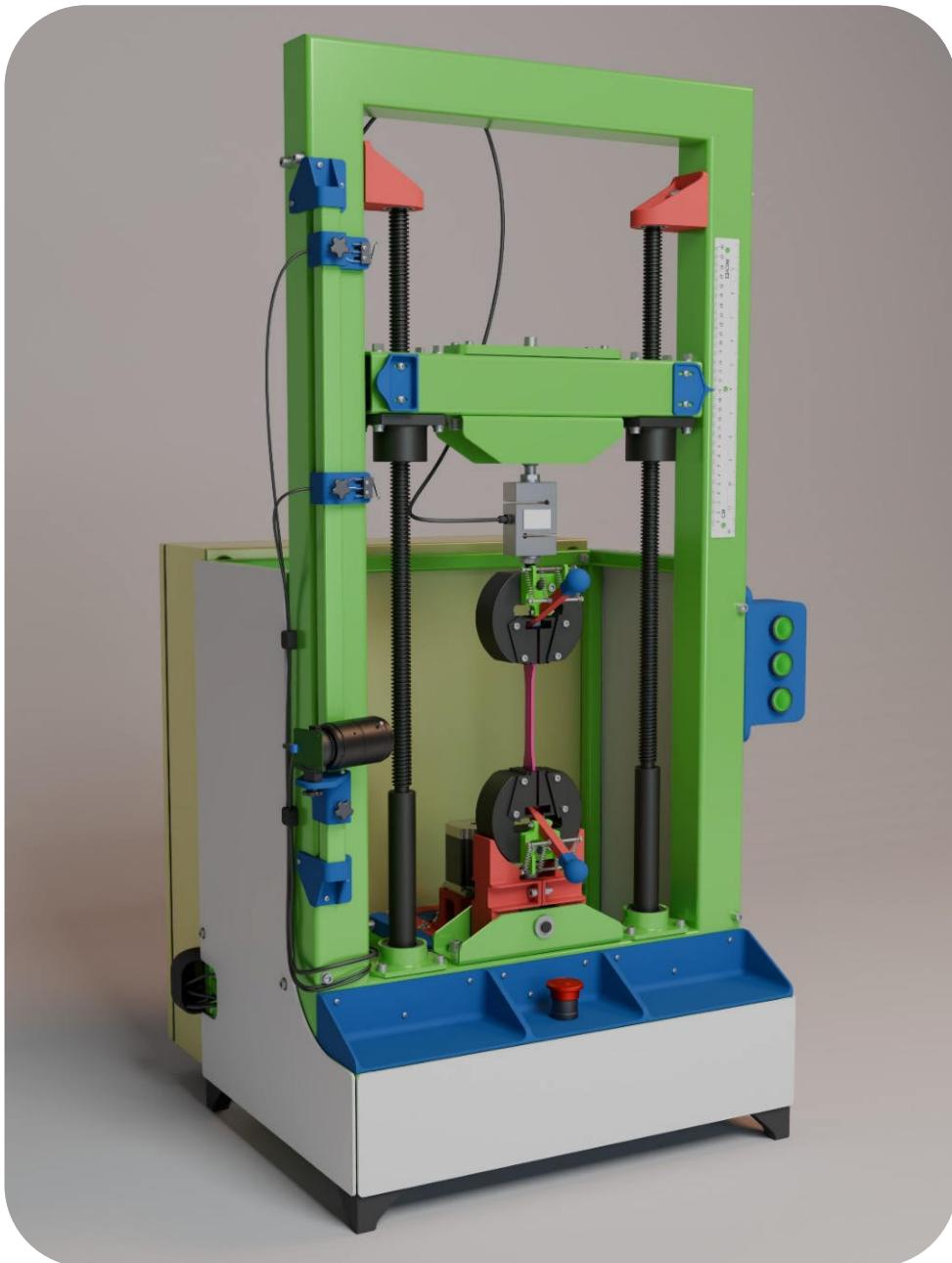


Máquina de Ensayo de Tracción de Plásticos

Diseño y cálculo según norma ASTM D638

Proyecto Final de Grado



Autor: Diego Víctor Saavedra Ravier

Director: Ingeniero Cesar Eduardo Medici

Codirector: Ingeniero Joaquín Garavaglia

Tutor: Ingeniero Martín Guillermo Reimondez

Licencia de la Obra

Esta obra, titulada “**Máquina de Ensayo de Tracción de Plásticos. Diseño y Cálculo según norma ASTM D638**”, de autoría de Diego Víctor Saavedra Ravier, se encuentra bajo una licencia Creative Commons Atribución – Compartir Igual 4.0 Internacional (**CC BY-SA 4.0**).

Esto significa que cualquier persona es libre de:

Compartir — copiar y redistribuir el material en cualquier medio o formato.

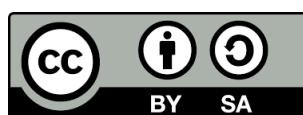
Adaptar — remezclar, transformar y construir a partir del material, para cualquier propósito, incluso comercial.

Bajo las siguientes condiciones:

Atribución — se debe dar crédito de manera adecuada, brindar un enlace a la licencia, e indicar si se han realizado cambios.

Compartir Igual — si se remezcla, transforma o crea a partir del material, se debe distribuir la contribución bajo la misma licencia.

Texto legal completo: <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.es>



CC BY-SA 4.0

Agradecimientos

A mi esposa Yanina, por acompañarme desde el inicio de mis estudios, incentivar me en los momentos más difíciles y ser un pilar fundamental en la concreción de este proyecto.

A mi familia y amigos, por su constante apoyo, comprensión y aliento a lo largo de todo este camino.

A mis colegas de trabajo, por su ayuda y colaboración desinteresada que enriquecieron mi formación y este proyecto.

A mis profesores, por su invaluable guía, paciencia y enseñanzas, que fueron esenciales para culminar con éxito esta etapa académica.

Y a mí mismo, por la determinación, la paciencia y la perseverancia necesarias para alcanzar este objetivo.

Resumen

Este proyecto se centra en el diseño de una máquina de ensayo de tracción para el análisis de plásticos fabricados mediante impresión 3D.

A diferencia de soluciones comerciales, esta máquina busca ser económica, accesible y de fácil fabricación, cumpliendo con los requisitos establecidos por la norma ASTM D638, la cual define el método estándar para ensayos de tracción en materiales plásticos.

En el desarrollo se abordan desafíos mecánicos como asegurar una baja deformación total de la máquina durante los ensayos, mediante un proceso de diseño iterativo y el análisis de elementos finitos. Además, se incorporan componentes Impresos en 3D en partes funcionales de la máquina, como la caja reductora, reduciendo significativamente los costos de fabricación.

La motivación principal surge de la necesidad de comprender y analizar las propiedades mecánicas de los plásticos utilizados en la impresión 3D, información que suele ser limitada o directamente omitida por parte de los fabricantes de insumos.

Esta máquina permitirá evaluar cómo las variables introducidas por la manufactura aditiva influyen en la resistencia de los materiales, abriendo nuevas vías de investigación tanto para la industria plástica como para instituciones públicas con recursos limitados.

Palabras claves: Tracción de plásticos; Máquina UTM; ASTM D638; ISO 527; Manufactura aditiva; Impresión 3D.

Abstract

This project focuses on the design of a Universal Testing Machine (UTM) for the analysis of plastics manufactured through 3D printing.

Unlike commercial solutions, this machine aims to be cost-effective, accessible, and easy to manufacture, complying with the requirements established by the ASTM D638 standard, which defines the standard method for tensile testing of plastic materials.

The development addresses mechanical challenges such as ensuring minimal overall deformation of the machine during testing, through an iterative design process and finite element analysis (FEA). Additionally, 3D printed components are incorporated into functional parts of the machine, such as the gearbox, significantly reducing manufacturing costs.

The main motivation arises from the need to understand and analyze the mechanical properties of plastics used in 3D printing, information that is often limited or entirely omitted by material suppliers.

This machine will enable the evaluation of how variables introduced by additive manufacturing (AM) affect material strength, opening new research opportunities both for the plastics industry and for publicly funded institutions with limited resources.

Keywords: Plastic tensile testing; UTM; ASTM D638; ISO 527; Additive Manufacturing; 3D Printing.

Índice de Contenido

1.	Introducción	1
1.1	Contexto y justificación	1
1.2	Impacto potencial y aplicaciones	2
1.3	Relevancia académica y profesional	3
1.4	Objetivos	3
1.4.1	Objetivo general	3
1.4.2	Objetivos específicos	4
1.5	Alcance	4
2.	Estudio Preliminar	6
2.1	Metodología Preliminar:	6
2.2	¿Qué ensayo utilizar?	6
2.2.1	Ensayo de tracción	6
2.2.2	Ensayo de flexión:	6
2.2.3	Ensayo de impacto:	7
2.3	Selección de Norma para Ensayo de Tracción, ASTM D638 vs ISO 527	7
2.4	Estimación de la capacidad de la máquina	9
3.	Especificación de Requerimientos para la Máquina	12
3.1	Contexto de uso	12
3.1.1	Condiciones de operación	12
3.1.2	Esquema del equipo	12
3.2	Requerimientos generales	13
3.2.1	Requerimientos funcionales generales	13
3.2.2	Requerimientos no funcionales generales	14
3.3	Requerimientos específicos	14
3.3.1	Requerimientos funcionales específicos	14
3.3.2	Requerimientos no funcionales específicos	15
4.	Diseño Preliminar de la Máquina	16
4.1	Componentes y funcionamiento	16
4.2	Capacidad de la máquina	18
5.	Selección de Componentes	19
5.1	Tornillo de potencia	21
5.1.1	Selección del tipo de tornillo de potencia.	21

5.1.2	Cálculo de \emptyset del tornillo por RPM críticas	22
5.1.3	Cálculo del torque necesario	24
5.1.4	Resumen.....	28
5.2	Sistema de transmisión.....	29
5.2.1	Transmisión con poleas sincrónicas.....	30
5.2.2	Diseño propuesto de la caja reductora	45
5.2.3	Fabricación y prueba de la caja reductora V4	49
5.2.4	Caja reductora V5	58
5.2.5	Diseño propuesto del sistema de transmisión.....	69
5.3	Rodamientos.....	74
5.3.1	Rodamientos para tornillo de potencia	74
5.3.2	Rodamientos para la caja reductora v4	83
5.3.3	Resumen.....	95
5.3.4	Conclusión	95
5.4	Tuerca de potencia	96
5.4.1	Geometría y dimensiones.....	97
5.4.2	Materiales	97
5.4.3	Consideraciones de montaje y manufactura	99
5.5	Mordaza.....	100
5.5.1	Diseño y consideraciones de las mordazas	103
5.5.2	Lo que la norma aconseja.....	103
5.5.3	Probetas	103
5.5.4	Dimensiones del conjunto mordazas con probetas	104
5.5.5	Cálculos de esfuerzos y consideraciones de diseño en las mordazas	105
5.6	Celda de carga.....	133
5.6.1	Cómo funciona una celda de carga.....	133
5.6.2	Tipos de celdas de carga	133
5.6.3	Uso en máquinas de ensayo de tracción	136
5.6.4	Importancia de la celda de carga	137
5.6.5	Precisión de la celda de carga	138
5.6.6	Interfase entre la celda de carga y el microcontrolador	139
5.7	Rótulas	140
5.8	Perno de unión de mordaza y pasador de sujeción mordaza.....	142
5.8.1	Calculo FEA del perno de sujeción mordaza y pasador.....	142
5.8.2	Conclusión	144
5.9	Pasadores de sujeción a rotulas	145

5.9.1	Conclusión	149
5.10	Extensómetro	150
5.10.1	Propuesta de elección de un sistema de correlación de imágenes digitales (DIC) ...	151
5.10.2	Requerimientos de la norma	152
5.10.3	Ejemplo práctico con probeta tipo I	153
5.10.4	Selección de la Cámara	155
5.10.5	MP requeridos según la elongación de la probeta	156
5.10.6	Propuesta del uso de DIC con Raspberry Pi y cámara de Arducam de 108MP	158
5.10.7	Alternativas de hardware	159
5.10.8	Software para DIC y proyectos open source.....	161
5.10.9	Conclusión.....	163
5.11	Controlador del motor paso a paso	164
5.11.1	Justificación de la elección del controlador DM542E para el motor D57CM31	166
5.12	Electrónica de control	168
5.12.1	Electrónica propuesta	169
5.12.2	Controles de mandos	173
5.13	Diseño de la lógica de programación	174
5.13.1	Funciones	174
5.14	Selección de componentes eléctricos	176
5.14.1	Diseño eléctrico.....	176
5.14.2	Selección de las fuentes de potencia	176
5.14.3	Selección de componentes eléctricos.	177
6.	Requerimientos Mecánicos según Norma.....	180
6.1	Requerimiento de la norma	180
6.2	Análisis.....	181
6.3	Objetivo y justificación de la norma con el punto 5.1.6	183
6.4	Longitud total de la máquina	185
6.5	Método de acumulación de energía por deformaciones	189
6.5.1	Requisitos previos.....	189
6.5.2	Consideraciones de las deformaciones longitudinales	190
6.5.3	Consideraciones de las deformaciones por flexión.....	190
6.5.4	Equivalente mecánico con resortes	191
6.6	Deformaciones en componentes de la máquina con método FEA.....	195
6.6.1	Condiciones de simulación	197
6.6.2	Conjunto mordaza [1]	198
6.6.3	Pasador mordaza [2].....	201

6.6.4	Perno de unión mordaza [3]	204
6.6.5	Rótula inferior [4]	206
6.6.6	Pasador rotula inferior [5]	209
6.6.7	Conjunto travesaño fijo [6]	211
6.6.8	Tornillo de potencia [7].....	214
6.6.9	Tuerca de potencia [8]	216
6.6.10	Conjunto travesaño móvil [9]	218
6.6.11	Pasador rotula superior [10]	221
6.6.12	Rótula superior [11]	223
6.6.13	Celda de carga [12].....	223
6.6.14	Sumatoria de las deformaciones longitudinales de todos los componentes	228
6.6.15	Cálculo de rigidez de la máquina.....	233
6.6.16	Cálculo de la deformación unitaria longitudinal elástica de la máquina	235
6.7	Método de medición práctico.....	237
6.7.1	Probeta de prueba para registro de desplazamientos	237
6.7.2	Método de medición con comparadores.....	241
6.7.3	Método de medición con tornillo de potencia y un comparador	249
6.8	Ensayo de tracción sin el uso del extensómetro	252
6.8.1	Cálculo de deformación de probeta	254
7.	Diseño Final de la Máquina	257
7.1	Resumen de la máquina	257
7.2	Componentes principales seleccionados	258
7.3	Cumplimiento normativo.....	258
7.4	Diseño integrado.....	258
7.5	Diseño final de conjuntos	259
7.5.1	Sistema de transmisión	259
7.5.2	Marco chasis.....	260
7.6	Partes accesorias complementarias	262
7.6.1	Accesorios en la cruceta móvil	262
7.6.2	Riel porta fines de carrera y cámara	262
7.6.3	Estructura soporte.....	263
7.6.4	Pulsador de parada de emergencia y botonera de control	265
7.6.5	Asiento de mordaza.....	266
7.6.6	Sujeción y transporte de la máquina	267
7.6.7	Accesorio para calibración de la máquina	268
7.7	Capacidad máxima de extensión en probetas	270

7.8	Posibilidad de adaptar la máquina para otros ensayos	272
8.	Análisis de Costos de Fabricación	274
8.1	Alcance del análisis	274
8.2	Conjunto de piezas necesarias para ensamblar la máquina.....	275
8.3	Cotización de piezas hechas con mecanizado y calderería liviana	278
8.3.1	Materiales para la manufactura de mecanizados o calderería liviana	280
8.4	Cotización de piezas hechas con manufactura aditiva	282
8.5	Costo de cortes por CNC laser.....	282
8.6	Costo de componentes comerciales	283
8.7	Costo total de la máquina	286
8.8	Amortización de la máquina	286
8.8.1	Supuestos de cálculo	287
8.8.2	Estructura de ingresos por lote.....	287
8.8.3	Punto de equilibrio (break-even)	287
8.8.4	Plazo estimado de amortización	287
8.8.5	Factores que reducen el plazo de amortización.....	288
8.8.6	Observaciones operativas.....	288
8.8.7	Resumen.....	288
8.9	Comparación con UTM comerciales	289
9.	Conclusión.....	290
10.	Referencias.....	292
11.	Anexos.....	294
11.1	ANEXO A - Hoja de datos de insumos para la MA	294
11.2	ANEXO B – Muestra de plásticos (tabla y gráficas)	299
11.2.1	Análisis de la tabla “Muestra de Plásticos	299
11.2.2	Análisis de gráficas del anexo B	300
11.1	ANEXO C – Cálculo de elementos finitos (FEA)	305
11.1	ANEXO D – Selección de parámetros para ensayos de tracción.	306
11.1.1	Variables (tipo de probeta, espesor, tensión y esfuerzo de tensión)	306
11.1.2	Variables (tipo de probeta, e% a la rotura, velocidad del ensayo)	313
11.2	ANEXO E – Planos eléctricos	320
11.3	ANEXO F – Planos mecánicos.....	321
11.4	ANEXO G – UTM comerciales.....	324
11.4.1	Precios.....	324
11.4.2	Opciones comerciales	325
11.5	ANEXO H – UTM open hardware	328

11.5.1	Open Pull – CNC Kitchen (2019)	328
11.5.2	freeLoader - Cornell University (2011)	330
11.5.3	UTM para polímeros - Universidad de Jönköping (Suecia, 2020)	332
11.5.4	UTM para impresión 3D – Universidad Politécnica de Valencia (2021)	333
11.5.1	Comparación general	335
11.6	ANEXO I – Licenciamiento Open Hardware.....	336
11.7	ANEXO J – Manual de lectura.....	337
11.7.1	Citas y referencias	337
11.7.2	Estilo editorial	338

Índice de Figuras

Figura 2-1 Ensayos mecánicos típicos para plásticos	7
Figura 2-2 Preferencia de ASTM sobre ISO para ensayos de tracción	8
Figura 2-3 Plásticos a ensayar según la capacidad de la máquina [kN]	11
Figura 3-1 Esquema básico de una UTM	13
Figura 4-1 Esquema de componentes y esfuerzos en una máquina de ensayo de tracción	17
Figura 5-1 Selección de tornillo por RPM críticas.	23
Figura 5-2 Gráfico para selección del tornillo de potencia	24
Figura 5-3 Cálculo de torque para el tornillo según catálogo	25
Figura 5-4 Angulo de avance de la rosca.....	27
Figura 5-5 Caja reductora impresa en 3D.....	31
Figura 5-6 Esquema del sistema de transmisión	32
Figura 5-7 Curva de torque motor paso a paso NEMA 23	33
Figura 5-8 Transmisión con correa sincrónica tipo sin fin	35
Figura 5-9 Selección de pasos de correas	37
Figura 5-10 Curvas de selección de correas	38
Figura 5-11 Diagrama de potencia para correas ANSI RMA IP-24.....	39
Figura 5-12 Perfiles de correas dentadas XL y L.....	41
Figura 5-13 Tipo y ancho de correas – Megaflex.....	44
Figura 5-14 Tipo y ancho correas – Optibelt.....	44
Figura 5-15 Caja reductora motor NEMA 23 – v4	46
Figura 5-16 Vista en corte isométrica de caja reductora NEMA 23 - v4	47
Figura 5-17 Vista en corte de caja reductora NEMA 23 - v4	48
Figura 5-18 - Banco de pruebas para caja reductora V4	50
Figura 5-19 Medición de torque con pesas y poleas.....	51
Figura 5-20 Ensamble del banco de pruebas	53
Figura 5-21 Fallas y resultados en la caja reductora V4	55
Figura 5-22 Temperaturas registradas	56
Figura 5-23 Cambios en caja reductora V4 a V5	59
Figura 5-24 Mejora de la polea mando Z1	59
Figura 5-25 Polea Z4 modificaciones de V4 a V5	60
Figura 5-26 Vistas de caja reductora V5.....	60
Figura 5-27 Primera etapa de transmisión en caja reductora V4 vs V5.....	62
Figura 5-28 Ajuste de correa dentada XL con polea impresa en 3D	63
Figura 5-29 Ensamble de polea Z4 con brida a polea tambor de salida	63
Figura 5-30 Ensamble de la caja reductora V5	64
Figura 5-31 Ensamble de caja reductora V5.....	65
Figura 5-32 Ensamble completo del banco de prueba para la caja reductora V5	65
Figura 5-33 Curva de torque motor paso a paso NEMA 23	67
Figura 5-34 Sistema de transmisión	70
Figura 5-35 Esfuerzos de tensión por correa en Z5 y Z6	71
Figura 5-36 Rodamientos en el diseño preliminar	75
Figura 5-37 Esquema de esfuerzos de rodamientos en el tornillo de potencia	77
Figura 5-38 Precarga en rodamientos 30203 en uno de los 2 tornillos de potencia	81
Figura 5-39 Esfuerzos sobre ejes de caja reductora por correa 1	84
Figura 5-40 Esfuerzos sobre ejes de caja reductora por correa 2	85
Figura 5-41 Esfuerzos en eje mando.....	86

Figura 5-42 Esfuerzo en eje tensor	88
Figura 5-43 Esfuerzos en eje salida	90
Figura 5-44 Tuerca y cruceta móvil	96
Figura 5-45 Conjunto tuerca con porta tuerca	97
Figura 5-46 Solución comercial rosca ACME	99
Figura 5-47 Mordaza de Cuña	100
Figura 5-48 Mordaza de cuña con volante	101
Figura 5-49 Mordaza con ajuste de brazo palanca.....	101
Figura 5-50 Mordaza con ajuste de brazo palanca - vista corte lateral	102
Figura 5-51 Mordaza con ajuste de brazo palanca - vista frontal.....	102
Figura 5-52 Dimensiones de las probetas - dog bone	104
Figura 5-53 Extensión de resortes por apertura de cuñas	106
Figura 5-54 Vista en corte de esfuerzos de cuñas en probetas de varios espesores	108
Figura 5-55 Mordaza con modificaciones de optimización y 4 resortes	109
Figura 5-56 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción [5] – apertura de cuñas a 3,2[mm]	111
Figura 5-57 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción [5] – apertura de cuñas a 7[mm]	111
Figura 5-58 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción [5] – apertura de cuñas a 11[mm]	111
Figura 5-59 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción_v2 [5] – apertura de cuñas a 3,2 [mm]	112
Figura 5-60 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción_v2 [5] – apertura de cuñas a 7 [mm]	112
Figura 5-61 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción_v2 [5] – apertura de cuñas a 11 [mm]	112
Figura 5-62 Fuerza de apertura en brazo de sujeción_v2 [5] – apertura de cuñas a 11 [mm].....	113
Figura 5-63 Esfuerzos sobre el pivote tensor [4] para e=11[mm].	114
Figura 5-64 Tensiones en “pivot tensor” [4] para una probeta e=11[mm].....	115
Figura 5-65 Desplazamientos en "pivot tensor" [4] para probeta e=11[mm].....	116
Figura 5-66 Factor de Seguridad para "pivot tensor" [4] para Probeta e=11[mm].....	116
Figura 5-67 Esfuerzos en el conjunto mordaza	117
Figura 5-68 Esfuerzos en base al coeficiente de fricción para FT=5000[N]	121
Figura 5-69 Esfuerzos en base a la fuerza de tracción en la probeta	122
Figura 5-70 Cuñas comerciales.....	124
Figura 5-71 Coeficiente de fricción cuña-probeta en base a μCM y μCR	124
Figura 5-72 Tensión en probeta tipo I y tipo II con diferentes espesores hasta 10 [kN]	125
Figura 5-73 Tensión en probeta tipo I y tipo II con diferentes espesores Hasta 100 [Mpa]	126
Figura 5-74 Tensión en probeta tipo III con diferentes espesores hasta 10 [kN]	126
Figura 5-75 Tensión en probeta tipo IV y tipo V con diferentes espesores hasta 10 [kN]	127
Figura 5-76 Tensión en probeta tipo IV y tipo V con diferentes espesores Hasta 100 [Mpa]	127
Figura 5-77 Área de sujeción de probetas con las cuñas	128
Figura 5-78 Esfuerzo de compresión de las cuñas en probetas “área de sujeción”	128
Figura 5-79 Esfuerzos y tensiones en “Cuerpo Mordaza” [1] para 10[kN] y probeta e=11[mm]	129
Figura 5-80 Desplazamientos en “Cuerpo Mordaza” [1] para 10[kN] y probeta e=11[mm].....	130
Figura 5-81 Tensiones y factor de seguridad en “Cuña” [2] para 10[kN]	130
Figura 5-82 Desplazamientos en “Cuña” [2] para 10[kN]	131
Figura 5-83 Desplazamientos en conjunto Mordaza-Cuñas-Probeta tipo III.....	131
Figura 5-84 Desplazamientos (Y) en nodos para el conjunto Mordaza-Cuñas-Probeta tipo III	132
Figura 5-85 Factor de seguridad en conjunto Mordaza-Cuñas-Probeta tipo III	132
Figura 5-86 Celda de carga	133
Figura 5-87 Celdas de carga de flexión.....	134
Figura 5-88 Celda de carga de compresión	135
Figura 5-89 Celda de carga de tensión	135

Figura 5-90 Celda de carga multi-eje	136
Figura 5-91 Curva de tensión – deformación.....	137
Figura 5-92 Celda de carga tipo S de 1000[kg]	138
Figura 5-93 Desalineación de mordazas en ensayo de tracción	140
Figura 5-94 Rótulas en ensamble de la máquina	141
Figura 5-95 Perno de unión y pasador de sujeción en ensamble de máquina	142
Figura 5-96 Análisis FEA del perno de sujeción mordaza	143
Figura 5-97 Análisis FEA del pasador de sujeción mordaza – tensiones	143
Figura 5-98 Factor de seguridad en pasador de sujeción mordaza	144
Figura 5-99 Desplazamientos en pasador de sujeción mordaza	144
Figura 5-100 Ensamble del pasador rótula inferior al marco chasis y a la rótula SI 12C	145
Figura 5-101 Análisis FEA del pasador rótula inferior– tensiones.....	145
Figura 5-102 Factor de seguridad en pasador rótula inferior	146
Figura 5-103 Desplazamientos en pasador rótula inferior	146
Figura 5-104 Ensamble del pasador rótula superior al travesaño móvil y a la rótula SA 12C.....	147
Figura 5-105 Análisis FEA del pasador rótula superior– tensiones	147
Figura 5-106 Factor de seguridad en pasador rótula superior	148
Figura 5-107 Desplazamientos en pasador rótula superior	148
Figura 5-108 Extensómetro típico de una máquina de ensayo de tracción	150
Figura 5-109 Ejemplo de probeta ensayada usando DIC con RealPi2dDIC	152
Figura 5-110 Sensor de cámara Arducam 108MP	156
Figura 5-111 MP requeridos en la cámara por elongación en probeta %.....	157
Figura 5-112 Elongación [%] en muestra de probetas.....	158
Figura 5-113 Distancia de la cámara a la probeta para Arducam de 108MP (fuera de foco)	160
Figura 5-114 Diagrama esquemático del sistema máquina de tracción con RealPi2dDIC	161
Figura 5-115 Motor Paso a Paso NEMA 23	164
Figura 5-116 Curva de torques para motor D57CM31-5A.....	165
Figura 5-117 Controlador de motor paso a paso DM542E	165
Figura 5-118 - Sistema de control open source para una máquina de ensayo de tracción	168
Figura 5-119 Circuito de una máquina de ensayo de tracción “de una tesis de mecánica”	169
Figura 5-120 Interfase de usuario “de una tesis de mecánica”	170
Figura 5-121 Esquema de conexiónado para la máquina propuesta – sistema de control	171
Figura 5-122 Montaje de gabinete eléctrico en máquina	176
Figura 5-123 Fuentes switching típicas	177
Figura 5-124 Cablecanal ranurado 40x40	177
Figura 5-125 Riel DIN	177
Figura 5-126 Bornera de paso de montaje riel DIN	178
Figura 5-127 Gabinete eléctrico	179
Figura 5-128 Conector C14.....	179
Figura 6-1 Marcas en la zona de medición de la probeta tipo I, tipo II y tipo III	181
Figura 6-2 Hoja de datos Bambu Lab – Nylon con fibra de carbono reforzado	182
Figura 6-3 Hoja de datos Stratasys – Nylon 12 con fibra de carbono	182
Figura 6-4 Distancia entre Caras Externas sometidas a tensión	186
Figura 6-5 Distancias longitudinales	187
Figura 6-6 Distancia entre caras de las mordazas	188
Figura 6-7 Flechas en travesaños móvil y fijo	190
Figura 6-8 Esquema con resortes equivalente a los componentes de la máquina	192
Figura 6-9 Condiciones de contorno para el análisis FEA	196

Figura 6-10 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en conjunto mordaza y cuñas – ensayo a 10[kN]	199
Figura 6-11 Conjunto mordaza con cuñas - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B]	200
Figura 6-12 Conjunto mordaza sin cuñas - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [C]....	200
Figura 6-13 Pasador mordaza - componentes en contacto	202
Figura 6-14 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en pasador mordaza – ensayo a 10[kN]	203
Figura 6-15 Pasador mordaza - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B].....	203
Figura 6-16 Perno de unión mordaza - componentes en contacto	204
Figura 6-17 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en perno de unión mordaza – ensayo a 10[kN]	205
Figura 6-18 Perno de unión mordaza - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en arista [B]	205
Figura 6-19 Vista en corte de las geometrías de las rótulas M12 marca SKF	207
Figura 6-20 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en rótula – ensayo a 10[kN]	207
Figura 6-21 Rótula - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en arista [B].....	208
Figura 6-22 Pasador rótula inferior - componentes en contacto	209
Figura 6-23 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en pasador rótula inferior – ensayo a 10[kN]	210
Figura 6-24 Pasador rótula inferior - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B]	210
Figura 6-25 Conjunto travesaño fijo - componentes en contacto	211
Figura 6-26 Vista en corte del conjunto travesaño fijo armado - zonas de medición	212
Figura 6-27 Desplazamientos longitudinales en conjunto travesaño fijo – ensayo a 10[kN]	212
Figura 6-28 Conjunto travesaño fijo - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en caras [B]	213
Figura 6-29 Componentes en contactos con el tornillo de potencia – Zonas de medición	214
Figura 6-30 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en tornillo de potencia – ensayo a 10[kN]	215
Figura 6-31 Tornillo de potencia - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en cara [B]	215
Figura 6-32 Componentes en contacto con la tuerca de potencia - Zonas de medición	216
Figura 6-33 Desplazamientos longitudinales en tuerca de potencia – ensayo a 10[kN].....	217
Figura 6-34 Tuerca de potencia - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en cara [B].....	217
Figura 6-35 Conjunto travesaño móvil - componentes en contacto	218
Figura 6-36 Vista en corte del conjunto travesaño móvil armado - zonas de medición	219
Figura 6-37 Desplazamientos longitudinales en conjunto travesaño móvil – ensayo a 10[kN]	219
Figura 6-38 Conjunto travesaño móvil - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en caras [B].....	220
Figura 6-39 Pasador rótula superior - componentes en contacto.....	221
Figura 6-40 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en pasador rótula superior – ensayo a 10[kN]	222
Figura 6-41 Pasador rótula superior - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B]	222
Figura 6-42 Celda de carga - componentes en contacto.....	224
Figura 6-43 Celda de carga - zonas de medición	224
Figura 6-44 Desplazamientos longitudinales en celda de carga – ensayo a 10[kN].....	225
Figura 6-45 Celda de carga - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en cara [B]	225
Figura 6-46 Rígidez de la celda de carga según la tensión aplicada	227
Figura 6-47 Desplazamiento total de la máquina y sus componentes.....	229
Figura 6-48 Selección de parámetros para ensayo de tracción - probeta tipo I	230
Figura 6-49 Desplazamientos en componentes de la máquina	232
Figura 6-50 Rígidez de la máquina según la tensión aplicada	233
Figura 6-51 Aptitud de la máquina para ensayar plásticos con e% a la rotura	236

Figura 6-52 Probeta de prueba	238
Figura 6-53 Probeta de prueba - desplazamiento longitudinal neto [mm] en caras [B]	239
Figura 6-54 Rígidez de la probeta de prueba según la tensión aplicada	240
Figura 6-55 Ubicación y medición de comparadores.....	242
Figura 6-56 Comparadores – relojes palpadores con base magnética	245
Figura 6-57 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 1	245
Figura 6-58 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 2	246
Figura 6-59 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 3	246
Figura 6-60 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 4	247
Figura 6-61 Desplazamientos longitudinales medidos por comparador [mm]	248
Figura 6-62 Desplazamientos longitudinales por Zona [mm]	248
Figura 6-63 Deformaciones en la máquina por zonas	249
Figura 6-64 Ubicación del encoder circular en la polea Z6 – Vista inferior de la máquina.....	254
Figura 7-1 Vista en corte de la caja reductora V7.....	260
Figura 7-2 Caño de comunicación del lubricante.....	261
Figura 7-3 Vista frontal de la cruceta móvil con sus accesorios.	262
Figura 7-4 Riel guía montado en el marco chasis	263
Figura 7-5 Elementos sujetos a la "estructura soporte"	264
Figura 7-6 Botonera de control	265
Figura 7-7 Pulsador de parada de emergencia "golpe de puño"	265
Figura 7-8 Asiendo de mordaza.....	266
Figura 7-9 Ranura de corredera vertical de 3 [mm] de juego	267
Figura 7-10 Zonas aptas para la sujeción de la máquina para el transporte.....	268
Figura 7-11 Calibración con celda patrón.....	269
Figura 7-12 Máquina posicionada para ensayar una probeta Tipo I	271
Figura 7-13 Máquina adaptada para realizar ensayos de flexión	273
Figura 11-1 Grilon3 – Acetal (para FFF).....	294
Figura 11-2 Protolabs – PA 12 Blanco (para SLS).....	294
Figura 11-3 Bambu Lab – ABS-GF (para FFF).....	295
Figura 11-4 Loctite – 3843 HDT60 Hight Toughness (para SLA)	296
Figura 11-5 Stratasys – Nylon 12CF (para FFF)	296
Figura 11-6 Piocreat – High Precision Resin (para SLA)	297
Figura 11-7 Printalot – PC/ABS (para FFF)	297
Figura 11-8 Matterhackers – PRO ABS (para FFF)	298
Figura 11-9 Selección para probeta tipo I.....	308
Figura 11-10 Selección para probeta tipo II.....	309
Figura 11-11 Selección para probeta tipo III.....	310
Figura 11-12 Selección para probeta tipo IV	311
Figura 11-13 Selección para probeta tipo V	312
Figura 11-14 Selección de velocidad de ensayo para probetas (tipo I, II y III) - e%(0-50)	314
Figura 11-15 Selección de velocidad de ensayo para probetas (tipo I, II y III) - e%(50-150)	315
Figura 11-16 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo IV - e%(0-50)	316
Figura 11-17 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo IV - e%(50-150)	317
Figura 11-18 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo V - e%(0-50)	318
Figura 11-19 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo V - e%(50-150)	319
Figura 11-20 Rótulo y referencias de pieza con manufactura aditiva.....	322
Figura 11-21 Tipos de línea en el código G	322
Figura 11-22 UTM marca Instron serie 6800 - Modelos 68TM-5 y 68TM-10.....	325

Figura 11-23 UTM marca Ametek serie LSPlus - hasta 5 [kN].....	326
Figura 11-24 UTM marca Galdabini serie Quasar 25 de escritorio – hasta 10[kN].....	326
Figura 11-25 UTM marca Nextgen NG-EML serie B – hasta 10[kN]	327
Figura 11-26 UTM Open Pull de CNC Kitchen	329
Figura 11-27 UTM freeLoader de Cornell University	331
Figura 11-28 UTM de 10[kN] de Universidad de Jönköping.....	333
Figura 11-29 UTM para muestras impresas en 3D de Universidad Politécnica de Valencia	334

Índice de Tablas

Tabla 2-1 Diferencias claves entre ASTM D638 e ISO 527	8
Tabla 2-2 Tipos de probeta ASTM D638	10
Tabla 5-1 Velocidades en los ensayos.....	30
Tabla 5-2 Valores orientativos para el factor de seguridad estática, rodamiento de Rodillos	79
Tabla 5-3 Rodamientos de la máquina	95
Tabla 5-4 Materiales para la Tuerca de Potencia	98
Tabla 5-5 Dimensiones de las probetas - dog bone	104
Tabla 5-6 Resortes de tracción comerciales.....	106
Tabla 5-7 Esfuerzos de preajuste con nueva geometría para 4 resortes.....	109
Tabla 5-8 Clasificación de extensómetros.....	153
Tabla 5-9 Conexionado entre componentes	172
Tabla 6-1 Límites de contorno de los componentes para el estudio FEA	197
Tabla 6-2 Deformaciones longitudinales en aristas [B] - Mordaza con cuña	201
Tabla 6-3 Deformaciones longitudinales en aristas [C] - Mordaza sin cuña	201
Tabla 6-4 Deformaciones longitudinales en aristas [B] - Pasador mordaza.....	204
Tabla 6-5 Deformaciones longitudinales en arista [B] – Perno de unión mordaza	206
Tabla 6-6 Deformaciones longitudinales en arista [B] – Rótula	209
Tabla 6-7 Deformaciones longitudinales en aristas [B] – Pasador rótula inferior	211
Tabla 6-8 Deformaciones longitudinales en caras [B] – Conjunto travesaño fijo.....	213
Tabla 6-9 Deformaciones longitudinales en cara [B] – Tornillo de potencia	216
Tabla 6-10 Deformaciones longitudinales en cara [B] – Tuerca de potencia	218
Tabla 6-11 Deformaciones longitudinales en caras [B] – Conjunto travesaño fijo.....	220
Tabla 6-12 Deformaciones longitudinales en aristas [B] – Pasador rótula superior	223
Tabla 6-13 Deformaciones longitudinales en cara [B] – Celda de carga.....	226
Tabla 6-14 Cálculo de rigidez de la celda de carga según la tensión aplicada	226
Tabla 6-15 Deformación elástica total de la máquina – Sumatoria de componentes	228
Tabla 6-16 Cálculo de rigidez de la máquina según la tensión aplicada	233
Tabla 6-17 Deformaciones longitudinales en caras [B] – Probeta de prueba	239
Tabla 6-18 Cálculo de rigidez de la probeta de prueba según la tensión aplicada	240
Tabla 6-19 Desplazamientos longitudinales agrupando componentes por zonas [mm].....	243
Tabla 6-20 Desplazamientos longitudinales medidos con cada comparador [mm].....	244
Tabla 7-1 Elongación máxima permitida para cada tipo de probeta	270
Tabla 8-1 Parte 1 del listado de piezas según planos.....	276
Tabla 8-2 Parte 2 del listado de piezas según planos.....	277
Tabla 8-3 Parte 3 del listado de piezas según planos.....	278
Tabla 8-4 Cálculo estimativo de fabricación de piezas mecanizadas y de calderería liviana	279
Tabla 8-5 Cotización de referencia según valores en la región patagónica	280
Tabla 8-6 Materiales necesarios para piezas mecanizadas y de calderería liviana	280
Tabla 8-7 Costo de materiales para piezas mecanizadas y de calderería liviana	281
Tabla 8-8 Costo en bulonería.....	284
Tabla 8-9 Costo de componentes eléctricos y electrónicos	285
Tabla 8-10 Costo de otros componentes	285
Tabla 8-11 Sumatoria total de costos	286
Tabla 8-12 Comparativa con una UTM comercial	289
Tabla 11-1 Muestra de Plásticos - Fuerza de Tracción	300
Tabla 11-2 Muestra de Plásticos - Tiempo de ensayo.....	300

1. Introducción

1.1 Contexto y justificación

La manufactura aditiva (MA¹) está ganando cada vez más terreno en la industria, experimentando un crecimiento significativo en los últimos años debido a la liberación de patentes y las continuas innovaciones. Las tecnologías de manufactura aditiva más comunes, como las basadas en filamentos (FFF²/FDM®³) y las basadas en resina (SLA⁴) o polvos (SLS⁵), utilizan polímeros⁶ para fabricar piezas.

En el diseño de piezas mecánicas para MA que están sometidas a esfuerzos, resulta fundamental comprender su comportamiento estructural. Aunque se pueden realizar pruebas físicas, estas pueden ser costosas y no siempre factibles. Como alternativa, se emplea la simulación mediante análisis por elementos finitos (FEA⁷), que permite anticipar el comportamiento de una pieza sometida a esfuerzos antes de fabricarla.

No obstante, para que estas simulaciones sean precisas, se requiere información confiable sobre las propiedades mecánicas de los materiales, la cual frecuentemente no está disponible en las hojas de datos proporcionadas por los fabricantes de polímeros. Además, la MA introduce variables que afectan directamente las propiedades del material, tales como la temperatura de extrusión, el espesor de capa o la orientación de impresión, de ahí la importancia de contar con una máquina que pueda determinar estas propiedades críticas y poder realizar ensayos propios.

1 - MA: Manufactura aditiva: Conjunto de tecnologías utilizadas en la impresión 3D. Se diferencia de la manufactura tradicional por emplear procesos aditivos (superposición de capas) en lugar de sustractivos (eliminación de material). En adelante, se utilizará la sigla MA.

2 - FFF: Fused Filament Fabrication (fabricación por filamento fundido) insumo → filamento.

3 - FDM®: Fused Deposition Modeling (modelado por deposición fundida) insumo → filamento.

4 - SLA: Stereo Litography Apparatus (estereolitografía) insumo → resina.

5 - SLS: Selective Laser Sintering (sinterizado selectivo por láser) insumo → polvo.

6 - Polímero/Plástico: Polímero es el término más amplio; designa una macromolécula orgánica formada por monómeros repetidos. En ingeniería se usa plástico como sinónimo cuando el polímero puede moldearse. En adelante se empleará el término plástico, salvo indicación contraria.

7 - FEA: Finit Element Analisys (análisis por elementos finitos). En adelante, se utilizará la sigla FEA.

Como se analizará más adelante, los ensayos mecánicos más comunes que figuran en las hojas de datos⁸ son los de tracción, flexión e impacto. De todos ellos, el **ensayo de tracción** es el que brinda la información más completa sobre el comportamiento del material; por ello, disponer de una **máquina adecuada para su ejecución** resulta esencial en el análisis de plásticos.

Las **máquinas de ensayo universales** (UTM⁹), utilizadas para realizar ensayos de tracción en materiales plásticos, pueden tener costos que oscilan entre **USD 10.000 y USD 50.000**, lo que limita su acceso en ámbitos educativos y de investigación. En este contexto, una **propuesta más accesible** adquiere una relevancia especial, al permitir el desarrollo de equipos de ensayo de menor costo sin comprometer su desempeño.

A diferencia de otros desarrollos de máquinas similares¹⁰, **ninguno ha contemplado plenamente el cumplimiento normativo**, lo cual impide garantizar, desde el diseño, la **precisión y exactitud requeridas**. El presente proyecto busca precisamente cubrir ese vacío, ofreciendo una alternativa económica y técnicamente confiable basada en los requerimientos de la norma **ASTM D638¹¹**.

De este modo, se justifica el desarrollo de una máquina de ensayo de tracción propia, que permita evaluar materiales fabricados por MA bajo condiciones controladas y con base normativa.

1.2 Impacto potencial y aplicaciones

La máquina desarrollada presenta un impacto significativo tanto en el ámbito académico como en el productivo.

En el entorno educativo, permitirá la realización de ensayos mecánicos accesibles para proyectos de investigación, tesis y prácticas docentes, fomentando el aprendizaje

8 - Ver ANEXO A - Hoja de datos de insumos para la MA.

9 - UTM, acrónimo de Universal Testing Machine, es como se las conoce a las máquinas de ensayo universal, donde el ensayo de tracción es uno de los ensayos que se puede realizar en ellas. En adelante, se utilizará la sigla UTM ó simplemente "máquina".

10 - Ver ANEXO H – UTM open hardware.

11 - De ahora en más se verán palabras o frases con diferentes colores, esto tiene un porque, para más información ver el Anexo J (Manual de lectura)

aplicado de conceptos como la resistencia de materiales, el análisis estructural y el control de procesos.

En el sector productivo, especialmente en pequeños talleres o emprendimientos que utilizan manufactura aditiva, ofrecerá una herramienta asequible para validar la calidad de sus piezas y mejorar el control sobre sus parámetros de fabricación.

Además, su diseño modular y de bajo costo abre la posibilidad de ser replicada y comercializada a precios competitivos, generando potenciales oportunidades de desarrollo emprendedor o transferencia tecnológica.

1.3 Relevancia académica y profesional

Este proyecto integra múltiples disciplinas de la ingeniería, incluyendo mecánica, eléctrica, electrónica, automatización, control y desarrollo de software.

El diseño y cálculo de la máquina requiere la aplicación de conocimientos que exceden los contenidos del plan de estudios de esta carrera, tales como el análisis por elementos finitos (FEA) y otras herramientas avanzadas.

Uno de los enfoques principales del proyecto es lograr una fabricación económica viable, lo cual se aborda mediante estrategias como la utilización de componentes impresos en 3D.

Esta integración de saberes técnicos con criterios de optimización de recursos aporta un valor académico significativo y fortalece la formación profesional, al enfrentar desafíos reales de diseño y desarrollo tecnológico.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar y calcular una máquina de ensayo de tracción para plásticos que cumpla con los requerimientos de la norma **ASTM D638**, **asegurando la precisión y exactitud** necesarias para la determinación de propiedades mecánicas en probetas normalizadas.

1.4.2 Objetivos específicos

- **Demostrar la viabilidad del diseño** de una máquina de ensayo de tracción de plásticos que cumpla con los requisitos de la norma **ASTM D638** mediante componentes accesibles y de bajo costo.
- **Validar el uso de piezas obtenidas por MA**, como la caja reductora, en aplicaciones de transmisión de potencia.
- **Proponer un sistema extensométrico basado en correlación digital de imágenes (DIC)** que permita obtener mediciones precisas sin contacto, favoreciendo el desarrollo de soluciones abiertas y replicables.
- **Integrar un sistema de control y adquisición de datos open source**, que garantice la trazabilidad y fiabilidad de los resultados experimentales.
- **Contribuir al acceso y democratización de herramientas de ensayo mecánico**, ofreciendo una alternativa de diseño documentada, replicable y compatible con los requerimientos académicos y de investigación.

1.5 Alcance

El presente proyecto comprende el diseño conceptual y técnico de una **máquina de ensayo de tracción para plásticos**, con especial énfasis en el cumplimiento de los requisitos establecidos por la norma **ASTM D638** para probetas del tipo “dog bone”¹². De esta forma, se busca garantizar la precisión exigida por la norma, pero **sin abordar instancias de certificación formal**.

El proyecto incluye la selección y el dimensionamiento de todos los componentes principales de la máquina, entre ellos la celda de carga, el sistema motriz, la electrónica de control, el sistema eléctrico y los elementos estructurales.

En cuanto al sistema de adquisición de datos, se proponen alternativas *open source* para el sistema extensométrico, así como soluciones para la interfaz gráfica de usuario (GUI¹³) que vincule la máquina con una computadora.

12 - dog bone: denominación coloquial de la probeta de tracción cuya sección se estrecha en la zona central, asemejándose al “hueso de un perro”. Este cuello garantiza que la rotura ocurra lejos de las mordazas y que la deformación se concentre en la parte útil para la medición. En este proyecto no se abordan las otras probetas tipo varilla o tubo que si se contemplan en la norma.

13 - GUI, en el contexto informático (Graphical User Interface) se refiere a una interfaz gráfica de usuario. Es un programa o sistema que permite a los usuarios interactuar con una máquina a través de elementos visuales como ventanas, botones, menús, iconos y otros objetos gráficos.

Como parte del sistema de transmisión, se desarrolla una caja reductora impresa en 3D, optimizada para este tipo de aplicaciones, incluyendo los planos de fabricación y su análisis funcional.

Asimismo, se elabora un conjunto completo de planos técnicos de la máquina necesarios para su construcción, una lista detallada de materiales y componentes, y un presupuesto estimado del costo total del equipo, considerando opciones de fabricación local.

Finalmente, el proyecto se enfoca en el diseño y la documentación técnica, **sin incluir la fabricación física del prototipo.**

2. Estudio Preliminar

Este capítulo tiene como fin explicar el porqué de la elección de una máquina de ensayo de tracción, qué capacidad y características deberá tener y cómo se encará en el desarrollo del trabajo.

2.1 Metodología Preliminar:

El desarrollo comenzará con la definición de los requerimientos de ensayo según la norma **ASTM D638**, incluyendo tamaños de probetas, esfuerzos de tracción y tipos de plásticos a ensayar. Con base en esto, se determinará la capacidad requerida de la máquina. El diseño inicial se realizará con el software de diseño paramétrico **SolidWorks 2019 Profesional**, para luego iterar en las piezas más críticas mediante cálculo FEA, asegurando el cumplimiento de la normativa y los factores de seguridad mecánicos.

