían ser sustituidos por otros más económicos de características similares.

El primer aspecto que ha sido considerado ha sido el de sustituir los **cilindros hidráulicos**. Como se indicaba en aquel capítulo, Enerpac se dedica a fabricar equipamiento para aplicaciones críticas, por lo que la calidad de los productos es muy alta. Además, los requerimientos de fuerza máxima que debe ser capaz de realizar cada cilindro son mucho menores, concretamente, cada cilindro debe ser capaz de hacer unas 1,1147Tn de fuerza máxima.

Para ello, se han buscado cilindros que pese a poseer una fuerza máxima de 10Ton, su precio es de 76,95€ cada uno. Además, sus dimensiones y carrera son

muy similares a las de los Enerpac RC51. El cilindro del que hablamos es el **Leonet Servis PISTONH** con referencia 0998. El ahorro usando los ocho actuadores de este fabricante es de 2456,4€.

Una de las ventajas de utilizar todos los componentes hidráulicos del mismo fabricante, es que la compatibilidad entre ellos está asegurada. Al haber cambiado los actuadores, posiblemente haya que realizar adaptaciones en alguna de las conexiones.



*Ilustración 72: Actuator hidráulico alternativo para reducir costes.*

Otro de los componentes comerciales que afectaba negativamente a los costes del conjunto eran los **casquillos** de Hasco. El caso de estas piezas es bastante similar a lo que ocurría con los actuadores: la calidad del producto es muy alta ya que debería soportar un gran número de ciclos expuesto a altas cargas, ya que están diseñados para aplicaciones de moldería.

Un buen sustituto para estos casquillos serían otros fabricados de **Iglidur**, un material de muy baja fricción que a su vez presenta buenas propiedades mecánicas, térmicas y tribológicas.

También se ha venido empleando en aplicaciones de prototipado rápido de piezas que tengan movimiento relativo sobre otras, ya que es un material de bajo coste.

*NOTA: cuando decimos que es de bajo coste, lo hacemos comparándolo con los materiales que se han venido usando en este documento. Si se compara con otros materiales de impresión 3D es caro, pero posee cualidades que lo justifican: es muy fácil de procesar; no requiere mantenimiento y sufre muy poco desgaste; es retardante de llama; alcanza temperaturas de más de 180 °C en funcionamiento continuo; es apto para contacto con alimentos, etc.*

En este sentido, se ha optado por unos casquillos **Igus Iglidur M250**, cuyas dimensiones son prácticamente iguales que los que se habían seleccionado previamente de Hasco. El precio unitario de cada casquillo de Iglidur (de nuestras dimensiones) es de 3,28€. La reducción de costes al sustituir los cuatro casquillos será de 275,2€.



*Ilustración 73: Casquillo alternativo de Iglidur*





## 5 CONCLUSIONES

Los equipos de ensayos de MEAs de pilas PEM actuales son capaces de realizar ensayos bajo condiciones controladas y con una fácil maniobrabilidad de sus componentes. No obstante, sólo son capaces de hacerlo para un tamaño y forma de MEA fijos. Por ello, se ha desarrollado un equipo que preserve todas las ventajas de los equipos de testeo de MEA actuales, y además, otorgue **flexibilidad** para ensayar MEAs de **diferentes tamaños y relaciones de aspecto**.

Para orientar el diseño de la instalación, se ha hecho un estudio de pilas de combustible PEM comerciales. Las características y prestaciones de estas pilas, servirán para definir una serie de **requisitos técnicos** de nuestro banco de ensayos.

En primer lugar, se ha establecido un **requisito dimensional**: debemos poder ensayar MEAs de tamaño igual o mayor a la MEA más grande de la población estudiada. En este sentido, la más grande correspondía a la Ballard FCGen HPS, con un área activa cercano a  $900 \text{ cm}^2$  repartidos con una alta relación de aspecto, llegando a tener  $485 \text{ mm}$  su lado mayor. Para dar cobertura no sólo a MEAs de este tamaño, sino a las futuras generaciones que previsiblemente tendrán mayores áreas activas, se ha optado por diseñar la instalación con un área útil de ensayo de  $520 \times 520 \text{ mm}^2$ . El hecho de haberse diseñado de forma cuadrada, ha sido para poder ensayar las MEAs en sus orientaciones de trabajo habituales.