2.2 ¿Qué ensayo utilizar?

Como se ve en las hojas de datos en el ([Anexo A](#)), hay varios ensayos mecánicos, ya sea en base a normas **ASTM** o **ISO**. Entre estos ensayos mecánicos más comunes se destacan ensayo de **tracción**, ensayo de **flexión** y ensayo de **impacto**.

A continuación, se analiza cada uno de ellos para ver qué información brindan:

2.2.1 Ensayo de tracción

- Resistencia a la tracción
- Límite elástico
- Elongación
- Módulo de elasticidad
- Tenacidad (área bajo la curva)

2.2.2 Ensayo de flexión:

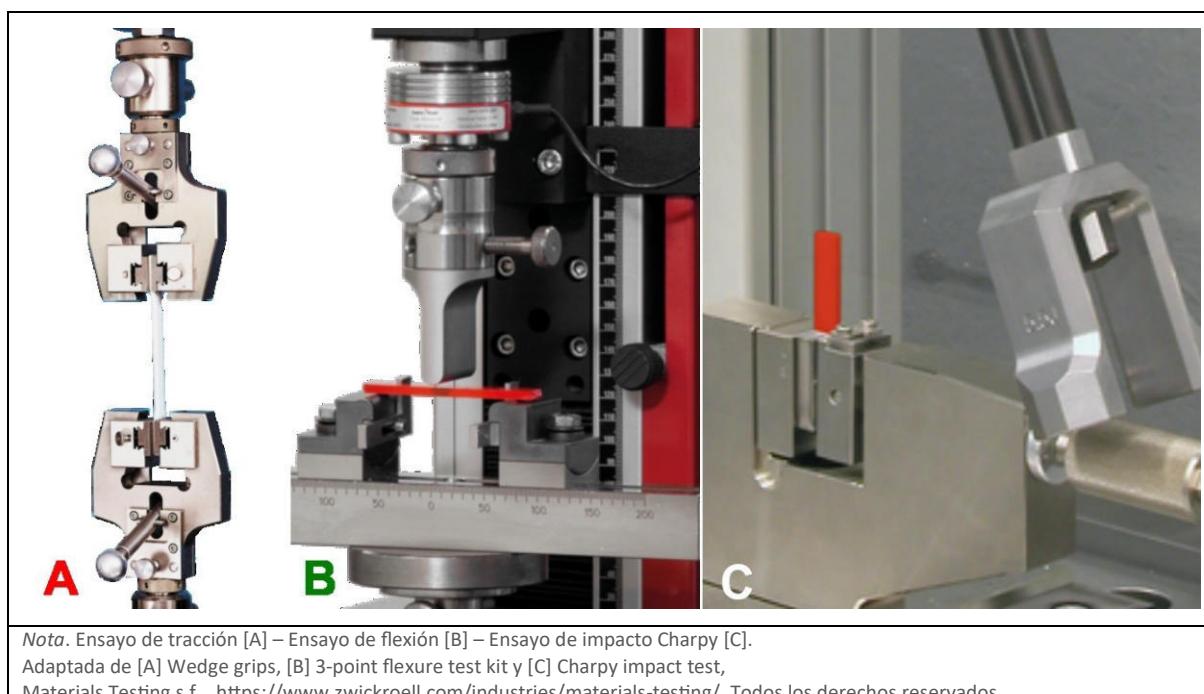
- Resistencia a la flexión
- Módulo de flexión
- Deformación en flexión

2.2.3 Ensayo de impacto:

- Energía de impacto (tenacidad)

Como se observa, de los ensayos que más se encuentran dentro de las hojas de datos de materiales, el ensayo de tracción es el que más información mecánica ofrece, esto dio pie al porqué de la elección de la **máquina de ensayo de tracción** para la realización de este proyecto final.

Figura 2-1 Ensayos mecánicos típicos para plásticos



2.3 Selección de Norma para Ensayo de Tracción, ASTM D638 vs ISO 527

Los 2 estándares para el ensayo de tracción de plásticos vigentes y más usados son las normas **ISO 527** y la **ASTM D638**, las 2 tienen aceptación mundial.

Para el caso del **diseño para manufactura aditiva** se creó y unificó una sola norma entre ambos organismos **ISO/ASTM**, esta, para ensayos mecánicos de tensión recomienda **ASTM** sobre **ISO**, (ver **Figura 2-2**).

Figura 2-2 Preferencia de ASTM sobre ISO para ensayos de tracción

ISO/ASTM 52910:2017(E)



Standard Guidelines for Design for Additive Manufacturing

6. Design considerations

- ↳ **6.7 Material Property Considerations:**
- ↳ **6.7.2 Mechanical properties**
- ↳ **6.7.2.2 Tensile strength, tensile modulus, tensile elongation**—These are common tensile mechanical properties that are determined using standard dog-bone samples, according to **ASTM D638** and E8. For parts fabricated using AM processes, these properties commonly vary for parts built in different orientations.

Nota. Adaptada de Standard Guidelines for Design for Additive Manufacturing, de ISO/ASTM 52910, 2017. Todos los derechos reservados.

Otra de las justificaciones de elegir **ASTM** sobre **ISO** es que, si bien sus lineamientos son muy similares, **ASTM** es menos exigente en cuanto a los requisitos de fabricación de la máquina.

Tabla 2-1 Diferencias claves entre ASTM D638 e ISO 527

Key ASTM/ISO Differences for Recommended Specimens			
Item		ASTM D 638 Type I Tensile Properties of Plastics	ISO 527-2 Type IA
Recommended Specimen	Thickness	3.2 ±0.4 mm	4 mm ±0.2 mm
	Length of parallel section	57 mm	80 mm
	Width	13 mm	10 mm
	GL	50 mm	50 mm or 75 mm selectable
Test Force Accuracy		ASTM E4 Class 1 (±1 %)	ISO 7500-1 Class 1 (± 1%)
Test speed		Constant Rate of Extension 5 mm/min (50, 500 mm/min can be selectable)	1 mm/min ± 20% (when measuring elastic modulus) (527-1 provides guidelines for stress and strain controlled testing)
Extensometer Accuracy (when measuring elastic modulus)		ASTM E83 Class B-2 Absolute accuracy: Within 10 µm Relative accuracy: Within 0.5 %	ISO 9513 Class 1 Absolute accuracy: Within ±1 µm for 50 mm
Elastic Modulus Measurement Point		Calculated for initial linear section	Calculated at a from 0.05 to 0.25 % strain (two-point or least squares method)

Nota. Reproducida de Differences Between ASTM D638 and ISO 527-2, de Webinar - Test Standards for the Evaluation of Plastic Tensile and Flexural Properties - ASTM D638 and ASTM D790, 2022. <https://www.ssi.shimadzu.com/resources/webinars/Test-Standards-for-the-Evaluation-of-Plastic-Tensile-and-Flexural-Properties.html>. Todos los derechos reservados.

Es por todo esto que, para el desarrollo del diseño, se tomará como referencia la norma¹⁴ ASTM D638.

2.4 Estimación de la capacidad de la máquina

La capacidad de ensayo de la máquina es su característica principal. Si se analizan alternativas comerciales, se observa que las capacidades pueden ir desde 500 [N], hasta los 20 [kN] en el caso de ensayos para plásticos. Para tener un valor más real se verá cuáles son los requerimientos en base a los diferentes tipos de plásticos que se quiera ensayar, como también así las dimensiones de las probetas.

Para esto se analizaron 100 tipos diferentes de plásticos de distintas marcas (ver [ANEXO B – Muestra de plásticos \(tabla y gráficas\)](#)), ya sea para impresión 3D por filamento, resinas, polvos o incluso para uso en inyección. Todos estos valores fueron sacados de las hojas de datos de cada material.

Se tomó como valor la resistencia a la tracción, ya sea que se haya obtenido por norma **ISO** como **ASTM**, con estos se elaboró la tabla.

La norma **ASTM D638 recomienda** de ser posible realizar los ensayos partiendo de una probeta del **tipo I** ([Tabla 2-2](#)), de ser necesario, cuando la probeta no rompe en la zona de medición, se debe usar la probeta **tipo II**. Para casos particulares se puede usar una probeta más grande en sección como del **tipo III**, pero lógicamente esto requeriría más esfuerzo en el ensayo. (ASTM International, 2022)

Sabiendo esto, se realizó un promedio para todos los plásticos con el uso de probetas del **tipo I**. Se partió de un espesor de 4[mm], si bien la norma recomienda

14 - De ahora en más en este proyecto cuando se mencione "la norma" se asumirá que se está citando a la norma ASTM D638, siempre y cuando no se especifique lo contrario. Esta norma será citada según normas APA en un principio o cuando sea pertinente, pero en la mayoría de los casos no será así, esto es para no generar múltiples citas en una misma página o sección.

$3,2 \pm 0,4 [\text{mm}]$, se elige $4 [\text{mm}]$ ya que es un valor más adecuado por ejemplo si se quiere hacer probetas con manufactura aditiva de forma vertical (eje ZX)¹⁵.

Tabla 2-2 Tipos de probeta ASTM D638

■ Five types specified for dumbbell-shaped specimens alone

■ Type I is recommended

■ If break does not occur in parallel section of type I, then use type II.

■ Type V is only used for special circumstances, such as testing in a thermostatic chamber.
(Other tube and rods shapes are also specified)

Size	Type I	Type II	Type III	Type IV	Type V
Thickness	7 mm or less (3.2 ± 0.4 mm recommended)		Over 7 mm, but not more than 14 mm	4 mm or less	
Length	165	185	165	115	
Length of parallel section	57	57	57	33	9.53
Gauge Length	50	50	50	25	7.62
Parallel Section	13	6	19	6	3.18
Width of Gripped Section	19	19	29	19	9.53
Grip space	115	135	115	65	25.4

Nota. Reproducida de ASTM D638-Specimen Shape, de Webinar - Test Standards for the Evaluation of Plastic Tensile and Flexural Properties - ASTM D638 and ASTM D790, 2022. <https://www.ssi.shimadzu.com/resources/webinars/Test-Standards-for-the-Evaluation-of-Plastic-Tensile-and-Flexural-Properties.html>. Todos los derechos reservados.

Como se ve en la **Figura 2-3**, para la mayoría de los plásticos solo el 7% requiere de una fuerza de más de $5 [\text{kN}]$ para romper la probeta, siendo el peor de los casos un valor de $5.720 [\text{N}]$ para el ULTEM 1000 Sabic¹⁶.

Es decir que el 93% de los plásticos rompen antes de llegar a $5 [\text{kN}]$, el 85% antes de $4 [\text{kN}]$, el 66% antes de $3 [\text{kN}]$, el 24% antes de $2 [\text{kN}]$ y el 2% antes de $1 [\text{kN}]$. En otras palabras, si se tiene una máquina con una capacidad nominal de $5 [\text{kN}]$, esta podrá ensayar el 93% de los plásticos¹⁷, 4[kN] el 85% y 3 [kN] el 66%.

En caso de elegir una capacidad nominal de $5 [\text{kN}]$, para ensayar plásticos que están por encima de ese valor, se debería hacer uso de otro tipo de probeta (**tipo IV** o **tipo V**) o

15 - En materiales impresos en 3D, la resistencia a la tracción en el plano ZX (perpendicular a las capas) suele ser menor que en el plano XY (paralelo a las capas), debido a la menor adhesión entre capas y la anisotropía propia del proceso.

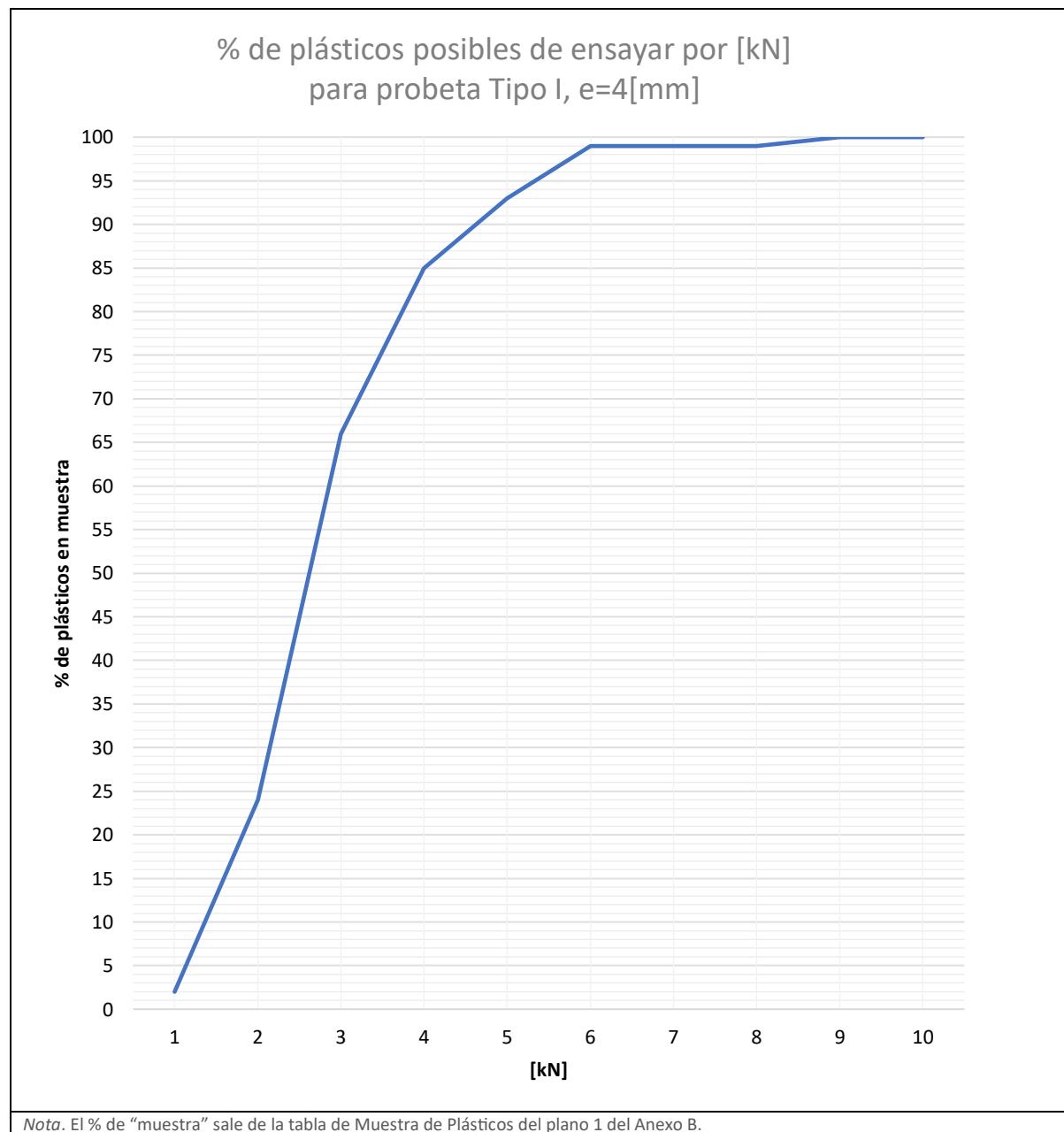
16 - [ID-99] de la tabla de Muestra de Plásticos del plano 1 del Anexo B.

17 - Esto es para una probeta tipo I de espesores de $4 [\text{mm}]$. Para mayor espesor o si se usa una probeta tipo III, se requiere mayor fuerza de tracción (ver gráfica 6 y 10 del plano 1 del Anexo B).

directamente reducir su espesor. Sin embargo, a veces es necesario utilizar probetas de mayor espesor (probeta **tipo III**), o requerir ensayar plásticos más resistentes (como son el caso del ultem, peek y nylon reforzado¹⁸). Entonces sería conveniente subir la capacidad de la máquina de esos 5[kN].

Por esto se propone como capacidad nominal de la máquina 10[kN], lo cual asegura el poder ensayar el 100% de los plásticos y probetas de mayor espesor.

Figura 2-3 Plásticos a ensayar según la *capacidad de la máquina [kN]*



18 - Ver tabla de Muestra de Plásticos del plano 1 del Anexo B.

3. Especificación de Requerimientos para la Máquina

Antes de iniciar con el diseño de la máquina, resulta fundamental establecer una serie de lineamientos basados en los requerimientos que esta debe cumplir, o al menos se quieran alcanzar en este proyecto. Uno a destacar es la capacidad de ensayo de la máquina, la cual, como se vio en la sección 2.4 se fijó en **10[kN]**.

Por otra parte ASTM International (2022) da varios requerimientos en cuanto a que debe cumplir la máquina, entre los más importantes se destaca que la deformación unitaria longitudinal total y elástica de la máquina, no deberá superar el 1% de la deformación unitaria longitudinal total de la probeta ensayada, entre otros.

El resto de los requerimientos, se desarrollarán a continuación.

3.1 Contexto de uso

3.1.1 Condiciones de operación

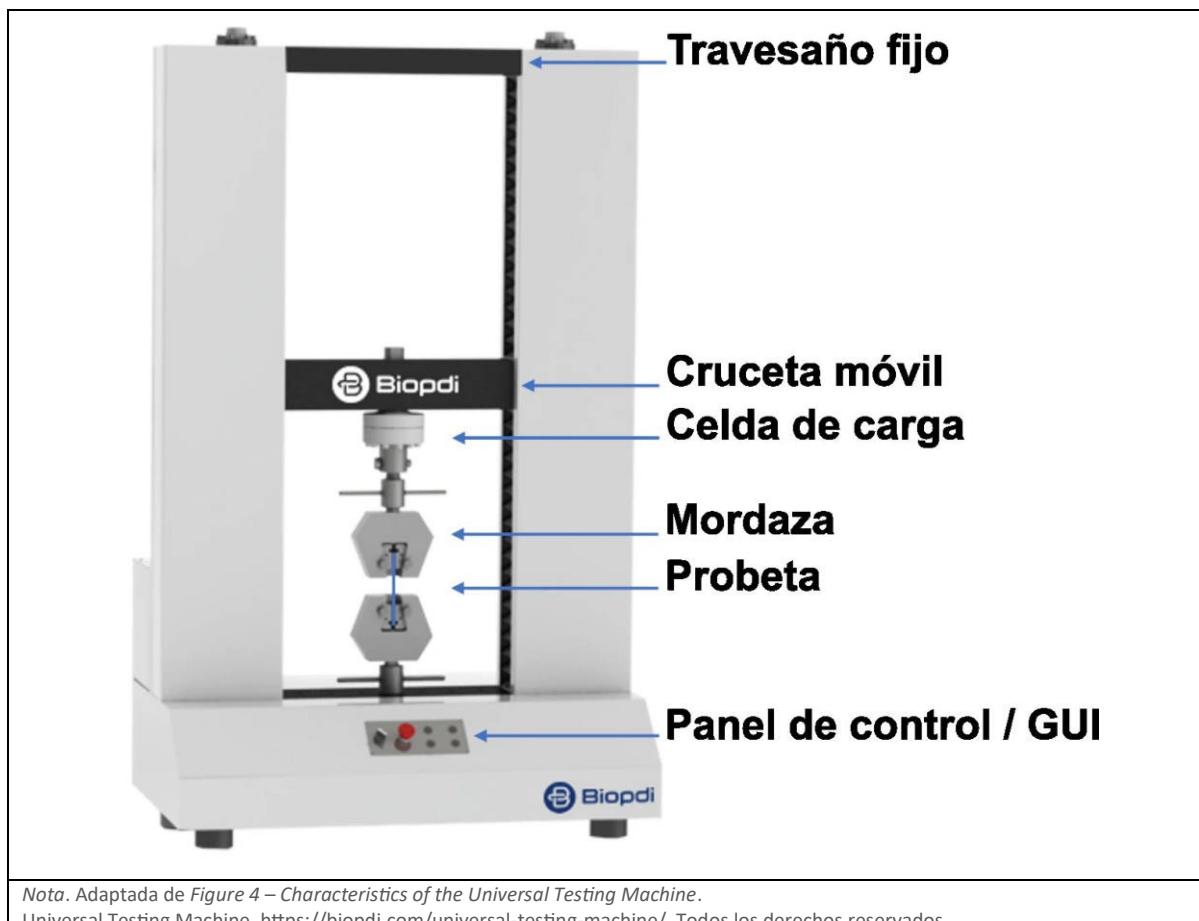
Existen 5 (cinco) estados operativos posibles para el uso de la máquina.

- Ingreso de datos de la probeta y plásticos a ensayar por medio de la GUI de la máquina.
- Preparación de mordazas para el ajuste con la probeta,
- Pretensado de las mordazas para autoajuste y alineación.
- Realización del ensayo.
- Retirada de probeta y procesamiento de datos.

3.1.2 Esquema del equipo.

Como referencia se utilizan los siguientes esquemas generales de una UTM típica.

Figura 3-1 Esquema básico de una UTM



Nota. Adaptada de *Figure 4 – Characteristics of the Universal Testing Machine*.
Universal Testing Machine, <https://biopdi.com/universal-testing-machine/>. Todos los derechos reservados.

3.2 Requerimientos generales

3.2.1 Requerimientos funcionales generales

- RF01. Será de operación sencilla y que responda a los requerimientos de ensayo de la norma **ASTM D638**.
- RF02. Tendrá una GUI para hacer los ensayos y controlar la máquina.
- RF03. Tendrá una botonera física para control de movimientos y parada de emergencia (funciones reducidas).
- RF04. La mordaza será del tipo cuña con autoajuste y accionamiento de apertura/cierre rápido por palanca y resortes.
- RF05. Las cuñas de la mordaza tendrán un serrado para tener un buen agarre con la probeta.
- RF06. El alineado de la probeta respecto a la mordaza se realizará con la ayuda una plantilla.
- RF07. Para el traslado se optará por un tamaño compacto de forma tal que la máquina pase por una puerta simple.

- RF08. Contará con manijas para poder moverla de a 2 personas.
- RF09. La celda de carga irá solidaria a la cruceta móvil.
- RF10. Tanto la celda de carga como la cruceta fija tendrán una montura por fijación roscada capaz de adaptarse otros accesorios además de las mordazas.

3.2.2 Requerimientos no funcionales generales

- RNF01. El diseño será simple y confiable.
- RNF02. El diseño será según la norma **ASTM D638** y responderá a las reglas del buen arte.
- RNF03. El diseño dará prioridad a la seguridad de personas y equipos.
- RNF04. Se priorizará la disminución de los costos de fabricación y materiales empleados.
- RNF05. Los materiales y componentes comerciales para la fabricación de la máquina serán los más accesibles, disponibles y que sean comercializados en la mayoría de los países del mundo. Siempre y cuando la funcionalidad y los requerimientos aquí presentados lo permitan.

3.3 Requerimientos específicos

3.3.1 Requerimientos funcionales específicos

- RFE01. La capacidad máxima de ensayo de la máquina será de 10[kN].
- RFE02. Las dimensiones máximas en la zona de ensayo serán de Ancho 270[mm] x Alto 245[mm], esto sería verticalmente la distancia entre mordazas y horizontalmente la distancia entre los tornillos de potencia.
- RFE03. La deformación longitudinal total elástica de la máquina deberá ser menor al 1% de la deformación longitudinal total de la probeta ensayada.
- RFE04. La celda de carga deberá presentar una exactitud menor al $\pm 1\%$ del valor medido.
- RFE05. El extensómetro deberá presentar una exactitud menor al $\pm 1\%$ de la deformación de la probeta en la zona de medición.
- RFE06. Las mordazas serán autoalineables.
- RFE07. La máquina tendrá finales de carrera inferior y superior para limitar el movimiento de la cruceta móvil.

3.3.2 Requerimientos no funcionales específicos

- RFNE01. La máquina no pesará más de 75 [kg].
- RFNE02. Las dimensiones máximas de la máquina serán de (Ancho 600[mm] x Alto 1200[mm] x Prof. 600[mm])
- RFNE03. Tendrá en la cruceta móvil una velocidad para el ensayo de 1[mm/min] a 50[mm/min] máximo.
- RFNE04. Tendrá en la cruceta móvil una velocidad máxima para operación de posicionamiento de mordazas de 100[mm/min].
- RFNE05. Sera apta para ensayar las probetas del **tipo I, II, III, IV y V** (**ASTM D638**).

4. Diseño Preliminar de la Máquina

Previo a avanzar con los cálculos, se definirá la disposición de los componentes y el funcionamiento básico de la máquina (ayudarse de la [Figura 4-1](#)).

4.1 Componentes y funcionamiento

Si bien existen varias formas de impulsar la máquina, como en la mayoría de los diseños de las UTM, el mecanismo motor será a través de 2 tornillos de potencia [3] que vinculan a la cruceta móvil [5] a través de 2 tuercas [4].

Para la transmisión se utilizará una caja reductora de poleas y correas dentadas, ya que tolera grandes torques y precisión sin juego mecánico o contragolpe. Como motor se usará un motor paso a paso dado a su elevado torque y control de velocidad preciso necesario para el funcionamiento de la máquina.

El motor paso a paso será uno solo y la reducción se hará a través de la caja reductora. El mecanismo motor estará en la parte inferior de la máquina para brindar equilibrio estructural y bajo centro de gravedad.

La cruceta móvil [5] estará en la parte superior de la máquina, siendo esta la que ejerza el movimiento de esfuerzo de tracción sobre la probeta. El travesaño inferior [1] será fijo y solidario al chasis de la máquina [1].

El chasis principal de la máquina [1] y la cruceta móvil [5] serán de caños estructurales soldados o abulonados según se requiera por diseño y resistencia mecánica.

La celda de carga [7] encargada de registrar los esfuerzos estará vinculada a la cruceta móvil a través de una rótula [6].

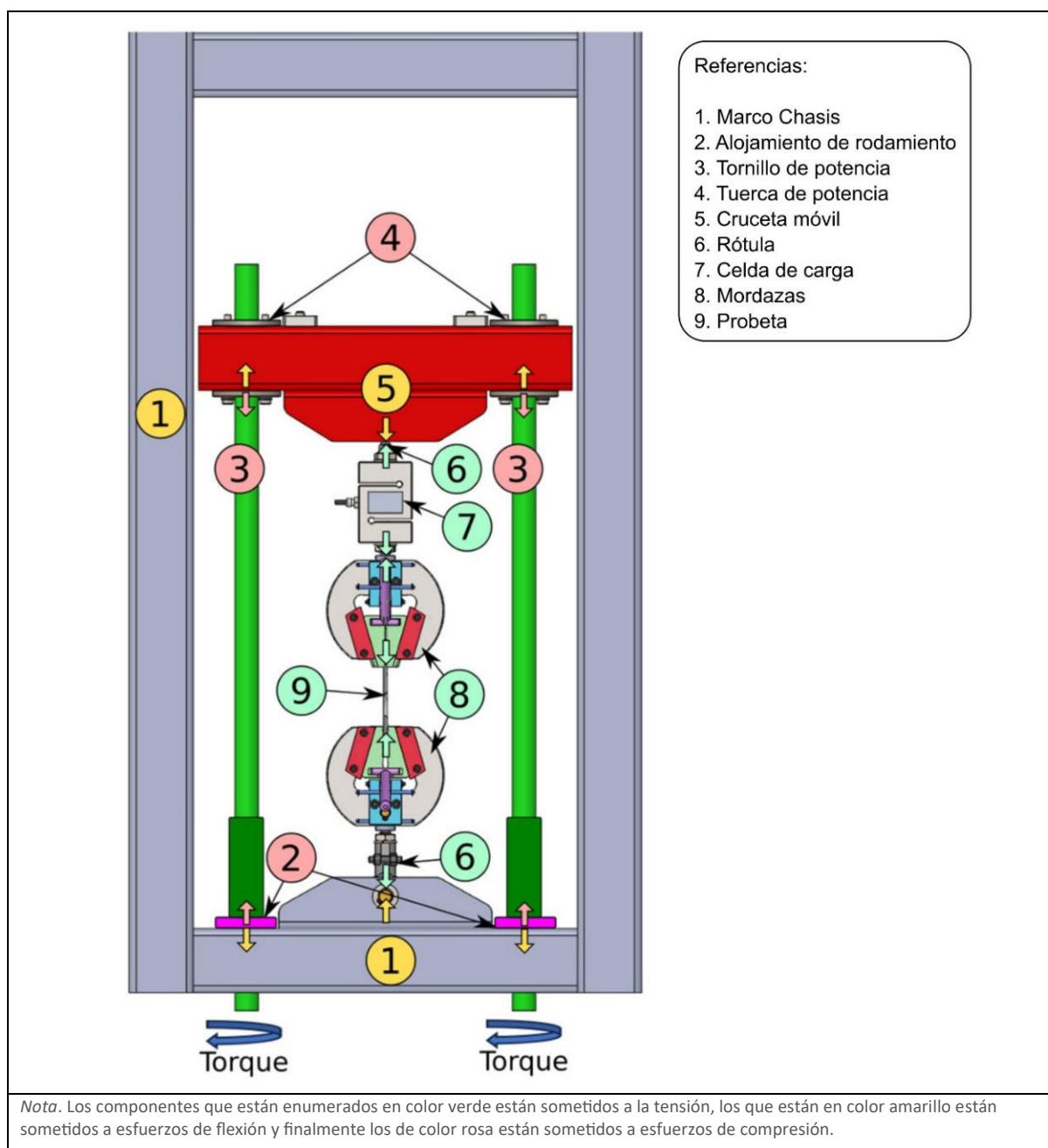
Para sujetar la probeta [9] se contará con 2 mordazas [8] estando la superior solidaria a la celda de carga [7] y la inferior solidaria al chasis [1] a través de otra rótula [6].

La introducción de las rótulas [6], tienen como finalidad evitar la lectura errónea de la celda de carga [7] por desalineación.

La vinculación y apoyo del tornillo de potencia [3] al chasis será a través de 2 alojamientos de rodamientos [2].

Los materiales de los componentes mecánicos serán de diferentes tipos de aceros, salvo se indique lo contrario.

Figura 4-1 Esquema de componentes y esfuerzos en una máquina de ensayo de tracción



4.2 Capacidad de la máquina

Si se analizan las partes principales de una **UTM** que están sometidas a esfuerzos (ver [Figura 4-1](#)), se puede empezar a discriminar cuales son las que más van a estar comprometidas, y sabiendo los requerimientos que tiene la **norma** en cuanto al diseño de la máquina es lógico elegir el peor escenario posible.

Para el caso práctico, este escenario se dará cuando se quiera ensayar una probeta de un plástico muy resistente, como lo es el **ultem [ID-99]** (ver [tabla de Muestra de Plásticos del plano 1 del Anexo B](#)), o que también quizás se dé la posibilidad de usar probetas de mayor espesor a los 4[mm] tomados como partida (probeta **tipo III**).

Cualquiera sea la circunstancia, el cálculo (por lo tanto, diseño o selección de componentes), se hará a la capacidad nominal de la máquina, es decir 10[kN].

5. Selección de Componentes

El proceso de selección de componentes constituye una etapa fundamental y raíz en el diseño de la máquina de ensayo de tracción, ya que de él dependerá no solo el cumplimiento de los requisitos normativos establecidos por la norma **ASTM D638**, sino también la viabilidad técnica, económica y funcional del prototipo.

En este capítulo se hará la selección de los componentes que dependan de cálculos teóricos, de un estándar, selección por catálogo y de sus características o capacidades en base a los requerimientos de la máquina.

Algunos componentes, por su complejidad o función dentro del conjunto, requerirán un mayor nivel de desarrollo que otros. Además, existen elementos cuya selección depende directamente de decisiones tomadas en etapas previas del diseño. Por lo tanto, resulta lógico establecer un orden secuencial en la elección de los componentes dada la dependencia que pueda existir entre ellos. A fin de garantizar coherencia en el proceso de diseño, el orden de selección será el siguiente:

- Tipo de tornillo de potencia.
- El sistema de transmisión.
- Rodamientos utilizados (depende del sistema de transmisión y del tornillo de potencia).
- La tuerca de potencia (depende del tipo de tornillo de potencia).
- El tipo de mordaza.
- La celda de carga.
- Las rótulas.
- Los accesorios de sujeción como pernos de sujeción y pasadores (dependen de las rótulas y de la mordaza).
- El sistema extensométrico.
- El motor de mando y su controlador (dependen del sistema de transmisión y del tornillo de potencia).
- La electrónica de control (contempla a los componentes electrónicos).
- Diseño de la lógica de programación (depende de la electrónica de control).
- Los componentes eléctricos (depende de la electrónica de control y motor).

Quedan fuera de este capítulo los componentes accesorios de la máquina, como sujetaciones, soportes, patas, protecciones etc.

También quedan exceptuados componentes principales como lo puede ser el marco chasis de la máquina, la cruceta móvil o la estructura de soporte de la máquina.

*Nota. Los componentes o partes de la máquina no incluidos en este capítulo, se verán y trabajarán en detalle en el **capítulo 7 “Diseño definitivo”**, ya que requieren una previa validación de cálculos FEA y llegar finalmente a consolidar el diseño de la geometría, para asegurarse que se puedan contener todos los componentes y así poder conformar el ensamblaje definitivo y funcional.*

Una vez aclarado el objetivo de este capítulo, se continua con la estrategia adoptada para la selección de componentes. La misma consiste en comenzar por el **tornillo de potencia**, dado que es uno de los elementos más propensos a deformarse bajo carga y también uno de los más exigidos mecánicamente. Este componente no solo está sometido a esfuerzos de compresión, sino que además está en rotación constante durante los ensayos por lo que también presenta un esfuerzo de torsión. Su geometría, al tratarse de un miembro largo y esbelto, lo convierte en un factor determinante para las deformaciones estructurales de la máquina.

Partiendo de su elección, se procederá de forma encadenada a seleccionar y dimensionar el resto de los componentes, asegurando que el conjunto cumpla con los criterios de diseño establecidos, en particular los relacionados con la rigidez estructural, la transmisión eficiente de potencia y precisión en la medición de fuerzas y deformaciones.

5.1 Tornillo de potencia

Como se observa en el esquema de la máquina (ver [Figura 4-1](#)), se utilizarán 2 tornillos de potencia para dividir la carga de 10[kN] en 2 y así dar mayor integridad estructural que si por ejemplo se utilizase uno solo.

5.1.1 Selección del tipo de tornillo de potencia.

Existen varios tipos de tornillos de potencia, con rosca cuadrada, rosca trapezoidal, con bolas recirculantes o a rodillos planetarios. Como lo que interesa es una solución accesible y de bajo costo, se descartan los tornillos de rosca cuadrada y a rodillos planetarios, dado a su elevada dificultad de manufactura y costos. Como resultado quedan como opción viable los tornillos de rosca trapezoidal o los de bolas recirculantes.

Dado al tipo de funcionamiento de la máquina, planteado en el capítulo anterior, se usarán velocidades muy bajas y grandes esfuerzos, es por esto que **la elección de un tornillo tipo rosca trapezoidal es la adecuada**, ya que sería un despropósito usar de bolas recirculantes, porque si bien las dimensiones son similares para un mismo esfuerzo, su precio es más elevado, además de que el tornillo de rosca trapezoidal es de fácil manufactura en comparación, lo que brinda mayor libertad de diseño y adaptabilidad de los mismos. También se puede aprovechar su capacidad de autobloqueo, lo que ahorra un mecanismo de bloqueo en caso de que el motor impulsor se quede des energizado como para sostener la carga (Maxon, 2020).

Dentro de los tornillos de potencia de rosca trapezoidal existen los ACME que son en pulgadas y los TR, que son métricos. **Se elijen los TR** ya que brindan un avance más pequeño, lo que facilitara avances más lentos a la hora de subir el mecanismo superior para realizar la tracción. (También es muy viable el uso de uno rosca ACME, esto ya es una elección personal)

Por último, para realizar la selección del tornillo de potencia se utilizará de guía el catálogo del fabricante (Automotion Components, 2021)

5.1.2 Cálculo de Ø del tornillo por RPM críticas

Para evitar vibraciones es importante seleccionar adecuadamente el Ø del tornillo, como así también su largo. En este caso, la velocidad del tornillo viene definida por la especificación de la norma **ASTM D638**, en relación de la velocidad de tracción. Se elige el caso más extremo el cual sería de 500 [mm/min].

Se elige como punto de partida un avance de tornillo de 4[mm].

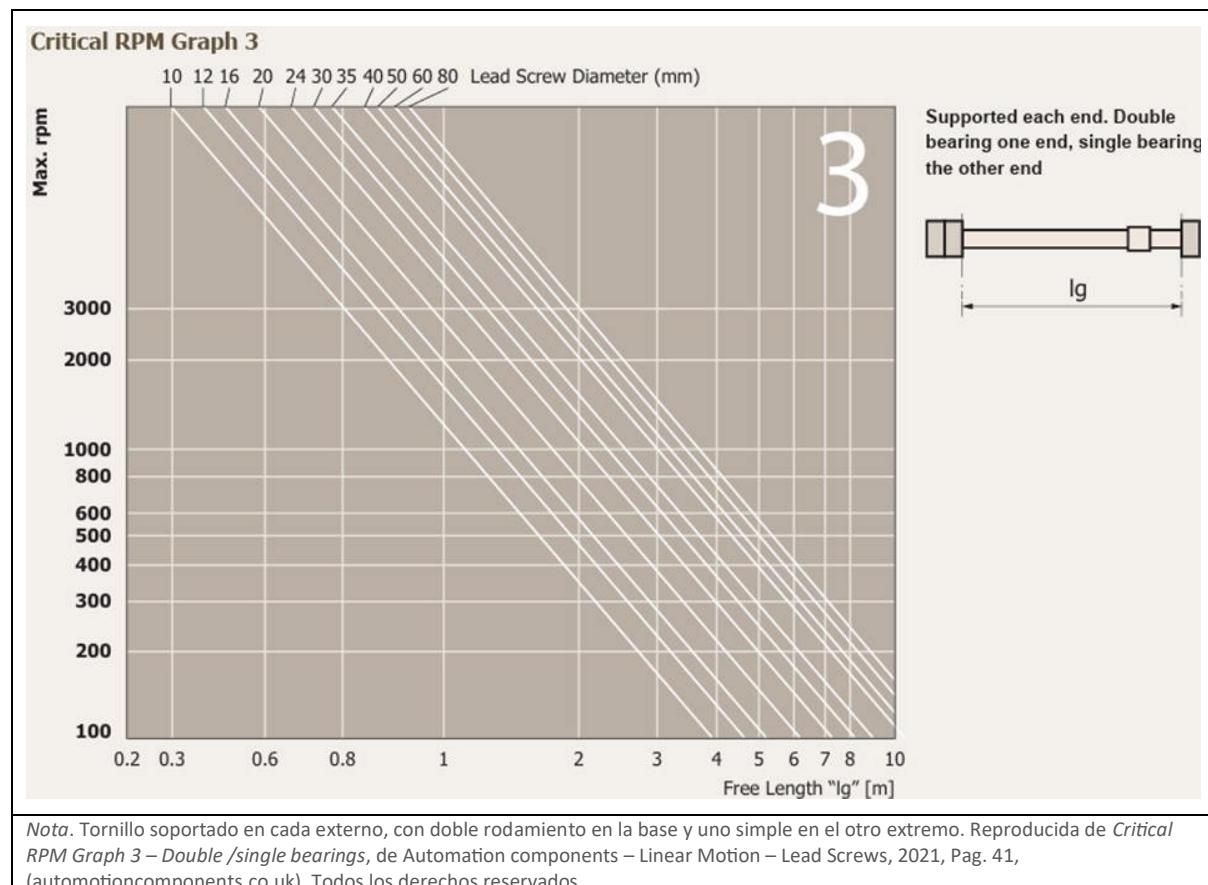
$$RPM = \frac{500 \frac{mm}{min}}{4 \frac{mm/rev}{}} = 125 \text{ [rpm]}$$

Como se ve en la ([Figura 5-1](#)) para 125 [rpm] se puede trabajar hasta 3[m] de largo en el tornillo. Por cuestiones prácticas en el diseño de la máquina, probablemente no se supere los $lg=0,8[m]$ ([Figura 4-1](#)). Con lo cual, no habrá problemas en cuanto a las rpm en la elección del tornillo.

La selección del Ø del tornillo de potencia, se hará entonces en base a la carga que soporta el tornillo ([Figura 5-2](#)). En la ([Figura 4-1](#)) se observa que la máquina tiene 2 tornillos, entonces cada tornillo cargara 5[kN].

El catálogo recomienda partir de un factor de seguridad mayor a 2 para evitar el pandeo en la compresión, el cual sería el caso propuesto, como se ve en el esquema de la máquina con sus esfuerzos de la [Figura 4-1](#).

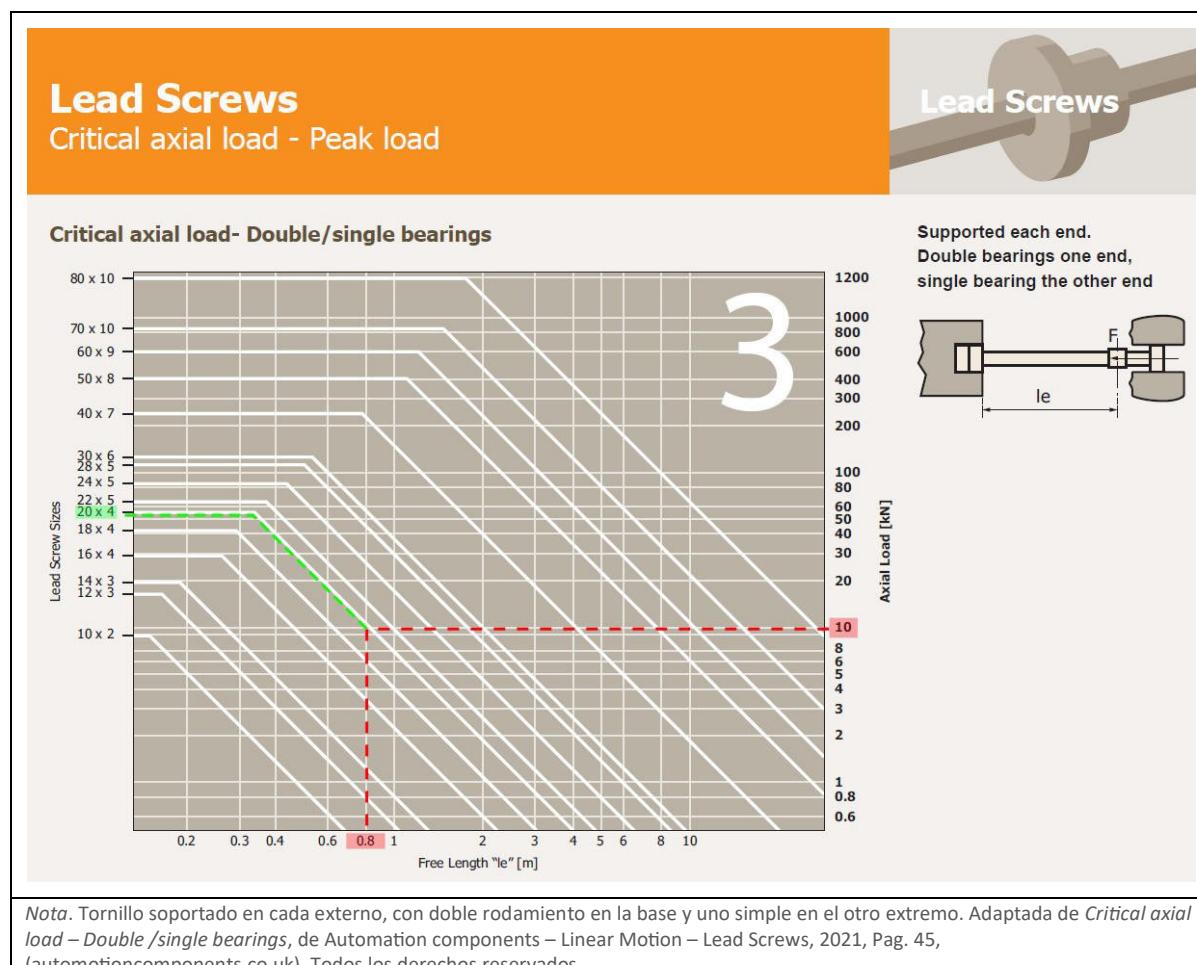
Figura 5-1 Selección de tornillo por RPM críticas.



Se parte entonces de un esfuerzo de 10[kN] y una longitud estimativa de “le” de 0,8[m].

En el gráfico de la ([Figura 5-2](#)) se observa que, para un trabajo en compresión se recomienda el uso de un tornillo de rosca trapezoidal de al menos TR20x4.

Figura 5-2 Gráfico para selección del tornillo de potencia



5.1.3 Cálculo del torque necesario

Para el cálculo del torque, si bien se elige el diámetro para 10[kN] en cada eje, (dados a que va a estar sometido a compresión y así evitar el pandeo) en realidad a la hora de ensayar no se usarán esos 10[kN] de esfuerzo por tornillo, se usaran 5[kN] que se plantearon en un principio.

5.1.3.1 Cálculo por catálogo

Antes de calcular el torque, se requiere saber la eficiencia de la rosca. El catálogo menciona que, a mayor ángulo de inclinación mayor eficiencia. En la página 5 del mismo, la tabla para el TR20x4 da un ángulo de $\alpha=4^{\circ}03'$. (Ver [Figura 5-4](#))

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi d_m} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{4mm}{\pi \cdot 18mm} \right) = 0,063576 [rad] = 4,046^{\circ} \rightarrow 4^{\circ}03'$$

La eficiencia esta dada por la siguiente ecuación (Ver [Figura 5-3](#)):

$$\eta = \frac{1 - \mu_k \cdot \tan(\alpha)}{1 + \frac{\mu_k}{\tan(\alpha)}} = \frac{1 - 0,2 \cdot \tan(4,046^\circ)}{1 + \frac{0,2}{\tan(4,046^\circ)}} = \frac{0,9858}{3,8275} = 0,2575 \approx 0,26$$

η = eficiencia

μ_k = Coeficiente de rozamiento dinámico entre el tornillo y su rosca (acero/bronce)

α = ángulo de hélice

$$C = \frac{F \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot 1000} \rightarrow C = \frac{5000[N] \cdot 4[mm]}{2 \cdot \pi \cdot 0,26 \cdot 1000} \rightarrow C = \frac{20000 [Nm]}{1633,63} \rightarrow C = 12,24[N]$$

C = torque necesario [Nm]	12,24
F = Fuerza Axial [N]	5000
P = Paso del tornillo [mm]	4
n = Eficiencia (asumiendo 0,2 como factor de fricción)	0,26
C = Torque necesario [Kg cm]	244,80
E = Factor de eficiencia en transmisión	1,5
C _c = Torque corregido por eficiencia en transmisión [Kg cm]	183,5
C _c = Torque corregido por eficiencia en transmisión [N m]	18,35
[μ_s] = El coeficiente de fricción dinámico, se supone una tuerca de bronce.	0,2

Lo que da como resultado que **cada tornillo requiere de 18,35 [N m] de torque**.

Figura 5-3 Cálculo de torque para el tornillo según catálogo

Torque

The torque necessary to move a screw and nut system is calculated from the following equation.

$$C = \frac{F \cdot P}{2\pi \cdot n \cdot 1000}$$

C = torque (input) (Nm)
 F = axial force on nut (N)
 P = true lead of screw (mm)
 n = efficiency (assume efficiency with first breakaway friction factor f = 0.2)

Example
 Find the torque required to move a 30x6 lead screw and nut
 Resistant axial force = 10.000 N $\eta = 0.26$
 Screw lead = 6 mm

$$\text{Torque} = \frac{F \cdot P}{2\pi \cdot n \cdot 1000} = \frac{10.000 \text{ (N)} \cdot 6 \text{ (mm)}}{2 \cdot \pi \cdot 0.26 \cdot 1000} = 36.7 \text{ Nm}$$

The torque value however does not consider the efficiency of mechanical parts moving together with the screw system, such as bearings, belts or other transmission components. In a planning project phase, an increase between the 20% and 30% of the theoretical value is recommended. If electric motors with low static torque are used assume another increase of 50% to find nominal torque.

$$C = 36.7 \text{ (Nm)} \cdot 1.3 \cdot 1.5 = 71.6 \text{ Nm}$$

Nota. Reproducida de *Torque – Double /single bearings*, de Automation components – Linear Motion – Lead Screws, 2021, Pag. 46, (automationcomponents.co.uk). Todos los derechos reservados.

5.1.3.2 Cálculo teórico

A modo de comparación también se realiza el cálculo teórico.

5.1.3.2.1 Fuerza para subir la carga

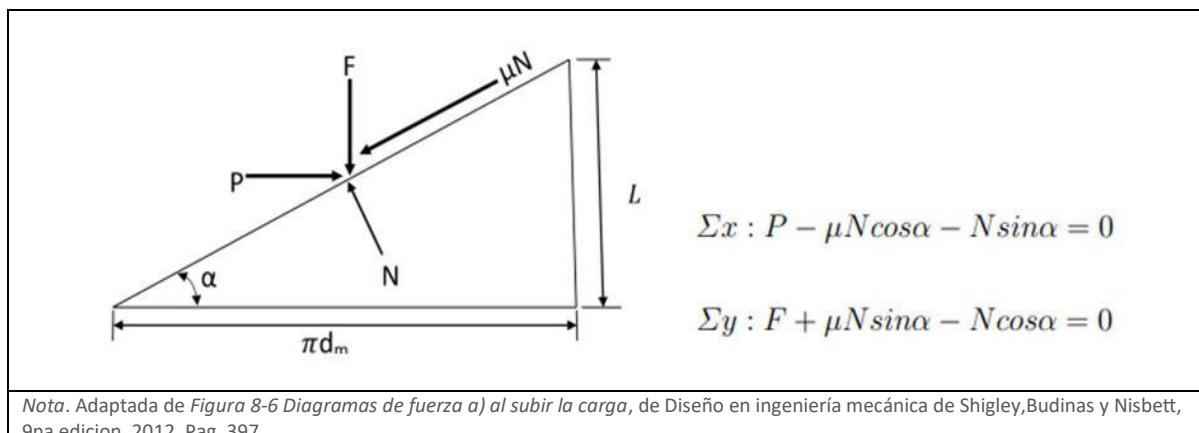
Según Nisbett y Budynas (2012), la rosca del tornillo se desarrolla exactamente una vuelta. El borde de la rosca forma la hipotenusa de un triángulo rectángulo cuya base es la circunferencia del círculo de diámetro medio de la rosca, mientras que la altura está dada por el avance.

El ángulo α , es el ángulo de avance de la rosca. La suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre el área normal de la rosca se representa por F .

Para elevar la carga, una fuerza P actúa a la derecha. La fuerza de fricción es el producto del coeficiente de fricción μ por la fuerza normal N , y actúa oponiéndose al movimiento.

El sistema está en equilibrio bajo la acción de estas fuerzas, por lo que, para elevar la carga, se tiene lo que se ve en la **Figura 5-4**.

Figura 5-4 Angulo de avance de la rosca



$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi d_m} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{4mm}{\pi \cdot 18mm} \right) = 0,063576 [rad] = 4,046^\circ \rightarrow 4^\circ 03'$$

F= Esfuerzo de tracción [N]	5000
α = ángulo de la hélice	4,046°
P = Fuerza axial actuando en el tornillo [N]	1335,31
N = Esfuerzo normal de reacción [N]	5074,7
μN = Esfuerzo por fricción	1014,9
d_m = Diámetro medio del tornillo [mm]	18
L = Paso del tornillo [mm]	4
μ_k = Coeficiente de fricción tornillo-tuerca	0,2
acero bronce (0,1-0,25)	
acero - acero (0,57 - 0,7)	

$$P = \frac{F(\mu_k \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))}{\cos(\alpha) - \mu_k \cdot \sin(\alpha)} = \frac{1350,29}{0,9833} = 1373,09 [N]$$

5.1.3.2.2 Torque necesario para subir la carga

$$T = P \times \frac{d_m}{2} = 12357,9 [Nm] \rightarrow 12,36[Nm]$$

Ahora al aplicar el factor de eficiencia en transmisión (1,5), da el Torque corregido.

$$T_{corregido} = 12,36[Nm] \times 1,5 = 18,54[Nm]$$

Valor muy similar al calculado según catálogo (18,35[Nm]).

5.1.3.3 Autobloqueo

Nisbett y Budynas (2012) indica que la condición para el autobloqueo es:

$$\pi \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} > L \rightarrow \pi \cdot 0,2 \cdot \frac{18[\text{mm}]}{2} > 4[\text{mm}] \rightarrow 5,65[\text{mm}] > 4[\text{mm}]$$

Lo que es igual a decir que:

$$\mu > \tan(\alpha) \rightarrow 0,2 > \tan(4,046^\circ) \rightarrow 0,2 > 0,07$$

Esto afirma que este sistema de rosca de potencia cumple con el autobloqueo necesario para mantener la carga, en este caso, la cruceta móvil con la celda de carga y morsa superior.

5.1.4 Resumen

La elección del tornillo de potencia será del tipo rosca trapezoidal TR20 de paso 4 [mm], el torque necesario para accionarlo debe ser de 18.54 [Nm] y cumple con ser auto bloqueante. En cuanto a las revoluciones por minuto, la mayor exigencia será a las 125 [rpm] que corresponde a 500 [mm/min] de avance, que es el valor más alto de velocidad con la cual se puede realizar un ensayo según la **norma** (Ver **Tabla 5-1**).

5.1.4.1 Opción ACME

Se puede elegir el tornillo en pulgadas tipo **ACME**, pero es recomendable un valor similar al elegido **TR** de 4[mm] de paso. Por ejemplo, si se eligiera un **ACME** de 10 hilos por pulgadas (2,54[mm] de paso) el rendimiento caería a 0,18 a diferencia de los 0,26 para el **TR** 4[mm].

En caso de usar un tornillo de 4 hilos por pulgada (6,35[mm] de paso) ya se perdería la capacidad de autobloqueo, con lo que no sería una opción recomendada.

Se recomienda entonces un tornillo de 5 hilos por pulgada (5,08[mm] de paso) lo que sería ideal, o en su defecto 6 hilos por pulgada (4,23[mm] de paso). Cuando mayor es el paso, mayor el rendimiento, pero se pierde la capacidad de autobloqueo.

5.2 Sistema de transmisión.

El sistema de transmisión en esta máquina es el encargado de transmitir potencia desde el motor hacia el tornillo de potencia. Para esto se elige lo que se suele utilizar en las **UTM**, lo cual son poleas y correas dentadas, esto brinda fluidez en su andar, precisión al ser un mecanismo sincrónico y mayor torque que una correa convencional dado al uso de dientes, los cuales distribuyen mejor la carga como lo demostró Milanovic et al. (2011)

Para el mando se elige un motor paso a paso por su alto torque a bajas vueltas, lo cual es ideal para usarlo como freno mecánico y también da la posibilidad de controlar la velocidad con gran precisión, como lo requiere la **norma** para hacer ensayos (Leadshine Technology, 2023).

Las velocidades son uno de los factores más importantes a la hora de elegir la transmisión, por eso se verá con atención lo que dicta la **Tabla 5-1**, la norma **ASTM D638** establece que cuando las velocidades de ensayo no son especificadas, se elegirá para cuando la rotura se produzca de 0,5 a 5 [min], entonces teniendo esto en cuenta, se analizará la tabla de materiales (probetas **tipo I, II, III y IV**) (ver **ANEXO B – Muestra de plásticos (tabla y gráficas)**). La velocidad que más aplica es la de 5[mm/min] para casos como nylon, petg, pc, ptfe por ejemplo, esto es para plásticos rígidos o semirrígidos (ASTM International, 2022a). Por otro lado, se observa que para plásticos no rígidos se usan velocidades más elevadas, desde 50[mm/min] hasta 500[mm/min].

Sabiendo esto, se descartará el uso de 500 [mm/min] como requisito para el sistema de transmisión, ya que es una velocidad elevada para la máquina. Pero si se usarán velocidades altas para el posicionamiento de las probetas al comienzo del ensayo (lo máximo que pueda proveer el sistema elegido).

Tabla 5-1 Velocidades en los ensayos

TABLE 1 Designations for Speed of Testing^A

Classification ^B	Specimen Type	Speed of Testing, mm/min (in./min)	Nominal Strain ^C Rate at Start of Test, mm/mm· min (in./in.-min)
Rigid and Semirigid	I, II, III rods and tubes	5 (0.2) ± 25 %	0.1
		50 (2) ± 10 %	1
		500 (20) ± 10 %	10
		5 (0.2) ± 25 %	0.15
		50 (2) ± 10 %	1.5
	IV	500 (20) ± 10 %	15
		1 (0.05) ± 25 %	0.1
		10 (0.5) ± 25 %	1
		100 (5) ± 25 %	10
		50 (2) ± 10 %	1
Nonrigid	III	500 (20) ± 10 %	10
		50 (2) ± 10 %	1.5
	IV	500 (20) ± 10 %	15
		50 (2) ± 10 %	1.5

^ASelect the lowest speed that produces rupture in 0.5 to 5 min for the specimen geometry being used (see 8.2).

^BSee Terminology D883 for definitions.

^CThe initial rate of straining cannot be calculated exactly for dumbbell-shaped specimens because of extension, both in the reduced section outside the gage length and in the fillets. This initial strain rate can be measured from the initial slope of the tensile strain-versus-time diagram.

Nota. Replicada de Table 1 - Designation for Speed of Testing, de ASTM D638-22 - Estándard Test Method for Tensile Properties of Plastics, 2022. Pag. 6. Todos los derechos reservados.

5.2.1 Transmisión con poleas sincrónicas.

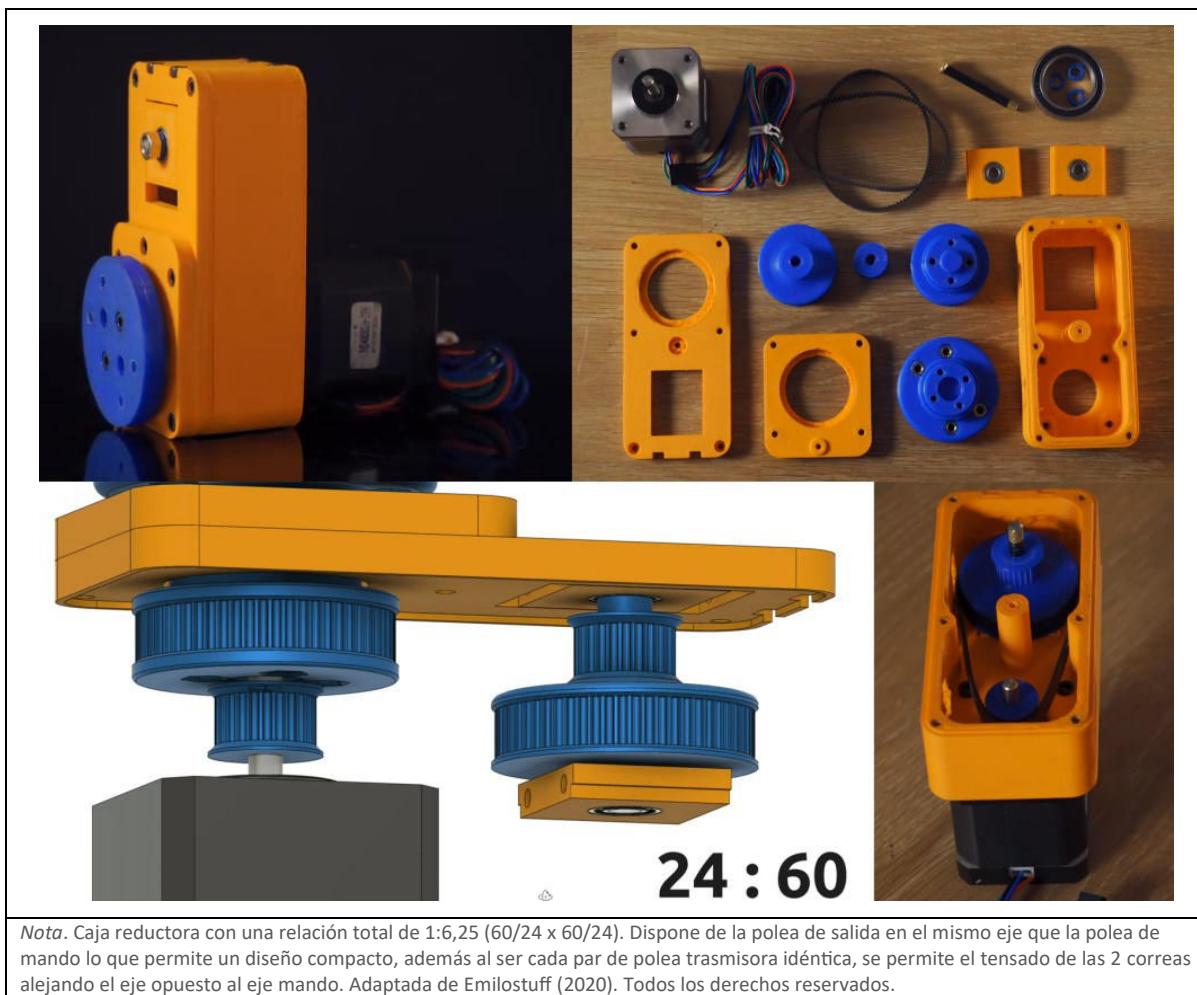
Para obtener un ahorro económico y más flexibilidad a la hora de adaptar el torque requerido para la máquina, se optará el diseño total de una caja reductora impresa en 3D a una opción comercial existente.

Dejan (2025) analiza 3 tipos de cajas reductoras impresas en 3D y concluye que la de correas sincrónicas es la mejor en términos generales.

Es por esto que para el diseño de la transmisión se tomará la como modelo la caja reductora (**Figura 5-5**) diseñada por Emilstuff (2020), la cual tienen como premisa el utilizar la impresión 3D para fabricar las poleas sincrónicas y el chasis principal, exceptuando las partes más exigidas mecánicamente, como lo son los rodamientos, ejes y burlonería.

Este modelo en particular entrega un torque máximo de 1,22 [Nm], con lo cual se está muy lejos del objetivo de 18,54 [Nm] necesario para cada uno de los 2 tornillos. Para esto se tomará el mismo diseño de caja reductora, pero optimizándolo para llegar a un valor más cercano al requerido.

Figura 5-5 Caja reductora impresa en 3D

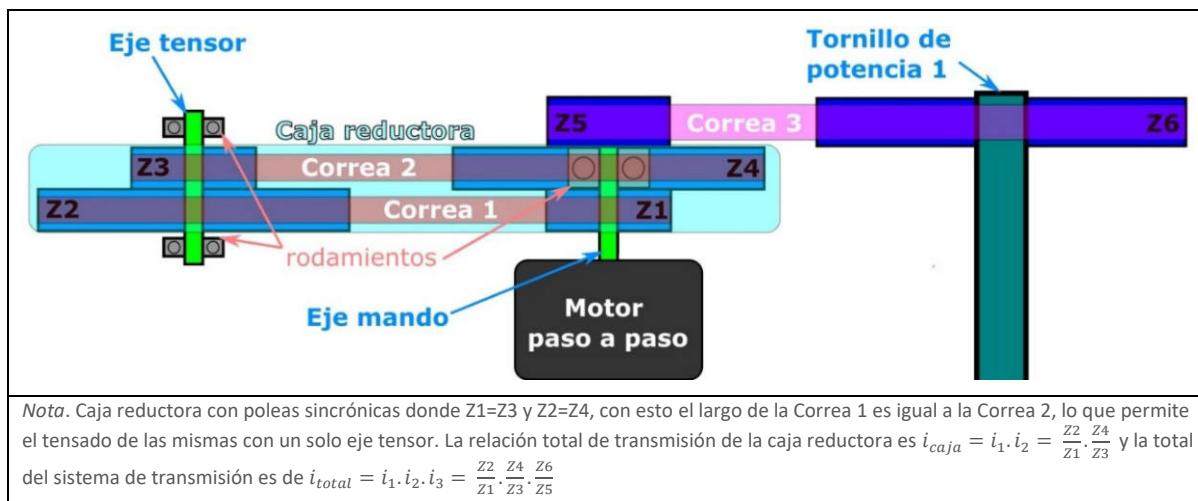


5.2.1.1 Requerimientos de torque y RPMs.

Se partirá del torque teórico¹⁹ requerido según los cálculos del tornillo de potencia, esto es 12,36 [N m]. Sabiendo que hay 2 tornillos, a cada uno le irá asociado una polea [Z6], la cual se conectará por la **[correa 3]** a una caja reductora única **[Z5]** (similar al modelo de Emilstuff), finalmente esta se asocia al eje del motor paso a paso (**Figura 5-6**).

19 - Se toma el teórico ya que es el que no tiene en cuenta el rendimiento de la transmisión. En estos casos ya está implícito en el valor final de 1,22 [Nm] de la caja de Emilstuff por ejemplo.

Figura 5-6 Esquema del sistema de transmisión



5.2.1.1.1 Torque

Si se requiere de 12,36 [N m] en cada tornillo de potencia (polea Z6), la caja (polea Z5) debería entregar el doble, es decir 24,72 [N m]. Si se parte de la relación total de la caja reductora de Emilstuff $i=6,25^{20}$, esto reduciría el momento torsor en:

$$Torque\ motor = \frac{24,72[N\ m]}{6,25} = 3,95 [N\ m]$$

Este valor de torque es un número más razonable para elegir un motor paso a paso.

Pero aún se puede sumar una reducción más en la transmisión, esto sería desde el eje de salida de la caja reductora (polea Z5) hacia cada tornillo de potencia (polea Z6). Si se supone una relación de 3, esto reduciría en 3 por ejemplo el torque requerido por parte del motor.

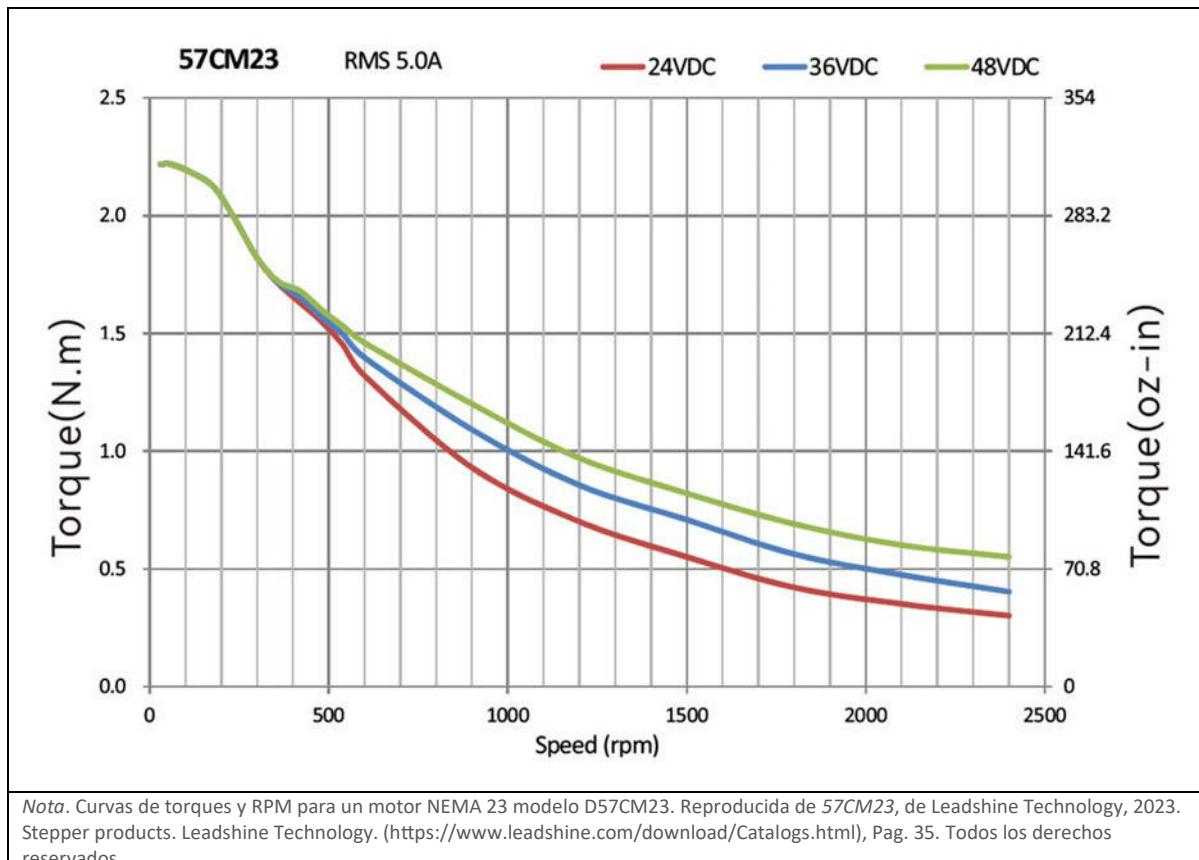
$$Torque\ motor = \frac{3,95[N\ m]}{3} = 1,31 [N\ m]$$

Lo cual ya si es un valor mucho más lógico para la elección del motor. Se partirá entonces de la elección de un motor más potente del tipo NEMA 23 a diferencia del NEMA 17 propuesto en la caja reductora de Emilstuff.

20 - Viene de las 2 etapas de relación de transmisión 2,5. ($i_1=i_2=2,5$) → $i_t = i_1 \times i_2 \rightarrow 2,5 \times 2,5 = 6,25$

Como se ve en la **Figura 5-7** del motor Nema 23 propuesto, si se elige la curva roja de 24[V]²¹, esto dará un rango de trabajo de 0 a 600 [rpm] para este caso hipotético de 1,31[Nm] de Torque.

Figura 5-7 Curva de torque motor paso a paso NEMA 23



5.2.1.1.2 Rpm

Suponiendo el caso hipotético de una relación de transmisión total de:

$$I_t = 6,25 \times 3 = 18.75$$

A 600 [rpm] a la salida del motor, en cada tornillo de potencia se tiene:

$$n_{tornillo} = \frac{600 \text{ [rpm]}}{18.75} = 32 \text{ [rpm]}$$

21 - Ese elige 24[V] ya que es un voltaje estándar, lo cual hace más económico y fácil conseguir una fuente de poder.

Sabiendo la velocidad angular del tornillo de potencia y conociendo su paso, se puede calcular la velocidad de desplazamiento vertical efectiva para realizar el ensayo:

$$v_{tornillo} = 32 \text{ [rpm]} \times 4 \frac{\text{[mm]}}{\text{vuelta}} = 128 \frac{\text{[mm}}{\text{min}}$$

Lo cual confirma que se cumple para las velocidades de ensayo de $1\frac{\text{mm}}{\text{min}}$, $5\frac{\text{mm}}{\text{min}}$, $50\frac{\text{mm}}{\text{min}}$ y $100[\text{mm/min}]$, no así para $500\frac{\text{mm}}{\text{min}}$.

Dicho en otras palabras, suponiendo el hipotético caso del uso de una caja reductora ([Figura 5-6](#)) de 6,25 de reducción, sumado a la reducción de 3 que existiese desde la caja reductora a cada tornillo de potencia, se podrá realizar ensayos de hasta $10[\text{kN}]$ a $100\frac{\text{mm}}{\text{min}}$, eligiendo el motor paso a paso de la [Figura 5-7](#).

(Los cálculos se harán con las velocidades $1[\text{mm/min}]$, $5[\text{mm/min}]$ y $50[\text{mm/min}]^{22}$)

- RPM para velocidad de ensayo de $1\frac{\text{mm}}{\text{min}}$:

Para la velocidad de ensayo 1, $v1=1\frac{\text{mm}}{\text{min}}$ el tornillo debe girar:

$$rpm_{v1-z6} = \frac{1\frac{\text{mm}}{\text{min}}}{4\frac{\text{mm}}{\text{rev}}} = 0,25[\text{rpm}]$$

Y el motor teniendo en cuenta la relación de transmisión total $I_t = 18,75$:

$$rpm_{v1-z1} = 0,25[\text{rpm}] \cdot 18,75 = 4,68[\text{rpm}]$$

- RPM para velocidad de ensayo de $5\frac{\text{mm}}{\text{min}}$:

Para la velocidad de ensayo 2, $v2=5\frac{\text{mm}}{\text{min}}$ el tornillo debe girar:

22 - En la gráfica 1 del plano 1 del Anexo B, se observa que $100[\text{mm/min}]$ no se usa prácticamente.

$$rpm_{v2-z6} = \frac{5[\frac{mm}{min}]}{4[\frac{mm}{rev}]} = 1,25[rpm]$$

Y el motor teniendo en cuenta la relación de transmisión total $I_t = 18,75$:

$$rpm_{v2-z1} = 1,25[rpm] \cdot 18,75 = 23,43[rpm]$$

- RPM para velocidad de ensayo de $50[\frac{mm}{min}]$:

Para la velocidad de ensayo 3, $v3=50[\frac{mm}{min}]$ el tornillo debe girar:

$$rpm_{v3-z6} = \frac{50[\frac{mm}{min}]}{4[\frac{mm}{rev}]} = 12,5[rpm]$$

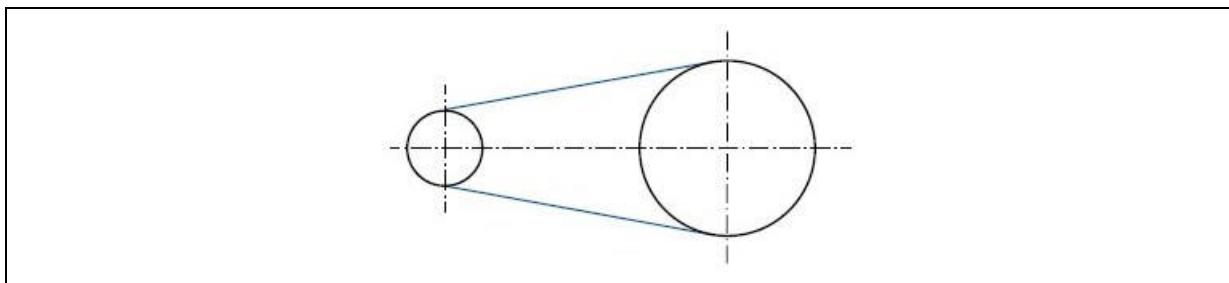
Y el motor teniendo en cuenta la relación de transmisión total $I_t = 18,75$:

$$rpm_{v3-z1} = 12,5[rpm] \cdot 18,75 = 234,375[rpm]$$

5.2.1.2 Selección del tipo de correa sincrónica

Para elegir la correa se puede consultar a los diferentes catálogos de fabricantes, en los que se observa que siempre se empieza con 2 valores de entrada para comenzar con la selección, la potencia y las RPM. Para este caso en particular se trabajará con el ejemplo de **transmisión de potencia**, donde se usa un montaje de correa del tipo “sin fin”.

Figura 5-8 Transmisión con correa sincrónica tipo sin fin



Arntz Optibelt Group, (s. f.) de igual forma, parte de los valores de la polea motriz, es decir las rpm y la potencia, en este caso se comienza con la polea motriz Z1.

5.2.1.2.1 Potencia

Para calcular la potencia se usa la fórmula de torque con rpm.

$$P = \frac{T \cdot 2\pi \cdot rpm}{60}$$

Donde:

- P es la potencia en watts (W).
- T es el torque en newton metros (Nm).
- rpm son las revoluciones por minuto.

- Para velocidad de ensayo 1:

Se comienza con la “correa 1” de la polea Z1 del motor para la velocidad de ensayo 1, entonces el torque sería de $T_{Z1} = 1,31[Nm]$.

$$P_{v1} = \frac{1,31[Nm] \cdot 2\pi \cdot 4,68[rpm]}{60} = 0,64[W]$$

- Para velocidad de ensayo 2:

$$P_{v2} = \frac{1,31[Nm] \cdot 2\pi \cdot 23,43[rpm]}{60} = 3,23[W]$$

- Para velocidad de ensayo 3.

$$P_{v3} = \frac{1,31[Nm] \cdot 2\pi \cdot 234,375[rpm]}{60} = 32,30[W]$$

(Arntz Optibelt Group, s.f.) corrige la potencia con un factor de servicio C_2 , que también depende de otros factores.

$$C_2 = C_0 + C_6 + C_8$$

- Para C_0 se elige un factor de 1,4 el cual corresponde para una máquina de funcionamiento intermitente con movimiento uniforme y hasta 16 horas de uso diario.
- Para C_6 se elige un factor de 0 al no tener tensor de por medio.
- Para C_8 se elige un factor de 0 ya que se consideraría un arranque sin carga al ser una máquina de tracción donde el esfuerzo comienza en 0.

Con esto, el factor de servicio C_2 sería de:

$$C_2 = C_0 + C_6 + C_8 \rightarrow C_2 = 1,4 + 0 + 0 \rightarrow C_2 = 1,4$$

Teniendo en cuenta las 3 velocidades para ensayar y aplicando el factor de servicio, se tiene en Z1:

- **Velocidad 1 → 4,68[rpm] a 0,896[W]**
- **Velocidad 2 → 23,43[rpm] a 4,52[W]**
- **Velocidad 3 → 234,3[rpm] a 45.22[W]**

En la **Figura 5-9**, se ve que todos los tipos de correa satisfacen estos valores muy bajos de potencias a bajas rpm.

Figura 5-9 Selección de pasos de correas

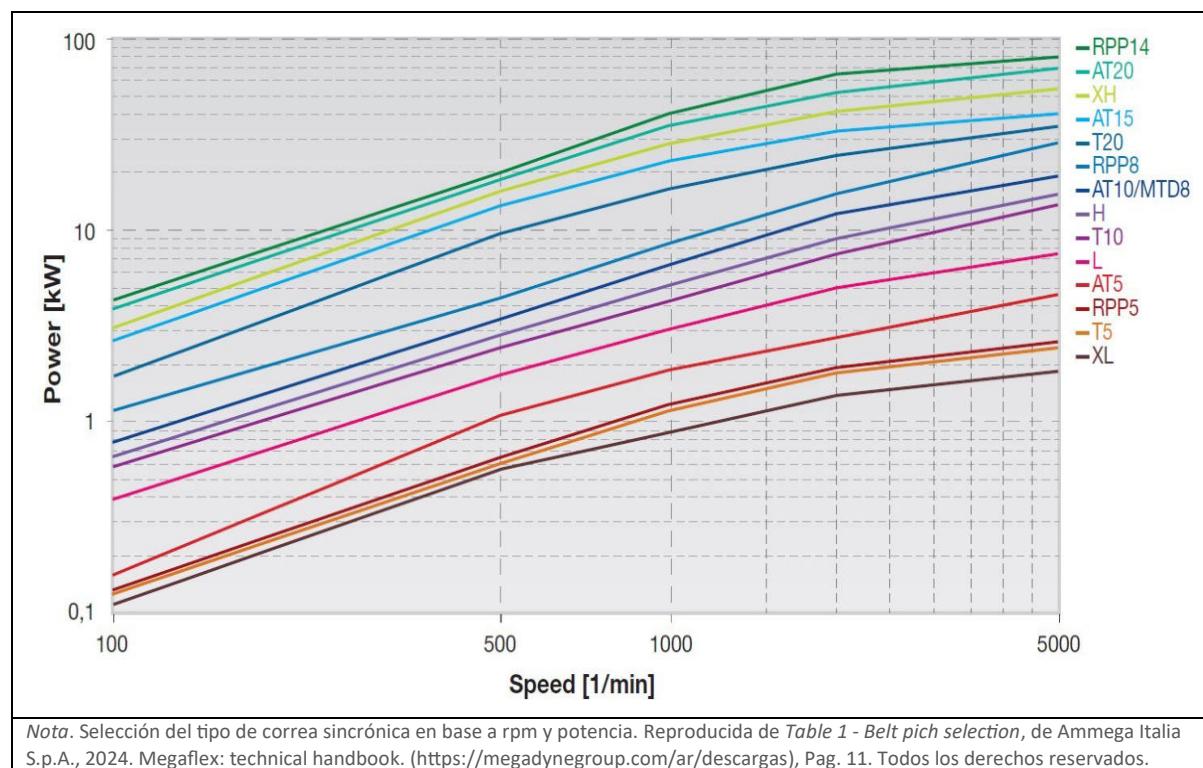
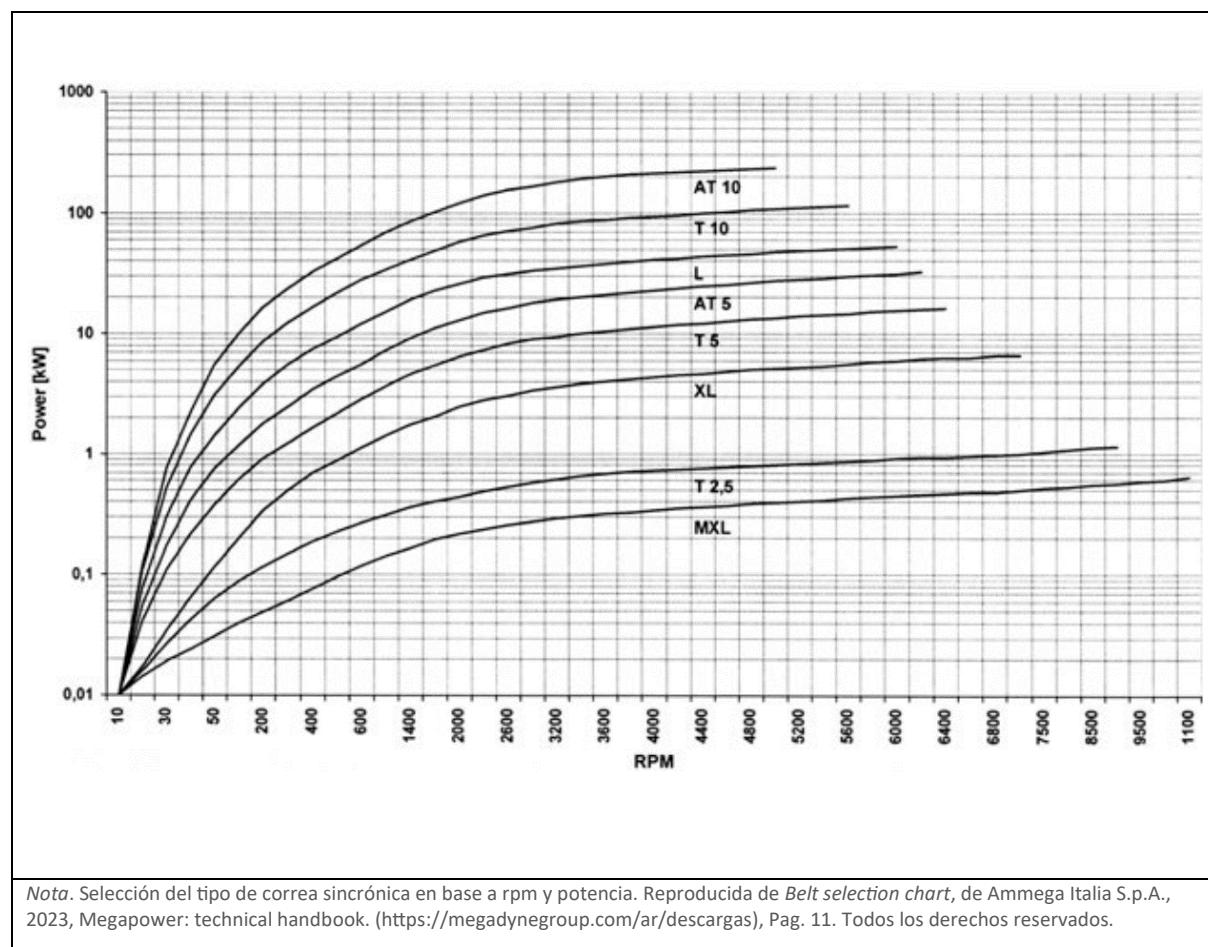
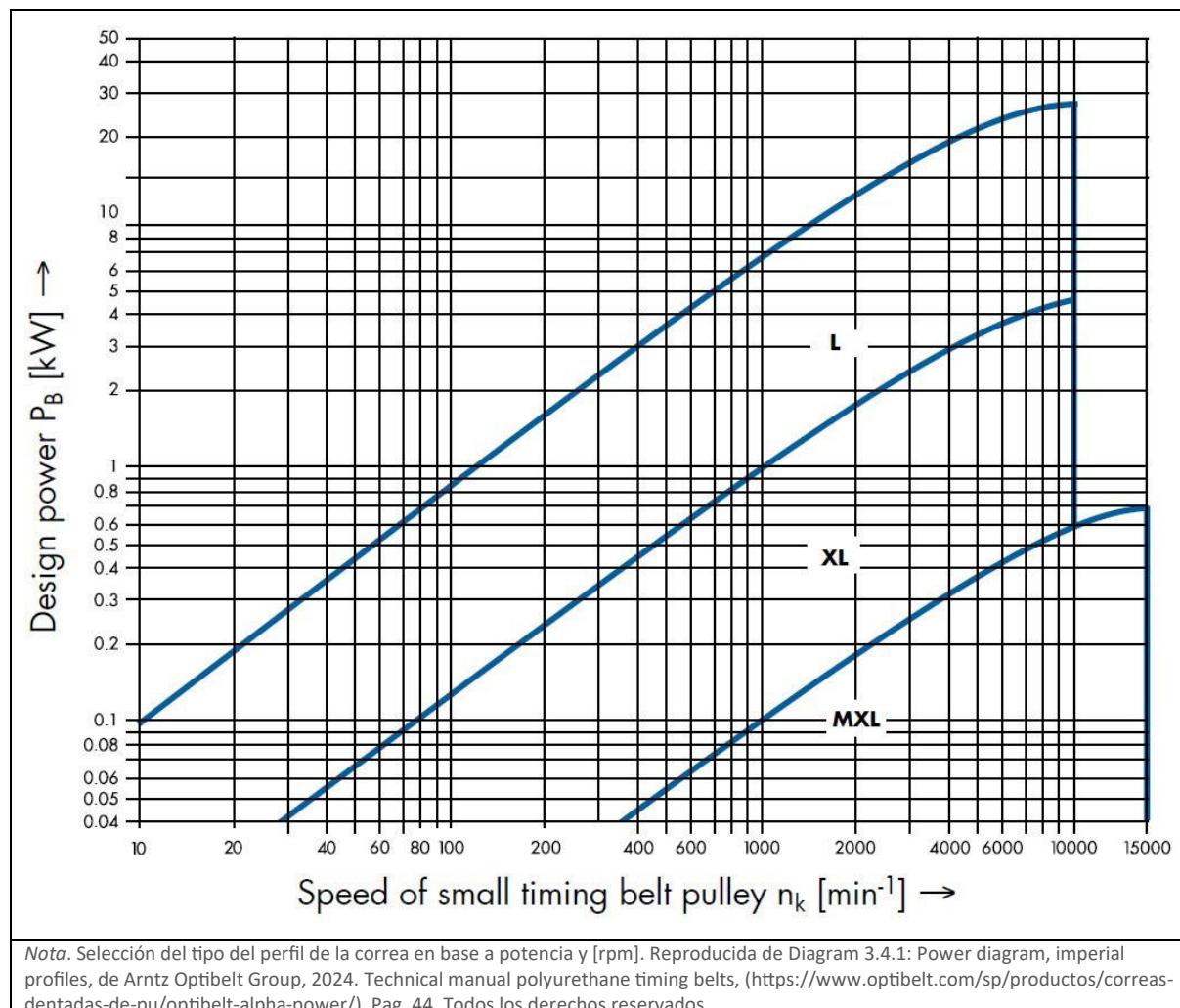


Figura 5-10 Curvas de selección de correas

Si bien se podría elegir cualquier tipo de correa sincrónica, se tomarán las 2 más conocidas, las cuales son en paso métrico según norma ISO17394 (T5 – T10, AT5 – AT10) o paso en pulgadas según norma ANSI RMA IP-24 (XL - L). En este caso en particular **se elige paso en pulgada**, por ser lo que más se dispone comercialmente en el país al ser utilizadas en autopartes.

Figura 5-11 Diagrama de potencia para correas ANSI RMA IP-24



Entonces volviendo a la **Figura 5-6**, para la “correa 1” de la transmisión i_1 entre las poleas Z1 y Z2 se elige la correa del tipo XL.

Para la “correa 2” se tiene que $i_1 = i_2$, recordando que la potencia es relación directa del torque y las rpm, se da que es la misma potencia que para la “correa 1” porque el torque se multiplica por i_1 y la velocidad se divide por el mismo i_1 . Pero al ser otra transmisión se aplica nuevamente el factor de servicio.

Teniendo en cuenta las 3 velocidades para ensayar, ahora para la correa 2 se debe dividir las rpm por $i_2 = 2,5$ para obtener en la polea Z2 y Z3 las siguientes rpm:

- **Velocidad 1 → 1,872[rpm] a 1,254[W]**
- **Velocidad 2 → 9,36[rpm] a 6,328[W]**
- **Velocidad 3 → 93,72[rpm] a 63.308[W]**

Con lo cual se ve que la correa XL empieza a quedarse más ajustada a bajas RPM, según la gráfica de potencia y rpm.

Aun así, se elige el perfil XL para mantener la simetría en las 2 correas.

Para el caso de la “correa 3”, la potencia se incrementará un poco, porque se prevé agregar un tensor de por medio como se verá más adelante, con este tensor, el factor de servicio pasará de $C_2 = 1,4$ a $C_2 = 1,6$ al tomar el factor $C_0 = 0,2$ teniendo en cuenta el tensor.

Retomando las 3 velocidades para ensayar, ahora para la correa 3 se debe dividir las rpm por $i_3 = 3$

Con lo que en Z4 y Z5, se tienen las siguientes rpm:

- Velocidad 1 → 0,624[rpm] a 2[W]
- Velocidad 2 → 3,12[rpm] a 10,125[W]
- Velocidad 3 → 31,24[rpm] a 101.293[W]

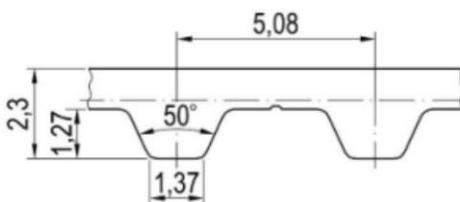
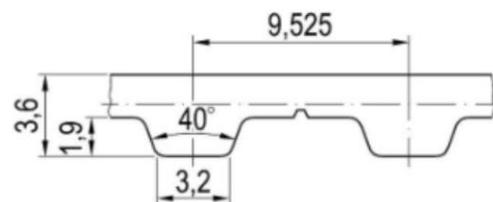
Y la potencia sería a la mitad, ya que el torque se divide en 2 para cada polea Z6:

- **Velocidad 1 → 0,624[rpm] a 1[W]**
- **Velocidad 2 → 3,12[rpm] a 5,062[W]**
- **Velocidad 3 → 31,24[rpm] a 50.646[W]**

Para el caso de la correa 3, se elige el perfil L. En la gráfica de la [Figura 5-11](#) se observa que trabaja holgadamente con estos valores de potencia y rpm.

Nota. Hay que tener en cuenta que el torque aumenta en cada relación de transmisión y como se verá a continuación es el que afecta la elección del ancho de la correa. La potencia en teoría se mantiene, pero es corregida por el factor de servicio, por lo que el valor calculado para la selección de la correa aumenta.

Figura 5-12 Perfiles de correas dentadas XL y L

Technical Data Sheet		Technical Data Sheet	
optibelt ALPHA TORQUE XL - ST		optibelt ALPHA TORQUE L - ST	
PU Timing Belt, Cast Polyurethane, Endless		PU Timing Belt, Cast Polyurethane, Endless	
Dimensions, Tolerances		Dimensions, Tolerances	
Profile:	XL	Profile:	L
Tooth pitch t:	1/5 in = 5.08 mm	Tooth pitch t:	3/8 in = 9.525 mm
Total thickness:	2.3 mm	Total thickness:	3.6 mm
Tooth height:	1.27 mm	Tooth height:	1.9 mm
Tooth tip width:	1.37 mm	Tooth tip width:	3.2 mm
Tooth flank angle:	50°	Tooth flank angle:	40°
Length tolerance:	See table	Length tolerance:	See table
Width tolerance:	+0.5/-0.8 mm	Width tolerance, b ≤ 25.4 mm:	+0.8/-1.3 mm
Thickness tolerance:	±0.25 mm	Thickness tolerance:	±0.3 mm
¹Till belt length 838.2 mm width tolerance ± 0.8 mm			
			

Nota. Adaptada de Technical Data Sheet optibelt ALPHA TORQUE XL y L, de OPTIBELT GmbH 09/2015. Todos los derechos reservados.

5.2.1.3 Cálculo del ancho de correa

Para calcular el ancho de la correa primero se debe tener los siguientes valores. (Arntz Optibelt Group, s.f.)

- C_2 = Factor de servicio
- M_t = Momento torsor o torque en la polea motriz.
- d_1 = Diámetro primitivo en la polea motriz.
- F_u = Fuerza tangencial en la polea o fuerza en la correa.

$$F_u[N] = \frac{M_t[Nm] \cdot 2000}{d_1[mm]}$$

- Z_e = Dientes de la correa en contacto con la polea motriz.
- $F_{N\ spez}$ = Fuerza transmitida por diente por unidad de ancho (ver tabla de correa).
- b = Ancho de correa.

$$b[mm] = \frac{F_u \cdot C_s}{F_{P\ spez} \cdot Z_m}$$

El factor de servicio al igual que cálculos anteriores, sigue siendo de 1,4.

5.2.1.3.1 Selección del ancho en correa 1

La fuerza tangencial para la polea Z1 (24 dientes XL) es:

$$F_u[N] = \frac{1,31[Nm].2000}{38,81[mm]} = 67,50[N]$$

Los dientes en contacto se calculan con la calculadora online de (ReCalc, s. f.) eligiendo una correa de 120 dientes del tipo XL, lo que da $Z_e=12$.

Finalmente, la tensión soportada en el diente sale para el caso de mayor rpm en la Z1, esto es 232,3[rpm], lo cual da un $F_{N\ spez} = 1,962[\frac{N}{mm}]$ para 300 [rpm]. (Arntz Optibelt Group, 2017)

Con todos estos valores ya se puede calcular el espesor recomendado para la correa 1.

$$b = \frac{67,50[N].1,4}{1,962[\frac{N}{mm}].12} = 4,01[mm]$$

Entonces con $b=4,01[mm]$ se debe elegir el próximo superior, que sería una correa de ancho de 0,25" o **6,35[mm]**.

5.2.1.3.2 Selección del ancho en correa 2

La fuerza tangencial para la polea Z3 (24 dientes XL) es:

$$F_u[N] = \frac{1,31[Nm].\frac{60}{24}.2000}{38,81[mm]} = 168,77[N]$$

Con los dientes en contacto nuevamente se usa $Z_e=12$.

Finalmente, la tensión soportada en el diente sale para el caso de mayor rpm en la Z3, esto es 92,92[rpm], lo cual da un $F_{N\ spez} = 2,218[\frac{N}{mm}]$ para 100 [rpm].

Con todos estos valores ya se puede calcular el espesor recomendado para la correa 2.

$$b = \frac{168,77[N].1,4}{2,218[\frac{N}{mm}].12} = 8,87[mm]$$

Lo cual da para elegir una correa de 0,37" de espesor o **9,53[mm]**.

5.2.1.3.3 Selección del ancho en correa 3

Para elegir el ancho de la correa se debe elegir la polea motriz de menor diámetro.

Entonces se requiere calcular la fuerza tangencial para la polea Z5, se elige de la tabla 46 de Arntz Optibelt Group (s. f.) una polea de 18 dientes de perfil L, el cual tiene un D_p de 54,57[mm] que respecto a la polea Z4 de perfil XL tiene una relación de 1,4 (es decir que $D_{pZ5} \cdot 1,4 = D_{pZ4}$).

Además, hay que recordar que la correa 3 divide el torque a cada polea Z6 de cada tornillo, por lo que el esfuerzo se divide en 2:

$$F_u[N] = \frac{168,77[Nm] \cdot 1,4}{2} = \mathbf{118.14[N]}$$

Con los dientes en contacto se usará $Z_e=9$ para una correa del tipo L de 200 dientes y un $Z_6=60$ (ReCalc, s. f.). Finalmente, la tensión soportada en el diente sale para el caso de mayor rpm en la Z5, esto es 31,24[rpm], lo cual da un $F_{N\ spez} = 3,66[\frac{N}{mm}]$ para 40 [rpm] (Arntz Optibelt Group, 2012).

Con todos estos valores ya se puede calcular el espesor recomendado para la correa 3, pero ahora para un $C_2=1.6$.

$$b = \frac{118.14[N] \cdot 1,6}{3,66[\frac{N}{mm}] \cdot 9} = \mathbf{5,74[mm]}$$

Esto da para elegir una correa de 0,5" de espesor o **12,7[mm]**.

Además de estos cálculos analíticos, se puede usar de guía las gráficas de la [Figura 5-13](#) y [Figura 5-14](#).