Muy ligado al **tamaño** vienen el resto de requisitos técnicos: al ser el tamaño de MEA más grande, las intensidades a gestionar serán más grandes, al igual que las potencias térmicas a extraer de las MEAs, y la fuerza que se debe de hacer para alcanzar las presiones de apriete deseadas. El hecho de ensayar tamaños grandes ha abierto la puerta a soluciones técnicas que en los anteriores equipos de ensayos no se habían planteado, la mayoría de ellos para evitar grandes deformaciones debidas a flexión.

Las prestaciones de la MEA vienen dadas por su curva de polarización. Al ensayar una sola MEA, los **requisitos eléctricos** debidos a tensión no serán importantes, pero si lo serán los asociados a las **intensidades**. La intensidad vendrá dada por la densidad de corriente y el área activa, por lo que el tamaño de la MEA adquiere gran importancia. Como se ha visto, las MEAs que son capaces de alcanzar densidades de corriente más altas no poseen grandes áreas activas por esta misma razón, que radica en la dificultad de la gestión de esa corriente.

En este sentido, hemos hecho un análisis de las intensidades que se pueden extraer de cada pila estudiada, y hemos seleccionado el valor de intensidad más grande y le hemos aplicado un coeficiente de seguridad para cubrir el desarrollo tecnológico de las pilas de próximas generaciones. Con este valor de intensidad se han seleccionado unos conectores eléctricos que extraerán la corriente del banco de ensayos y la llevarán al equipo de adquisición de datos.

Por otra parte, se ha visto que el punto de **funcionamiento habitual de una pila de combustible** integrada en un automóvil junto a un conjunto de baterías no suele ser en la zona de altas densidades de corriente, sino que se sitúa en la zona de alto voltaje donde el rendimiento de la pila es más alto y la degradación de la membrana es menor. En este sentido, las pilas servirán para respaldar a las baterías, que serán las que soporten los cambios en el grado de carga en primera instancia.

Los **requisitos térmicos** están íntimamente ligados a los requisitos eléctricos. Al movernos hacia densidades de corriente más altas, también nos estaremos moviendo hacia tensiones y rendimientos menores, por lo que la fracción de energía que se extrae como electricidad baja y sube la disipada en forma de calor. Para satisfacer los requisitos térmicos se ha hecho un análisis similar al eléctrico, viendo cuáles serán las potencias térmicas más grandes que debemos extraer de una MEA ensayada.

En este sentido, se ha hecho un análisis de los **mecanismos** de transmisión de calor **más restrictivos** para evacuar el calor generado en las MEAs hasta el fluido refrigerante. Se ha visto que ni la transmisión por conducción a través del grafito de las placas monopolares ni la convección son restrictivas para evacuar el calor generado en una sola MEA. Se ha comentado también que quizá la mayor resistencia a la transmisión de calor resida en el contacto entre las GDL y las placas de grafito, donde jugará un papel clave el grado de apriete que se le da a la MEA.

El hecho de haber optado por **refrigeración líquida** ha sido por razones de atemperamiento y no tanto de refrigeración, ya que de esta manera se acelera el proceso de activación de la membrana y se pueden ensayar las MEAs bajo condiciones similares a un arranque en frío, para lo que se ha seleccionado una mezcla de agua-etilenglicol.

Se ha explicado que para que una pila de combustible funcione en condiciones óptimas, la hay que conferir un **adecuado grado de apriete**. Las pilas se aprietan para lograr que el contacto entre las GDL y las placas de grafito sea adecuado y el transporte de calor y electrónico sea correcto. No obstante, a partir de cierta compacidad los efectos logrados son contraproducentes ya que si se presiona en exceso la GDL, los huecos que quedan para que pasen los reactivos hacia las capas catalíticas y para evacuar el agua son más pequeños y pueden bloquearse.