Figura 5-13 Tipo y ancho de correas – Megaflex

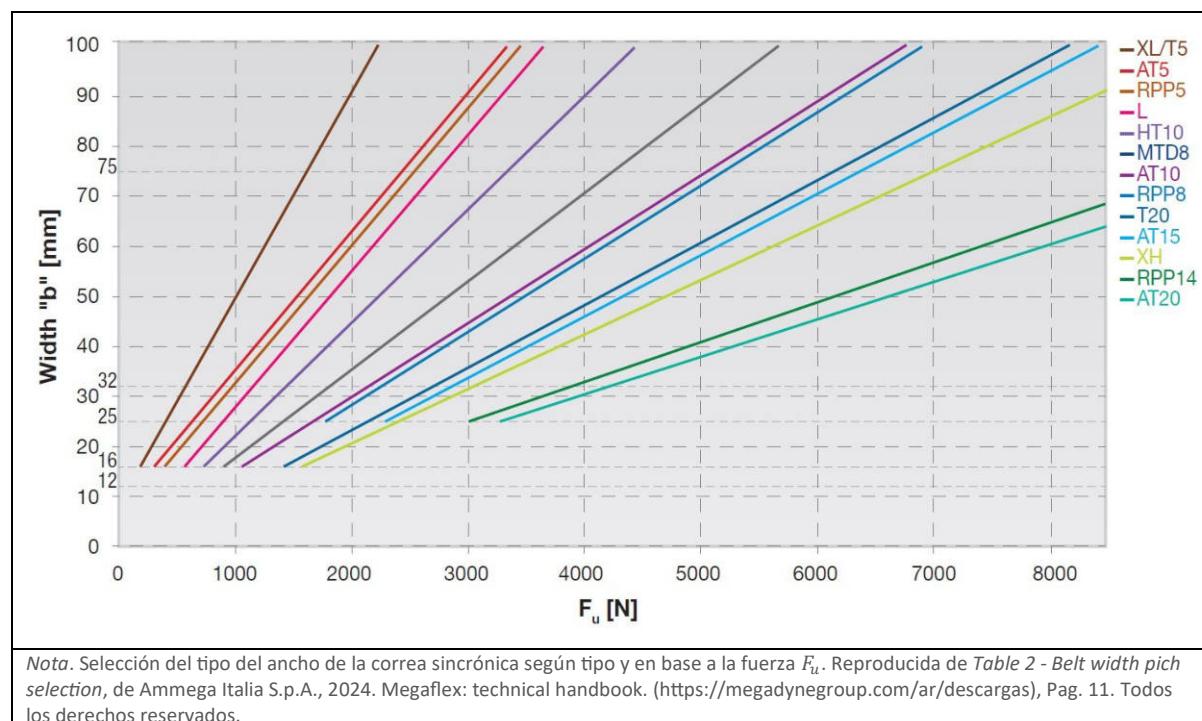
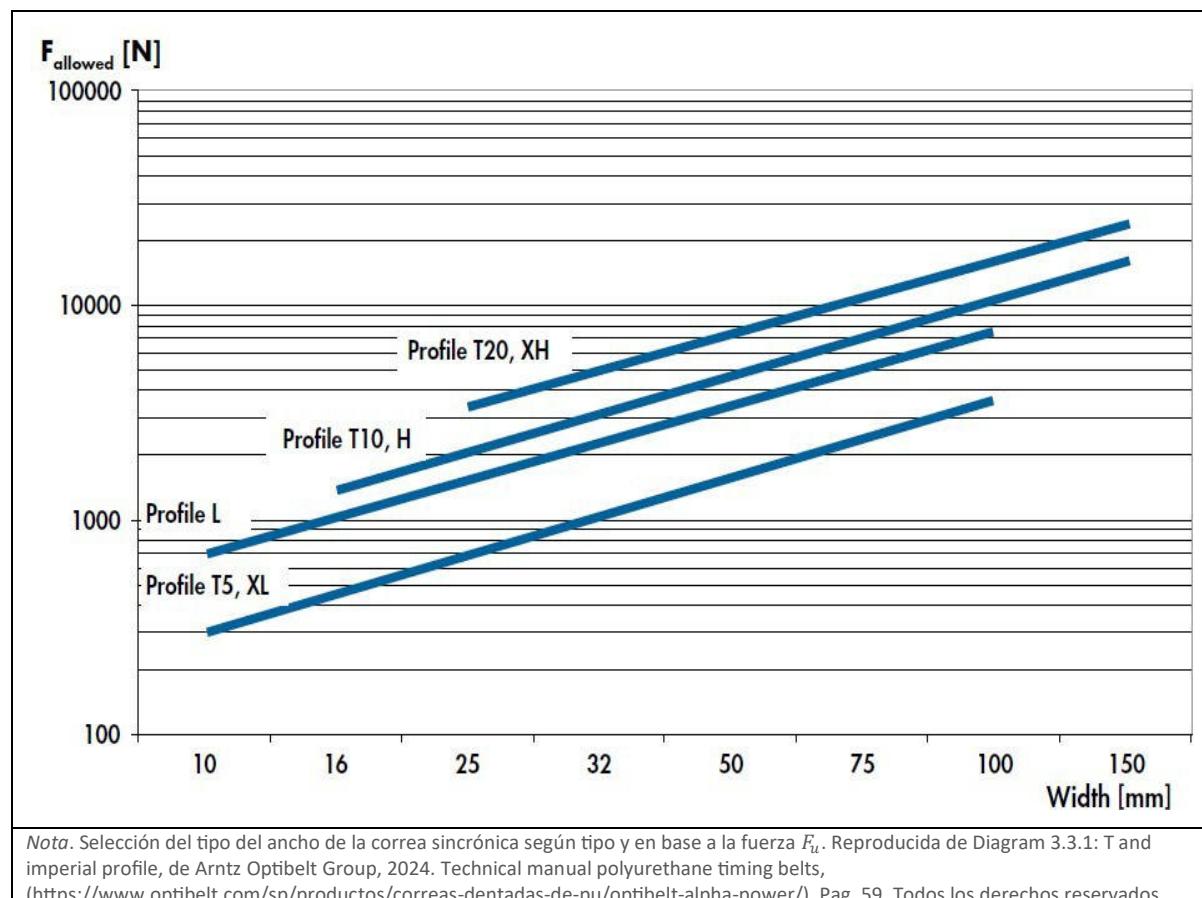


Figura 5-14 Tipo y ancho correas – Optibelt



5.2.1.4 Cálculo de tensión estática de las correas.

Arntz Optibelt Group (s.f.) detalla que para trasmisión de potencia la tensión estática

es:

$$F_T = 0,55 \cdot C_V \cdot F_U$$

Donde C_V es el factor de tensión que depende del factor de servicio C_2 .

$$C_V \geq \frac{C_2 - 1}{10} + 1$$

$$C_V = \frac{1,4 - 1}{10} + 1 = 1,04$$

Por lo que F_T para la correa 1 es:

$$F_T = 0,55 \cdot 1,04 \cdot 67,5[N] = 38,61[N]$$

F_T para la correa 2 es:

$$F_T = 0,55 \cdot 1,04 \cdot 168,77[N] = 96,53[N]$$

F_T para las correas 3 es:

$$F_T = 0,55 \cdot 1,04 \cdot 118,14[N] = 67,57[N]$$

5.2.2 Diseño propuesto de la caja reductora

Ya teniendo los tipos de correas y poleas a emplear y conociendo el motor paso a paso, se comienza con un diseño prototipo en base al modelo de Emilstuff.

En primera instancia se ve que, si se usa la misma relación de transmisión de 60 dientes para la polea Z2 y Z4 y 24 dientes para la polea Z1 y Z3, quedaría una caja reductora muy voluminosa, lo cual puede perjudicar el diseño de la estructura principal de la máquina. Esto es al tener que separar la distancia entre los tornillos de potencia, que aumentaría el largo de los travesaños móvil y fijo, quitando rigidez estructural a la misma.

Para evitar esto se tratará de llevar al mínimo el tamaño de las poleas para obtener una relación de transmisión acorde a los requerimientos de la máquina. Se verificarán dimensiones, interferencias y ensamble para ir iterando hasta el diseño final.

En la ([Figura 5-15](#)) se puede observar un diseño de la caja en su cuarta versión “v4”, además de la transmisión se han ido ajustando detalles para facilitar el ensamblaje y montaje de correas entre otras cosas.

En este caso las poleas se redujeron significativamente, Z1 y Z3 bajaron de 24 a 12 dientes mientras que Z2 y Z4 de 60 a 40 dientes. Con esto se redujo aproximadamente un 33% el área de transmisión requerida en la caja reductora.

Con esta nueva configuración se tiene una relación de transmisión de:

$$i_1 = i_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{12} = 3,33$$

Lo que da una relación de transmisión total de:

$$it = i_1 \cdot i_2 = 3,33 \cdot 3,33 = \mathbf{11,11}$$

Esta relación de transmisión de la caja en su versión 4, es superior a la relación de transmisión ([it=6,25](#)) calculada previamente, con lo cual se mejoraría el torque de salida total.

[Figura 5-15](#) Caja reductora motor NEMA 23 – v4

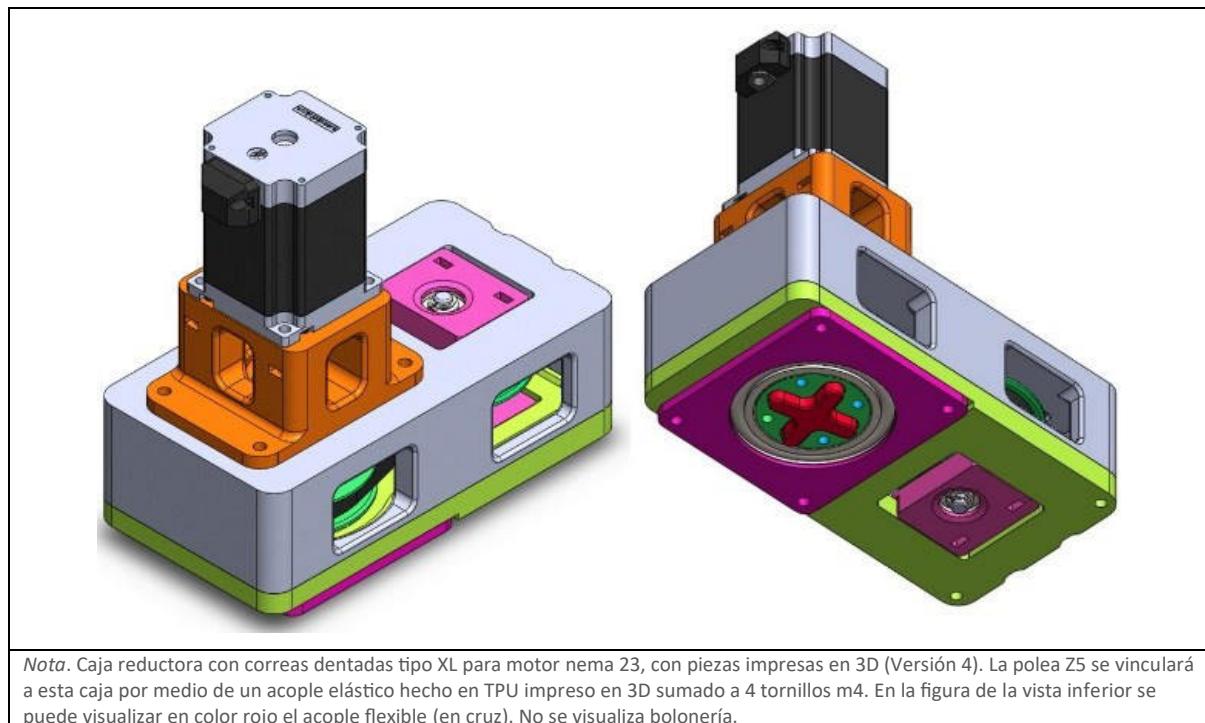


Figura 5-16 Vista en corte isométrica de caja reductora NEMA 23 - v4

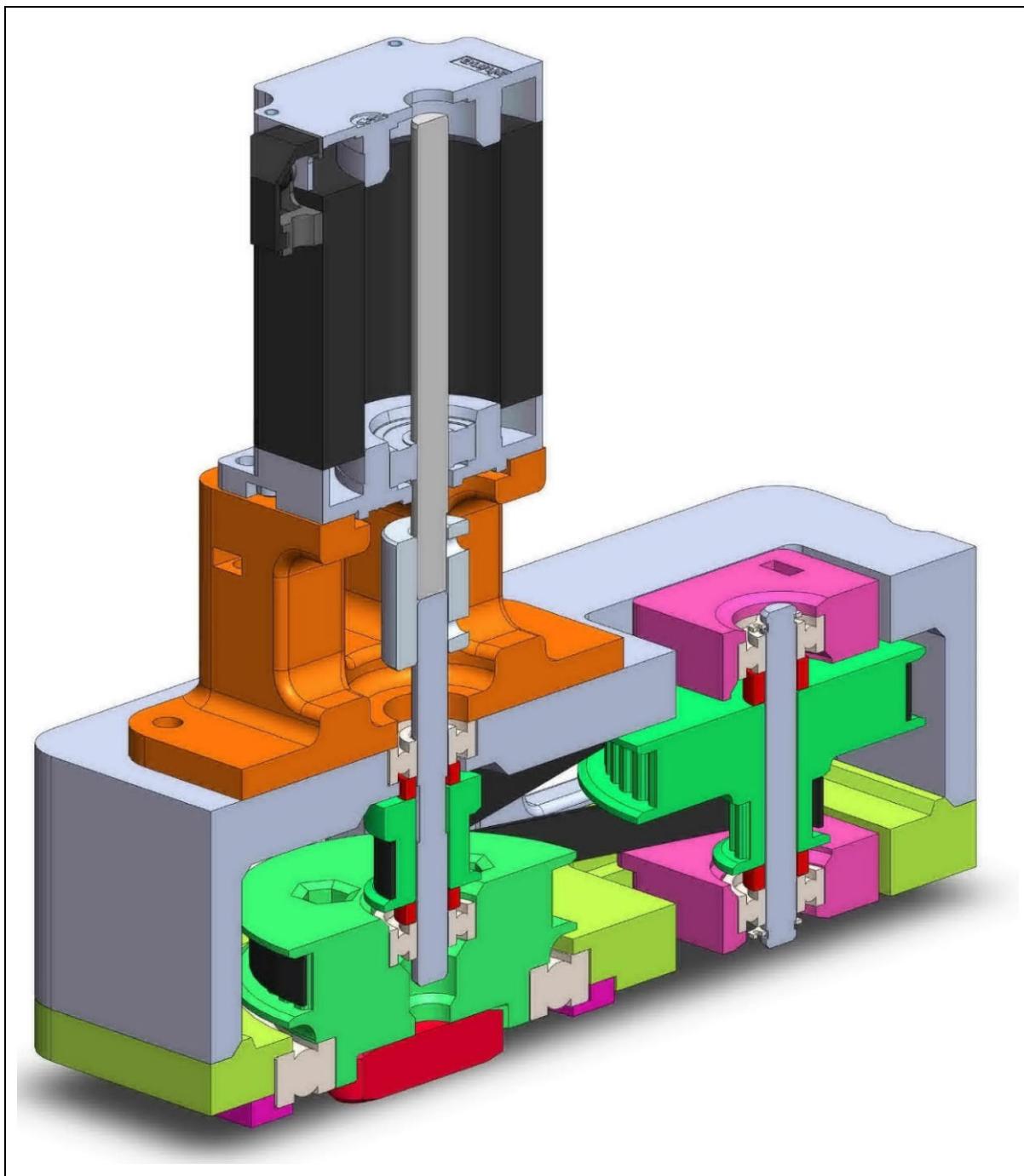
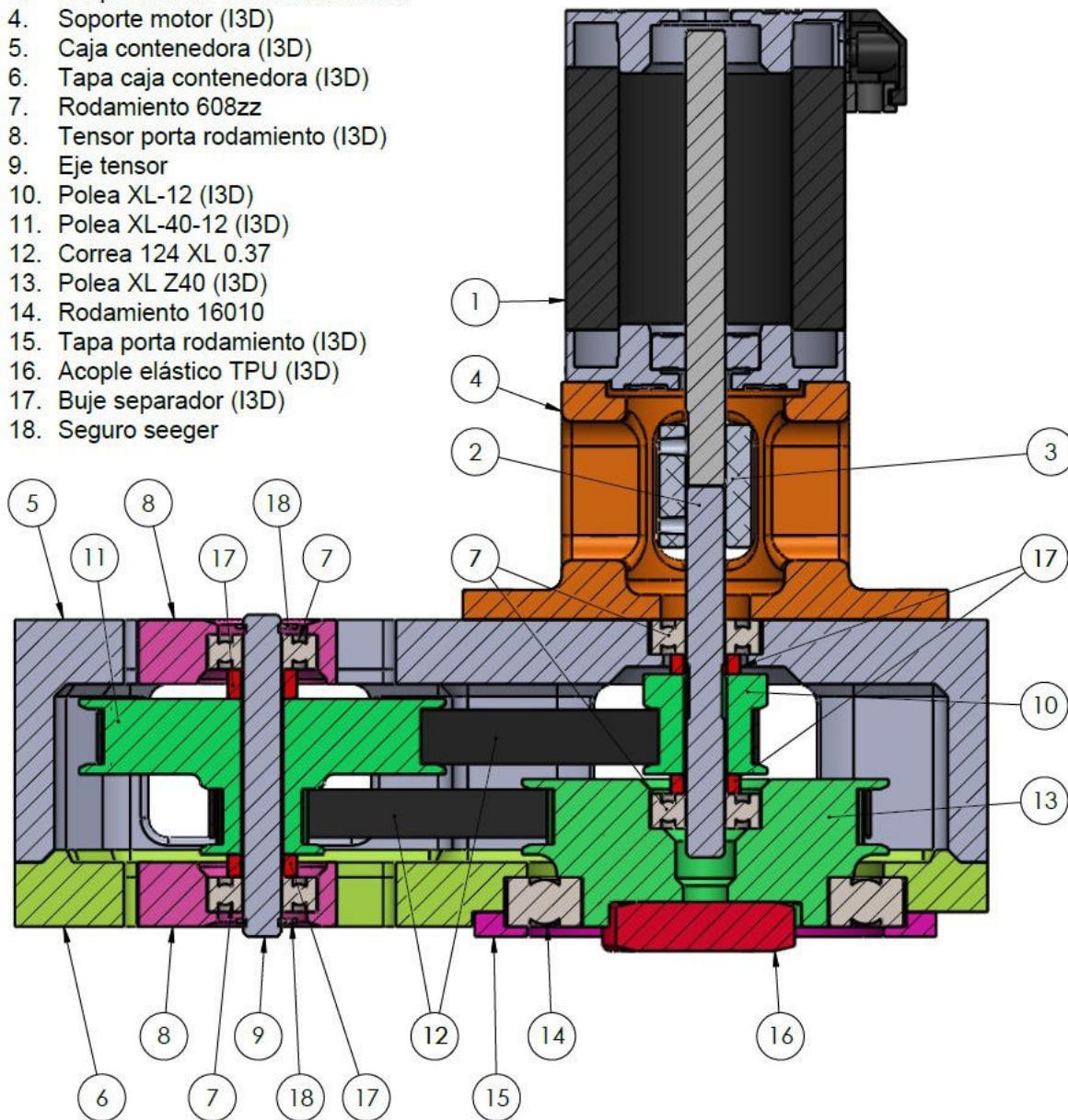


Figura 5-17 Vista en corte de caja reductora NEMA 23 - v4

Referencias:

1. Motor PP (57CM23)
2. Eje mando
3. Acople flexible de aluminio 8mm
4. Soporte motor (I3D)
5. Caja contenedora (I3D)
6. Tapa caja contenedora (I3D)
7. Rodamiento 608zz
8. Tensor porta rodamiento (I3D)
9. Eje tensor
10. Polea XL-12 (I3D)
11. Polea XL-40-12 (I3D)
12. Correa 124 XL 0.37
13. Polea XL Z40 (I3D)
14. Rodamiento 16010
15. Tapa porta rodamiento (I3D)
16. Acople elástico TPU (I3D)
17. Buje separador (I3D)
18. Seguro seeger



Nota. Las piezas impresas en 3D son las que en las referencias salen con (I3D). La caja se ensambla con bulonería M4, M5 y M6. Los tensores [8] se ajustan con 2 tornillos m4 c/u.

Tomando las referencias de la **Figura 5-17** para diseñar la caja, se parte del diámetro del eje del motor paso a paso [1]. En este caso es de Ø 8[mm] a diferencia de la caja de Emilstuff que utiliza el mismo eje del motor como eje mando. Con el diseño propuesto no sería viable por las dimensiones de las poleas y lo corto del eje del motor, por

lo que **se utiliza un acople flexible [3]** para unirse al **eje mando [2]** que también es de Ø8[mm].

Con esta medida ya se elige **la polea Z1 [10]** que deberá tener dimensiones acordes para unirse con prisioneros al eje mando, por lo que se parte de un valor de **12 dientes**.

Para la polea Z2 [11] se eligen 40 dientes, con lo cual se tiene una relación de 3,33 en la correa 1 y 3,33 en la correa 2, totalizando una relación de 11,11 para la caja reductora.

Para los rodamientos se elige un modelo acorde al diámetro de los ejes y lo más estándar posible, como lo son los **rodamientos 608 [7]**. Para el caso de la polea Z4 [13] que se conecta con la Z5, al requerir un diámetro mayor para transmitir bien el torque total y poder usar el **acople flexible [16]**, se elige un rodamiento de un diámetro de 50[mm] para el interior y que sea de perfil muy bajo, el **rodamiento 16010 [14]** es una elección acorde, el mismo enfoque se puede observar en la elección del rodamiento a la salida del Z4 en la caja de Emilstuff.

Los **sellos 2RS1** para los rodamientos 608 son suficientes para las condiciones de uso de esta caja reductora.

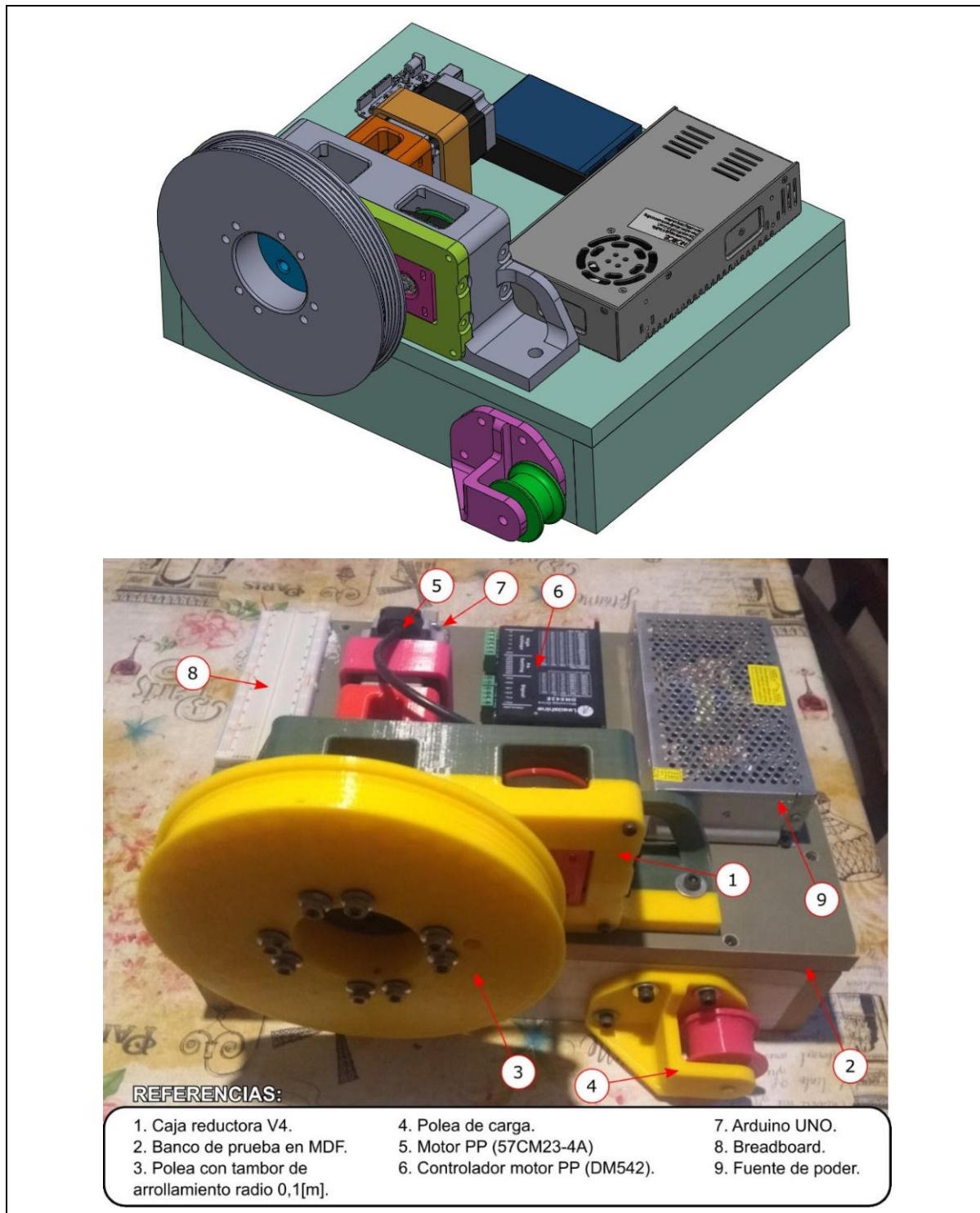
5.2.3 Fabricación y prueba de la caja reductora V4

Aprovechando las bondades de la impresión 3D en cuanto a rapidez, accesibilidad, bajo costo y posibilidad de iterar rápidamente en la manufactura, se optó por realizar un análisis empírico en el diseño de la caja reductora, mediante la fabricación del modelo V4. Las versiones previas (V1, V2, V3) fueron analizados en su diseño con el software **SolidWorks**, donde se fueron acomodando los diferentes componentes virtualmente hasta llegar a la versión V4, apta para realizar por impresión 3D. Para ver más detalles de la caja reductora y del sistema completo de transmisión ver los planos en el **ANEXO F – Planos mecánicos**.

5.2.3.1 Principio de funcionamiento del banco de pruebas

Para realizar los ensayos con la caja reductora se construyó un banco de pruebas donde se ubican todos los componentes necesarios (ver [Figura 5-18](#)). La caja V4 [1] fue levemente modificada agregándole “pies” para poder sujetarse al banco de pruebas [2].

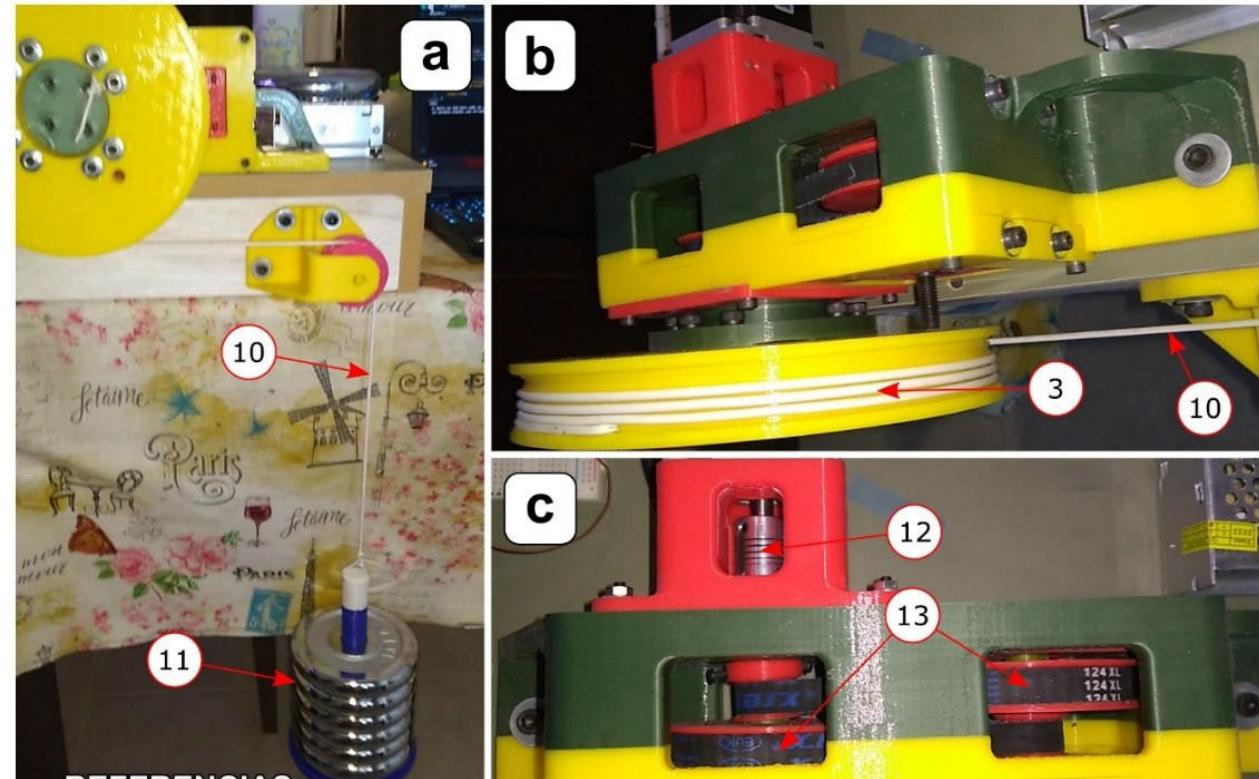
[Figura 5-18 - Banco de pruebas para caja reductora V4](#)



Para ensayar la caja V4 [1] se realizó un programa en Arduino [7] donde se le aplican diferentes ciclos de carga y velocidades al motor PP [5], para ir evaluando el comportamiento del conjunto.

Para medir la capacidad máxima de torque se diseñó una polea con tambor [3] que juntamente con la polea de carga [4], garantiza que el esfuerzo sea tangencial en todo momento, lo que da una lectura directa del torque en base al peso [11] que se va agregando en las pruebas. (ver [Figura 5-19](#))

Figura 5-19 Medición de torque con pesas y poleas



Nota. a) vista de carga ; b) vista del tambor y cable enrollado; c) vista superior donde se ven las correas y poleas internas.

En **[a]** se observa como se mantiene la perpendicularidad y tangencialidad entre las poleas y el cable, para que el peso se traduzca directamente en torque. Por ejemplo, si hay 1[kg] de carga (es decir 9,8 [N]) y el radio de la polea tambor es de 0,1[m], esto equivale a un torque de 0,98[Nm].

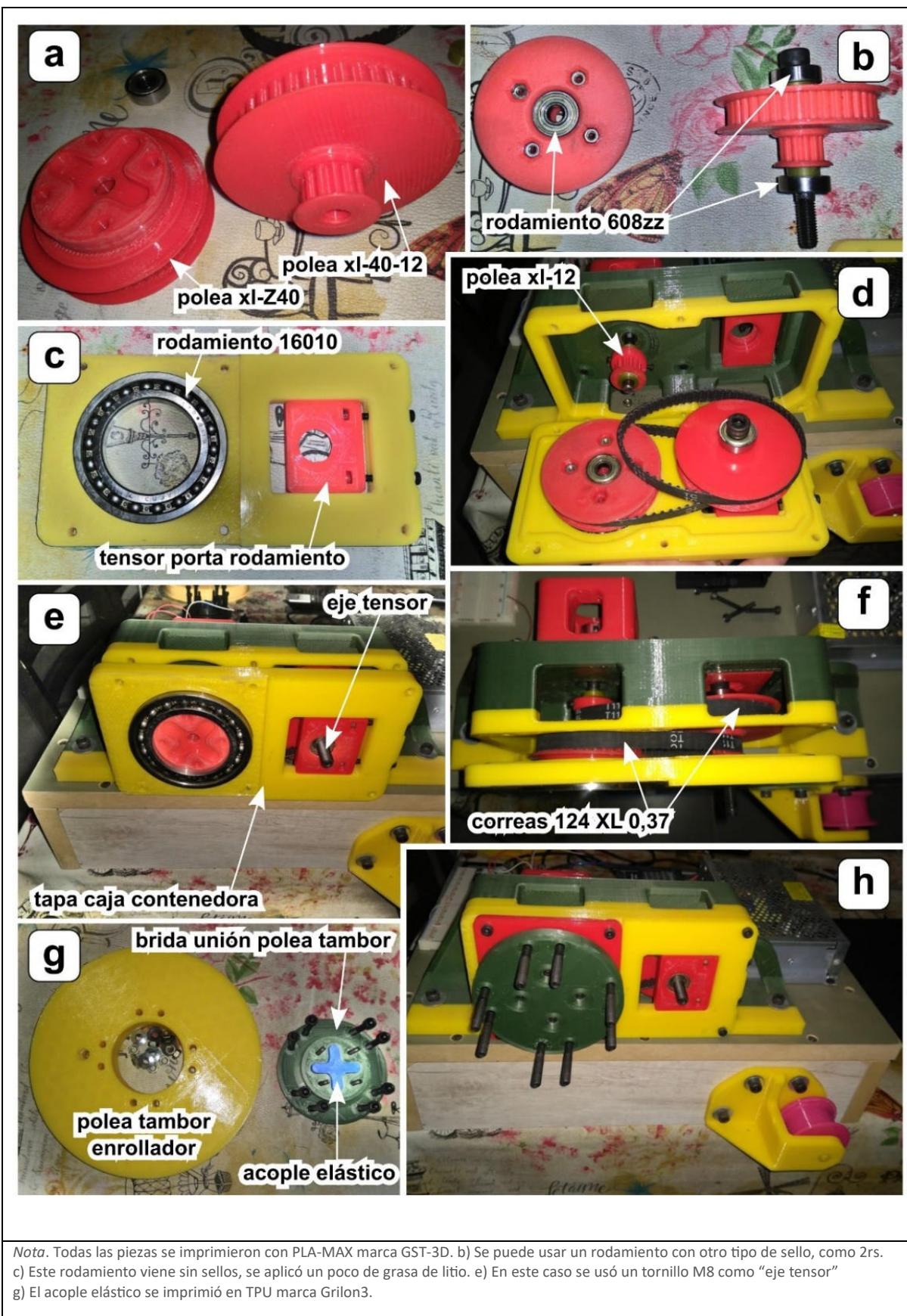
En **[b]** se observa como el cable **[10]** se enrolla sobre el tambor **[3]** para garantizar un radio constante en todo el ensayo independientemente de la altura de la carga **[11]**.

En la vista **[c]** se pueden visualizar y verificar el correcto tensado de las correas y ademas del estado de las poleas.

5.2.3.2 **Ensamble del banco de pruebas**

El ensamble es similar al caso de la caja reductora de Emilstuff, pero con algunas modificaciones, por ejemplo, en el eje mando y la polea tambor enrollador (ver [Figura 5-20](#)).

Figura 5-20 Ensamble del banco de pruebas



5.2.3.3 Parámetros del ensayo de la caja reductora

Los ensayos de la caja reductora se hicieron bajo las siguientes condiciones:

- Se baja y sube la carga con una rampa de aceleración y desaceleración.
- El rango vertical de subida y bajada de la carga es de 90[cm].
- Parámetros que varían en las pruebas:
 - Velocidad del motor PP, 1 – 5 – 10 – 50 – 500 [rpm].
 - Corriente suministrada al motor PP (desde el controlador con 24[V]).
 - Tensión de las correas.
 - Peso, incremento de la carga con pesas de 1,6 [kg] y tuercas de 0.25[kg] para ajuste fino.

5.2.3.4 Fallas y resultados de los ensayos para caja reductora V4

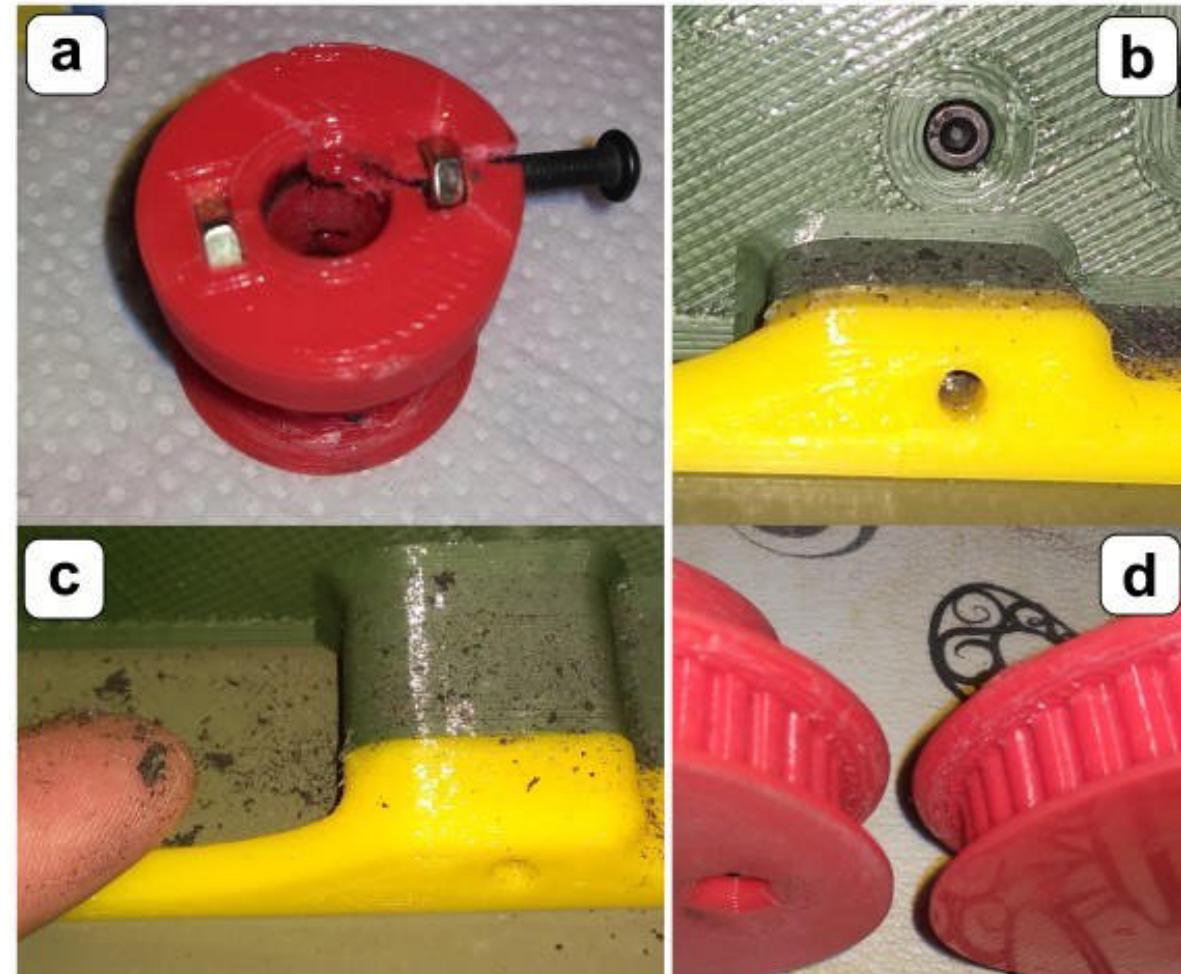
En los diferentes ensayos al ir variando los parámetros anteriormente mencionados se observaron los siguientes comportamientos:

- a 5[rpm] levantó hasta 9,6[kg].
- a 50[rpm] levantó hasta 9,6[kg] pero fallo el motor PP (patinan los pasos).
- a 500[rpm] levantó hasta 11[kg].
- Con motor frenado por el controlador a 3,76[A], aguantó hasta 9,6[kg].
- a 5[rpm] y 12,8[kg] patinó el motor.
- a 10[rpm] y 12,8[kg] patinó el motor.
- a 50[rpm] levantó hasta 9,6[kg].
- a 500[rpm] levantó hasta 11,2[kg].
- a 50[rpm] y 9,6[kg] se produjo la fisura de la polea mando **[XL-12]**
- Con motor frenado por el controlador a 3,76[A], se superaron los 13[kg] de carga.
- Finalmente se rompió polea mando **[XL-12]**. El tornillo que asegura la polea al eje, con la tuerca fisuró el alojamiento de la tuerca (ver **Figura 5-21 [a]**).

Después de más de 500 ciclos de subida y bajada de carga máxima soportada (1 hora de ensayo aproximadamente), las temperaturas registradas fueron (ver [Figura 5-22](#)), en el peor de los casos de:

Motor PP → 53°C Controlador → 38°C Correa 1 → 34,9°C Correa 2 → 27,3°C

Figura 5-21 Fallas y resultados en la caja reductora V4



Nota. [a] rotura en polea mando [XL-12]; [b-c] desgaste de correas; [d] sin desgaste en dientes de poleas.

Figura 5-22 Temperaturas registradas



Nota. a) temperatura en motor PP; b) temperatura en controladora; c) temperatura en correa 1; d) temperatura en correa 2

5.2.3.5 Conclusiones después de los ensayos

- El tener rampas de aceleración hace que el motor PP tolere más torque.
- Lo primero que falló fue la polea mando en la sujeción al eje (ver [Figura 5-21\[a\]](#)).
- Se evidenció desgaste en correas al verse particulado (ver [Figura 5-21 \[b-c\]](#)).
- Las poleas aguantaron bien en términos generales al uso, sin particulado visible (ver [Figura 5-21 \[d\]](#)).
- En las primeras pruebas se observó que la correa 2 tiende a patinar o saltarse los pasos de los dientes de la polea. Esto se debe a que está sometida a más esfuerzo tangencial respecto a la correa 1. La solución para evitarlo fue tensar más las correas, pero se pierde rendimiento general en la caja reductora, ya que el motor se ve más forzado y ya no levanta la misma carga.
- El torque máximo al cual se mantuvo un funcionamiento estable y constante fue a 9,6[kg] de carga (94[N]). Esto da un torque de 9,4[Nm].
- A 0[rpm] supero los 13[kg] de carga (127,4[N]). Esto es un torque de más de 12,74[Nm].

5.2.3.6 Cálculo de rendimiento de caja reductora V4

Suponiendo una relación de transmisión de 11,11 (40/12 x 40/12) de la caja reductora V4 y que el motor PP trabajó en un rango de velocidad de 0 a 500 rpm donde el torque es 1,5 a 2,3 [Nm] respectivamente (ver [Figura 5-7](#)), se puede calcular su rendimiento.

$$\text{Torque ideal a } 500[\text{rpm}] = 1,5[\text{Nm}] \cdot 11,11 = 16,66[\text{Nm}]$$

$$\text{Torque ideal a } 0[\text{rpm}] = 2,3[\text{Nm}] \cdot 11,11 = 25,55[\text{Nm}]$$

$$\text{rendimiento a } 500[\text{rpm}] = \frac{9,4[\text{Nm}]}{16,66[\text{Nm}]} = \mathbf{0,56}$$

$$\text{rendimiento a } 0[\text{rpm}] = \frac{12,74[\text{Nm}]}{25,55[\text{Nm}]} = \mathbf{0,49}$$

Se observa que el rendimiento fue menor a bajas rpm.

5.2.3.7 Mejoras para realizar

Para evitar el patinado de la correa 2, se usará una más ancha y así tener más superficie de contacto con las poleas (Z3-Z4). Esto hará que no haga falta tensar tanto las mismas, mejorando el rendimiento del sistema al no forzar tanto al motor PP y también se debería reducir el particulado visto por el uso. Tanto la correa 1 como la correa 2 de la caja V4 fueron de ancho 0,37 (9,394[mm]).

Se debe mejorar la sujeción de la polea mando **[XL-12]** al eje para evitar concentración de esfuerzos que provoquen fisuras alrededor de la tuerca (ver [Figura 5-24](#)).

5.2.4 Caja reductora V5

Para satisfacer las mejoras propuestas en la caja V4, se modificaron varios componentes en la versión V5. Esto es porque ahora la correa 2 al ser más ancha, toda la caja se vuelve más alta también, con lo que el eje mando pasa a ser más largo, al igual que el eje tensor.

También para mejorar el esfuerzo que soportan las poleas chicas (Z2 y Z3), se optó por hacer 2 modificaciones, primero se aumentó el número de dientes, de 12 a 14, y segundo se acortó la distancia entre ejes, para hacer más compacta la caja reductora, esto fue cambiando la correa de largo 124XL a largo 120XL. Con esto se garantiza al menos un diente más de contacto entre la correa y la polea mando, lo que mejora el “agarre” y evita los saltos al tener más superficie/dientes en contacto. Es decir, se reduce el esfuerzo tangencial en cada diente al incrementarse el diámetro y el torque se divide en más dientes en contacto (ver [Figura 5-27](#)).

Otra mejora es que se reduce el momento flector provocado por el eje mando sobre la polea Z4, al introducir otro rodamiento 608 que distribuya mejor los esfuerzos del tensado de las correas, un rodamiento para “sostener” la correa 2 y el otro directamente transfiere el esfuerzo al rodamiento 16010 y por consecuencia a la tapa de la caja reductora.

Al sumarse un segundo rodamiento en la polea Z3 y al ser pasante el eje mando, se modificó el acople elástico, a 4 acoplos más pequeños.

Finalmente se optó por usar para el eje tensor un seguro seeger impreso en 3D, aunque esto es opcional, ya que no altera el comportamiento mecánico de la caja reductora (Ver [Figura 5-23](#)).