Viendo la bibliografía existente al respecto, se ha concluido que existe un intervalo de valores de apriete en torno a **1 MPa** que parece ser óptimo para el correcto funcionamiento de la MEA. En este sentido, se necesitará hacer una fuerza para alcanzar ese grado de compacidad, que será mayor cuanto mayor sea el área de la MEA a ensayar. Se han expuesto las **diferentes opciones para realizar la fuerza** necesaria, llegando a elegir un conjunto de cilindros hidráulicos por poder alcanzar la fuerza objetivo sin mecanismos auxiliares de multiplicación de fuerzas y por permitir controlar de manera sencilla la presión de apriete sobre la MEA.

Una vez elegimos la forma en la que se realizaría la fuerza, se ha hecho un **estudio de las deflexiones** inducidas en ciertas partes críticas. El hecho de necesitar deflexiones pequeñas radica en la necesidad de poder realizar un **apriete** lo más **plano** posible sobre la MEA, por razones de funcionamiento de la misma y por razones de integridad de las **placas de grafito**, que son susceptibles de sufrir un fallo frágil.

Se han realizado diferentes **estudios paramétricos** para estudiar la influencia de algunos parámetros sobre las deformaciones, concluyendo que las variables más importantes son la **longitud** de flexión y la **rigidez**, que engloba el módulo de Young del material y la inercia de la sección.

El **diseño** de la instalación se ha hecho en tres **etapas**, yendo desde una fase donde se exponían diferentes conceptos hasta una donde se ha detallado el concepto que fue elegido en la primera fase. Se ha explicado que basar el diseño de esta instalación en los diseños de equipos de testeo para MEAs pequeñas (un único actuador y apriete asimétrico) no es viable técnicamente por las dificultades que surgen al haber una gran fuerza en juego y longitudes de flexión muy grandes que dan lugar a deformaciones inaceptables sobre componentes clave.

El concepto seleccionado se basa en un reparto de presiones que simula una **presión hidrostática**, que se consigue mediante un **apriete simétrico** y da lugar a deformaciones prácticamente nulas en los componentes que así lo requieren.

Gran parte del documento trata sobre el proceso de diseño de este concepto, **exponiendo** diferentes **alternativas** para resolver cada cuestión técnica y **justificando las decisiones** tomadas.

Con el diseño realizado, se ha hecho una **estimación de los costes** asociados a la **fabricación** del prototipo, incluyendo los costes de componentes comerciales, el material de componentes de fabricación propia y la propia fabricación de estos componentes no comerciales. Viendo los resultados de la estimación de costes, se ha hecho un esfuerzo por reducir los costes de componentes comerciales críticos como los cilindros hidráulicos y los casquillos, y ha dado lugar a pensar en métodos de fabricación alternativos de ciertos componentes de fabricación propia como los conos de transmisión de fuerzas.

Viendo el diseño final se plantean también una serie de **posibles mejoras** que pueden ser abordadas en futuros trabajos, basadas en el concepto aquí expuesto. En primer lugar, si bien el **casette** ha sido definido prácticamente por completo en la última fase de diseño, debe realizarse un esfuerzo adicional para detallar el método de sujeción del cassette a las placas móviles en el caso de tratarse de MEAs pequeñas y detallar las conexiones de entradas y salidas de reactivos en función de los *stoich* seleccionados. Otra posible mejora del cassette sería incorporar un **accesorio de mapeo matricial** para visualizar la distribución de producción de corriente, temperatura, etc. estos equipos son suministrados por terceros pero el diseño del cassette debe de estar adaptado para la implementación de estos dispositivos.

También, puede hacerse un estudio de la **fabricación de componentes críticos** para rebajar los costes del conjunto o rediseñar dichas partes.

Otra línea de trabajo, que a priori parece ser la más interesante, radica en la **optimización del número de apoyos hidráulicos** y su selección, ya que al poner mayor número de cilindros podremos permitirnos que estos sean de menores prestaciones, más baratos, y cada uno tenga que hacer una fuerza menor por lo que el apriete conseguido sería más uniforme. También en relación con la instalación hidráulica, podría optimizarse la **selección de la bomba**: podría pensarse en un equipo automático que se encargase de llevar las placas móviles hasta el punto donde empezasen a compactar el cassette, y desde ahí, mediante una válvula, pasar a emplear la bomba manual ya que con ella se consigue un buen control sobre la presión de suministro. Otra alternativa sería simplemente automatizar todo el sistema de bombeo, lo cual restaría complejidad y aportaría confort de operación.