Figura 5-23 Cambios en caja reductora V4 a V5

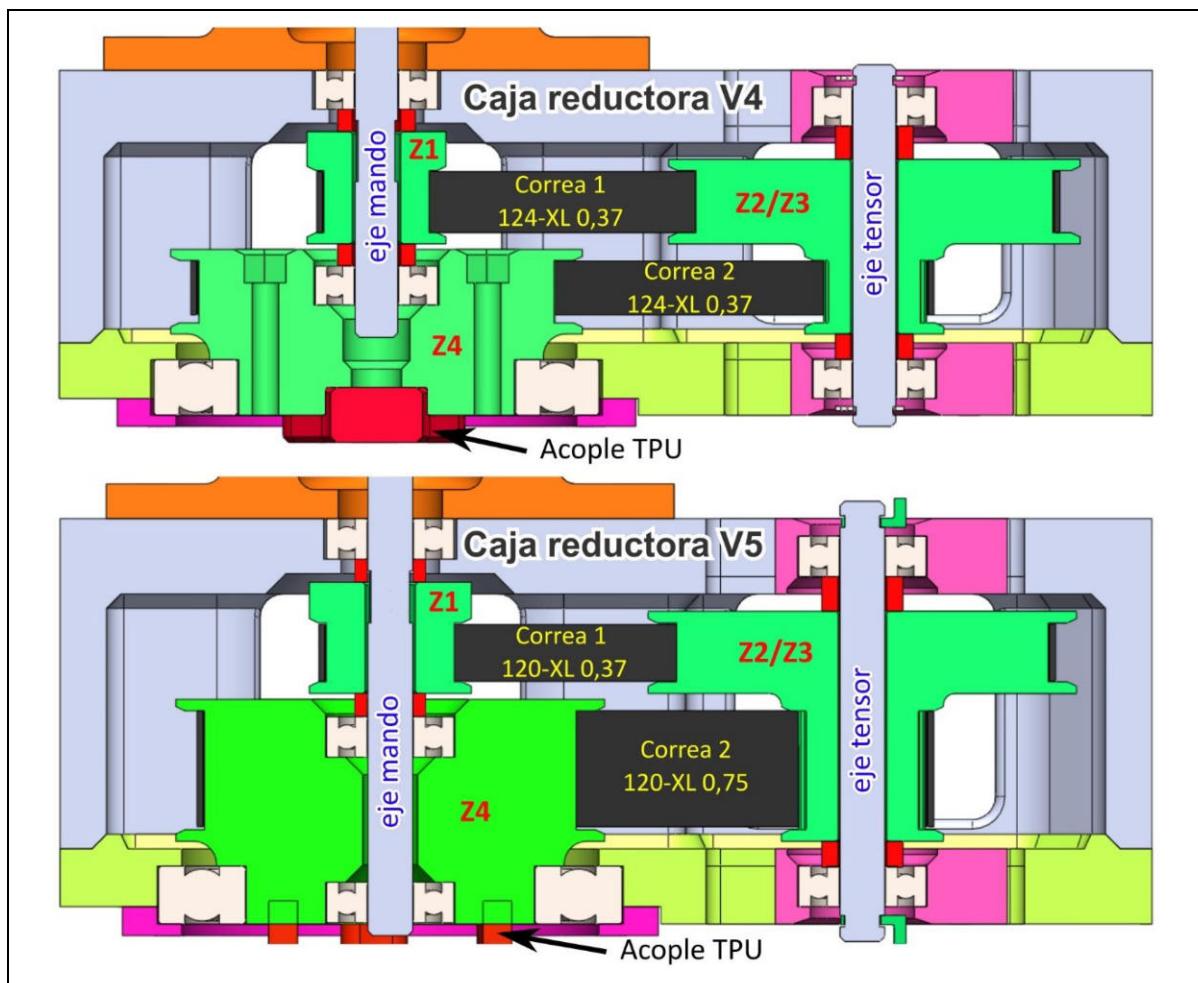


Figura 5-24 Mejora de la polea mando Z1

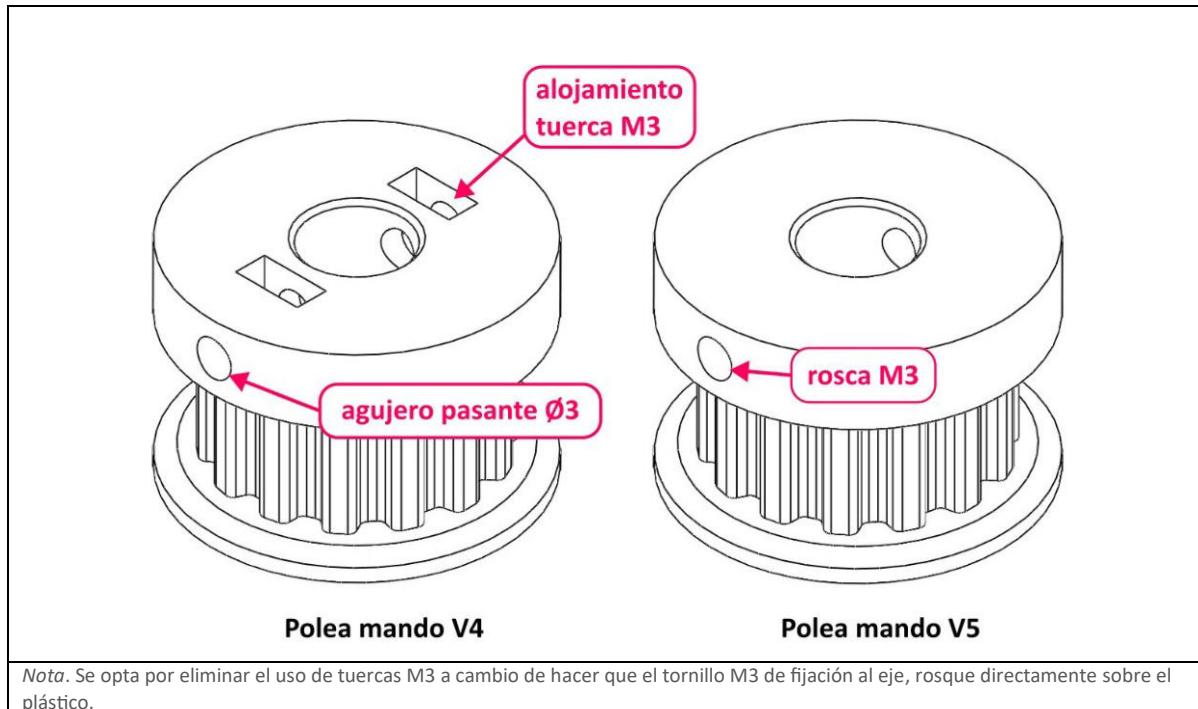
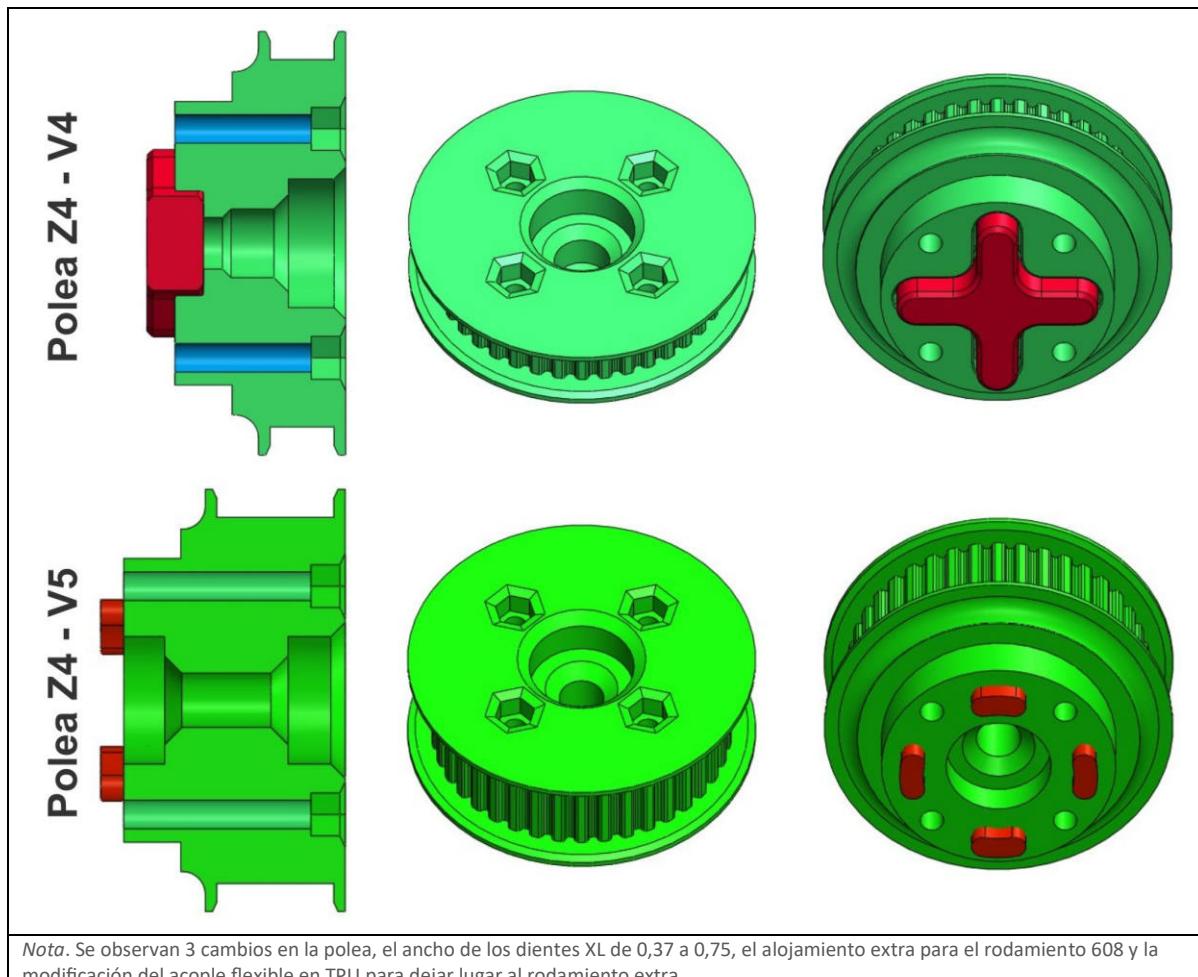
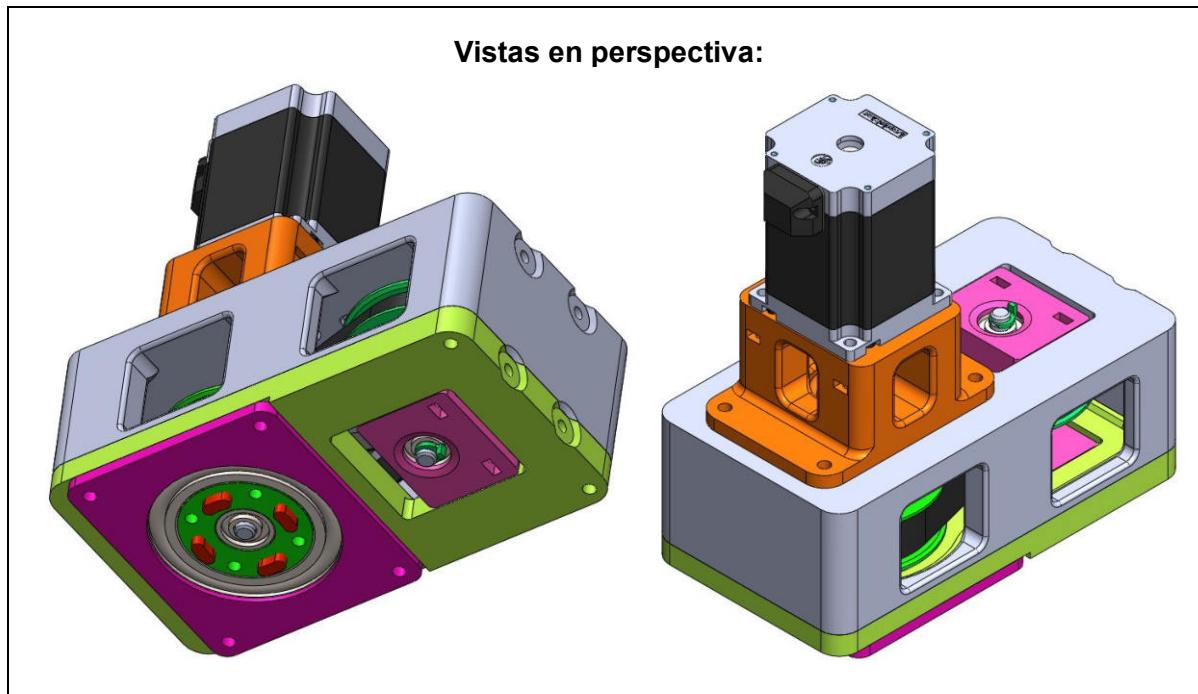


Figura 5-25 Polea Z4 modificaciones de V4 a V5

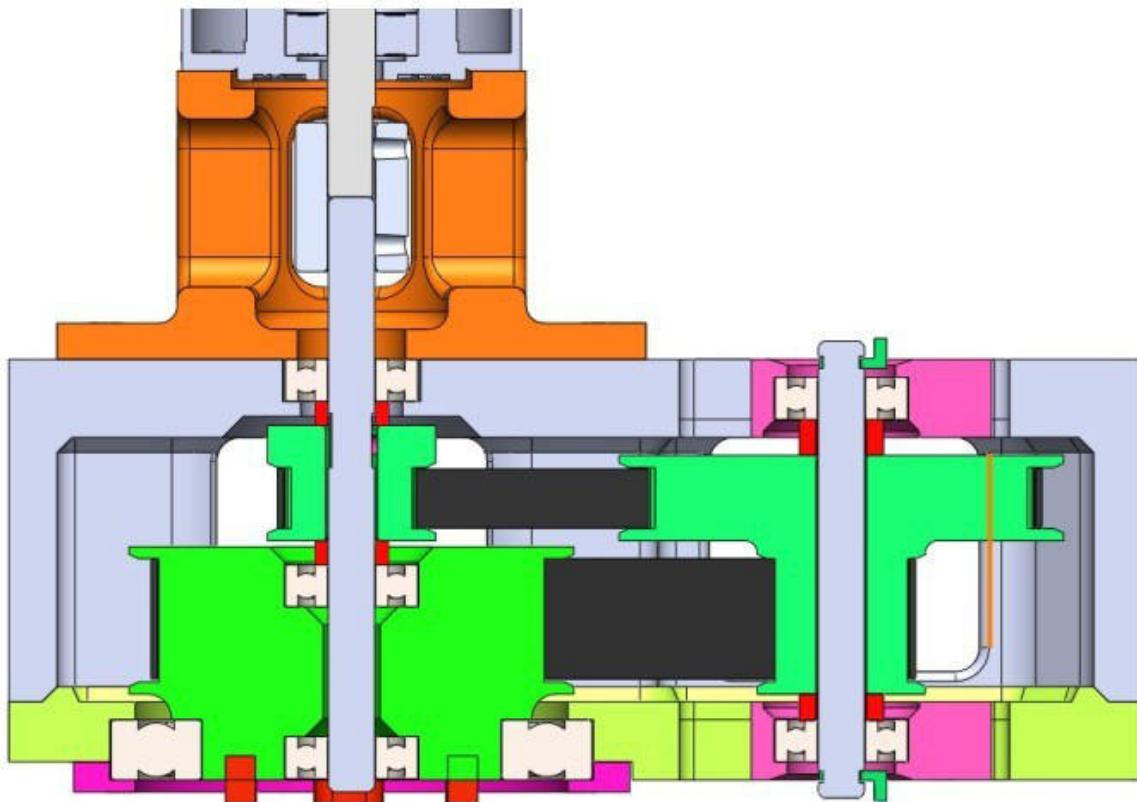


Nota. Se observan 3 cambios en la polea, el ancho de los dientes XL de 0,37 a 0,75, el alojamiento extra para el rodamiento 608 y la modificación del acople flexible en TPU para dejar lugar al rodamiento extra.

Figura 5-26 Vistas de caja reductora V5

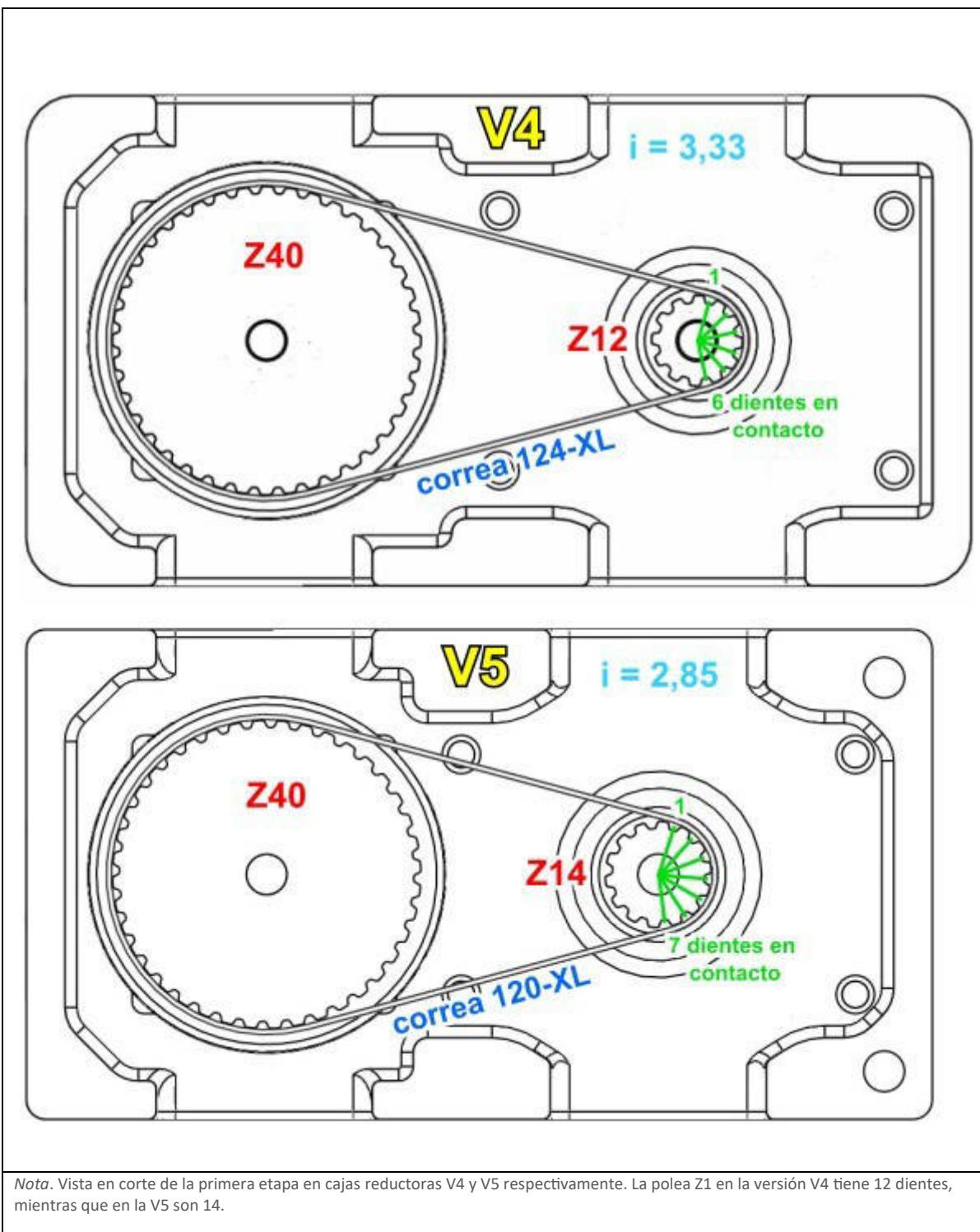


Vista en corte:



Nota. En la primera vista en perspectiva se observan los mini acoples flexibles en TPU, si bien se redujo su capacidad de soportar el torque, la mayor parte del torque, por no decir todo, se absorbe por la fricción estática que se genera entre las caras en contacto entre la polea Z4 con la Z5, al existir el apriete de los 4 tornillos M4. Quizás hasta no haga falta usar un acople flexible.
La bulonería no está visible en esta figura.

Figura 5-27 Primera etapa de transmisión en caja reductora V4 vs V5



5.2.4.1 Fabricación y ensamble de caja reductora V5

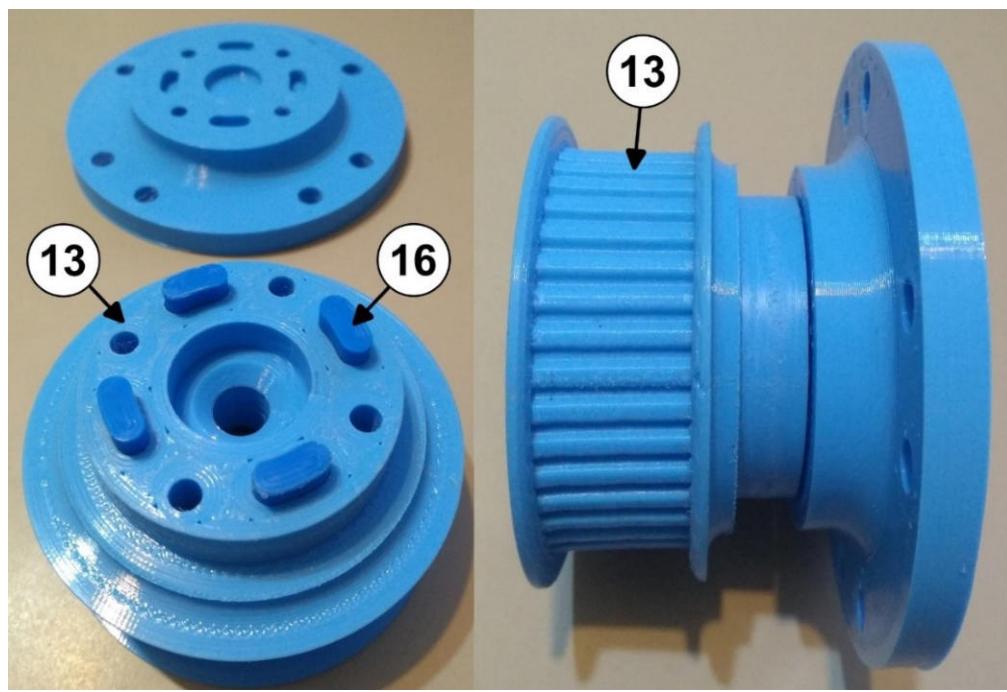
De igual forma que el banco de pruebas para la caja reductora V4, en este se usaron los mismos parámetros y el mismo motor PP para comparar los resultados de las mejoras.

Figura 5-28 Ajuste de correa dentada XL con polea impresa en 3D



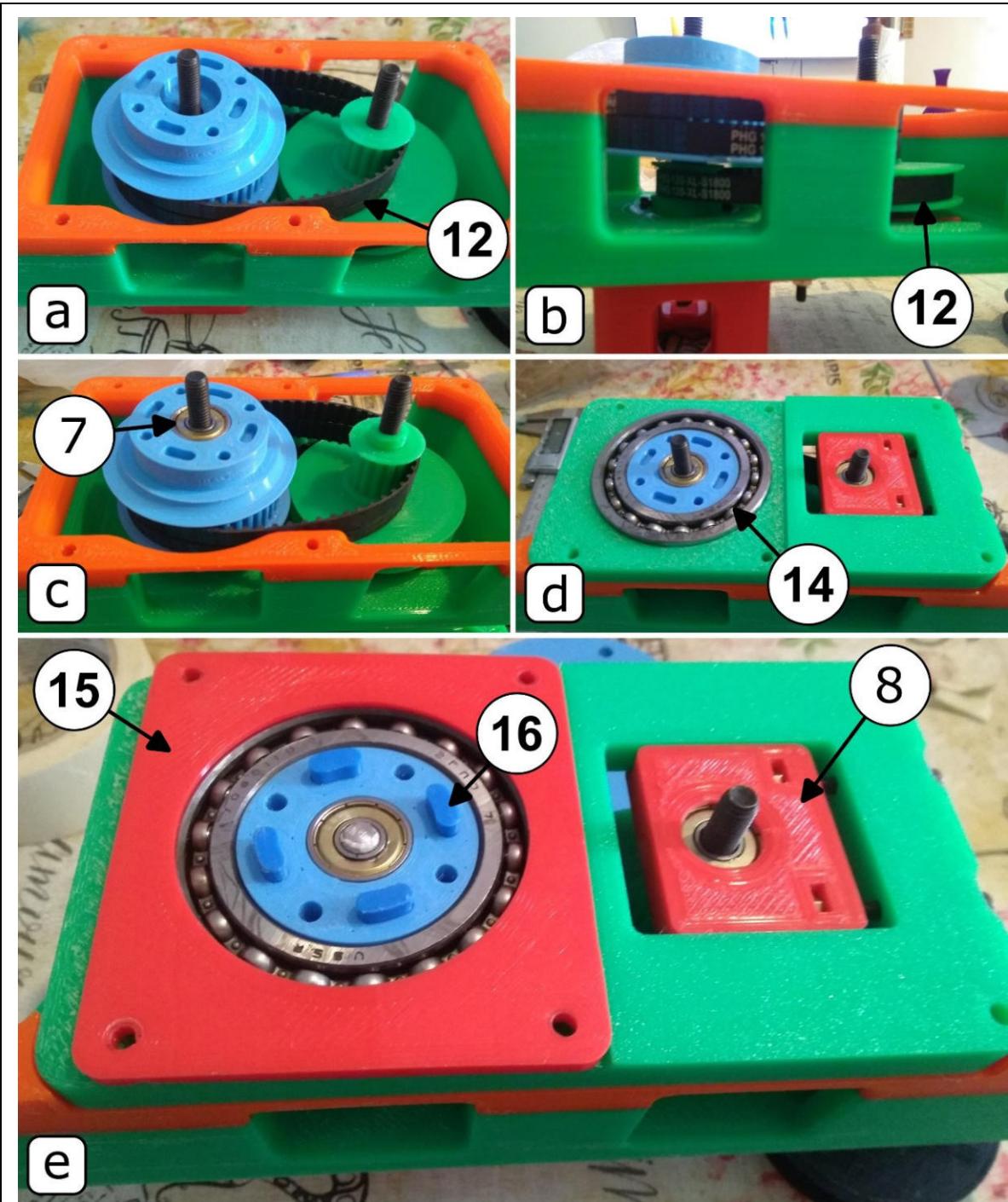
Nota. Se utilizó boquilla de Ø0,8[mm] para imprimir las poleas, aunque quizás con una de 0,4[mm] se tendría mejor ajuste.

Figura 5-29 Ensamble de polea Z4 con brida a polea tambor de salida



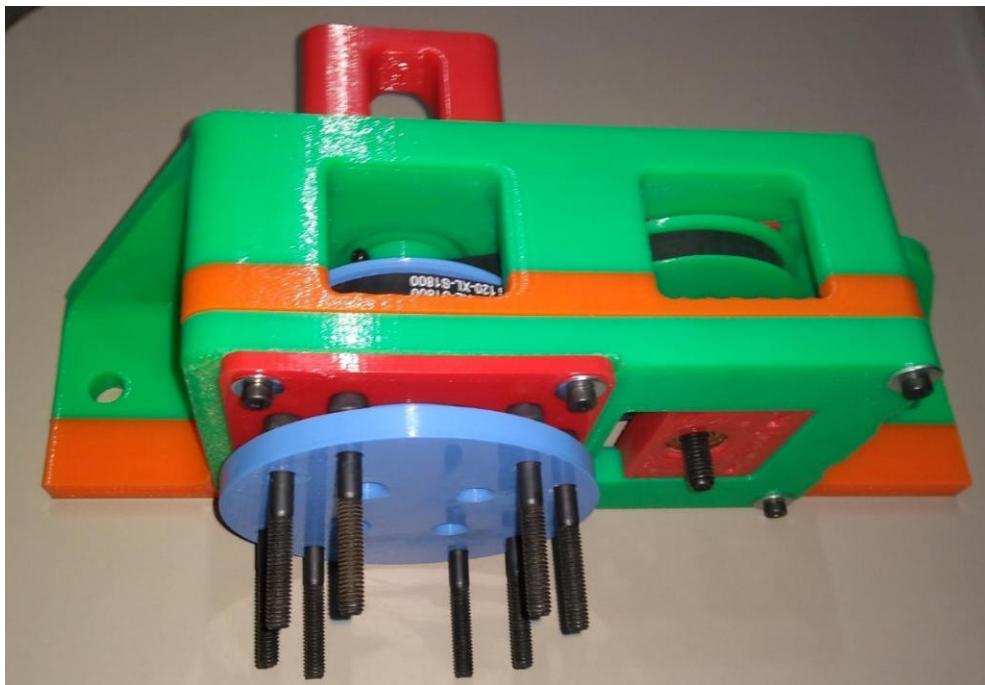
Nota. [13] Polea XL Z40; [16] Acople elástico TPU

Figura 5-30 Ensamble de la caja reductora V5



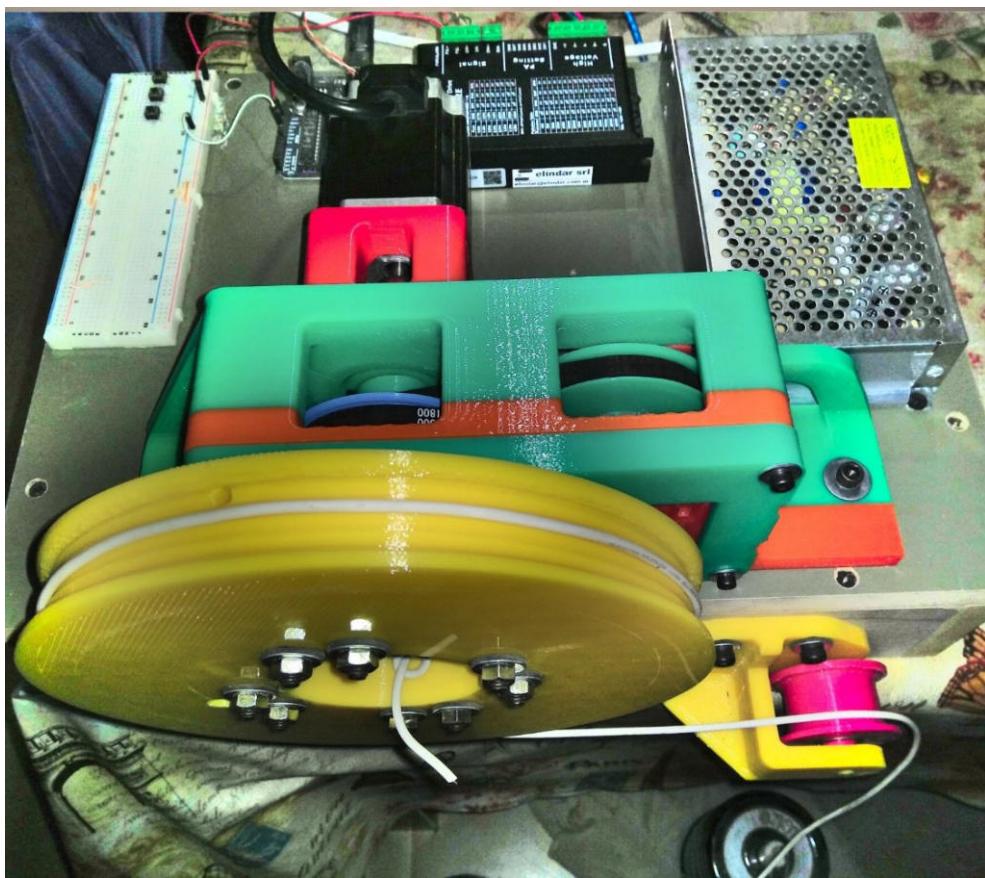
- Nota.
- a) Al no conseguir una correa XL de 0,75 de ancho se usaron 2 en paralelo de 0,37 [12] en la unión de las poleas Z3-Z4.
 - b) Se observa la correa que une las poleas Z1-Z2, también XL de 0,37 de ancho [12].
 - c) Se inserta sobre la polea Z4 [13] el rodamiento 608 [7].
 - d) Una vez colocado el conjunto tapa contenedora [6] y tensor [8], se une con la polea Z4 [13] a través del rodamiento 16010 [14].
 - e) Se instalan los acoples elásticos [16] y luego la tapa porta rodamiento [15].

Figura 5-31 Ensamble de caja reductora V5



Nota. Se usaron 8 tornillos M6 para unirse desde la brida salida Z4 a la polea tambor de enrollamiento.

Figura 5-32 Ensamble completo del banco de prueba para la caja reductora V5



5.2.4.2 Resultados de ensayos en caja reductora V5

A igual procedimiento que la caja V4 para ensayarla, ahora se obtuvieron los siguientes resultados en la caja V5:

- a 5[rpm] levantó hasta 9,4[kg]. → 9,25[Nm]
- a 50[rpm] levantó hasta 9,6[kg]. → 9,42[Nm]
- a 500[rpm] levantó hasta 7,82[kg]. → 7,67[Nm]
- Con motor frenado por el controlador a 3,76[A], aguantó hasta 12,64[kg]. → 12,4[Nm]
- Con la caja reductora sola, es decir, sin el motor acoplado mecánicamente, se fue aplicando carga hasta que se produjera el movimiento en las poleas, con lo cual superaría la fricción estática del conjunto, esto sucedió a los 0,185[kg]. Equivale a un torque de 0,18[Nm], esto se podría decir que es el torque resistente que ofrece la caja reductora V5 por si sola.

5.2.4.3 Conclusiones después de los ensayos

- El tensado de las correas fue el mínimo necesario para asegurar un correcto funcionamiento de la caja reductora, pero no demasiado como para que comience a patinar el motor PP.
- Las poleas y correas aguantaron bien en términos generales al uso, sin particularido visible a diferencia de la caja V4.
- El torque máximo al cual se mantuvo un funcionamiento estable y constante fue a 9,6[kg] de carga (94[N]). Esto da un torque de 9,42[Nm].
- A 0 [rpm] llegó a los 12,64[kg] de carga (126,4[N]). Esto es un torque de 12,4[Nm].
- En todos los casos las correas no patinaron, si lo hizo el motor PP.

5.2.4.4 Cálculo de rendimiento de caja reductora V5

Suponiendo una relación de transmisión de 8,16 (40/14 x 40/14) de la caja reductora V5 y que el motor PP trabajó en un rango de velocidad de 0 a 500 rpm donde el torque es 1,5 a 2,3 [Nm] respectivamente (ver [Figura 5-7](#)), se puede calcular su rendimiento.

$$\text{Torque ideal a } 500[\text{rpm}] = 1,5[\text{Nm}] \cdot 8,16 = 12,24[\text{Nm}]$$

$$\text{Torque ideal a } 0[\text{rpm}] = 2,3[\text{Nm}] \cdot 8,16 = 18,77[\text{Nm}]$$

$$\text{rendimiento a } 500[\text{rpm}] = \frac{7,67[\text{Nm}]}{12,24[\text{Nm}]} = 0,62$$

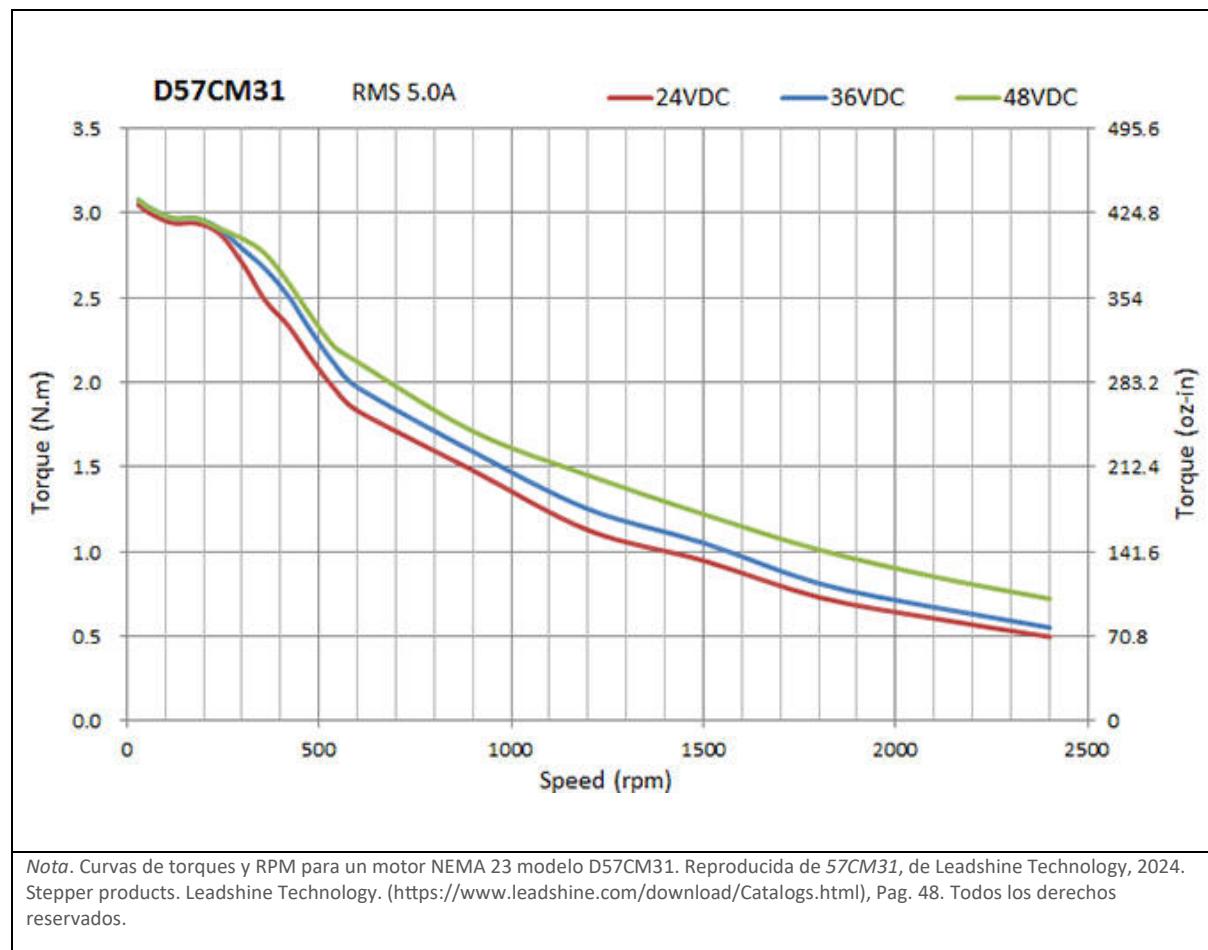
$$\text{rendimiento a } 0[\text{rpm}] = \frac{12,4[\text{Nm}]}{18,77[\text{Nm}]} = 0,66$$

Ahora se observa que el rendimiento es mayor a bajas rpm y que hubo un incremento a esta nueva versión V5.

5.2.4.5 Resultados de ensayos en caja reductora V5 con motor NEMA 23

Dado a que en el ensayo anterior lo que patinaba era el motor PP, se prueba con un motor de más potencia como el **Leadshine 24 D57CM31-5A** (ver [Figura 5-33](#)).

[Figura 5-33](#) Curva de torque motor paso a paso NEMA 23



5.2.4.6 Resultados de ensayos en caja reductora V5 con motor NEMA 23

A igual procedimiento con caja V5 pero con motor Nema 23, se obtuvieron los siguientes resultados:

- a 5[rpm] levantó hasta 11,2[kg]. → 10,99[Nm]
- a 50[rpm] levantó hasta 11,2[kg]. → 10,99[Nm]
- a 500[rpm] levantó hasta 7,82[kg]. → 7,67[Nm]
- Con motor frenado por el controlador a 3,76[A], aguantó hasta 20[kg]. → 19,62[Nm]

5.2.4.7 Cálculo de rendimiento de caja reductora V5 con motor NEMA 23

Suponiendo una relación de transmisión de 8,16 (40/14 x 40/14) de la caja reductora V5 y que el motor PP trabajó en un rango de velocidad de 0 a 500 rpm donde el torque es 2,1 a 3,1 [Nm] respectivamente (ver [Figura 5-33](#)), se puede calcular su rendimiento.

$$Torque \text{ ideal} \text{ a } 500[\text{rpm}] = 2,1[\text{Nm}] \cdot 8,16 = 17,14[\text{Nm}]$$

$$Torque \text{ ideal} \text{ a } 0[\text{rpm}] = 3,1[\text{Nm}] \cdot 8,16 = 25,3[\text{Nm}]$$

$$\text{rendimiento a } 500[\text{rpm}] = \frac{7,67[\text{Nm}]}{17,14[\text{Nm}]} = 0,45$$

$$\text{rendimiento a } 0[\text{rpm}] = \frac{19,62[\text{Nm}]}{25,3[\text{Nm}]} = 0,78$$

Nuevamente se observa que el rendimiento es mayor a bajas rpm y que hubo un incremento respecto al motor Nema 23, pero a bajas rpm.

5.2.4.8 Conclusiones después de los ensayos

Hubo una mejoría notable de la versión V4 a la V5 en cuanto a rendimiento y con la introducción de un motor nema 23 también se mejoró el torque de salida.

Si se requiere que el sistema de transmisión entregue 24,72 [N m], (ver [sección 5.2.1.1.1 Torque](#)), se evidencia que los 10,99[Nm] a 50rpm que brinda la caja reductora V5 con el motor PP NEMA 23 no alcanza, con lo cual, se debe agregar una etapa reductora más. Para esto se propone en la caja reductora V6 el poder adicionarle la etapa extra. Se

hacen las modificaciones **y se propone en la 3° etapa una relación de transmisión de 60/18, que sería un $i=3,33$.**

Con esta modificación si se tiene el torque suficiente para mover los 2 tornillos de potencia:

$$\text{Torque del sistema de transmisión} = 10,99[\text{Nm}] \cdot 3,33 = 36,63[\text{Nm}]$$

En la siguiente sección ya se introduce la caja reductora V6 con la 3° etapa de reducción. De esta ya no se fabricó un prototipo, dado a que es idéntica a la V5 pero con la 3era etapa.

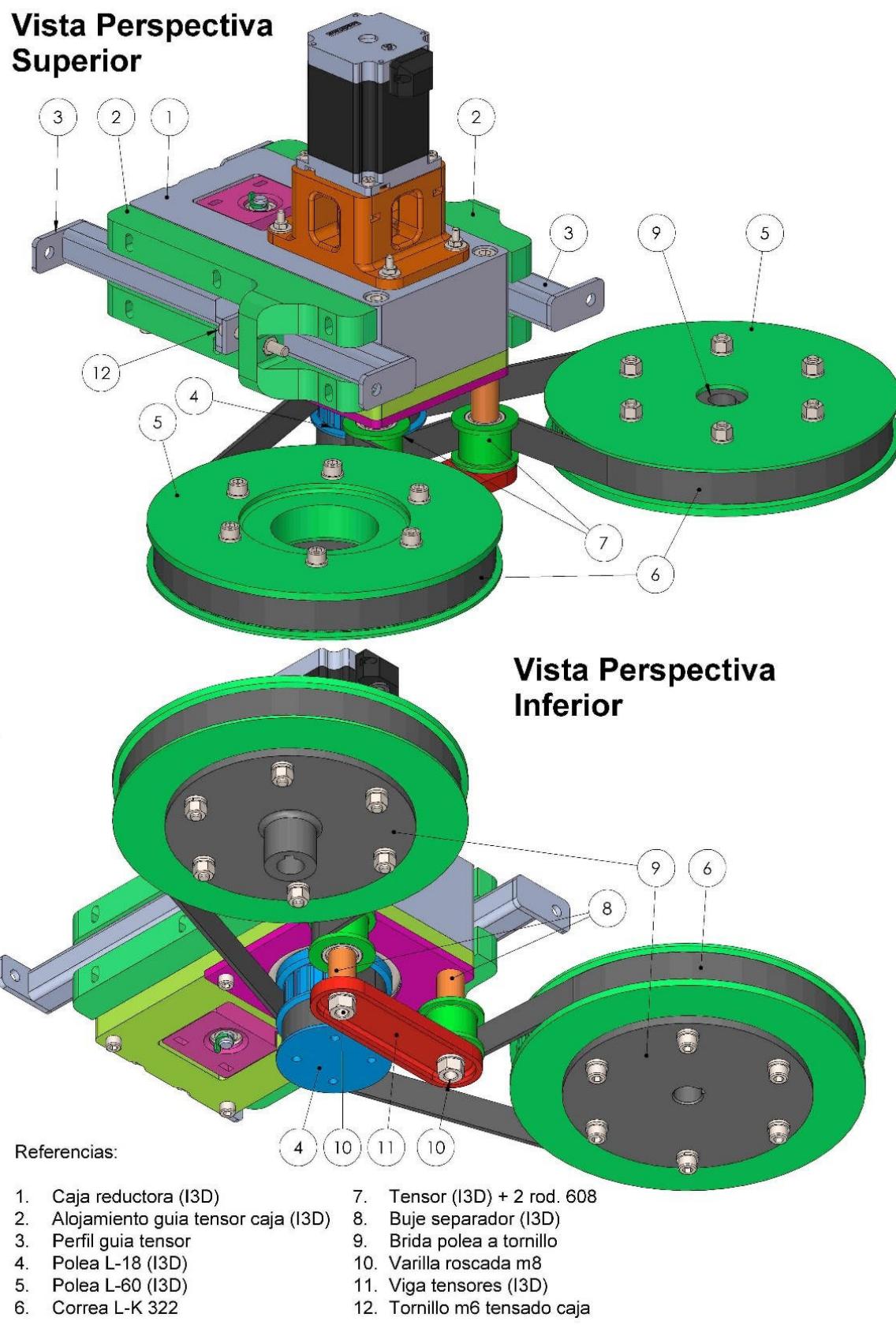
5.2.5 Diseño propuesto del sistema de transmisión

Como se ve en la [Figura 5-34](#), el sistema de transmisión se completa al sumar a la caja reductora [1] las poleas Z5 [4], Z6 [5], correas de perfil L [6] y sus tensores [7].

La caja reductora v5 que se vio en la [Figura 5-26](#) se actualizó a la versión V6, donde una de las modificaciones más notorias es la sujeción de los tensores [7] por parte de 2 varillas roscadas [10]. Con estos tensores se logra que el tensado de cada una de las 2 correas L-K 322 tengan componentes que se cancelen, para así evitar un momento fletor que actúe sobre la polea Z5 [4] con lo cual se podría reducir el rendimiento del sistema además de estar más solicitado mecánicamente el rodamiento 16010.

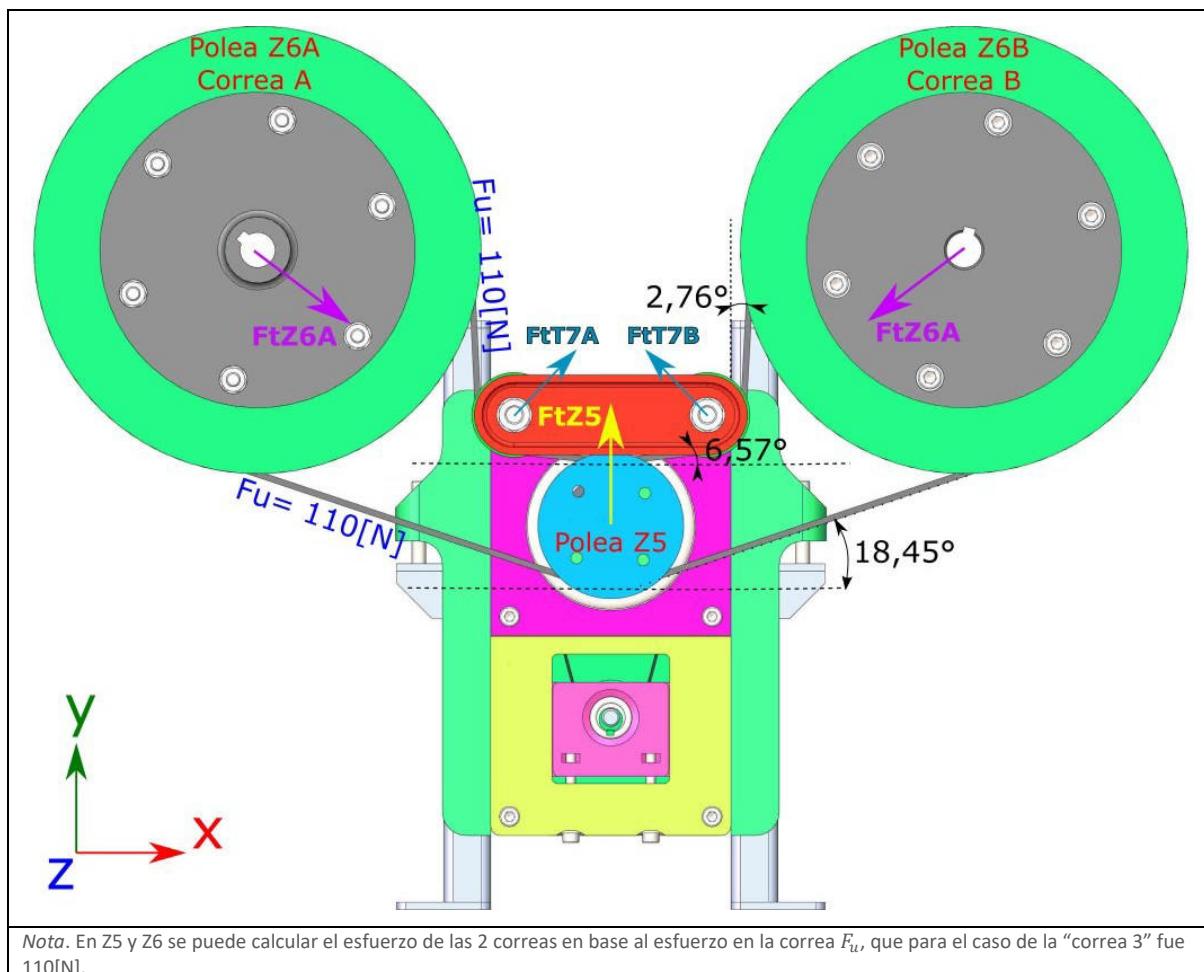
Otro aditamento en la caja reductora v6 es el tensado de la caja completa para tensar las correas [6], esto se logra con los **2 perfiles guías** [3] que gracias a los **alojamientos del tensor** de la caja [2] por medio de 2 tornillos M6 [12] se desplace todo el conjunto, con lo que se logra el tensado de las correas L-K 322 [6].

Figura 5-34 Sistema de transmisión



Nota. Las piezas impresas en 3D son las que en las referencias salen con (I3D). La caja reducтора [1] en esta figura está en su versión v6. El perfil guia tensor [3] va solidario al chasis de la máquina. No se visualiza el total de la bulonería.

Figura 5-35 Esfuerzos de tensión por correa en Z5 y Z6



5.2.5.1 Cálculo de esfuerzos por tensión de correa en Z5 y Z6

Como se conocen los ángulos de tensado de las correas en base al diseño del sistema de transmisión preliminar, en la **Figura 5-35** se puede tener una aproximación de los esfuerzos a los que se somete la polea Z5 y Z6. En estos casos no se aplicaría lo que enuncia Arntz Optibelt Group (s.f.) en la página 35, ya que los ángulos de tensado no son como los que figuran ahí para el caso de una correa sin fin, por lo que se aplica directamente trigonometría para calcular el esfuerzo resultante, que para el caso de Z5 será solo en la componente Y ya que la X se anula.

Para Z5:

$$\sum F_u x = F_u \cdot [\cos(18,45^\circ) + \cos(6,57^\circ) - \cos(18,45^\circ) - \cos(6,57^\circ)] = 0[N]$$

$$\sum F_u y = F_u \cdot 2 \cdot [\operatorname{sen}(18,45^\circ) + \operatorname{sen}(6,57^\circ)] = 23,34[N]$$

Para calcular el esfuerzo tensor total se usa el mismo $C_V=1,04$ de cálculos anteriores

para la “correa 3”:

$$F_t = F_u \cdot C_V[N].$$

$$F_t Z5 = 23,34 \cdot 1,04[N] = 24,27[N]$$

Valor que se diferencia del calculado en el capítulo “Cálculo de tensión estática de las correas.” ya que el mayor esfuerzo se cancela en el eje X de Z5 y otra parte la toman los tensores ([Figura 5-34 \[7\]](#)).

Para Z6A:

$$\sum F_u x = F_u \cdot [\cos(18,45^\circ) + \operatorname{sen}(2,76^\circ)] = 109,64[N]$$

$$\sum F_u y = F_u \cdot [-\operatorname{sen}(18,45^\circ) - \cos(2,76^\circ)] = -144,68[N]$$

$$\sum F_u = (181,53[N], 322,84^\circ)$$

Para calcular el esfuerzo tensor total se usa el mismo $C_V=1,04$ de cálculos anteriores para la “correa 3”:

$$F_t = F_u \cdot C_V[N].$$

$$F_t Z6A = 181,53 \cdot 1,04[N] = (188,79[N], 322,84^\circ)$$

Y para Z6B es:

$$F_t Z6B = (188,79[N], 217,16^\circ)$$

5.2.5.2 Cálculo en los tensores ([Figura 5-34 \[7\]](#))

Los tensores T7A y T7B se encargar de tensar la correa 3 y eliminar los esfuerzos en el eje X de la polea Z5.