Por último, puede pensarse en una manera de **escalar el sistema** aquí expuesto para pasar de testear pilas de automoción a pilas que posean áreas activas mayores, como pilas de aviones, de aplicaciones aeroespaciales, marinas, etc.



## 6 BIBLIOGRAFÍA

- Abbas, Q., Mirzaeian, M., Hunt, M. R. C., Hall, P., & Raza, R. (2020). Current state and future prospects for electrochemical energy storage and conversion systems. In *Energies* (Vol. 13, Issue 21). MDPI AG. <https://doi.org/10.3390/en13215847>
- Bates, A., Mukherjee, S., Hwang, S., Lee, S. C., Kwon, O., Choi, G. H., & Park, S. (2013). Simulation and experimental analysis of the clamping pressure distribution in a PEM fuel cell stack. *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(15), 6481–6493. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.03.049>
- Chen, C., Levitin, G., Hess, D. W., & Fuller, T. F. (2007). XPS investigation of Nafion® membrane degradation. *Journal of Power Sources*, 169(2), 288–295. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2007.03.037>
- Hu, G., Wu, X., Suo, Y., Xia, Y., Xu, Y., & Zhang, Z. (2018). Finite element analysis of PEMFC assembling based on ANSYS. *International Journal of Electrochemical Science*, 13(2), 2080–2089. <https://doi.org/10.20964/2018.02.60>
- Huang, X., Zhang, Z., Member, S., Jiang, J., & Member, S. (2006). *Fuel Cell Technology for Distributed Generation: An Overview*.
- Jung, J. H., & Ahmed, S. (2010). Dynamic model of PEM fuel cell using real-time simulation techniques. *Journal of Power Electronics*, 10(6), 739–748. <https://doi.org/10.6113/JPE.2010.10.6.739>
- Mason, T. J., Millichamp, J., Neville, T. P., El-Kharouf, A., Pollet, B. G., & Brett, D. J. L. (2012). Effect of clamping pressure on ohmic resistance and compression of gas diffusion layers for polymer electrolyte fuel cells. *Journal of Power Sources*, 219, 52–59. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2012.07.021>
- Noussan, M., Raimondi, P. P., Scita, R., & Hafner, M. (2021). The role of green and blue hydrogen in the energy transition—a technological and geopolitical perspective. In *Sustainability (Switzerland)* (Vol. 13, Issue 1, pp. 1–26). MDPI AG. <https://doi.org/10.3390/su13010298>
- Parra, D., Valverde, L., Pino, F. J., & Patel, M. K. (2019). A review on the role, cost and value of hydrogen energy systems for deep decarbonisation. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 101, pp. 279–294). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.11.010>

- The World Bank*. (2022). <https://datatopics.worldbank.org>
- BP Statistical Review of World Energy*. (2022). Recuperado de <https://www.bp.com/en/global//energy>
- Our World in data*. (2019). <https://ourworldindata.org/energy>
- Charlotte Hussy. (2022). Water electrolysis explained-the most Power-to-X processes. *PtX Hub*. <https://ptx-hub.org/water-electrolysis>
- International Energy Agency (IEA)*. (2022). <https://www.iea.org/sankeylance>
- K.P. Boy (23 agosto 2008). Wikipedia. <https://commons.wikimedia.org>
- Horrillo, A. (2020). TEMA 1: conceptos electroquímica. *Apuntes del máster de energía Eii UVA*. Valladolid, España.
- Argonne National Laboratory, Transport Canada y Environment and Climate Change Canada. (2018). TECHNOLOGY ASSESSMENT OF A FUEL CELL VEHICLE: 2017 TOYOTA MIRAI
- Dr. Colleen Spiegel. (2018). Fuel Cell Heat Flow. *Fuel Cell Information*. Recuperado de <https://www.fuelcellstore.com/blog-section/fuel-cell-heat-flow>
- Teknolabor. (2022). <https://www.teknolabor.com/en>
- Rectificadores Guasch S.A. (2022). CARACTERÍSTICAS DEL LÍQUIDO DE REFRIGERACIÓN.
- Eficiencia energética. (2015). TABLAS DEL ETILENGLICOL Y PROPILENGLICOL. El colector solar 2. Recuperado de: <https://certificacionenergetica.info/category/termica-solar/tablas/>
- Enerpac. (2022). <https://www.enerpac.com/en-gb/home>
- R.G.Budynas y J.K.Nisbett. (2008). *Apéndice A: tablas útiles*. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. McGrawHill Interamericana.
- Igus. (2022). <https://www.igus.es/iglidur/cojinetes-de-plastico>

## 7 ANEXOS



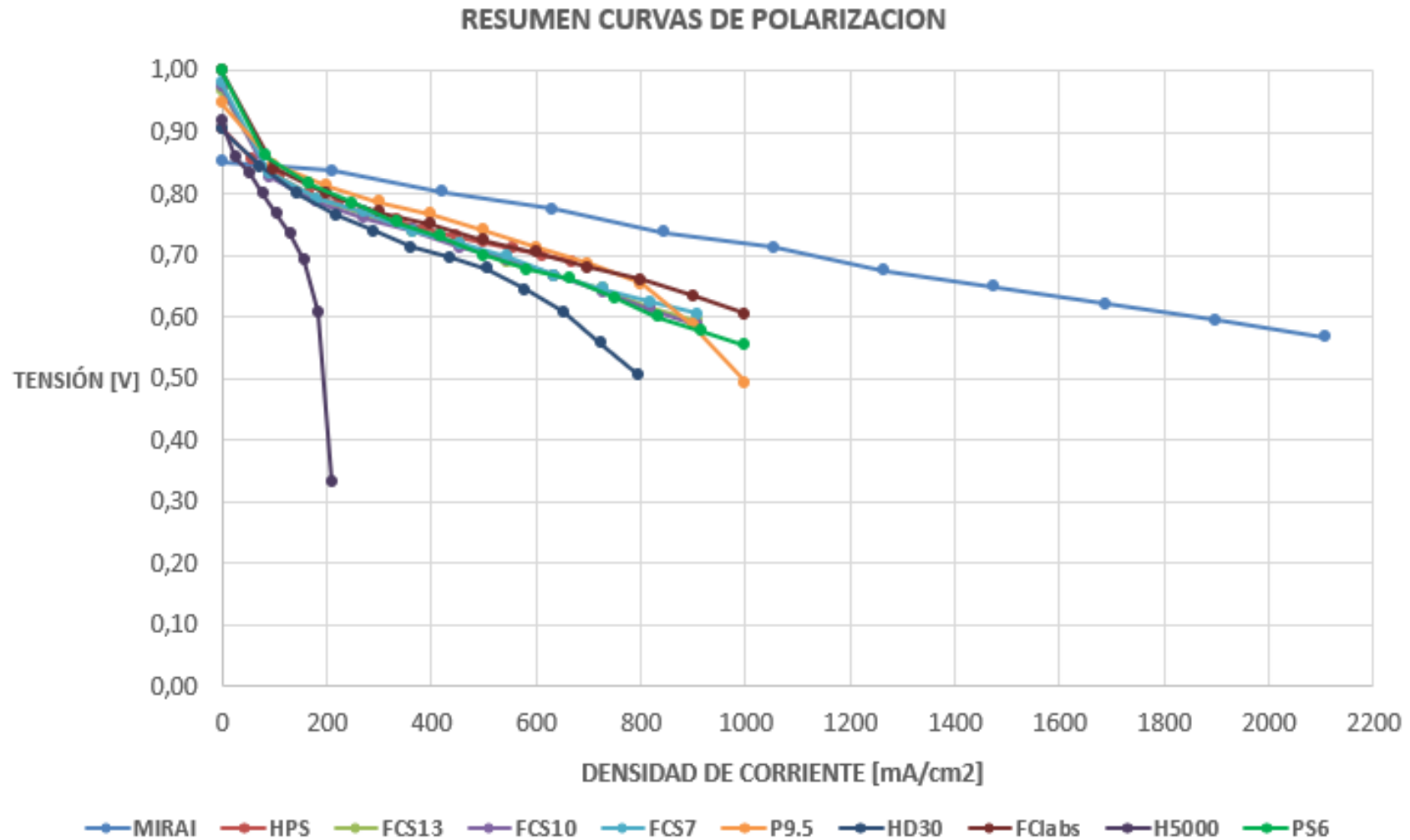


Universidad de Valladolid





## 7.2 CURVAS DE POLARIZACIÓN DE PILAS COMERCIALES





Universidad de Valladolid





### 7.3 EBOM COMPLETA DE LA FASE B

A	E	G	H	I	J	K	L
Descriptive Part Name	Coun	Self manuf:	Commerci	Unit cost	Total		
Sections							
00001_003822_FASE-B	215				12506,93		
00000_003822 (BANCADA)	8				704,69		
10026_003822_BARRA-CORTA-BASTIDOR x	2	X		15,2	30,4		
10027_003822_PLACA-BASTIDOR	1	X		53,46	53,46		
10025_003822_BARRA-LARGA-BASTIDOR x	2	X		113,04	226,08		
10028_003822_SOPORTE-BOMBA	1	X		14,75	14,75		
P141-ENERPAC-BOMBA-MANUAL	1		X	380	380	RS PARTS	
00100_003822 (GUÍAS LINEALES)	15				785,04		
10011_003822_GUIA-LINEAL x 2	2		X	150	300	RS COMPONENTS	
10012_003822_CARRITO-LINEAL x 4	4		X	120	480	SP PARTS	
DIN-7991_M8x20 x 8	8		X	0,63	5,04	TORVIGO	10.9 ZINCADO
00300_003822 (CONJUNTO PLACA FIJA L)	31				2751,31		
RC51- ENERPAC-ACTUADOR x 4	4		X	384	1536	RS PARTS	
10005_003822_PLACA-FIJA	1	X		1022	1022		
A64-ENERPAC-COLECTOR	1		X	177	177	RS PARTS	
10031_003822_PLETINAS-PF x 2	2	X		4,5	9		
DIN-912_M8x40 x 14	14		X	0,335	4,69	TORVIGO	8.8 ZINCADO
DIN-912-M6x50 x 8	10		X	0,262	2,62	TORVIGO	8.8 ZINCADO
00500_003822 (CONJUNTO PLACA MOVIL R)	44				2722,05		
10009_003822_CONO-TRANSM x 4	4	X		412	1648		