Para T7A:

$$\sum F_u x = F_u \cdot [\cos(6,57^\circ) - \operatorname{sen}(2,76^\circ)] = 103,98[N]$$

$$\sum F_u y = F_u \cdot [-\sin(6,57^\circ) + \cos(2,76^\circ)] = 97,28[N]$$

$$\sum F_u = (142,39[N], 46,90^\circ)$$

$$F_t = F_u \cdot C_V[N].$$

$$F_t T7A = 142,39.1,04[N]. = (148,08[N], 46,90^\circ)$$

Para T7B:

$$\sum F_u x = F_u \cdot [-\cos(6,57^\circ) + \sin(2,76^\circ)] = -103,98[N]$$

$$\sum F_u y = F_u \cdot [-\sin(6,57^\circ) + \cos(2,76^\circ)] = 97,28[N]$$

$$\sum F_u = (142,39[N], 226,90^\circ)$$

$$F_t = F_u \cdot C_V[N].$$

$$F_t T7A = 142,39.1,04[N]. = (148,08[N], 226,90^\circ)$$

Los esfuerzos en el eje X se absorben a través de la “viga de tensores”, ([Figura 5-34](#)

[\[11\]](#)) el cual va a estar sometido a compresión y en parte por el chasis de la caja reductora

V6, ya que las “varillas roscadas M8” lo atraviesan, lo que provoca un esfuerzo flector

resistente sobre ellas. Por otro lado, los esfuerzos en el eje Y se propagan también por las

“varillas roscadas m8”, ([Figura 5-34 \[10\]](#)) hacia el chasis de la “caja reductora”, ([Figura](#)

[5-34 \[1\]\).](#)

Para ver más detalles de la caja reductora y del sistema completo de transmisión ver los planos en el [ANEXO F – Planos mecánicos](#).

5.3 Rodamientos

Para la selección de rodamientos en primera instancia se hace con el diseño preliminar, es decir, **se ha elegido más por la geometría del montaje y en parte a sus solicitudes principales**, por ejemplo, si está sometido a esfuerzos axiales o radiales. No se ha tenido en cuenta los esfuerzos a los cuales son sometidos para ver si cumplen o no con las solicitudes mecánicas dentro de la máquina ya que en este punto aún no se saben.

Entonces para esto primero se verá en la [Figura 5-36](#) cuales son los rodamientos que hay en la máquina y más delante se analizará en profundidad cuales son los valores de los esfuerzos.

Se observa que hay 2 conjuntos de rodamientos, los **solidarios al tornillo de potencia** y los que están en el **sistema de trasmisión**. Se comenzará con los del tornillo de potencia.

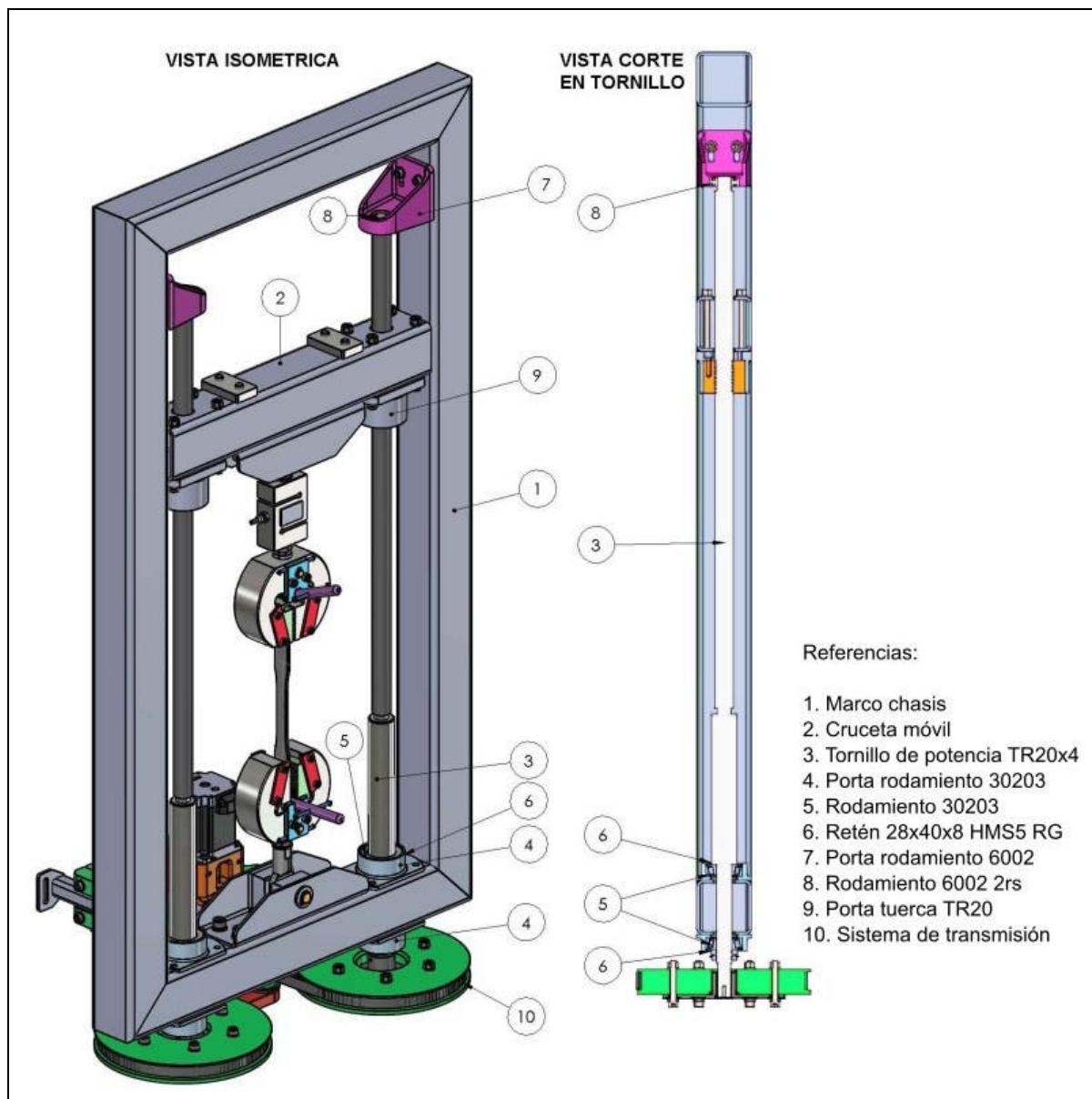
5.3.1 Rodamientos para tornillo de potencia

Para la elección de los rodamientos que van a ir asociados a cada tornillo de potencia primero hay que guiarse según el tipo de montaje que se eligió en la selección del tornillo de potencia por catálogo. Como se observa en la [Figura 5-1](#) y [Figura 5-2](#), esto es soportado en cada extremo, con doble rodamiento en la base en la zona de potencia ([Figura 5-36 \[5\]](#)) y uno simple en el otro extremo ([Figura 5-36 \[8\]](#)).

5.3.1.1 Rodamientos en la base del tornillo

Para el caso de los rodamientos en la base se optará por uno que soporte grandes esfuerzos axiales necesarios para la tracción y esfuerzos radiales los cuales provienen del tensado de la correa 3. Se elige entonces el de 2 hileras de bolas, de contacto angular o si se quiere algo más compacto, usar uno de una hilera de rodillos cónicos. En el caso del diseño preliminar se **elige el de rodillos cónicos 30203 (ver Figura 5-36 [5])**.

Figura 5-36 Rodamientos en el diseño preliminar



Para estos rodamientos como el 30203 hay que tener en cuenta que, en los casos en que exista alguna de las siguientes condiciones, el tamaño del rodamiento debe seleccionarse o verificarse en función de la carga estática que puede soportar el rodamiento, teniendo en cuenta los posibles efectos de la deformación permanente:

- El rodamiento no gira y está sometido a cargas elevadas continuas o cargas máximas intermitentes.
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación bajo carga.

- El rodamiento gira y, además de las cargas de funcionamiento que determinan la vida a fatiga normal, tiene que soportar cargas máximas elevadas temporales.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades bajas ($n < 10$ r. p. m.) y solo se requiere que tenga una vida útil limitada.

En ese caso, **las ecuaciones de vida nominal** para una determinada carga equivalente P ocasionarían una capacidad de carga dinámica básica C requerida tan baja, que el rodamiento seleccionado según la fórmula de vida a fatiga estaría seriamente sometido a una sobrecarga durante el servicio. (SKF, 2019, p104)

Este párrafo citado del catálogo de SKF se aplica a la máquina, ya que en el mejor de los casos para un ensayo de tracción de $50[\frac{mm}{min}]$, las rpm en el tornillo y por lo tanto en el rodamiento 30203 es de $12,5[rpm]$ (muy lento). Sabiendo esto, **se usará la carga estática equivalente para elegir los rodamientos.**

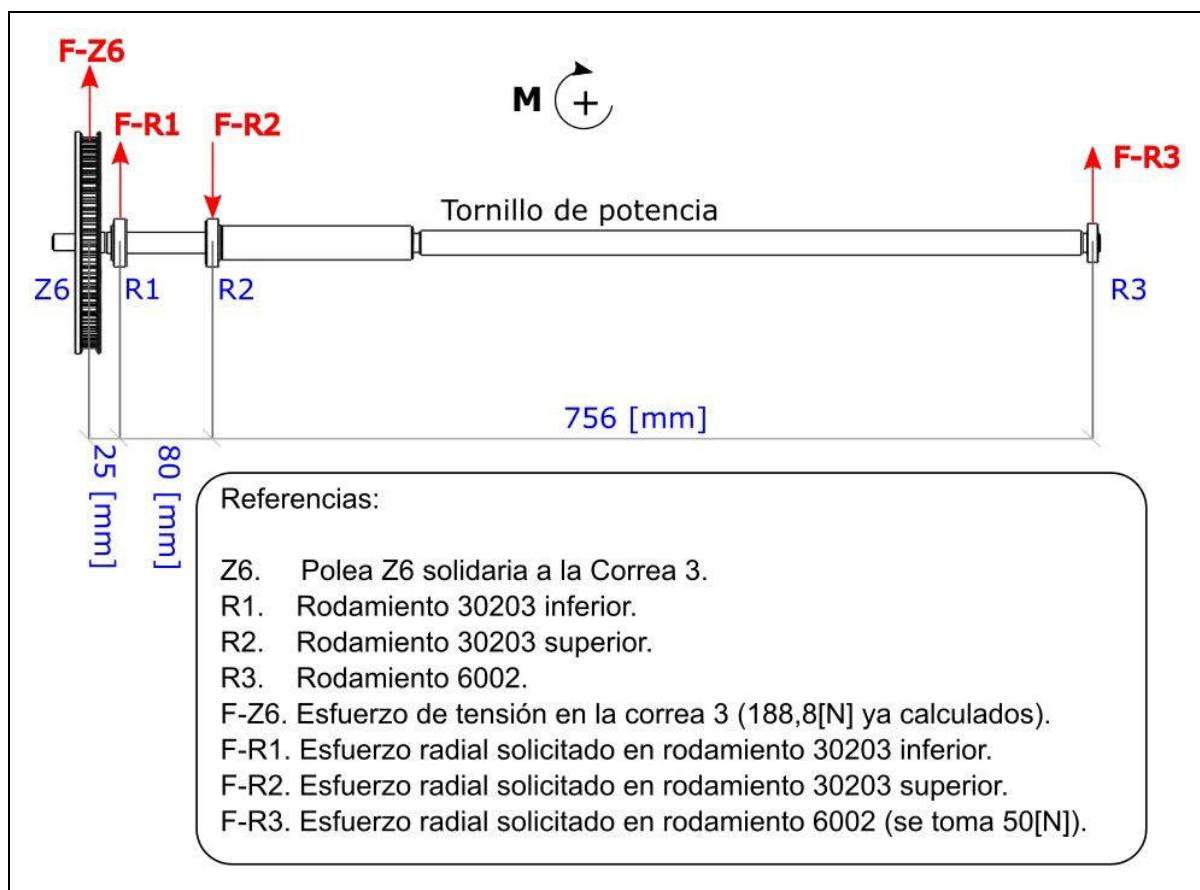
5.3.1.1.1 Carga estática equivalente del rodamiento 30203

Primero antes de avanzar con este cálculo, se hará un estudio de carga estática del conjunto, para ver las solicitudes de cada rodamiento sobre el tornillo de potencia ([ver Figura 5-37](#)).

Como se observa en la [Figura 5-36](#), el rodamiento [8] cumple solo la función de mantener la linealidad en el tornillo de potencia [3] que pudiera llegar a verse afectada con la elevación de la cruceta móvil [2], si bien esto se evita procurando una buena alineación, para avanzar **en los cálculos se va a asumir que este rodamiento [8] puede introducir una tensión de hasta 50 [N] provocado por la desalineación del eje**, esto también responde a la posible tensión que puede llegar a soportar el porta rodamiento [7] el cual será impreso en 3D. **En el siguiente análisis se anula la tensión que puede llegar a introducir la cruceta móvil [2] sobre el tornillo de potencia [3].**

También para simplificar aún más los cálculos, **se asumirá que las reacciones serán en el plano de tensión de la correa 3**, lo cual no necesariamente puede suceder con el esfuerzo del rodamiento [8], pero se hará así para evaluar un posible caso desfavorable, y esto es cuando la tensión del rodamiento [8] (**Figura 5-37 [F-R3]**). actúa en el sentido del tensado de la correa 3 (**Figura 5-37 [F-Z6]**). Los valores de F-Z6 salen de la **sección 5.2.5.1**.

Figura 5-37 Esquema de esfuerzos de rodamientos en el tornillo de potencia



Cálculo de esfuerzos:

$$\sum M_{R1} = 0 = F_{Z6} \cdot 25[\text{mm}] + F_{R2} \cdot 80[\text{mm}] - F_{R3} \cdot (756 + 80)[\text{mm}]$$

$$\sum M_{R1} = 0 = 188,8[\text{N}] \cdot 25[\text{mm}] + F_{R2} \cdot 80[\text{mm}] - 50[\text{N}] \cdot (836)[\text{mm}]$$

$$0 = 4720[\text{N} \cdot \text{mm}] + F_{R2} \cdot 80[\text{mm}] - 41800[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$37080[\text{N} \cdot \text{mm}] = F_{R2} \cdot 80[\text{mm}]$$

$$\frac{37080[N \cdot mm]}{80[N]} = F_{R2}$$

$$F_{R2} = 463,5[N]$$

$$\sum F = 0 = F_{Z6} + F_{R1} - F_{R2} + F_{R3}$$

$$0 = 188,8[N] + F_{R1} - 463,5[N] + 50[N]$$

$$F_{R1} = 224,7[N]$$

Se obtiene entonces los esfuerzos en los rodamientos [R1] y [R2], el más solicitado es el [R2], con un esfuerzo de tensión radial de 463,5[N].

Ahora con este valor se puede calcular la carga estática equivalente del rodamiento [R2].

Para calcular esta carga se elige el caso para rodamientos de rodillos cónicos:

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

(SKF, 2019, p680)

Donde F_r es la tensión calculada en R2.

$$P_0 = 0,5 \cdot 463,5[N] + 0,95000[N]$$

$$P_0 = 4731,8[N]$$

Y ahora con esta carga estática equivalente se evaluará si cumple con un factor de seguridad de la máquina (Ver **Tabla 5-2**).

Tabla 5-2 Valores orientativos para el factor de seguridad estática, rodamiento de Rodillos

Certeza del nivel de carga	Movimiento continuo			Movimiento poco frecuente Aceptación de deformación permanente Sí
	Aceptación de deformación permanente Sí	Algunas	No	
Certeza alta Por ejemplo, carga por gravedad y sin vibración.	1	1,5	3	0,8
Certeza baja Por ejemplo, pico de carga.	≥ 2,5	≥ 3	≥ 4	≥ 2

Nota. Se toma un factor de seguridad estática de 3 para la máquina. Adaptada de *Tabla 8 - Valores orientativos para el factor de seguridad estática S_0 , para cargas continuas y/u ocasionales, rodamientos de rodillos*, de Rodamientos, SKF, 2019. Pag. 107. Copyright.

5.3.1.1.2 Capacidad de carga estática básica del rodamiento 30203 “ C_0 ”

Para ver si se cumple con la capacidad estática del rodamiento elegido 30203, se usa la ecuación del factor de seguridad:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

- S_0 = factor de seguridad estática
- C_0 = capacidad de carga estática básica requerida [kN]
- P_0 = carga estática equivalente del rodamiento [kN]

(SKF, 2019, p106)

$$C_0 = S_0 \cdot P_0$$

$$C_0 = 3 \cdot 4,73[kN]$$

$$C_0 = 14,19[kN]$$

Como el valor de C_0 por catálogo del rodamiento 30203 es de 18,6[kN], **se puede afirmar que el mismo cumple para el funcionamiento dentro de la máquina, para un factor de seguridad estática de 3.**

5.3.1.1.3 Carga mínima y precarga

Otro punto necesario en los rodamientos de hilera de rodillos cónicos es tener una fuerza de precarga, ésta se podría decir que está asegurada al estar soportándose el peso del conjunto cruceta móvil, celda de carga y mordaza (Ver [Figura 5-36](#)). Con esto se está asumiendo que en caso de no existir carga mínima, ya existe la precarga (SKF, 2019).

En cuanto a la lubricación, conociendo las rpm de la máquina se puede deducir que “con estos valores de n_{d_m} más bajos, se necesitan aditivos AW o EP para reducir el desgaste.” (SKF, 2019, p101)

Para un D_m de 28,5[mm] y 12,5[rpm] se da que la viscosidad ν será del orden de los 500 [$\frac{mm^2}{s}$]. Lo cual da una carga mínima de:

$$F_m = k_r \left(\frac{\nu \cdot n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{D_m}{100} \right)^2$$

$$F_m = 0,06 \left(\frac{500 \cdot 12,5}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{28,5}{100} \right)^2 \rightarrow F_m = 0,06 \cdot 3,39 \cdot 0,081$$

$$F_m = 0,016 [kN]$$

“Si el objeto principal de la precarga es proteger el rodamiento contra cualquier daño que pueda sufrir a causa de las vibraciones externas cuando está en posición fija, entonces se precisa una precarga mayor y se debe aplicar el factor $k = 0,02$ ” (SKF, 2019, p187)

Entonces se va a calcular la precarga mínima, se usará $k=0,2$

$$F = k \cdot d$$

Donde:

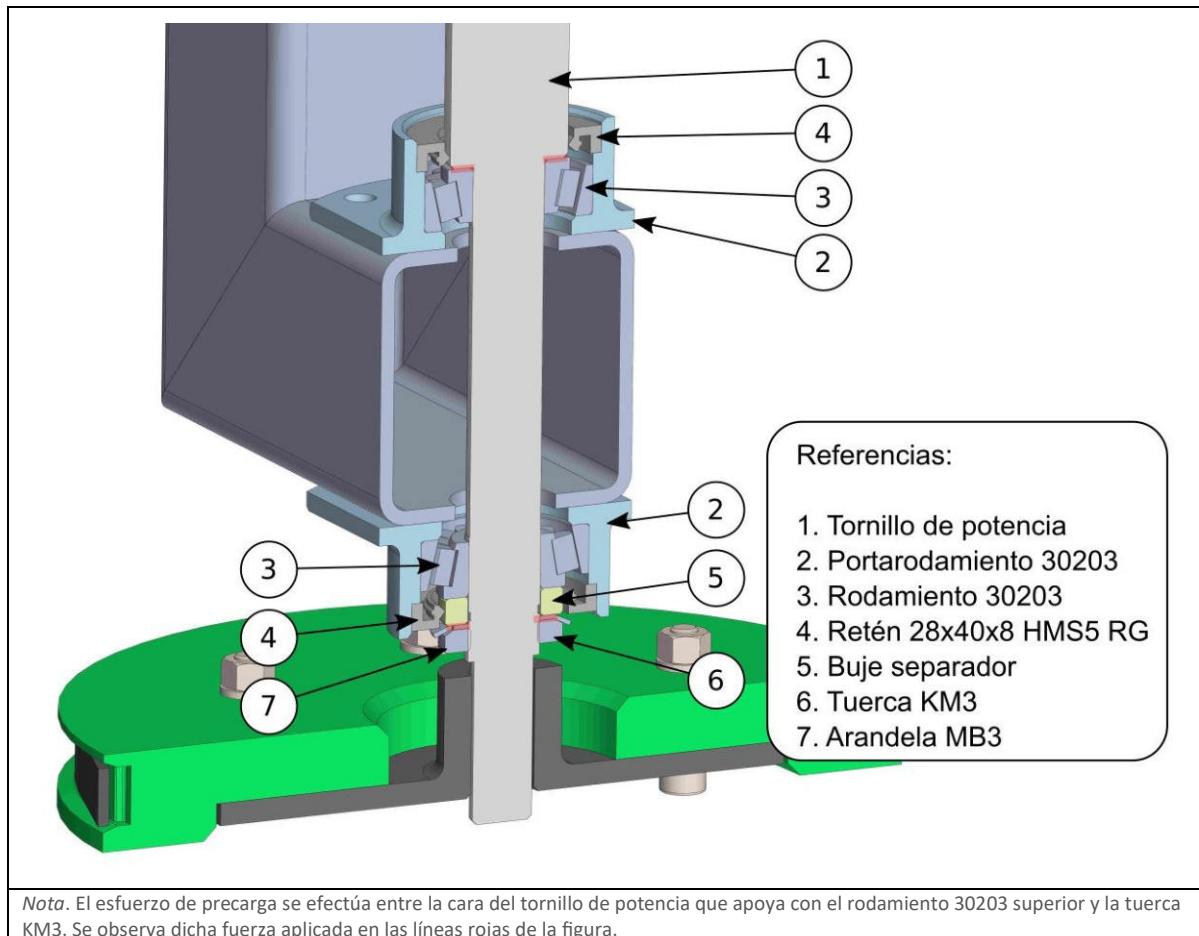
- F = fuerza de precarga [kN]
- k = un factor, descrito en el siguiente texto
- d = diámetro del agujero del rodamiento [mm]

$$F = 0,02 \cdot 20$$

$$F = 0,4[kN]$$

Con este valor se puede decir que si el conjunto de la cruceta móvil pesa más de 80[kg] (40 [kg] por cada tornillo de potencia) podemos asegurar la precarga en los 2 rodamientos que soportan los 2 tornillos respectivamente (es decir solo del rodamiento superior), cosa que es poco viable por ser un peso excesivo para el conjunto de cruceta móvil. También se supone que, de no poder satisfacer la precarga por el propio peso mencionado arriba, se puede sumar el “hipotético” esfuerzo progresivo de tracción al realizar el ensayo. Pero tampoco se quiere depender de esta situación puntual porque no se asegura la precarga en el rodamiento inferior del tornillo de potencia. Es por esto que, **para asegurar la precarga, se hará con una tuerca KM debajo del rodamiento inferior (Figura 5-38 [6])**, con lo que se cumplirá con la precarga en los 2 rodamientos de un mismo tornillo de potencia, (ver **Figura 5-38**).

Figura 5-38 Precarga en rodamientos 30203 en uno de los 2 tornillos de potencia



Finalmente, gracias a la disposición de dos rodamientos con precarga, no es necesario utilizar seguros Seeger ni en el eje ni en los porta rodamientos. Esto permite reducir costos de mecanizado y, al mismo tiempo, mejora la rigidez estructural del montaje, ya que la mayor distancia entre rodamientos permite resistir mejor los esfuerzos de flexión provocados por la tensión de las correas, aumentando así el brazo par resistente.

5.3.1.2 Rodamientos en el extremo del tornillo

En el extremo del tornillo el rodamiento que se elige es el 6002 2rs ([Figura 5-36 \[8\]](#)). Al igual que el 30203, este gira a muy bajas rpm, con lo que también se usa la carga estática equivalente del rodamiento para ver si cumple con su función. **Se asume el supuesto de un esfuerzo máximo radial de 50[N]** como se había planteado anteriormente.

5.3.1.2.1 Carga estática equivalente del rodamiento 6002

Para calcular esta carga se usa el caso para rodamientos rígidos de una hilera de bolas:

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 50[N] + 0,5 \cdot 0$$

$$P_0 = 30 [N]$$

Como se cumple que:

$$P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r$$

$$P_0 = 0,03[kN]$$

(SKF, 2019, p254)

Y ahora con esta carga estática equivalente se evaluará si cumple con un factor de seguridad de la máquina.

5.3.1.2.2 Capacidad de carga estática básica del rodamiento 6002 “ C_0 ”

Para ver si se cumple con la capacidad estática del rodamiento elegido 6002, se usará la ecuación del factor de seguridad:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

- S_0 = factor de seguridad estática
- C_0 = capacidad de carga estática básica requerida [kN]
- P_0 = carga estática equivalente del rodamiento [kN]

(SKF, 2019, p106)

$$C_0 = S_0 \cdot P_0$$

$$C_0 = 3 \cdot 0,03 \text{ [kN]}$$

$$\mathbf{C_0 = 0,09 \text{ [kN]}}$$

Como el valor de C_0 por catálogo del rodamiento 6002 es de 2,85 [kN], **se puede afirmar que el mismo cumple para el funcionamiento dentro de la máquina, para un factor de seguridad estática de 3.**

5.3.1.2.3 Carga mínima y precarga

Como en este caso el rodamiento no está sometido a grandes aceleraciones ni cargas no se requiere de una carga mínima.

5.3.2 Rodamientos para la caja reductora v4

*Nota: Antes de continuar con los cálculos para los rodamientos de la caja reductora, es importante remarcar que estos se harán para la versión V4, ya que la fabricación de los prototipos físicos (vistos en la sección anterior) se hizo posterior a este cálculo, en estas pruebas la V4 fue el punto de partida y se demostró **físicamente** que los rodamientos soportaban las solicitudes en la realidad. Las versiones V5 y V6 se derivaron no de cálculos teóricos, sino más bien en parte de pruebas empíricas y es evidente que al adicionararse un rodamiento terminaron en mejores condiciones (en cuanto a soportar las solicitudes) que la versión V4.*

Al igual que el caso del tornillo de potencia, la elección de los rodamientos de la caja reductora fue hecha en principio a las condiciones geométricas y montaje del conjunto.

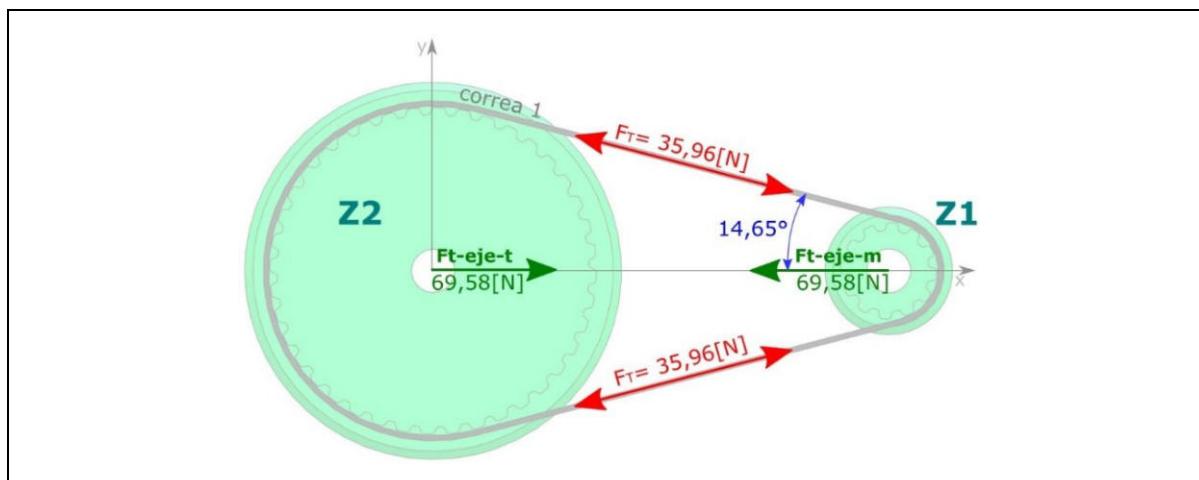
Por lo que en base a cálculos de las solicitudes mecánicas se verá si estos rodamientos cumplen con su función.

Para esto se vuelve a analizar la **Figura 5-6**, se evidencia que se necesita calcular la tensión que ejerce la correa 1 y 2 sobre el eje mando y eje tensor respectivamente.

Se comienza con la correa 1, previamente se había calculado la tensión a la cual está sometida, este era un valor de $F_T = 35,96 [N]$.

Para conocer el efecto de esta correa sobre los 2 ejes, en la **Figura 5-39 Esfuerzos sobre ejes de caja reductora por correa 1** se visualiza la vista en planta de la 1ra transmisión, se calcula el esfuerzo total sobre cada eje en base a sus componentes.

Figura 5-39 Esfuerzos sobre ejes de caja reductora por correa 1



$$F_{t-eje-t} = -F_{t-eje-m}$$

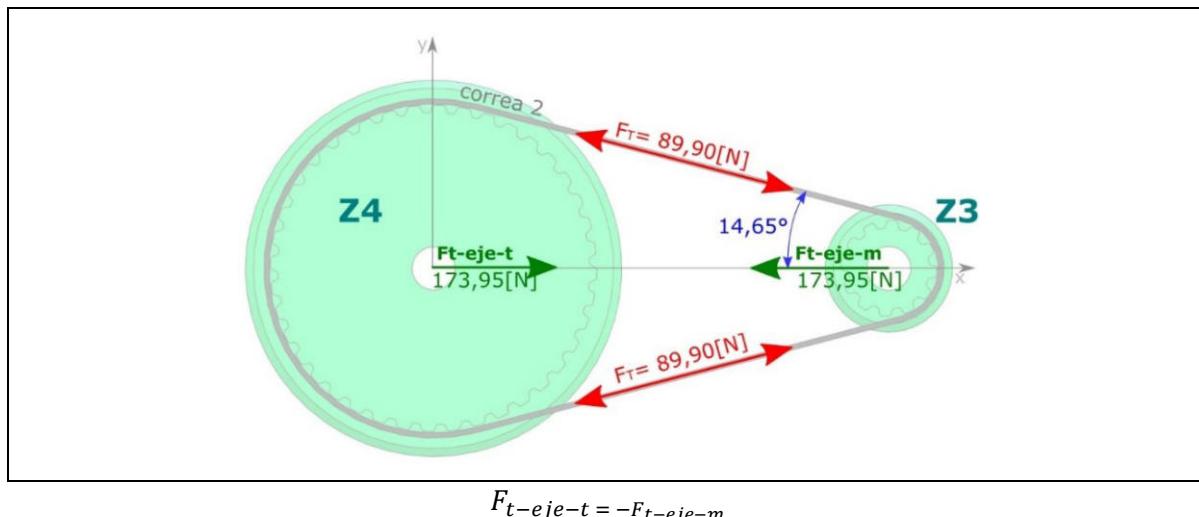
$$F_{t-eje-t} = F_t \cdot \cos(14,56^\circ) \cdot 2$$

$$F_{t-eje-t} = 35,96 [N] \cdot \cos(14,56) \cdot 2$$

$$F_{t-eje-t} = 69,58 [N]$$

De igual forma para la correa 2:

Figura 5-40 Esfuerzos sobre ejes de caja reductora por correa 2



$$F_{t-eje-t} = F_t \cdot \cos(14,56^\circ) \cdot 2$$

$$F_{t-eje-t} = 89,90 \text{ [N]} \cdot \cos(14,56^\circ) \cdot 2$$

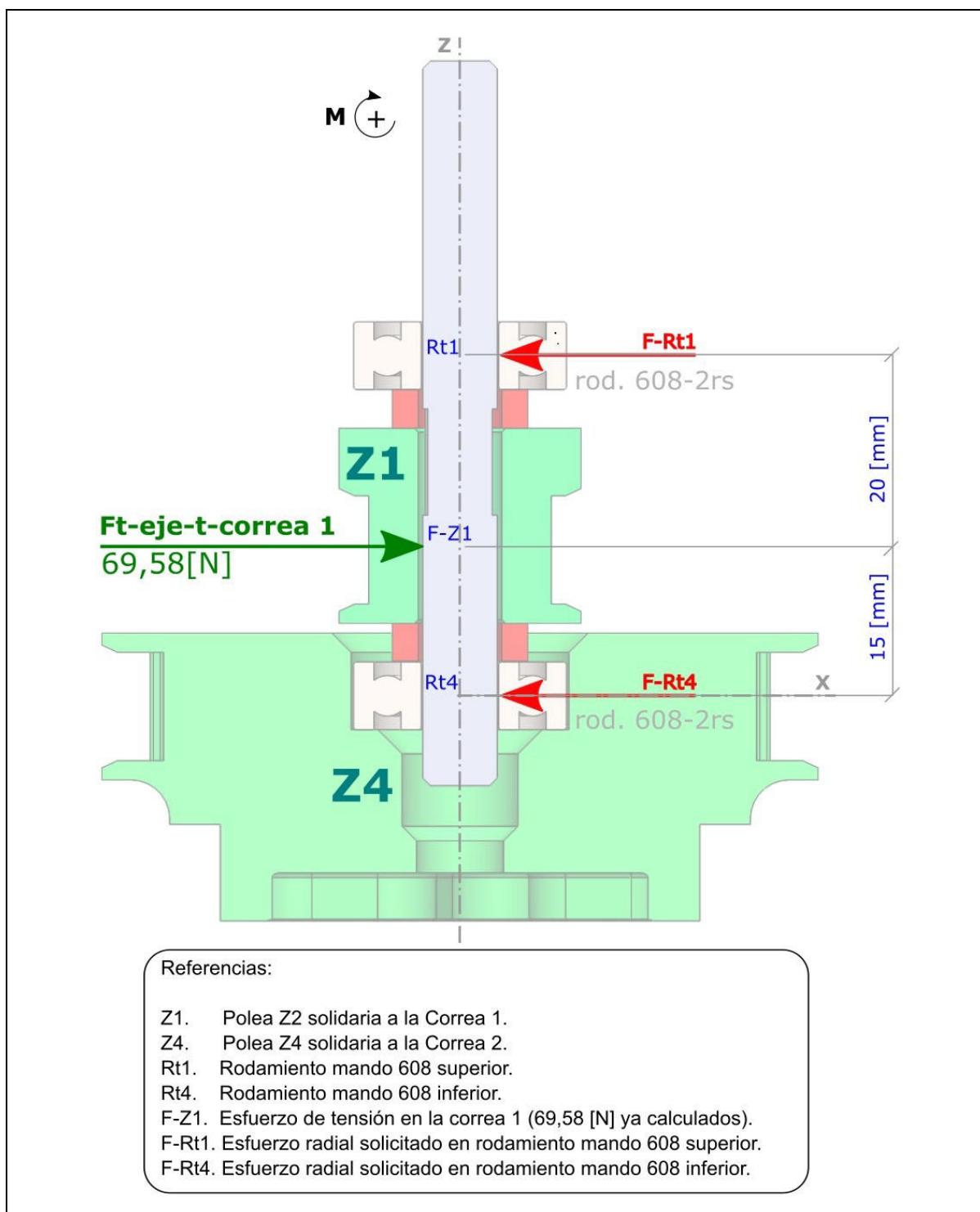
$$F_{t-eje-t} = 173,95 \text{ [N]}$$

Este esfuerzo es provocado por la correa 1 y 2 respectivamente. Entonces ya teniendo el esfuerzo total en cada eje por las 2 correas se procede a calcular las reacciones en los rodamientos. Para ello se va a dividir los cálculos en 3 ejes, el **eje mando**, el **eje tensor** y el **eje salida**. El sectorizar los esfuerzos en 3 partes garantizará que se pueda calcular los esfuerzos, ya que, de querer abarcar todo el espectro de fuerzas y reacciones, terminaríamos con indeterminaciones en las ecuaciones.

5.3.2.1 Eje Mando

En este eje el rodamiento R1 gira a la velocidad del motor o Z1, que en la velocidad más exigente es de **234,3[rpm]** en cuanto a R4 esta gira a una velocidad relativa entre las rpm de Z1 y de Z4 ($234,3[\text{rpm}] - 31,24[\text{rpm}]$), es decir a **203,06[rpm]**. Esto es así porque el rodamiento R4 se aloja dentro de la polea Z4 a diferencia del rodamiento R1 que se aloja en el cuerpo de la caja reductora.

Figura 5-41 Esfuerzos en eje mando



Cálculo de esfuerzos:

$$\sum M_{Rt4} = 0 = F_{z-1} \cdot 15[\text{mm}] - F_{Rt1} \cdot 35[\text{mm}]$$

$$\sum M_{Rt4} = 0 = 69,58[N] \cdot 15[mm] - F_{Rt1} \cdot 35[mm]$$

$$0 = 1043,7[N \cdot mm] - F_{Rt1} \cdot 35[mm]$$

$$1043,7[N \cdot mm] = F_{Rt1} \cdot 35[mm]$$

$$\frac{1043,7[N \cdot mm]}{35[N]} = F_{Rt1}$$

$$F_{Rt1} = 29,82[N]$$

$$\sum F_x = 0 = -F_{Rt4} + F_{Z1} - F_{Rt1}$$

$$0 = -F_{Rt4} + 69,58[N] - 29,82[N]$$

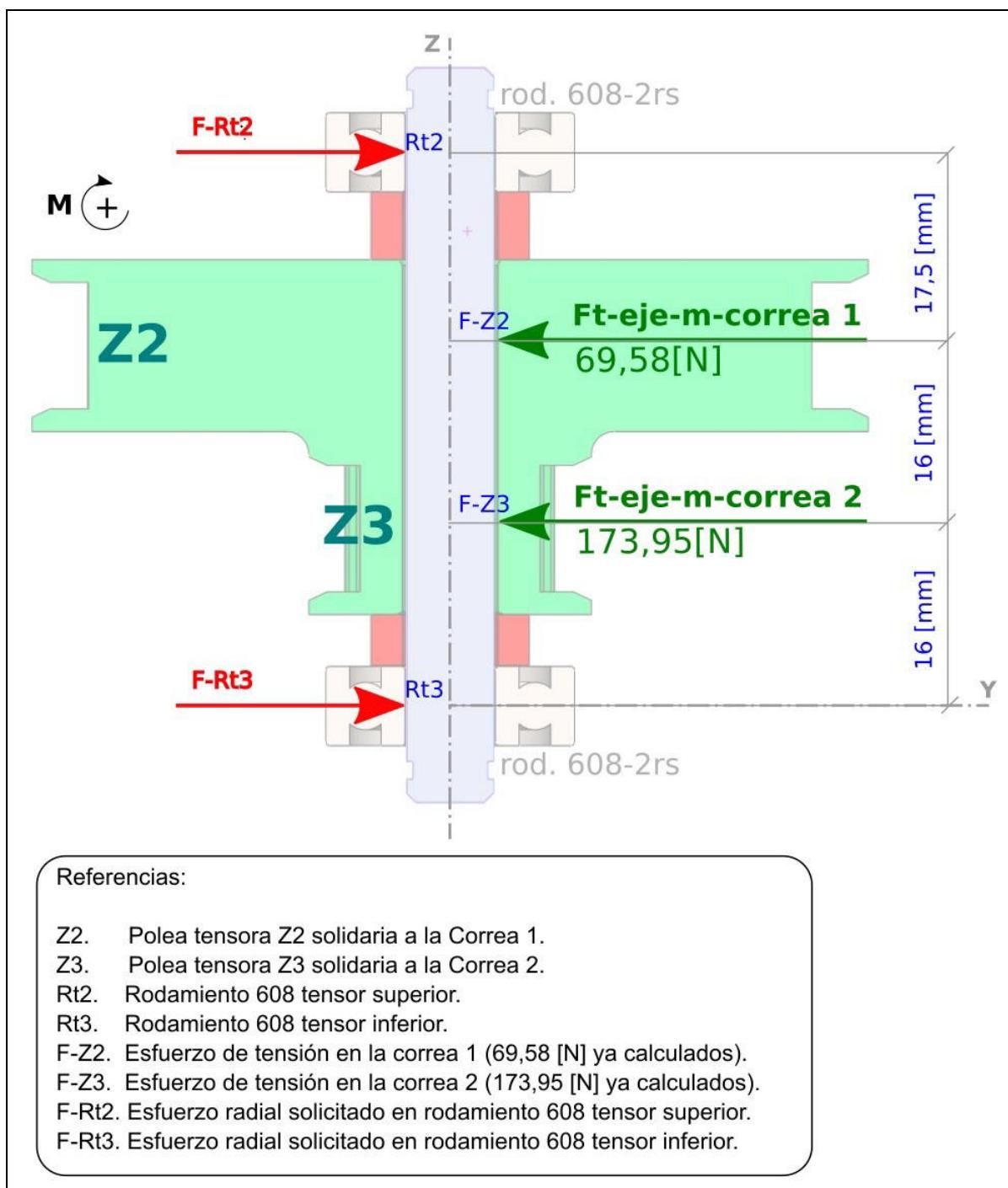
$$F_{Rt4} = 39,76[N]$$

Obtenemos entonces los esfuerzos en los rodamientos tensores [R1] y [R4], el más solicitado es el [R4], con un esfuerzo de tensión radial de 39,76[N].

5.3.2.2 Eje tensor

En este eje y rodamientos el caso más exigido es a 93,72[rpm].

Figura 5-42 Esfuerzo en eje tensor



Cálculo de esfuerzos:

$$\sum M_{Rt3} = 0 = -F_{Z3} \cdot 16[\text{mm}] - F_{Z2} \cdot 32[\text{mm}] + F_{Rt2} \cdot 49,5[\text{mm}]$$

$$\sum M_{Rt3} = 0 = -173,95[\text{N}] \cdot 16[\text{mm}] - 69,58[\text{N}] \cdot 32[\text{mm}] + F_{Rt2} \cdot 49,5[\text{mm}]$$

$$0 = -2783,2[N \cdot mm] - 2226,56[N \cdot mm] + F_{Rt2} \cdot 49,5[mm]$$

$$5009,76[N \cdot mm] = F_{Rt2} \cdot 49,5[mm]$$

$$\frac{5009,76[N \cdot mm]}{49,5[N]} = F_{Rt2}$$

$$F_{Rt2} = 101,2[N]$$

$$\sum F_X = 0 = F_{Rt3} - F_{Z3} - F_{Z2} + F_{Rt2}$$

$$0 = F_{Rt3} - 173,95[N] - 69,58[N] + 101,2[N]$$

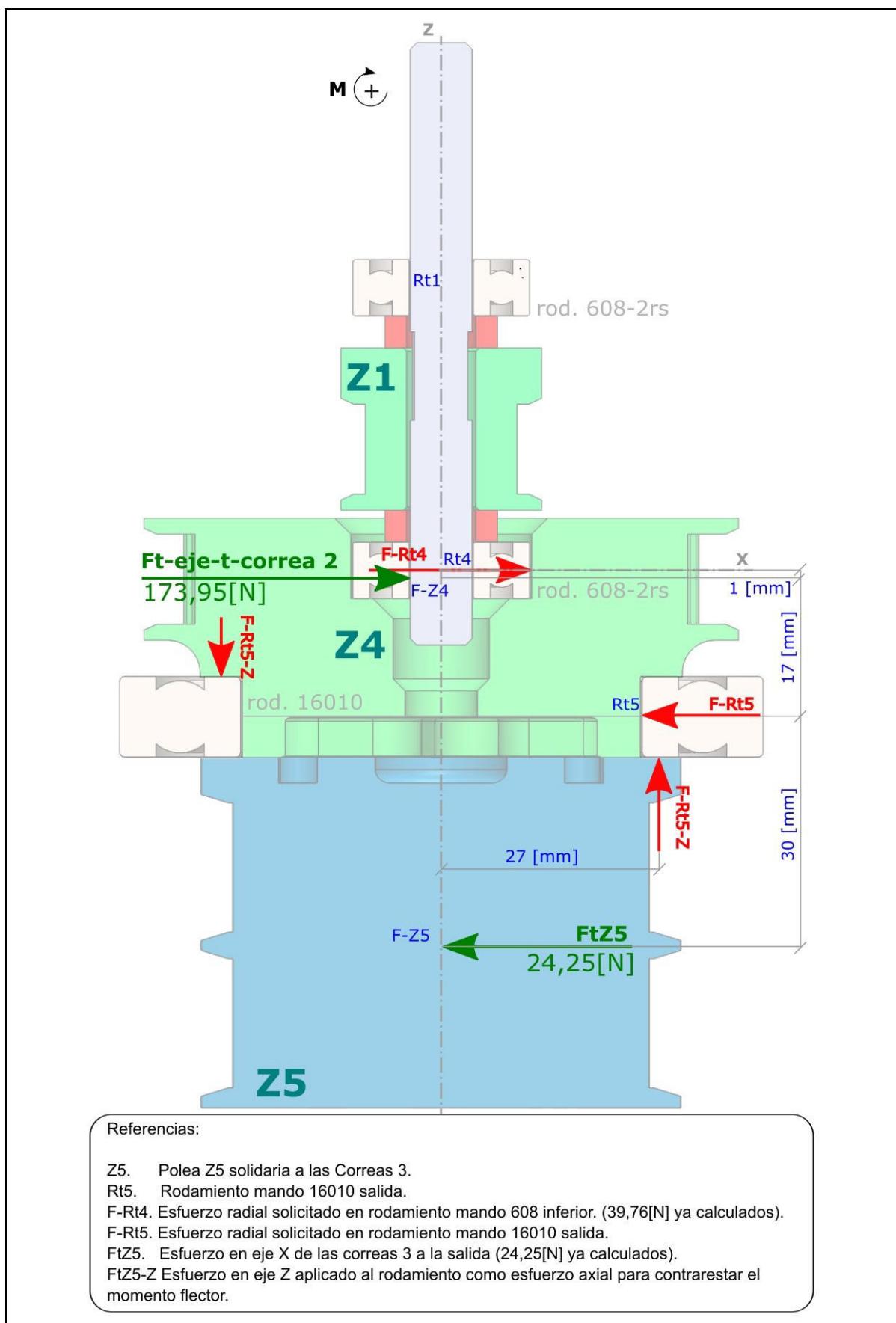
$$F_{Rt3} = 142,33[N]$$

Se obtiene entonces los esfuerzos en los rodamientos tensores [R2] y [R3], el más solicitado es el [R3], con un esfuerzo de tensión radial de 142,33[N].

5.3.2.3 Eje salida

Para este caso, se van a simplificar los cálculos, si bien se puede asumir que el eje salida es la misma polea Z4 unida a la polea de salida Z5 y esto constituye un cuerpo rígido, se estudiaran los esfuerzos provocados por la tensión de las correas como cargas puntuales, para el caso de FtZ5, se aplica la tensión resultante en X de salida en el centro geométrico entre las 2 correas 3. También se asumirá que el momento flector se restringe en la reacción del rodamiento R5 con sus componentes en Z, es decir como esfuerzo axial del rodamiento y se desestima que el esfuerzo se distribuye a lo largo de toda la cara circular interna del rodamiento, en cambio se tomará como una carga puntual FRt5-Z para también simplificar los cálculos, lo cual hará que se obtenga un resultado más conservador.

Figura 5-43 Esfuerzos en eje salida



Cálculo de esfuerzos:

$$\sum M_{Rt5} = 0 = F_{z5} \cdot 30[mm] + F_{z4} \cdot 17[mm] + F_{Rt4} \cdot 18[mm] - 2 \cdot (F_{Rt5-Z} \cdot 27[mm])$$

$$\sum M_{Rt5} = 0 = 24,25[N] \cdot 30[mm] + 173,95 \cdot 17[mm] + 39,76 \cdot 18[mm] - 2 \cdot (F_{Rt5-Z} \cdot 27[mm])$$

$$0 = 727,5[N \cdot mm] + 2957,15[N \cdot mm] + 715,68[N \cdot mm] - F_{Rt5-Z} \cdot 54[mm]$$

$$4400,33[N \cdot mm] = F_{Rt5-Z} \cdot 54[mm]$$

$$\frac{4400,33[N \cdot mm]}{54[mm]} = F_{Rt5-Z}$$

$$F_{Rt5-Z} = 81,48[N]$$

$$\sum F_x = 0 = -F_{z5} - F_{Rt5} + F_{z4} + F_{Rt4}$$

$$0 = -24,25[N] - F_{Rt5} + 173,95[N] + 39,76[N]$$

$$F_{Rt5} = 189,46[N]$$

Se obtiene así el esfuerzo del rodamiento R5, con esfuerzo radial de 189,45[N] y axial de 81,48[N].

5.3.2.4 Verificación de rodamientos en la caja reductora

Se comienza analizando los rodamientos 608 del eje mando, en este se tomará el más solicitado en cuanto al esfuerzo, es decir el R4, el cual está sometido a una carga radial de 39,76[N] con unas 203,06[rpm].

5.3.2.4.1 Carga mínima y precarga rodamientos 608

Cabe destacar que “Como regla general, los rodamientos de bolas se deben someter a cargas mínimas de 0,01 C” (SKF, 2019, p106).