10006_003822_PLACA-MOVIL	1	X		877	877		
10015_003822_ALINEADORES-CARRITOS	1	X		28,5	28,5		
10010_003822_INSULATOR	1	X			0		
HASCO-CASQ-AUTOLUB x 2	2		X	71,26	142,52	HASCO	Z1000w
DIN-912_M5x10 x 8	8		X	0,3	2,4	TORVIGO	8.8 ZINCADO
DIN-7991_M8x40 x 16	16		X	0,41	6,56	TORVIGO	10.9 ZINCADO
DIN-912-M8x20 x 5	5		X	0,67	3,35	TORVIGO	8.8 ZINCADO
10029_003822_INTERMEDIA-ACTUADORES	1	X		12,56	12,56		
DIN-7991-M8x25 x 4	4		X	0,29	1,16	TORVIGO	10.9 ZINCADO
00600_003822 (CONJUNTO COLUMNA A)	9				35,24		
DIN-125-1-a_31-140_hv_stp x 2	2		X	0,86	1,72	TORVIGO	ZINCADO
10016_003822_MUELLE	1		X	3,1	3,1	FEDERNESHOP	D-2882-13
10007_003822_COLUMNA	1	X		25,5	25,5		
DIN-934_M30-6 x 2	2		X	2,46	4,92	TORVIGO	NORMAL
10018_003822_TOPES-COLUMNAS x 2	2		X		0		



Universidad de Valladolid



## 7.4 CÁLCULOS DE CAJERAS PARA O-RINGS

**Sizing Selection**

O-ring Size Code:  Size Search

OR		Nominal	Tolerance	Limit	Min	Max	
$\varnothing d1$	Inner Diameter	<input type="text" value="7.650"/>	ISO 3601-1 B	$\pm$ <input type="text" value="0.170"/>	<input type="text" value="7.480"/>	<input type="text" value="7.820"/>	mm
$\varnothing d2$	Cross section	<input type="text" value="1.780"/>		$\pm$ <input type="text" value="0.080"/>	<input type="text" value="1.700"/>	<input type="text" value="1.860"/>	mm

Groove		Nominal	Tolerance	Lower	Upper	Min	Max	
$\varnothing d8$	Inner diameter	<input type="text" value="7.900"/>	<input type="text" value="h9"/>	<input type="text" value="-0.036"/>	<input type="text" value="0.000"/>	<input type="text" value="7.864"/>	<input type="text" value="7.900"/>	mm
b	Width	<input type="text" value="2.400"/>	<input type="text" value="Rec"/>	<input type="text" value="0.000"/>	<input type="text" value="0.200"/>	<input type="text" value="2.400"/>	<input type="text" value="2.600"/>	mm
h	Depth	<input type="text" value="1.250"/>	<input type="text" value="Rec"/>	<input type="text" value="0.000"/>	<input type="text" value="0.100"/>	<input type="text" value="1.250"/>	<input type="text" value="1.350"/>	mm
r	Radius	<input type="text" value="0.100"/>	<input type="text" value="Rec"/>	<input type="text" value="-0.100"/>	<input type="text" value="0.100"/>	<input type="text" value="0.000"/>	<input type="text" value="0.200"/>	mm

**Results**

● Recommended 
 ▲ Warning 
 ✘ Critical 
 ?

Results	Recommendation	Min	Max	
Stretch of OR inner- $\varnothing$ <span>?</span>	0 ... 6	<span style="color: green;">●</span> <input type="text" value="0.6"/>	<input type="text" value="5.6"/>	%
Compression of OR $\varnothing d2$ <span>?</span>	21 ... 36	<span style="color: orange;">▲</span> <input type="text" value="20.5"/>	<input type="text" value="33.0"/>	%
Gland fill <span>?</span>	60 ... 90	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value="83.4"/>	%
Total deformation force <span>?</span>		<input type="text" value="40"/>	<input type="text" value="112"/>	N



Universidad de Valladolid



## EPÍLOGO

Este trabajo ha sido mi primer proyecto real de Ingeniería, en el que he analizado los productos de testeo de MEAs existentes, he identificado una carencia en ellos, y lo he dado una solución que es tecnológicamente viable, que cumple los requisitos para realizar ensayos válidos y concluyentes, y está listo para lanzarse a fase de fabricación.

En este proyecto he usado diversos conocimientos adquiridos en el Grado en Ingeniería Mecánica, relacionados sobre todo con el diseño asistido por ordenador, la mecánica de sólidos, transmisión de calor, mecánica de fluidos y electrotecnia. Estos conocimientos han sido complementados con todos los relacionados con las tecnologías del hidrógeno y las pilas de combustible que he adquirido en las 900 horas que llevo en la Fundación Cidaut.

El haber estado aquí durante este tiempo me ha ayudado a ampliar mis conocimientos técnicos, a asentar los que ya poseía y a generar capacidad de abstracción en problemas de ingeniería complejos.

Otra de las razones por las que este proyecto ha resultado tan enriquecedor ha sido el estar rodeado de un equipo de trabajo al cual admiro enormemente. Todas y cada una de las personas del Departamento de Energía merecen una mención aquí por su hospitalidad, profesionalidad e interés por enseñar y no dejar de aprender.

También me gustaría agradecer a mi profesor y tutor académico, Alfonso Horrillo, la oportunidad que me brindó al abrirme las puertas de la empresa donde ha comenzado mi carrera profesional y de la que tan orgulloso estaré siempre.

No podía irme sin agradecer a Luis Aldea Fernández, mi tutor, todos y cada uno de los conocimientos de ingeniería, y sobre todo de pensamiento crítico, que me ha ayudado a adquirir. Este proyecto no hubiese sido lo mismo sin tu guía. Gracias.

Por último, me gustaría hacer una mención especial a mis padres, por inculcarme unos valores que siempre llevaré conmigo y a los que atribuiré todos mis éxitos personales y profesionales. También a mis hermanos, Rodrigo y Ester; a Carmen; a mis amigos, profesores y en general a todos los que me han acompañado en este bonito camino.