Para el caso de los 4 rodamientos 608, se puede concluir que todos los rodamientos cumplen con la carga mínima, salvo R1 que está justo por debajo con sus 29,83[N].

$$C_{min} = 0,01 C$$

$$C_{min} = 0,01 \cdot 3450[N]$$

$$C_{min} = 34,5[N]$$

Donde 3450 [N] es el C del rodamiento 608.

Se hará un cálculo más preciso para el R1, para ver si cumple con la carga mínima.

Conociendo las rpm de la máquina en cuanto a lubricación se puede deducir que “con estos valores de nd_m más bajos, se necesitan aditivos AW o EP para reducir el desgaste.” (SKF, 2019, p101)

Para un D_m de 15[mm] y 234,3[rpm] da que la viscosidad ν será del orden de los 130 [$\frac{mm^2}{s}$]. Lo cual da una carga mínima de:

$$F_m = k_r \left(\frac{\nu \cdot n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{D_m}{100} \right)^2$$

$$F_m = 0,025 \left(\frac{130 \cdot 234,3}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{15}{100} \right)^2 \rightarrow F_m = 0,025 \cdot 9,75 \cdot 0,0225$$

$$F_m = 0,0054[kN] = F_m = 5,4[N]$$

Donde 0,025 es el k_r del rodamiento 608.

Ahora si se afirma que R1 cumple con la carga mínima ya que es superior a los 5,4[N]

$$29,82[N] > 5,4[N]$$

5.3.2.4.2 Cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos 608

Para ver cuánto es la vida del rodamiento R4 el cual sería el más solicitado, se calculará la vida nominal básica.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

- L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]
- L_{10h} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento]
- P = carga dinámica equivalente del rodamiento [N]. $\rightarrow 39,76[N]$ ya que es carga radial pura.
- C = Capacidad de carga dinámica básica [N] $\rightarrow 3450 [N]$ para el rodamiento 608.
- p = Exponente de ecuación de la vida $\rightarrow 3$ para rodamiento de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{3450}{39,76} \right)^3$$

$$L_{10} = 653308 \text{ [millones de revoluciones]}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right)^{L_{10}}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 203,06[\text{rev}]} \right)^{653308[\text{millones de rev}]}$$

$$L_{10h} = 5,36219 \cdot 10^7 [\text{hs}]$$

Es decir, unos 6121 años suponiendo un funcionamiento 24x7, con lo cual se concluye que los rodamientos 608 van sobrados para su uso en la caja reductora.

5.3.2.4.3 Carga mínima y precarga rodamientos 16010

Primero se calcula la carga dinámica equivalente “P”:

Como $F_a/F_r = 0,43 < 0,19$, se confirma que es mayor a “e”. con lo cual:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P = 0,56 \cdot 189,45[N] + 2,3 \cdot 81,48[N]$$

$$P = 293,49[N]$$

Cabe destacar que “Como regla general, los rodamientos de bolas se deben someter a cargas mínimas de 0,01 C” (SKF, 2019, p106).

Para el caso del rodamiento 16010

$$C_{min} = 0,01 C$$

$$C_{min} = 0,01 \cdot 16800 [N]$$

$$C_{min} = 168 [N]$$

Con lo cual se asegura que se cumple con la carga mínima, ya que $P > C_{min}$.

5.3.2.4.4 Cálculo de la vida nominal básica del rodamiento 16010

Para ver cuánto es la vida del rodamiento R5, se calculará la vida nominal básica.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

- L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]
- L_{10h} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento]
- P = carga dinámica equivalente del rodamiento [N]. → 293,49[N]
- C = Capacidad de carga dinámica básica [N] → 16800 [N] para el rodamiento 16010.
- p = Exponente de ecuación de la vida → 3 para rodamiento de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{16800}{293,49}\right)^3$$

$$L_{10} = 187563 \text{ [millones de revoluciones]}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right)^{L_{10}}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 31,24[\text{rev}]}\right)^{187563} \text{ [millones de rev.]}$$

$$L_{10h} = 1,00066 \cdot 10^8 [\text{hs}]$$

Es decir, unos 11423 años suponiendo un funcionamiento 24x7, con lo cual se concluye que el rodamiento 16010 va sobrado para su uso en la caja reductora.

5.3.3 Resumen

En la siguiente tabla se hace un resumen de todos los rodamientos de la máquina, incluyendo el tipo de sello o retén que llevan y el lubricante que requieren de ser necesario.

Para la selección del lubricante se utilizó la calculadora online de SKF “**LubeSelect para grasas SKF**”, si bien esta calculadora menciona varios tipos de grasa, la LGE2 es la mejor y que comparten los rodamientos en base a sus solicitudes.

Tabla 5-3 Rodamientos de la máquina

Rodamiento	Ubicación	Cantidad	Sello / Retén	Lubricante
30203	Apoyo inferior del tornillo de potencia	4	Retén 28x40x8 HMS5 RG	Grasa LGEM2
6002	alineación extrema superior del tornillo de potencia	2	2RS o ZZ	-
608	Eje tensor y mando de la caja reductora V6	5	2RS o ZZ	-
16010	Eje salida de la caja reductora V6	1	-	Grasa LGEM2

5.3.4 Conclusión

Con todos estos cálculos entonces se puede asegurar que todos los rodamientos de la máquina cumplen con grandes márgenes de seguridad o duración de vida. Tanto los del **tornillo de potencia** como los del **sistema de transmisión**.

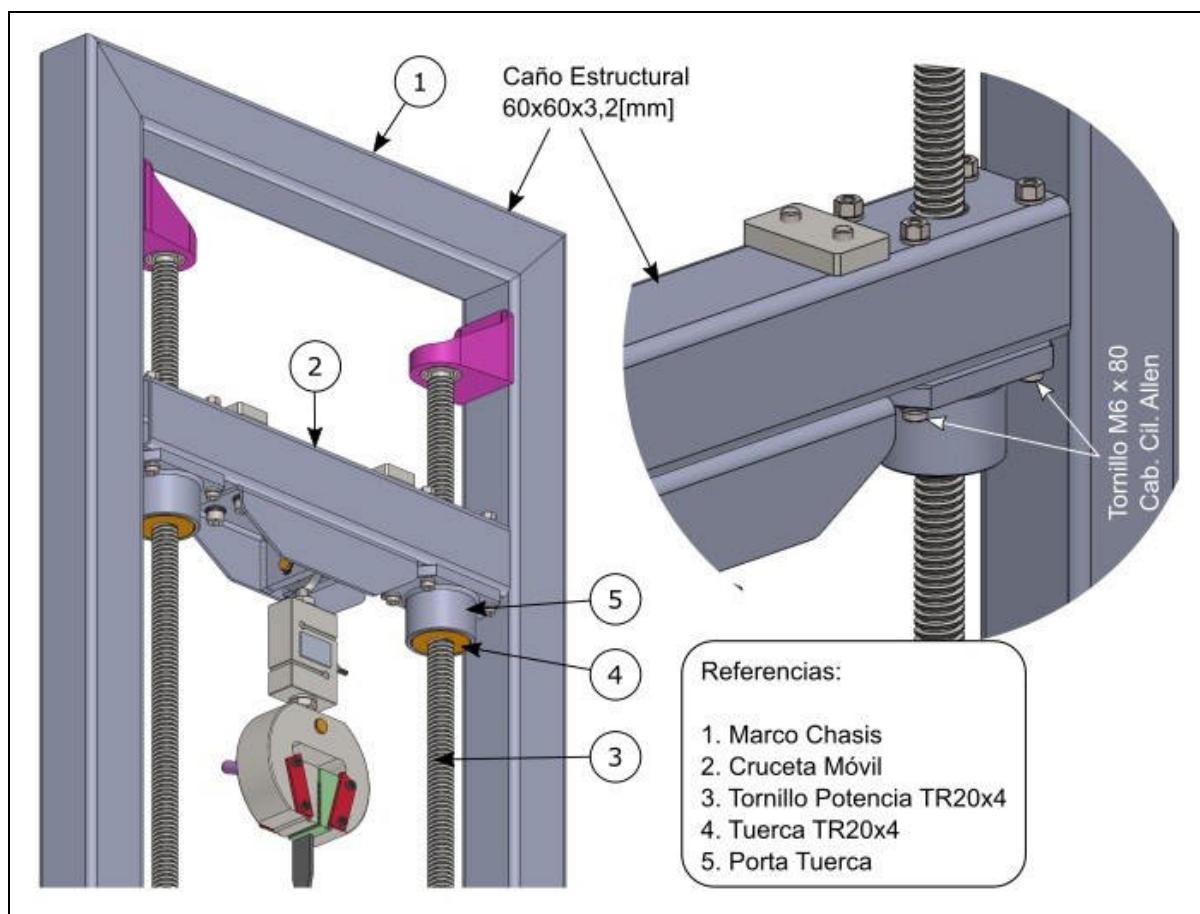
En cuanto al sistema de transmisión, como los rodamientos de la caja reductora V4 cumplen con grandes márgenes de seguridad o duración de vida, se puede decir que ocurrirá lo mismo con la caja reductora V5 y V6, ya que estas fueron mejoradas en las pruebas empíricos (ver [sección 5.2.3 Fabricación y prueba de la caja reductora V4](#)).

5.4 Tuerca de potencia

La tuerca de potencia es la encargada de transformar el movimiento de rotación del tornillo de potencia en movimiento vertical para desplazar la cruceta móvil. **El perfil de la rosca al igual que el tornillo de potencia es TR20x4** y en primera instancia las dimensiones de la tuerca están condicionadas por el ensamblaje que comparte con la cruceta móvil.

Nota. Más adelante se ve que la cruceta móvil al igual que el chasis de la máquina está compuesto por caños estructurales de 60x60x3,2[mm].

Figura 5-44 Tuerca y cruceta móvil

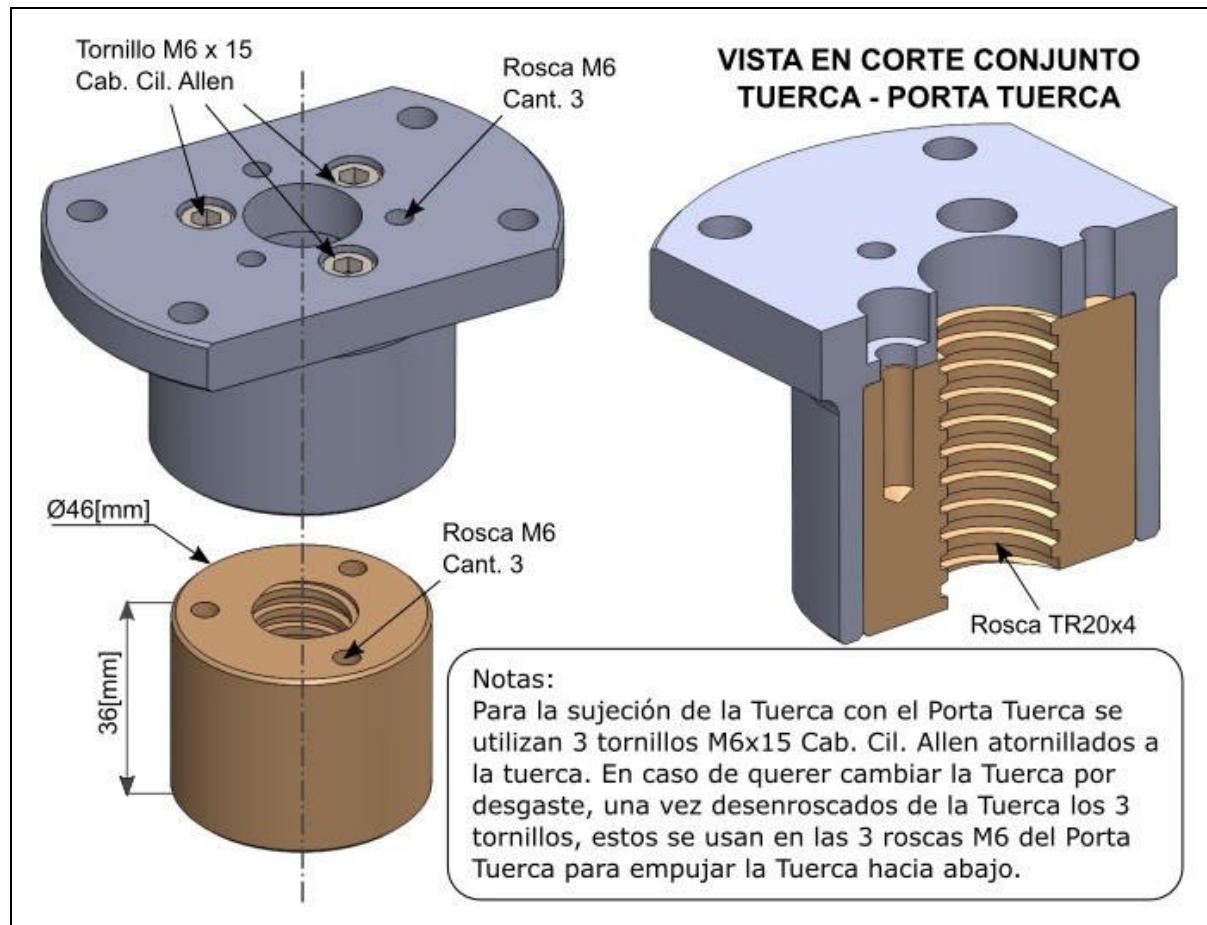


Esta tuerca usa de interfaz un soporte “Porta Tuerca [5]” que además de contenerla, se encarga de evitar su giro provocado por el tornillo de potencia, con lo cual también se transmite el desplazamiento vertical hacia la cruceta móvil.

5.4.1 Geometría y dimensiones

La tuerca va a tener en principio unas dimensiones de Ø46 y largo 36, se tomarán estas medidas como referencia para la comparativa.

Figura 5-45 Conjunto tuerca con porta tuerca



5.4.2 Materiales

En cuanto a la elección de los materiales para la turca, para esta máquina hay que tener en cuenta 4 factores importantes, fricción, resistencia del material, rigidez y finalmente precio.

En primer lugar, el coeficiente de fricción que existiese entre el tornillo (el cual es de un acero mecanizado o laminado) y la tuerca, dependiendo del material se puede tener un mejor o peor rendimiento en la transmisión en base a las perdidas por fricción.

Otro factor para tener en cuenta es la resistencia del material, ya que la tuerca debe soportar las cargas a las cuales será sometida, sin presentar deformaciones permanentes, es decir dentro del límite elástico.

La rigidez del material es importante si se quiere tener la menor deformación en la máquina, así como lo requiere la **norma**, esto se verá más adelante.

Y finalmente el precio, se evaluará la elección de diferentes materiales que van desde varios polímeros a metales, para todos los casos el proceso de mecanizado es muy parecido, con lo cual solo se considerará el costo del material, este será para una barra de Ø50[mm] x 300[mm].

5.4.2.1 Tipos de materiales de la tuerca

En la siguiente tabla se compararán los diferentes tipos de materiales con valores promedios o típicos, sin considerar las aleaciones particulares para los metales o variaciones químicas en los termoplásticos.

Tabla 5-4 Materiales para la Tuerca de Potencia

Material	Acetal	Poliamida	Vesconite	Bronce	Acero
Descripción	También conocido como POM, es un material plástico técnico de alta resistencia mecánica y rigidez	También conocido como nylon, es un polímero extremadamente resistente a la rotura y uso.	Termoplástico de ingeniería desarrollado para solucionar los problemas de desgaste. Esta patentado por Vescoplastics	Aleación combinación del cobre y el estaño, utilizado ampliamente en la industria por su resistencia al desgaste y a la corrosión.	Material de aleación hierro y carbono, muy resistente y tenaz, material altamente usado en la industria.
Resistencia a la rotura	78[Mpa]	78[Mpa]	65[Mpa]	550[Mpa]	1770[Mpa]
Módulo elástico	3.600[Mpa]	2.850[Mpa]	3.726[Mpa]	110.000[Mpa]	210.000[Mpa]
Coef. fricción estática	0,1-0,3	0,3-0,4	0,09	0,04-0,2 (0,15)	0,6-0,15
Dificultad para mecanizar	Baja	Baja	Baja	Baja	Media
Precio	USD 12	USD 30	USD 244	USD 199	USD 17
Selección	Acetal	Poliamida 6	Vesconite Hillube	SAE 65	SAE 1045

Dentro de los 2 materiales con menor coeficiente de fricción, (esto es entre el bronce SAE65 y el Vesconite Hilube) **se elige al bronce** por ser más resistente, rígido y levemente más barato, además de ser más fácil de encontrar.

5.4.3 Consideraciones de montaje y manufactura

Las tuercas se mecanizarán junto a su tornillo de potencia, para asegurar un deslizamiento suave sin ajustes que perjudiquen el rendimiento de la transmisión. Es posible encontrar soluciones comerciales (ver **Figura 5-46**) donde ya se ofrece el kit de tornillo de potencia con su tuerca, esto puede ser una buena opción dado al bajo precio y que en general los tornillos suelen ser manufacturados con laminación en lugar del mecanizado, lo cual puede mejorar las propiedades mecánicas y de rozamiento. Lo malo de las soluciones comerciales es que generalmente se trabaja con rosca ACME, es decir pasos en pulgadas, lo cual no quita que sea válido, más bien para considerar, pero realmente donde se encuentran dificultades con esta opción comercial es la de poder adaptar la rosca ACME con las poleas y asientos de los rodamientos, probablemente se requiera de un trabajo de mecanizado de piezas a unir, soldado, y re mecanizado para llevar todo a medida final, con lo cual quizás termine saliendo lo mismo que la pieza pedida a medida.

Figura 5-46 Solución comercial rosca ACME



Nuevo | +50 vendidos

Rosca Cuadrada Acme De 3/4 X 4h X 1mt Con 4 Tuerca

5.0 ⭐⭐⭐⭐⭐ (8)

\$ 50.200

en 6 cuotas de \$ 11.540¹⁴

Ver los medios de pago

Llega gratis entre el 27 y el 30/ago

Más formas de entrega

Color: Gris

Última disponible!

Comprar ahora

Nota. Imagen de una rosca Acme 3/4 en el sitio web de Mercado Libre. Adaptado de "Rosca acme 3/4" por Mercado Libre, s.f. ([https://listado.mercadolibre.com.ar/rosca-acme-3%2F4#D\[A:rosca%20acme%203/4\]](https://listado.mercadolibre.com.ar/rosca-acme-3%2F4#D[A:rosca%20acme%203/4])). Copyright por Mercado Libre.

5.5 Mordaza

Si bien existen muchas opciones comerciales, dado a su elevado precio²³ se va a elegir optimizar un diseño en concreto para que sea el más económico.

Figura 5-47 Mordaza de Cuña

WEDGE GRIP	
Item no.:	THS622
Tensile force:	10 kN
Coupling:	Af159 or Af20 Further couplings on request
Temperature range:	0 ... +70°C Further temperature ranges on request
Body:	Steel, nickel-plated
Weight:	2.23 kg per grip incl. jaws
Scope of supply:	1 pair of grips

Nota. Opción comercial viable para esta UTM. Adaptada de THS622_Datasheet - Grip-Engineering Thuemler GmbH. (<https://grip.de/G08/THS622>). Todos los derechos reservados.



Las mordazas son un elemento crítico de la máquina de tracción, transmiten la fuerza axial a las probetas y las mantienen sujetas hasta su rotura. En la máquina aquí diseñada, con una capacidad máxima de 10 [kN], el abanico de opciones se reduce, se descartan los sistemas neumáticos o hidráulicos (más apropiados para cargas mayores) y **se opta por mordazas de accionamiento manual tipo cuña (wedge grips)**, disponibles en dos mecanismos básicos de sujeción.

El primer mecanismo utiliza un husillo de ajuste: al girar el volante, el tornillo desplaza las cuñas sobre el plano inclinado interno de la mordaza, haciendo que éstas se cierran y aprieten la probeta.

23 - El precio puede variar desde los USD 2000 hasta los USD 4000 por un par en modelos de mordazas manuales.

Figura 5-48 Mordaza de cuña con volante

Nota. Opción comercial viable para esta UTM, para sujetar la probeta se gira el volante. Adaptada de Mechanical wedge action tensile grips de Instron (<https://www.instron.com/en/products/testing-accessories/grips/mechanical-wedge-action-grips>). Todos los derechos reservados.

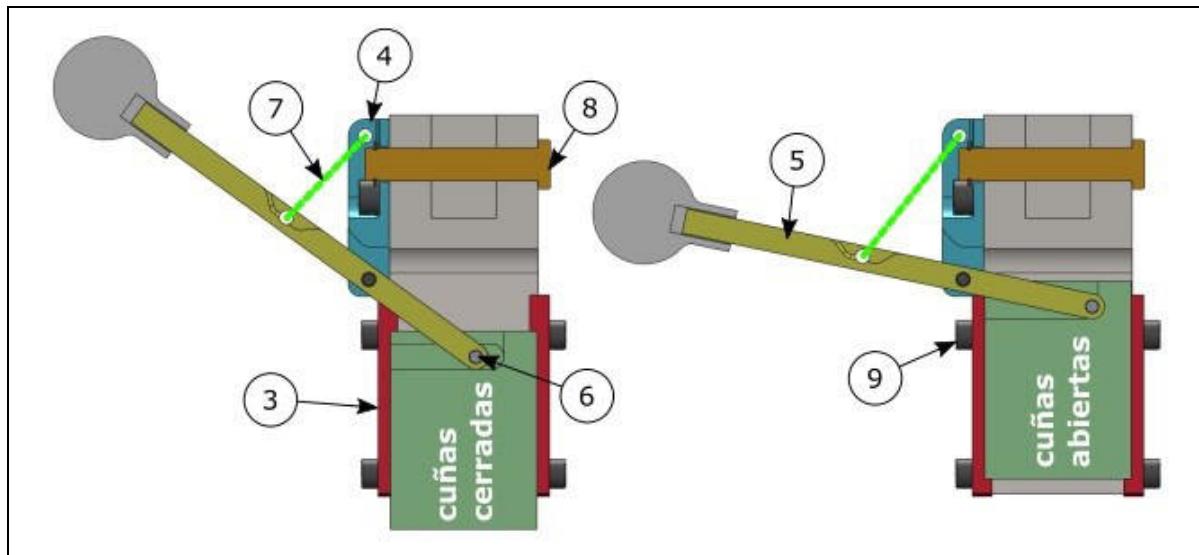
En lugar de usar un husillo, otro mecanismo usa un brazo palanca que, por medio de un sistema de leva, baja o sube las cuñas, también gracias al plano inclinado, provoca que se junten las cuñas para sujetar la probeta, en este mecanismo el ajuste final se realiza por el propio ensayo de tracción a diferencia del husillo que se puede realizar una precarga antes de la tracción, con el giro del volante. **Para la máquina de este proyecto se elige la opción del brazo de palanca con resortes.**

Figura 5-49 Mordaza con ajuste de brazo palanca

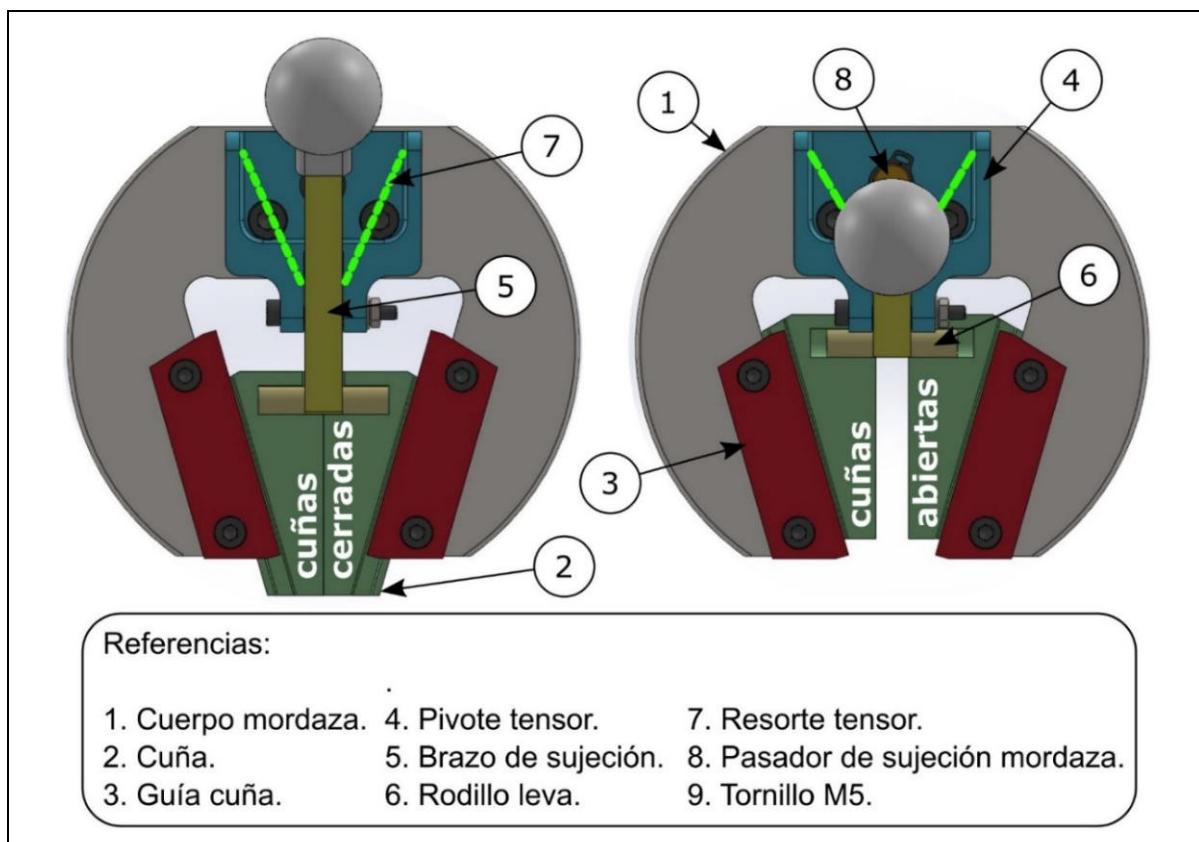
Nota. Opción comercial viable para esta UTM, en esta opción la precarga la dan los resortes de la palanca. Adaptada de Wedge Grips for Tensile Testing de Universal Rip Co (<https://www.universalgripco.com/wedge-grips>). Todos los derechos reservados.

Para sujetar la probeta (ver [Figura 5-50](#)) se suelta el brazo de sujeción [5], los resortes [7] hacen que las cuñas [2] se junten. Para liberar o acomodar una nueva probeta se acciona el brazo para traccionar los resortes, las cuñas se abren por la acción del brazo por medio de un rodillo leva en su extremo [6].

[Figura 5-50 Mordaza con ajuste de brazo palanca - vista corte lateral](#)



[Figura 5-51 Mordaza con ajuste de brazo palanca - vista frontal](#)



5.5.1 Diseño y consideraciones de las mordazas.

El conjunto de mordazas se asocia con la máquina por medio de una unión roscada, donde se vincula por un lado a la celda de carga y por el otro al chasis de la máquina. Como se ve en la [Figura 4-1](#) de la máquina, el diseño propuesto sería entonces, del lado superior la mordaza vinculada a la celda de carga que a su vez se vincula a la cruceta móvil, y del lado inferior la otra mordaza se vincula al marco chasis de la máquina.

5.5.2 Lo que la norma aconseja

Además del diseño que ya se va a adoptar como se ven en las 2 figuras anteriores, la **norma** aconseja que las cuñas tengan la superficie estriada, serrada o dentadas o bien una superficie abrasiva de tal forma que se evite el deslizamiento entre ellas y la probeta, dependiendo del termoplástico, si es duro o blando, será más adecuado la elección del tipo de grip en la misma.

La **norma** recomienda así y todo un estriado tipo serrado con un espaciado a 2,4[mm] y una profundidad de 1,6[mm]. Este ha sido el más satisfactorio para la mayoría de los plásticos.

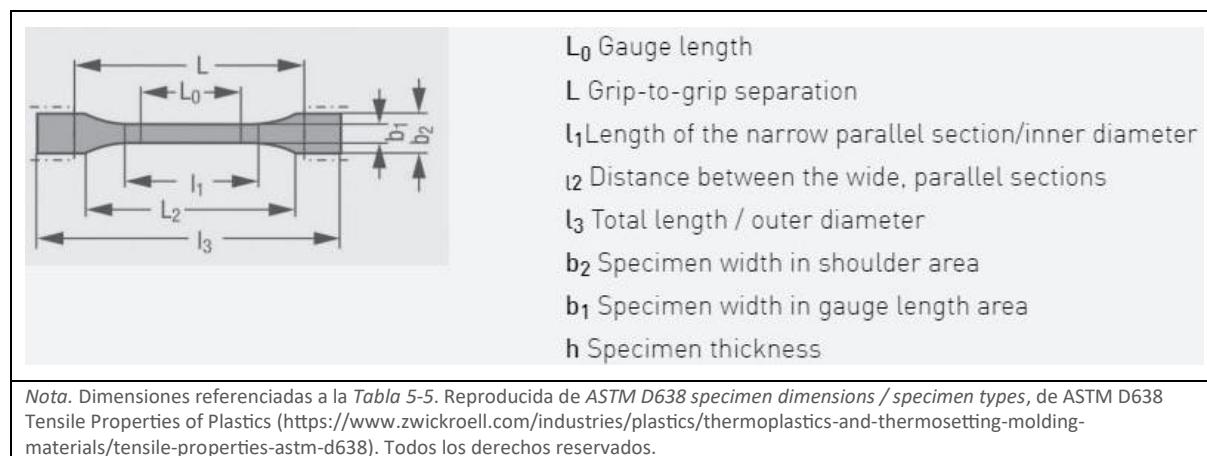
5.5.3 Probetas

La norma **ASTM D638** define las siguientes probetas del tipo “dog bone” (traducido como hueso de perro) para realizar los ensayos de tracción. Es importante tener en cuenta las dimensiones las probetas, para diseñar las mordazas y el recorrido “libre” que va a requerir la máquina para que estas entren y se puedan deformar longitudinalmente sin límites en el recorrido.

Tabla 5-5 Dimensiones de las probetas - dog bone

Tipo de Probeta	Nota	l_3 (mm)	l_1 (mm)	b_2 (mm)	b_1 (mm)	h (mm)	L_0 (mm)	L (mm)
Tipo I	Probeta preferida para plásticos rígidos	>165	57 ± 0.5	19 ± 6.4	13 ± 0.5	3.2 ± 0.4	50 ± 0.25	115 ± 5
Tipo II	Preferido cuando la probeta Tipo I no se rompe en la sección estrecha	>183	57 ± 0.5	19 ± 6.4	6 ± 0.5	3.2 ± 0.4	50 ± 0.25	135 ± 5
Tipo III	Para espesores de probeta mayores de 7 mm (plásticos rígidos y blandos)	>246	57 ± 0.5	29 ± 6.4	19 ± 0.5	7 ... 14	50 ± 0.25	115 ± 5
Tipo IV	Para comparación de plásticos rígidos y blandos	>115	33 ± 0.5	19 ± 6.4	6 ± 0.05	3.2 ± 0.4	25 ± 0.13	65 ± 5
Tipo V	Probetas pequeñas de componentes	>63.5	9.53	9.53 ± 3.1	3.18 ± 0.5	3.2 ± 0.4	7.62	25.4 ± 5

Figura 5-52 Dimensiones de las probetas - dog bone



5.5.4 Dimensiones del conjunto mordazas con probetas

Como se ve en la tabla de probetas, la mordaza de debería abrir al menos hasta 7 [mm] para garantizar el uso de probetas **tipo III**, las cuales van desde 7 a 14 [mm],

sabiendo esto se va a modificar un poco el diseño de las mordazas para permitir esta apertura de **hasta 11[mm]**, que es lo que permite el diseño actual del cuerpo y cuñas.

También, hay que asegurar que cada probeta se pueda sujetar adecuadamente en la zona que tiene definida para tal fin, esto está definido por la distancia entre cuñas, o “*Distance between the wide, parallel sections*” como se ve en la [Figura 5-52](#).

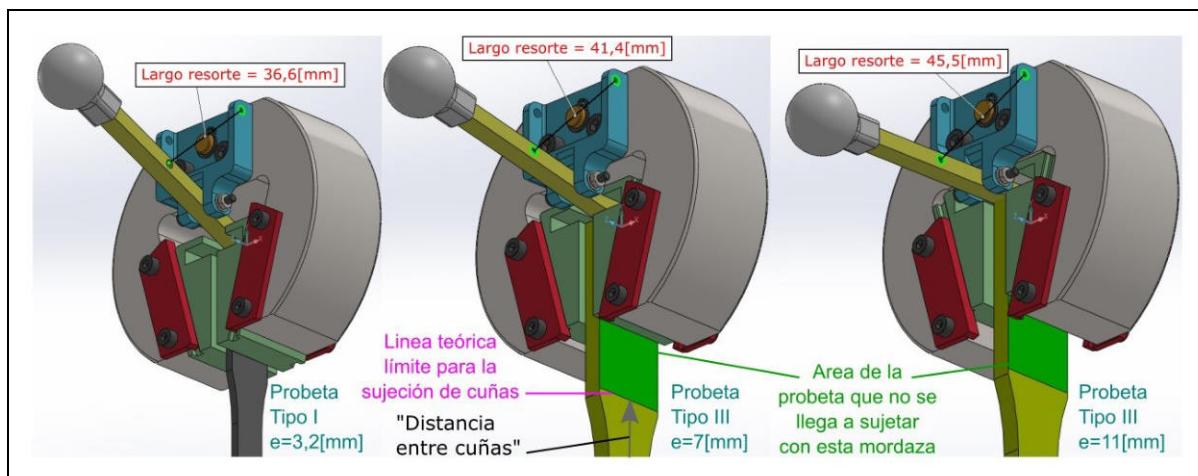
Analizando bien, se evidencia que, para probeta **tipo III** esta mordaza no cumple con la distancia entre cuñas. Esto se da porque el área de sujeción es muy larga y no entra del todo en las cuñas, pero se va a considerar el uso de este tipo de probetas ya que al tener un espesor de 7[mm] hasta 14[mm], permitiría estudiar casos en los que se requiera evaluar los diferentes tipos de rellenos utilizados en la MA. Es por esto que **para realizar dichos estudios, se debe tener en cuenta el usar una probeta del tipo III, pero recortada para que entre dentro de la mordaza.**

5.5.5 Cálculos de esfuerzos y consideraciones de diseño en las mordazas

5.5.5.1 Cálculo de los resortes, pretensión en cuñas

Para comenzar con los cálculos se parte de los 2 resortes que tensan el brazo, en su posición de reposo (ver [Figura 5-50](#)), es decir que con las cuñas cerradas la longitud del resorte es de unos 32[mm], en cuanto a la posición de apertura de 11[mm] de cuñas, se llega a una extensión en el resorte de 46[mm]. Esto da una extensión de $46-32 = 14[\text{mm}]$, este valor dará una noción de la fuerza necesaria para realizar la apertura de las cuñas. En cuanto a la longitud de reposo, debe ser menor a los 32[mm] para garantizar siempre una tensión lo suficientemente alta como para que las cuñas sujeten satisfactoriamente la probeta. Entonces se elige un resorte que valla desde los 28[mm] para tener un tensado de $32-28 = 4[\text{mm}]$ y hasta los 46[mm] de extensión.

Figura 5-53 Extensión de resortes por apertura de cuñas



Viendo resortes comerciales de diferentes catálogos, se elige como ejemplo el resorte **LE 034C 02 M**, que tiene una constante elástica de 1,594 [N/mm]. Esta constante ayudará a calcular los esfuerzos tanto de apertura de cuñas, como de apriete de la cuña para el pretensado.

Tabla 5-6 Resortes de tracción comerciales

Número de Parte	Diámetro exterior (mm)	Diámetro del alambre (mm)	Carga máxima (n)	Constante (N/mm)	Longitud máxima extendida (mm)	Tensión inicial (N)	Longitud libre (mm)	Material
MS24586-1110	9.14	1.04	35.141	1.75	46.99	3.114	28.58	MW
MS24586-110	9.14	1.04	35.141	1.75	46.99	3.114	28.58	MW
MS24586-610	9.14	1.04	35.141	1.75	46.99	3.114	28.58	MW
LE 034C 02 M	6.35	0.86	30.248	1.594	45.09	3.781	28.58	MW
MS24586-C110	9.14	1.04	29.274	1.457	46.99	2.593	28.58	SS
LE 034C 02 S	6.35	0.86	25.197	1.328	45.09	3.149	28.58	SS
LE 034C 02 S316	6.35	0.86	18.896	1.328	40.44	3.149	28.58	SS 316
LE 037CD 02M	7.95	0.94	31.138	1.226	50.93	3.692	28.58	MW
MS24586-1047	6.1	0.79	23.576	1.142	48.01	2.224	28.58	MW
MS24586-547	6.1	0.79	23.576	1.142	48.01	2.224	28.58	MW

Nota. Captura de página web para selección de resortes comerciales. Reproducida de Búsqueda - Resortes de Extensión, de Lee Spring (<https://www.leespring.mx/es/resortes-de-extension>). Todos los derechos reservados.

El recorrido de las mordazas al sujetar la probeta genera un esfuerzo en cada resorte de:

$$F_r = K \cdot x$$

Donde:

- $F_r = \text{Fuerza del resorte}$
- $K = \text{Constante de rigidez del resorte}$
- $x = \text{alargamiento del resorte}$

Para las cuñas totalmente cerradas se tiene:

$$32-28=4[\text{mm}]$$

$$F_{r0} = 1,594 \frac{[N]}{[\text{mm}]} \cdot 4[\text{mm}] = \mathbf{6,376[N]}$$

Para las cuñas sujetando una probeta **Tipo I** o **Tipo II** en el espesor mínimo 3,2[mm],

se tiene:

$$36,6 - 28=8,6[\text{mm}]$$

$$F_{r3,2} = 1,594 \frac{[N]}{[\text{mm}]} \cdot 8,6[\text{mm}] = \mathbf{13,708[N]}$$

Para las cuñas sujetando una probeta **Tipo III** en el espesor mínimo 7[mm], se tiene:

$$41,4- 28=13,4[\text{mm}]$$

$$F_{r7} = 1,594 \frac{[N]}{[\text{mm}]} \cdot 13,4[\text{mm}] = \mathbf{21,359[N]}$$

Para las cuñas sujetando una probeta **Tipo III** en el espesor máximo permitido por nuestra mordaza 11[mm], se tiene:

$$45,5-28=17,5[\text{mm}]$$

$$F_{r11} = 1,594 \frac{[N]}{[\text{mm}]} \cdot 17,5[\text{mm}] = \mathbf{27,895[N]}$$

En el diseño se tiene 2 resortes, entonces se supone un esfuerzo de 27,4[N] para una probeta de e=3,2[mm], 42,72[N] para una probeta e=7[mm] y 55,8[N] para una probeta de e=11[mm] como caso extremo.

En la ([Figura 5-54](#)) se ve como gracias al **[brazo de sujeción]** se trasmite el esfuerzo de los 2 resortes hacia la cuña para que ejerzan el esfuerzo de sujeción de las probetas.

Sabiendo esto se puede observar cómo afecta el ángulo γ en el aprovechamiento de la fuerza de los resortes, para un próximo diseño de la mordaza, este ángulo se intentará reducir, también se buscará que las distancias del brazo palanca sean iguales desde el centro ($AC = CB$), para que también se asegure el máximo aprovechamiento de las fuerzas de los resortes.

Por último, para tener una mayor flexibilidad en cuanto a los esfuerzos que provocan los resortes, en la sujeción de estos se utilizará una varilla roscada M3, para poder variar de 2 a 4 resortes en caso de requerir mayor o menor esfuerzo. (Ver [Figura 5-55](#))

Figura 5-54 Vista en corte de esfuerzos de cuñas en probetas de varios espesores

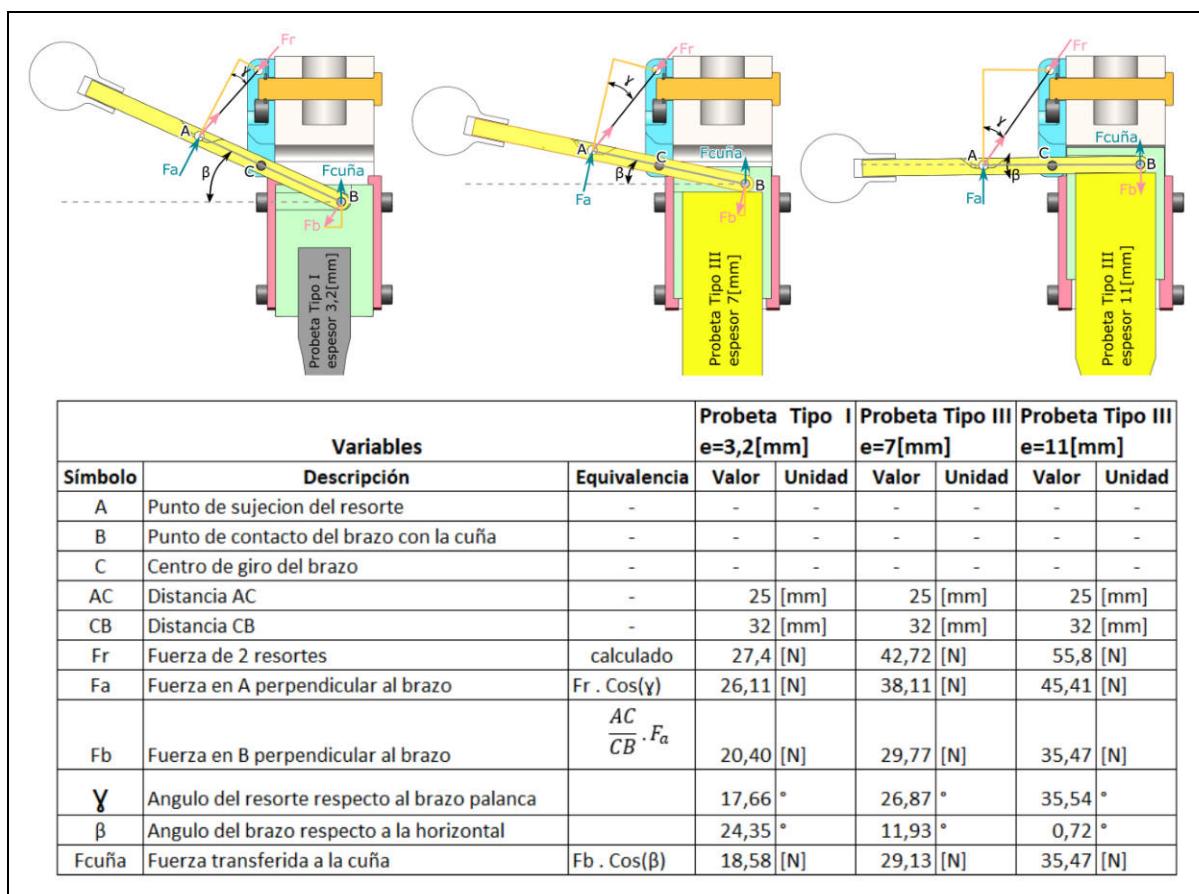


Figura 5-55 Mordaza con modificaciones de optimización y 4 resortes

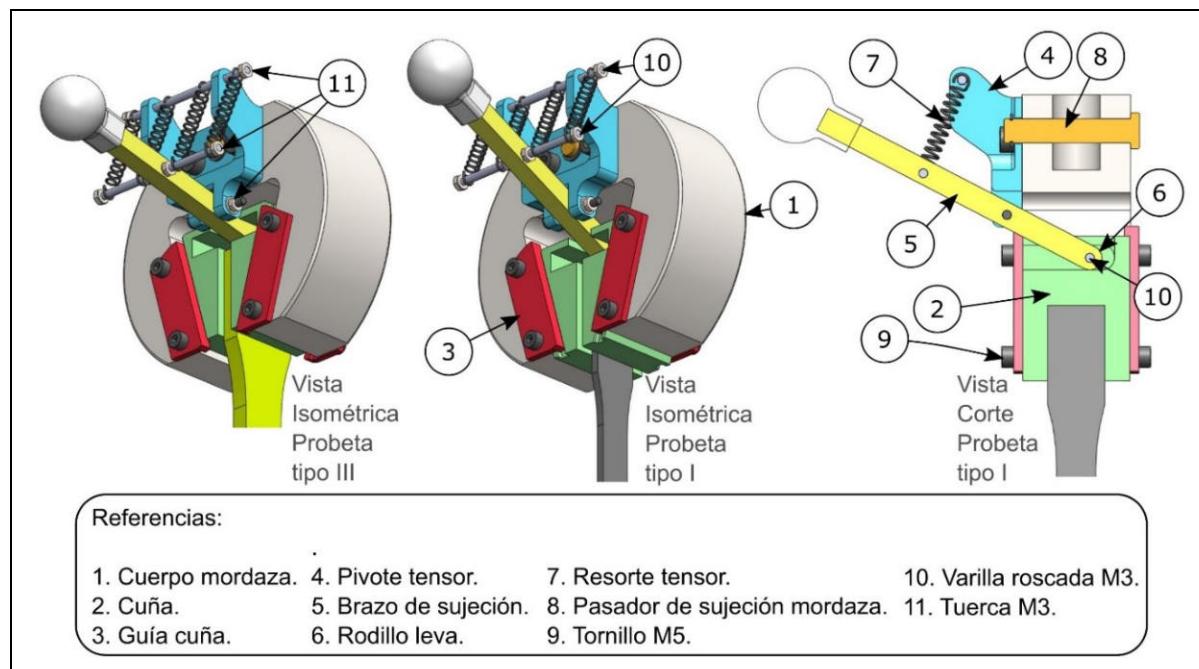
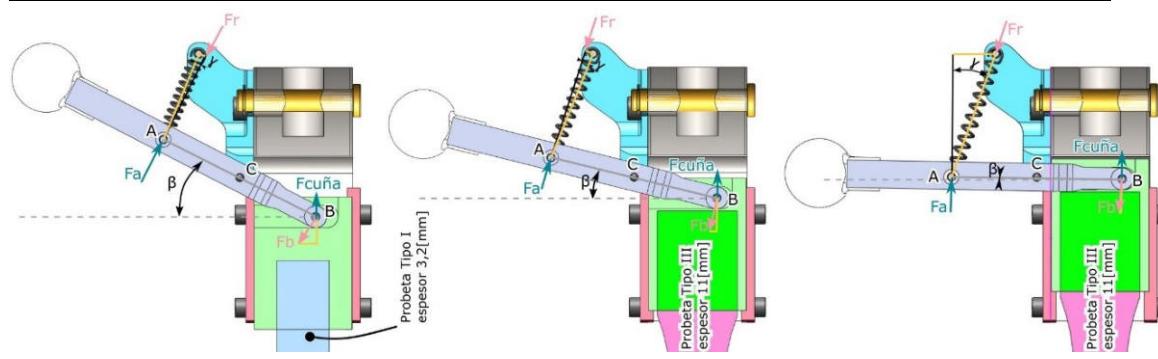


Tabla 5-7 Esfuerzos de preajuste con nueva geometría para 4 resortes

Variables			Probeta Tipo I e=3,2[mm]		Probeta Tipo III e=7[mm]		Probeta Tipo III e=11[mm]	
Símbolo	Descripción	Equivalencia	Valor	Unidad	Valor	Unidad	Valor	Unidad
A	Punto de sujecion del resorte	-	-	-	-	-	-	-
B	Punto de contacto del brazo con la cuña	-	-	-	-	-	-	-
C	Centro de giro del brazo	-	-	-	-	-	-	-
AC	Distancia AC	-	31 [mm]	[mm]	31 [mm]	[mm]	31 [mm]	[mm]
CB	Distancia CB	-	31 [mm]	[mm]	31 [mm]	[mm]	31 [mm]	[mm]
Fr	Fuerza de 4 resortes	calculado	42,7 [N]	[N]	87,35 [N]	[N]	130,7 [N]	[N]
Fa	Fuerza en A perpendicular al brazo	Fr . Cos(γ)	42,61 [N]	[N]	86,27 [N]	[N]	123,10 [N]	[N]
Fb	Fuerza en B perpendicular al brazo	$\frac{AC}{CB} \cdot Fa$	42,61 [N]	[N]	86,27 [N]	[N]	123,10 [N]	[N]
γ	Angulo del resorte respecto al brazo palanca	-	356,2 °		9,03 °		19,63 °	
β	Angulo del brazo respecto a la horizontal	-	26,33 °		13 °		0,18 °	
Fcuñas	Fuerza transferida a las cuñas	Fb . Cos(β)	38,19 [N]	[N]	84,06 [N]	[N]	123,10 [N]	[N]



se observa como la pieza “Pivote tensor” [4] cambió su geometría para reducir el ángulo γ . También que a medida que se aumenta el espesor de la probeta, como cambia el

ángulo β , se incrementa el esfuerzo de preajuste porque los resortes se “estiran”, lo cual es adecuado ya que se estaría ensayando probetas de las cuales requerirían más esfuerzo de tracción.

Finalmente se va a considerar el usar impresión 3d para la fabricación de las piezas [4],[5], y [6] con el fin de reducir costos. Para validar esta opción, se hará un cálculo de elementos finitos para garantizar su integridad mecánica.

5.5.5.2 Verificación de piezas impresas en 3D con Cálculo de Elementos Finitos

Para verificar que las piezas de la mordaza puedan ser de plástico, es decir impresas en 3D, se utilizará el software de diseño 3D **SolidWorks 2019 Profesional** con su módulo de simulación para verificar las solicitudes mecánicas a las cuales están sometidas, evaluar el límite elástico, deformación ante los esfuerzos y el factor de seguridad.

5.5.5.2.1 Análisis de esfuerzos para el “brazo de sujeción” [5]

Se comienza con la pieza [5] “brazo de sujeción”.

Los esfuerzos salen de la

Tabla 5-7 (para el caso de 4 resortes) del preajuste de las cuñas o “Fr”, ya sea para apertura de probeta $e=3,2[\text{mm}]$, $e=7[\text{mm}]$ y $e=11[\text{mm}]$ respectivamente.

Se harán los ensayos para un material PLA con un límite elástico de 55 [Mpa] y Módulo de elasticidad de 2300 [Mpa].

Figura 5-56 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción [5] – apertura de cuñas a 3,2[mm]

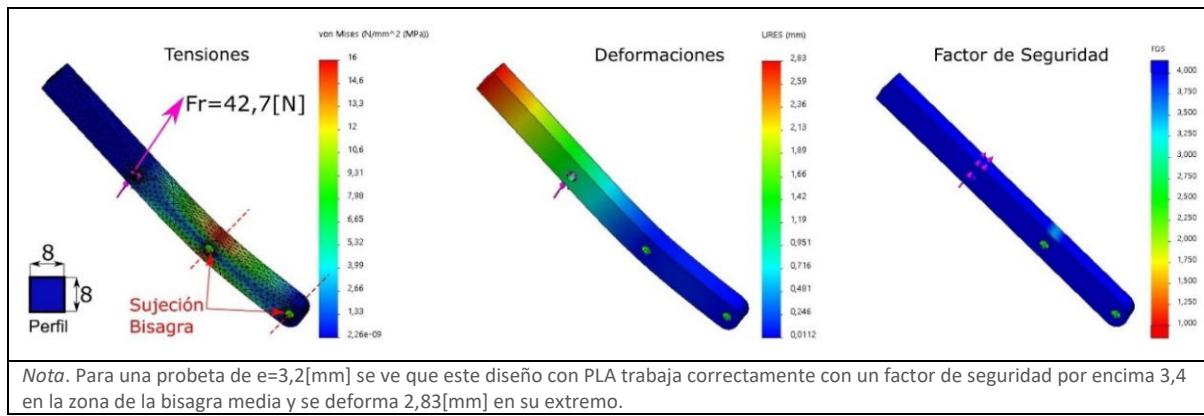


Figura 5-57 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción [5] – apertura de cuñas a 7[mm]

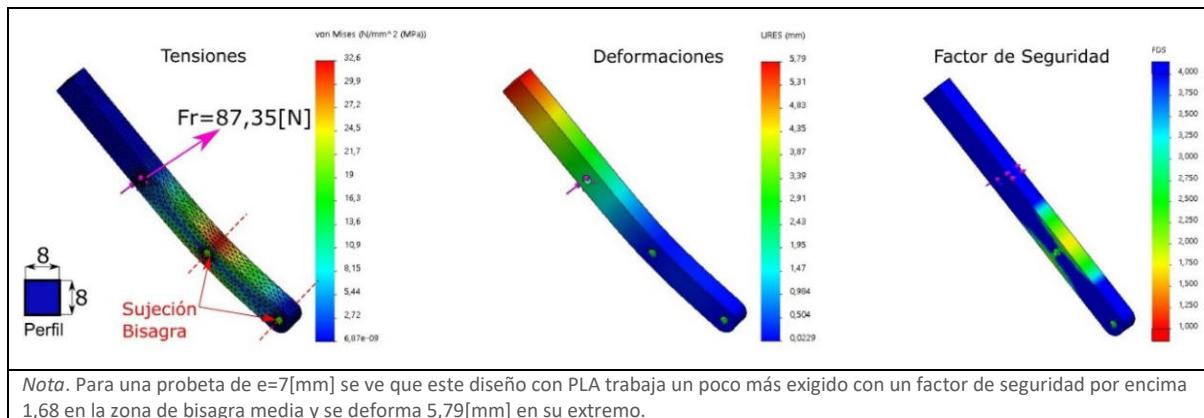
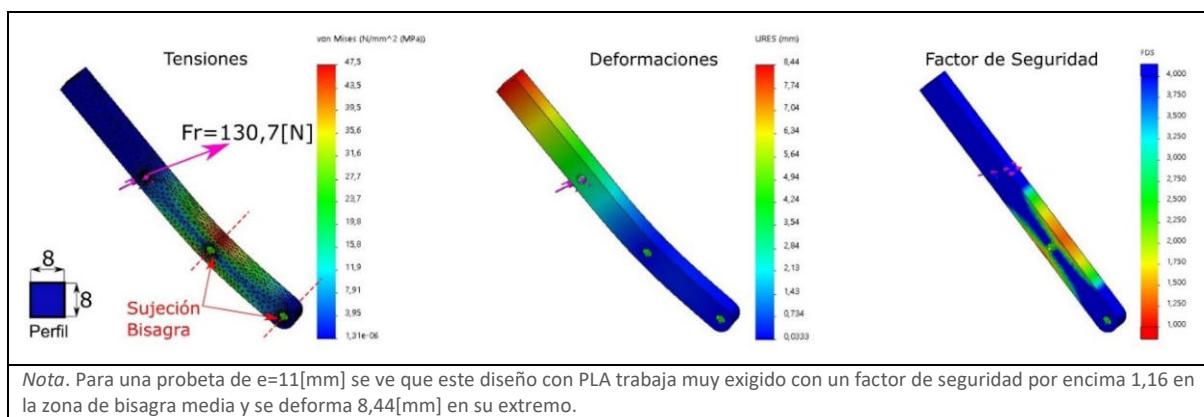


Figura 5-58 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción [5] – apertura de cuñas a 11[mm]



Dado a que, para trabajar con probetas de 11[mm] se está muy al límite con este diseño en PLA se va a modificar la geometría del brazo para mejorar la resistencia.

Para ello se va a engrosar la zona más solicitada, como se ve en las figuras a continuación, esta será la versión 2 del “brazo de sujeción” [5].

Figura 5-59 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción_v2 [5] – apertura de cuñas a 3,2 [mm]

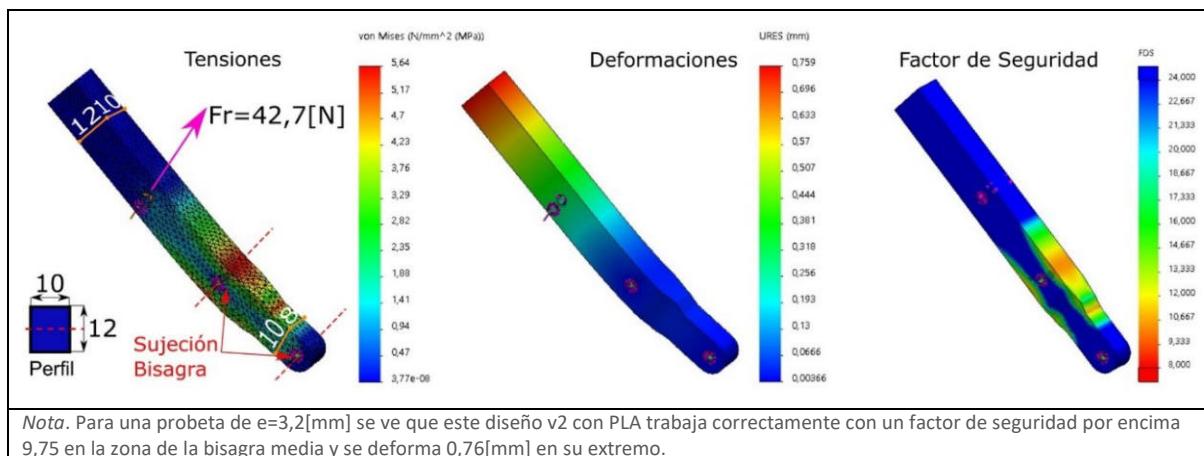


Figura 5-60 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción_v2 [5] – apertura de cuñas a 7 [mm]

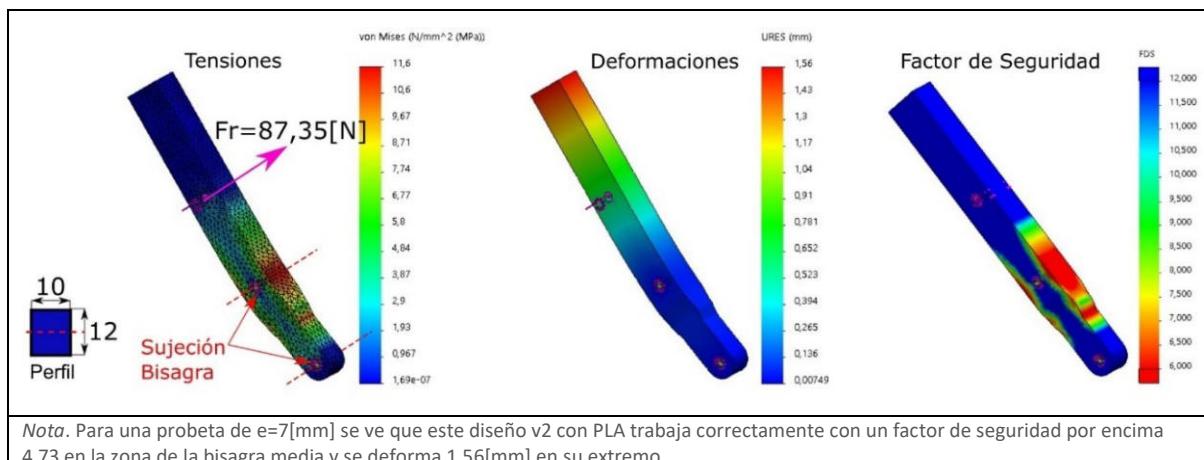
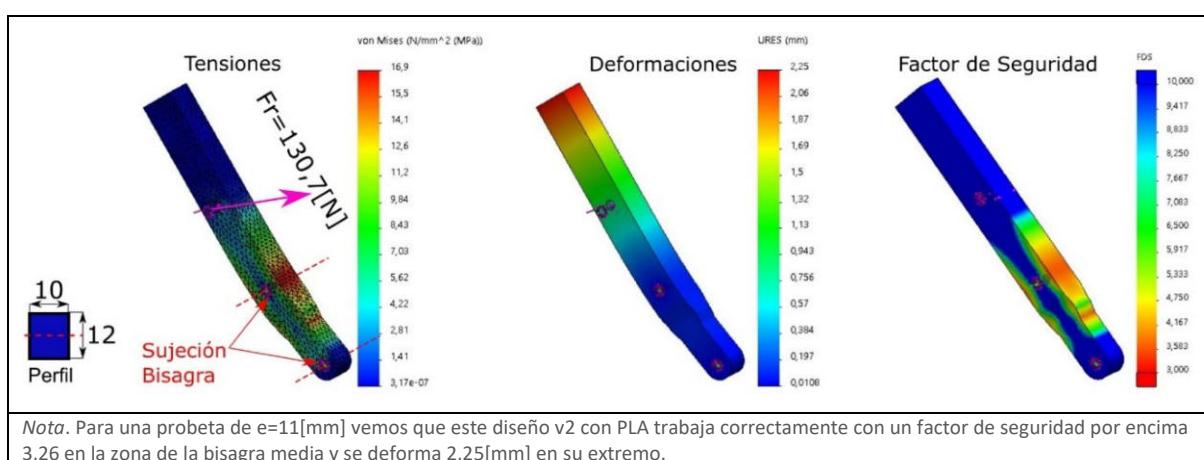


Figura 5-61 Análisis de esfuerzo brazo de sujeción_v2 [5] – apertura de cuñas a 11 [mm]

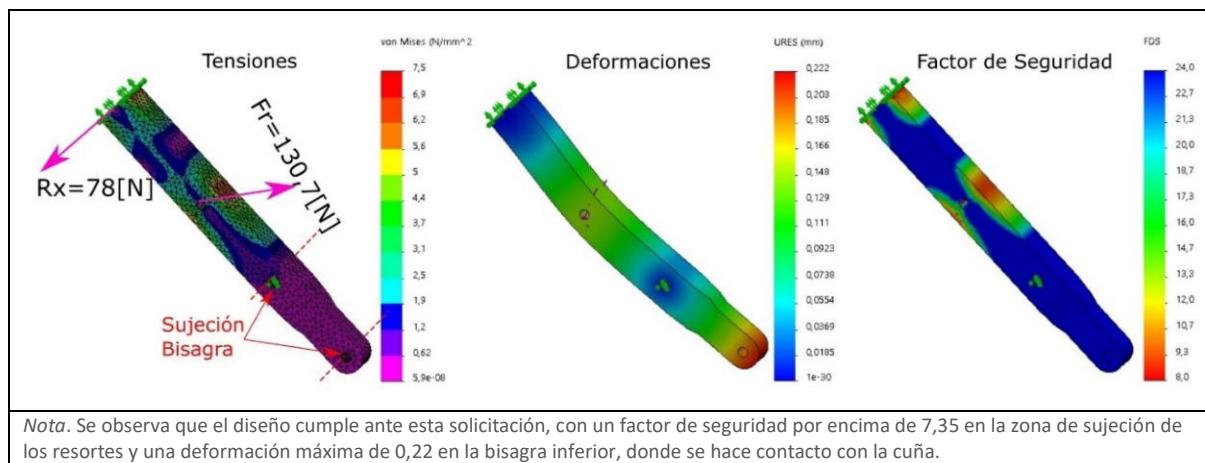


Como se vio con estas últimas 3 figuras, el nuevo diseño del brazo cumple para el caso más extremo, que sería el preajuste del resorte sobre una probeta de $e=11$ [mm].

Ahora para finalizar la validación total de este **brazo v2** se va a ensayar el caso en que el operador quiera abrir las cuñas con el brazo para realizar la apertura de las cuñas (ver [Figura 5-62](#)). Para esto se elimina la reacción en el extremo inferior donde está ubicada una de las bisagras de fijación y se agrega la reacción contraria a F_r que haría la persona para abrir las cuñas.

Para el caso se observa que la reacción en x (R_x), es decir perpendicular al brazo, es equivalente la fuerza que debería hacer una persona para superar el esfuerzo de los 4 resortes en la apertura de la probeta para $e=11$ [mm]. Esta reacción $R_x = 78$ [N], se puede reducir si se incrementa el brazo de palanca.

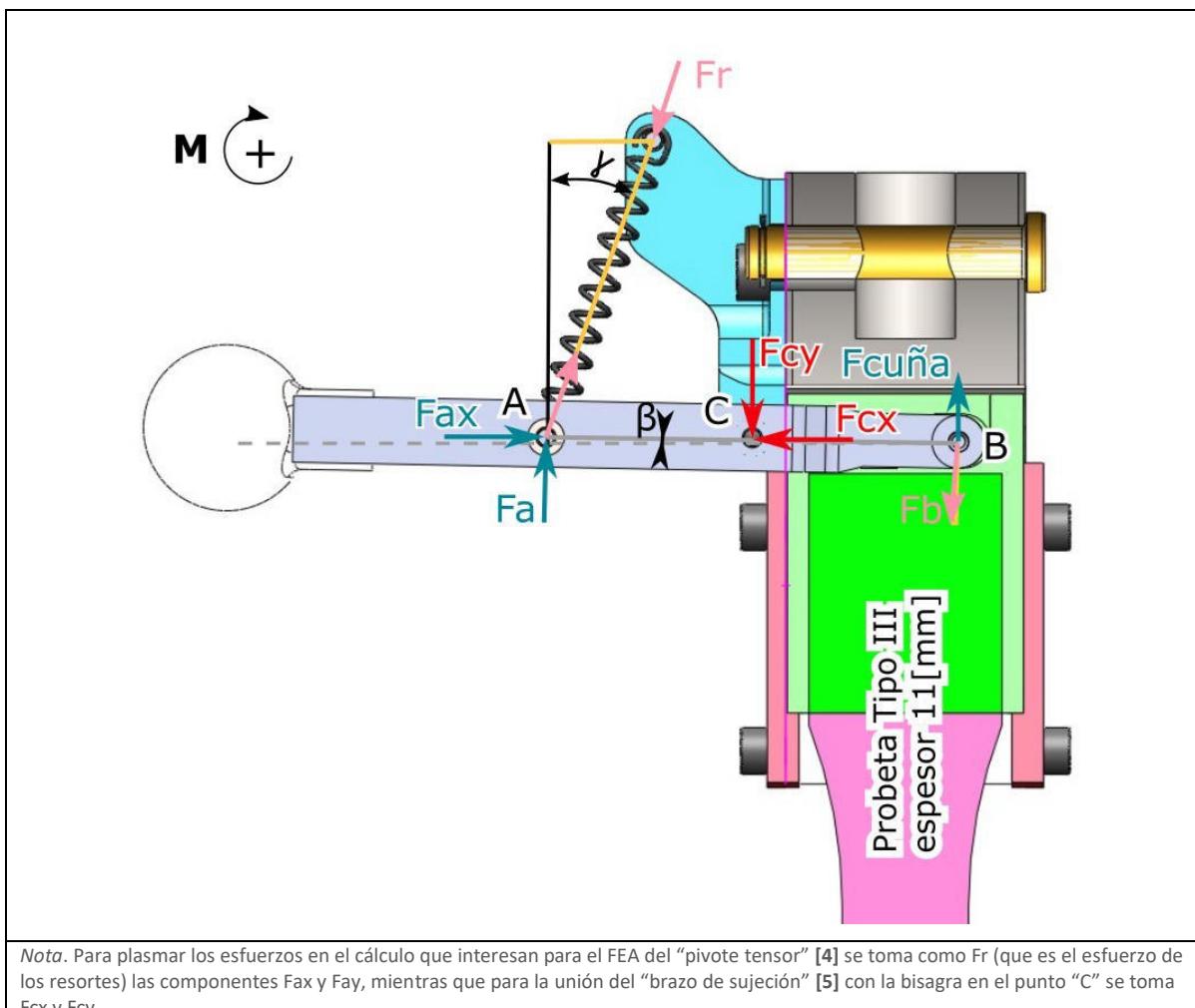
[Figura 5-62 Fuerza de apertura en brazo de sujeción_v2 \[5\] – apertura de cuñas a 11 \[mm\]](#)



5.5.5.2.2 Análisis de esfuerzos para el “pivot tensor” [4]

Primero se hace el cálculo de los esfuerzos sobre el conjunto mordaza, para ver que fuerzas actúan en el “pivot tensor”. Se usa el caso más solicitado, que es para una apertura de probetas $e=11$ [mm], se toman de la [Tabla 5-7](#) los valores para este cálculo y el ángulo $\beta = 0^\circ$ para simplificarlos.

Figura 5-63 Esfuerzos sobre el pivote tensor [4] para $e=11[mm]$.



$$\sum F_x = 0 = Fax - Fcx$$

$$Fcx = Fax$$

$$Fax = Fr \cdot \operatorname{sen}(\gamma)$$

$$Fcx = 130,7[N] \cdot \operatorname{sen}(35,54^\circ)$$

$$Fcx = 75.97[N]$$

$$\sum M_c = 0 = Fay \cdot AC - Fby \cdot CB$$

$$45,41[N] \cdot 25[mm] = Fby \cdot 32[mm]$$

$$1135,25[Nmm] = Fby \cdot 32[mm]$$

$$\frac{1135,25[Nmm]}{32[mm]} = Fby$$

$$Fby = 35,47[N]$$

$$\sum Fy = 0 = Fay - Fcy + Fby$$

$$Fcy = Fay + Fby$$

$$Fcy = 45,41[N] + 35,47[N]$$

$$Fcy = 80,88[N]$$

$$Fc = (110.96 [N], 226, 8^\circ)$$

Ya teniendo los esfuerzos calculados a los cuales está sometido esta pieza, se puede hacer el análisis FEA. Al igual que el análisis previo, se harán los ensayos para un material PLA con un límite elástico de 55 [Mpa] y Módulo de elasticidad de 2300 [Mpa].

Figura 5-64 Tensiones en “pivot tensor” [4] para una probeta e=11[mm]

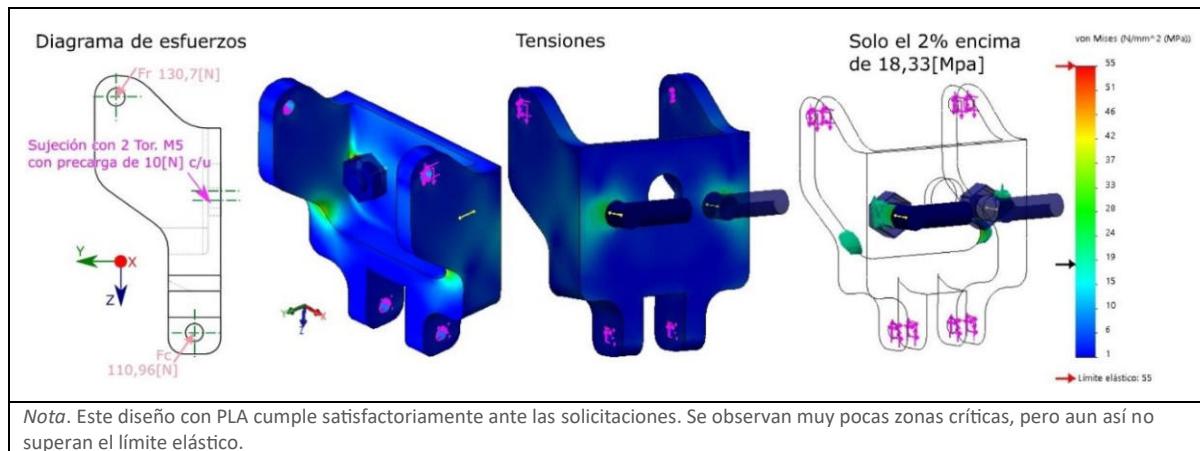


Figura 5-65 Desplazamientos en "pivot tensor" [4] para probeta e=11[mm]

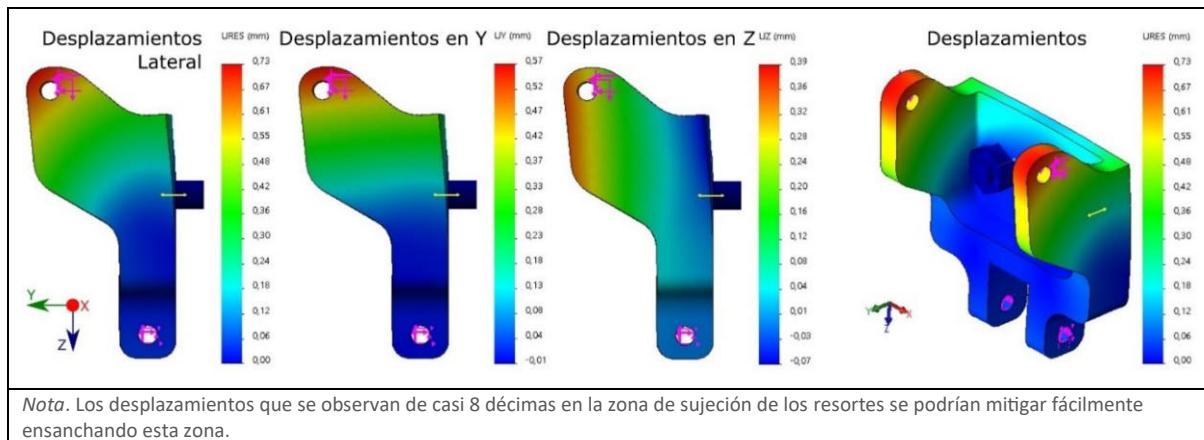
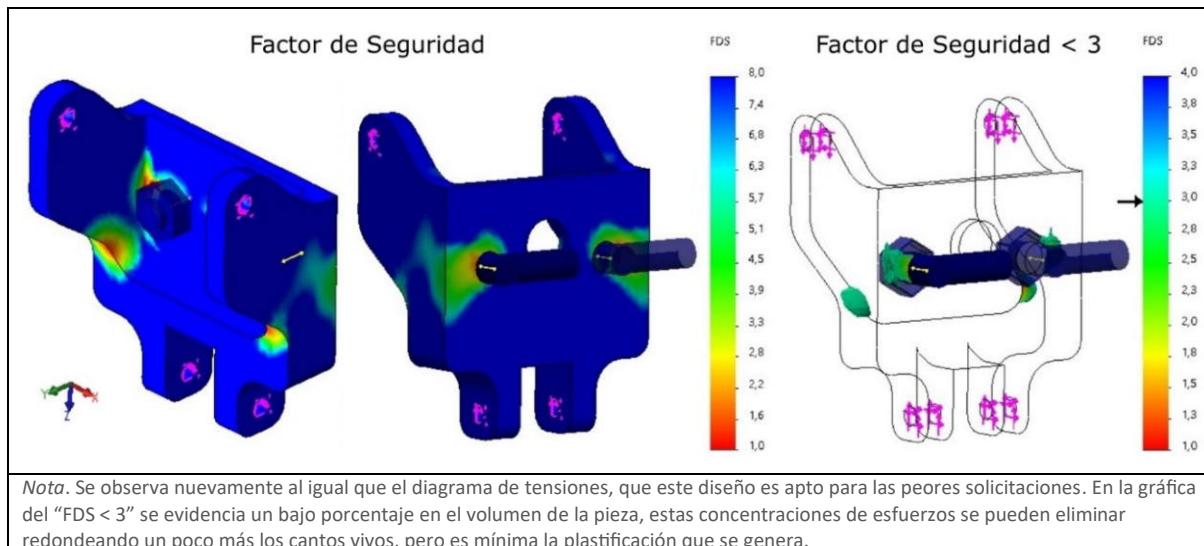


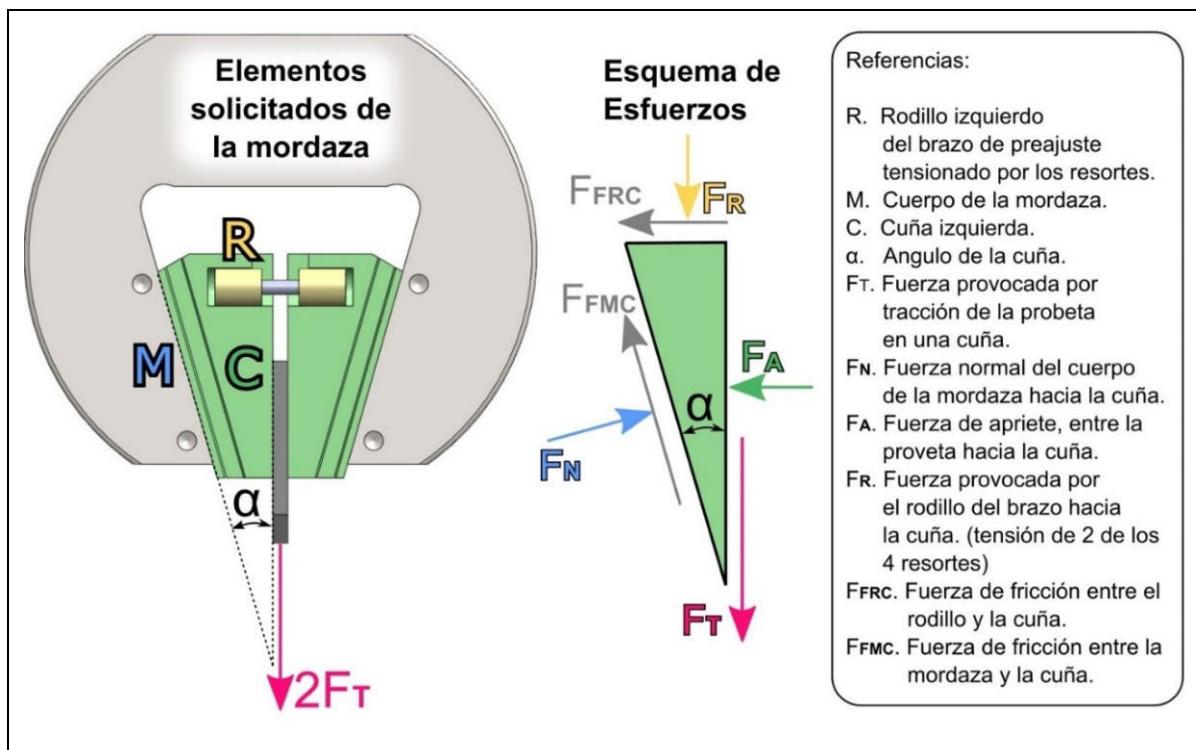
Figura 5-66 Factor de Seguridad para "pivot tensor" [4] para Probeta e=11[mm]



5.5.5.3 Cálculo de esfuerzo de las cuñas sobre la probeta. (preajuste y sujeción en tracción)

Para estudiar como sujetan las cuñas de la mordaza sobre la probeta, primero se hará una descomposición de fuerzas ([Figura 5-67](#)).

Figura 5-67 Esfuerzos en el conjunto mordaza



Se comienza por el esfuerzo que ejerce el rodillo del brazo de sujeción “FR”, este esfuerzo esta provocado por los resortes. El esfuerzo FR entonces genera a su vez un esfuerzo de fricción FFRC que se opone al movimiento horizontal de la cuña, en el caso del ensayo de tracción se suma a la fuerza de apriete “FA” sobre la probeta.

Para este análisis el esfuerzo “FR” al ser de una cuña, se considerará la mitad de las fuerzas transferidas a las cuñas, como se ve en la **Tabla 5-7** para $e=11[\text{mm}]$ “Fcuñas”, es 123,1[N] y la mitad sería $FR=61,55[\text{N}]$.

Este esfuerzo es importante ya que es el que garantiza la sujeción de la probeta con las cuñas antes de comenzar con el ensayo de tracción.

Otro esfuerzo importante es “FT”, es el que la probeta ejerce a cada cuña por la fricción que existe entre la cuña y probeta, y es para cada cuña igual a la mitad del esfuerzo del ensayo de tracción.

Este esfuerzo FT requiere que previamente el esfuerzo FR haya aplicado un esfuerzo de apriete FA sobre la probeta, para que exista un esfuerzo de fricción que haga

que la cuña a medida que se aplica una fuerza de tracción sobre la probeta, valla deslizándose sobre la cara de la mordaza (interfase M/C) lo que por medio del esfuerzo normal F_N , se genere un esfuerzo de fricción $FFMC$ que se opone al sentido de FT en su componente vertical y ayude al apriete FA en su componente horizontal.

Como se observa todos estos esfuerzos y sus componentes se ven afectadas trigonométricamente por el ángulo α .

Como enuncia De Baere et al. (2008), los esfuerzos de apriete de las cuñas se pueden calcular en 2 partes.

El esfuerzo de la cuña provocado por la tracción, que se puede calcular como:

$$F_{At} = F_T \frac{\cos(\alpha) - \mu MC \cdot \sin(\alpha)}{\sin(\alpha) + \mu MC \cdot \cos(\alpha)}$$

El esfuerzo de preajuste provocado por los resortes, que se puede calcular como:

$$F_{Ar} = F_R \frac{(1 - \mu RC \cdot \mu MC) \cdot \cos(\alpha) - (\mu MC - \mu RC) \cdot \sin(\alpha)}{\sin(\alpha) + \mu MC \cdot \cos(\alpha)}$$

Donde:

- μRC = Coeficiente de fricción del rodillo con la cuña
- μMC = Coeficiente de fricción de la mordaza con la cuña
- μCP = Coeficiente de fricción de la cuña con la probeta

5.5.5.3.1 Cálculo del esfuerzo de preajuste provocado por los resortes

$$F_{Ar} = F_R \frac{(1 - \mu RC \cdot \mu MC) \cdot \cos(\alpha) - (\mu MC - \mu RC) \cdot \sin(\alpha)}{\sin(\alpha) + \mu MC \cdot \cos(\alpha)}$$

Se tomará μMC y μRC iguales con un valor de 0,2 lo cual se corresponde para un coeficiente de fricción promedio para acero-acero, para el ángulo α se tomará 16° ²⁴, finalmente se recuerda que $FR=61,55[N]$.

24 - Ángulo con el cual el diseño de la mordaza obtiene una apertura entre cuñas máxima de 11[mm].

$$F_{Ar} = 61,55[N] \frac{(1 - 0,2 \cdot 0,2) \cdot \cos(16^\circ) - (0,2 - 0,2) \cdot \sin(16^\circ)}{\sin(16^\circ) + 0,2 \cdot \cos(16^\circ)}$$

$$F_{Ar} = 61,55[N] \frac{(0,96) \cdot 0,96 - (0) \cdot 0,27}{0,27 + 0,2 \cdot 0,96}$$

$$F_{Ar} = 61,55[N] \frac{0,92}{0,46}$$

$$F_{Ar} = 61,55[N] \cdot 1,97$$

$$\mathbf{F_{Ar} = 121,39[N]}$$

Esta es la fuerza de preajuste que ejerce una cuña sobre la probeta por acción de los resortes para el caso de una probeta de $e=11[\text{mm}]$.

5.5.5.3.2 Cálculo del esfuerzo de la cuña provocado por la tracción

$$F_{At} = F_T \frac{\cos(\alpha) - \mu MC \cdot \sin(\alpha)}{\sin(\alpha) + \mu MC \cdot \cos(\alpha)}$$

Se toman los mismos coeficientes que el cálculo anterior y se supone un esfuerzo de tracción $F_T=5000[\text{N}]$ por cuña, el cual sería el máximo permitido para la máquina ($10[\text{kN}]$).

$$F_{At} = 5000[N] \frac{0,96 - 0,2 \cdot 0,27}{0,27 + 0,2 \cdot 0,96}$$

$$F_{At} = 5000[N] \frac{0,9}{0,46}$$

$$\mathbf{F_{At} = 9683,2[N]}$$

5.5.5.3.3 Esfuerzo total de apriete de la cuña

Si se suman los 2 esfuerzos anteriores, da como resultado el esfuerzo de apriete total. Como se observa el apriete del resorte es constante y es despreciable ante un esfuerzo de tracción de $10[\text{kN}]$.

$$F_A = F_{Ar} + F_{At}$$

$$F_A = 121,39[N] + 9683,2[N]$$

$$F_A = \mathbf{9804,59[N]}$$

5.5.5.3.4 Cálculo del esfuerzo normal

El esfuerzo normal es el que el cuerpo de la mordaza ejerce sobre la cuña y en parte es el que se descompone en la horizontal para asegurar el esfuerzo de apriete F_A .

$$F_N = \frac{F_T + F_R}{\operatorname{sen}(\alpha) + \mu MC \cdot \cos(\alpha)}$$

$$F_N = \frac{5000[N] + 61,55[N]}{\operatorname{sen}(16^\circ) + 0,2 \cdot \cos(16^\circ)}$$

$$F_N = \frac{5061,55[N]}{0,19}$$

$$F_N = \mathbf{10817,8[N]}$$

5.5.5.3.5 Cálculo de la fuerza de fricción mordaza/cuña

$$F_{FMC} = F_N \cdot \mu MC$$

$$F_{FMC} = 10817,8[N] \cdot 0,2$$

$$F_{FMC} = \mathbf{2163,57[N]}$$

5.5.5.3.6 Cálculo de la fuerza de fricción rodillo/cuña

$$F_{FRC} = F_R \cdot \mu RC$$

$$F_{FRC} = 61,55[N] \cdot 0,2[N]$$

$$F_{FRC} = \mathbf{12,31[N]}$$

5.5.5.3.7 Tensión necesaria para vencer la fuerza de fricción mordaza/cuña

Esta es la fuerza necesaria en la tracción de la probeta para vencer el esfuerzo de fricción estático que existe entre la mordaza y la cuña, como se ve, esta fuerza debe ser menor a la fuerza de tracción F_T para asegurar la sujeción de las probetas, ya que de esta

forma se permite el desplazamiento de la cuña en la mordaza y por consecuencia el apriete.

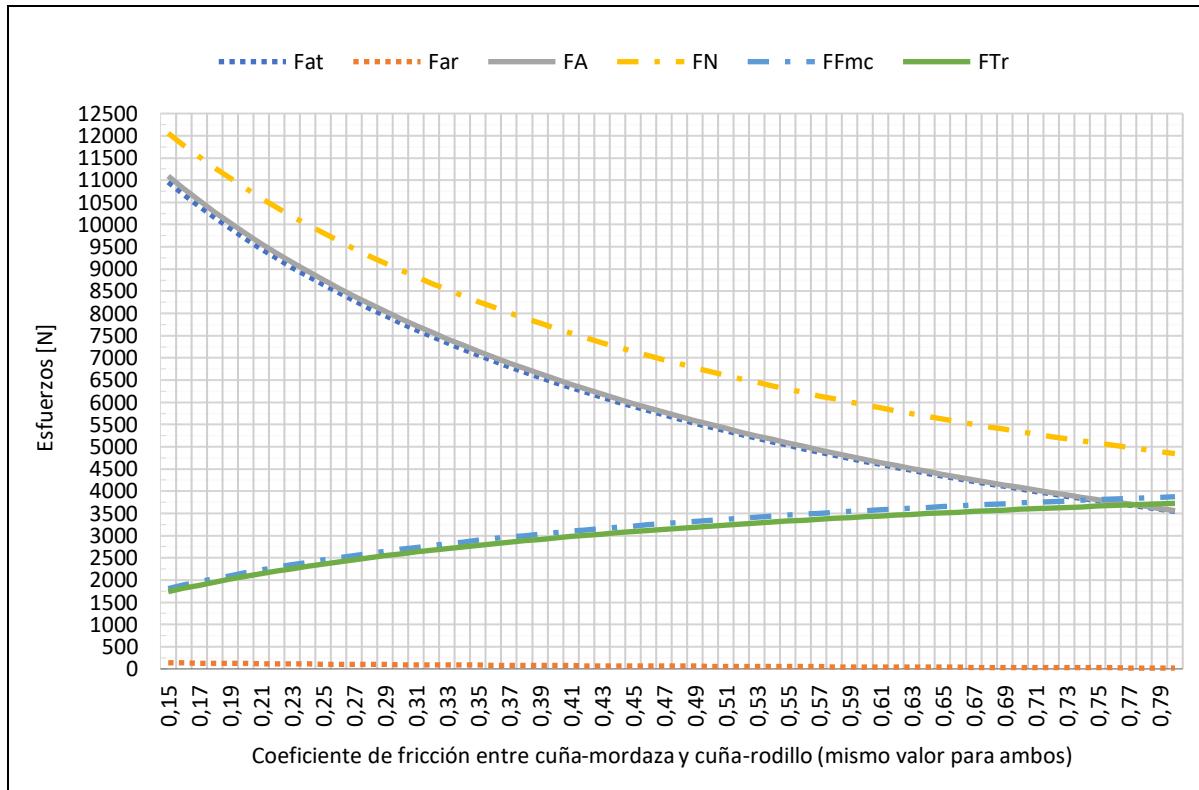
Se calcula por ejemplo para un $\mu MC = 0,2$.

$$F_{Tr} = F_{FMC} \cdot \cos (16^\circ)$$

$$F_{Tr} = 2163,57[N] \cdot \cos (16^\circ)$$

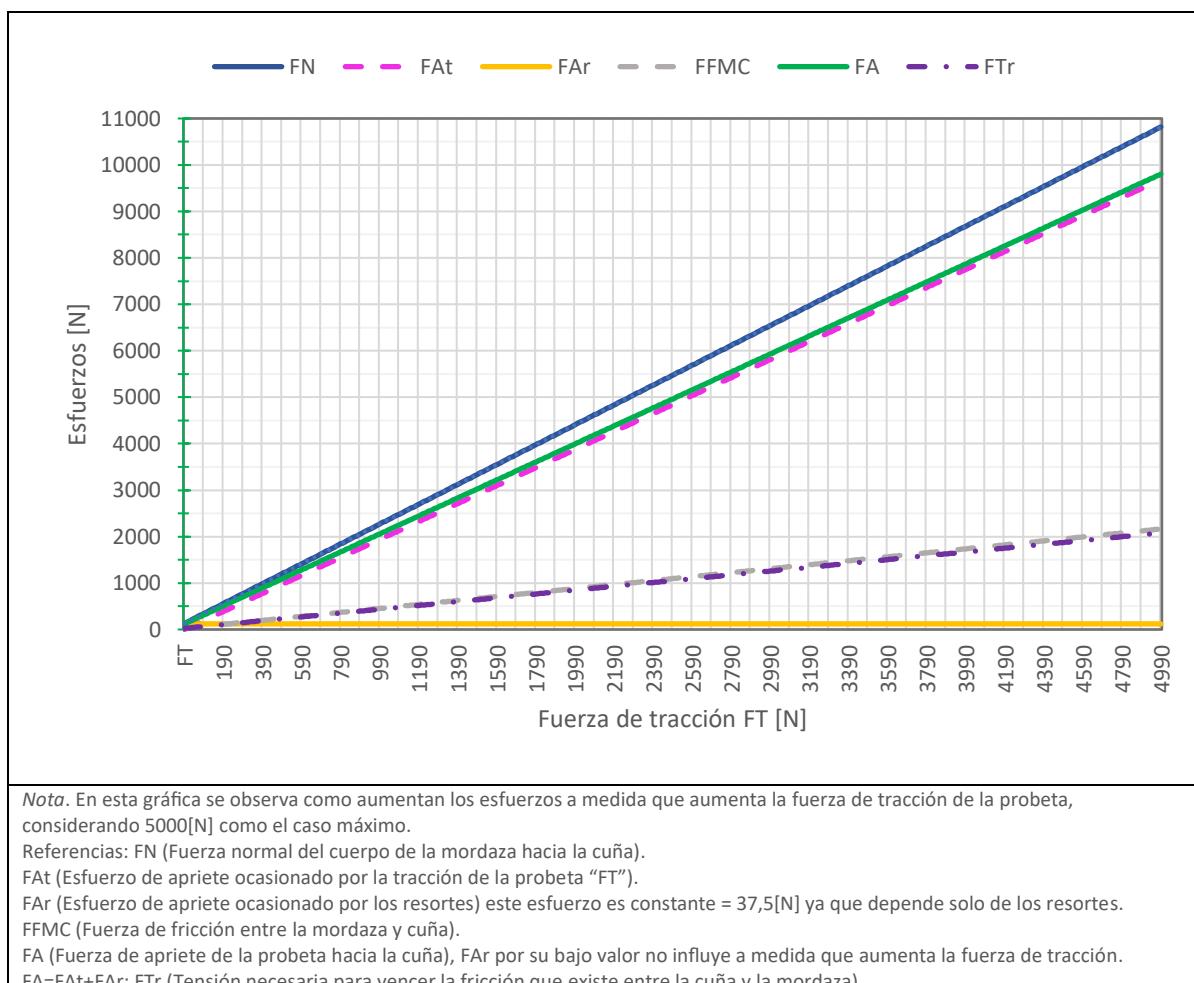
$$F_{Tr} = 2079,76[N]$$

Figura 5-68 Esfuerzos en base al coeficiente de fricción para $FT=5000[N]$



En la **Figura 5-68** se ve como a medida que aumenta el coeficiente de fricción, aumenta el esfuerzo necesario para vencer la fuerza de fricción que existe entre la mordaza y la cuña (FTr) por lo que disminuye la fuerza de apriete (FA), se verá más adelante como esto dificulta obtener un buen grip entre la cuña y la probeta (valor alto para μCP).

Figura 5-69 Esfuerzos en base a la fuerza de tracción en la probeta



5.5.5.3.8 Coeficiente de fricción necesario entre cuña y probeta

Para asegurar la sujeción de la probeta por parte de las mordazas se requiere de un coeficiente de fricción lo suficientemente alto para que se asegure la sujeción.

$$\mu CP = \frac{F_T}{F_{At}}$$

$$\mu CP = \frac{5000[N]}{9683,2[N]}$$

$$\mu CP = 0,51$$

Para asegurar este valor de fricción existen varios métodos, por ejemplo el que aborda Lomboy et al., (2013) en su artículo de materiales cementicos, afirman que a nivel

macroscópico, los coeficientes de fricción más altos fueron los de PC–PC²⁵ con **0.749**. Los valores más bajos se observaron con FA–FA²⁶ (0.559).

Otro método que no llega a esos valores pero si está cerca, es el de Ji-Hye et al., (2006) en el cual prueba con diferentes papeles de lija y refuerzos geosintéticos para obtener valores por ejemplo de alrededor de 0.382 para el caso de la interface GS100/P100.

Finalmente la **norma** ASTM International, (2022b) dice que la probeta debe sujetarse de tal manera que se evite, en la medida de lo posible, el deslizamiento relativo con respecto a las cuñas. Se ha encontrado que las superficies de las cuñas profundamente marcadas o dentadas con un patrón similar al de una lima de un solo corte grueso, con las dentaduras separadas alrededor de 2,4 [mm] y con una profundidad de aproximadamente 1,6 [mm], son efectivas para la mayoría de los termoplásticos. Las dentaduras más finas han demostrado ser más satisfactorias para plásticos más duros, como los materiales termoestables. Es importante que las dentaduras se mantengan limpias y afiladas.

Si se produce rotura de la probeta en la zona de cuñas, incluso cuando se utilizan dentaduras profundas o superficies de muestra rugosas, deberán emplearse otras técnicas. Por ejemplo, especialmente con cuñas de superficie lisa, incluyen rayar la porción de la superficie de la muestra que estará en las mordazas, e interponer una tela abrasiva, papel abrasivo o plástico, o un tejido recubierto de caucho, comúnmente llamado sábana hospitalaria, entre la muestra y la superficie de la mordaza.

En muchos casos, se ha encontrado que el uso de papel abrasivo de doble cara No. 80 es efectivo. También ha sido eficaz una tela de malla abierta, en la que los hilos están recubiertos de abrasivo.

También se puede tomar como referencia diferentes cuñas comerciales como por ejemplo se observa en la **Figura 5-70**, estas se pueden encontrar como “*Blank jaws*”, “*Wave*

25 - Cemento Portland
26 - Ceniza Volante

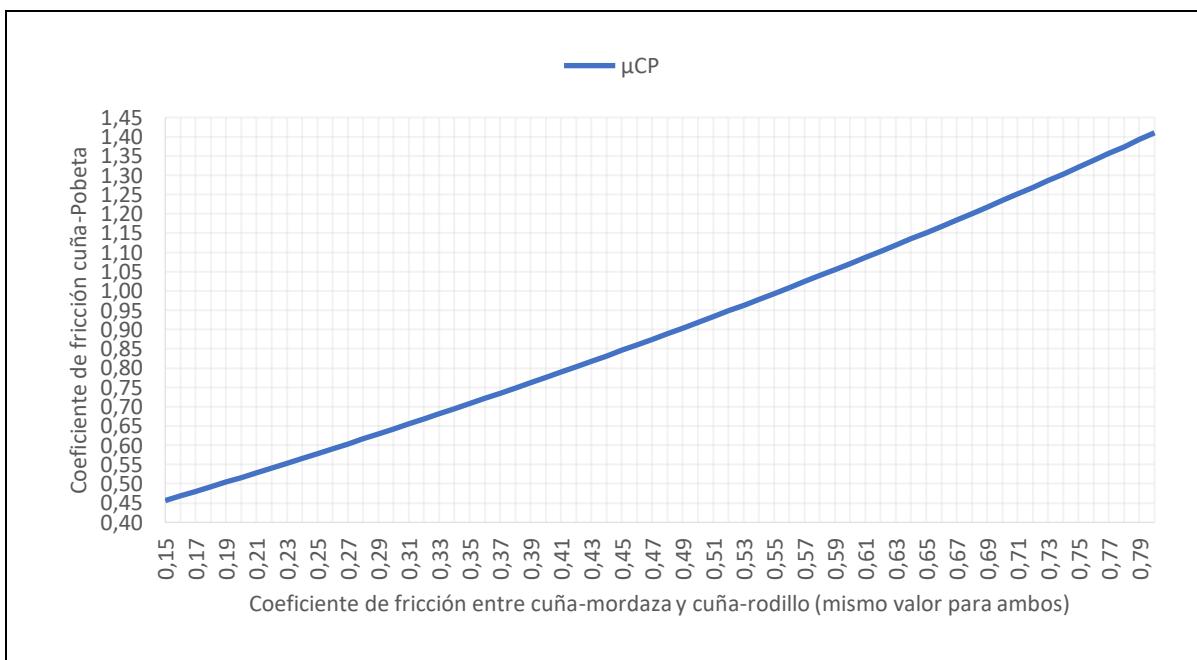
jaws", "Diamond jaws", "Pyramid jaws", "Rubber jaws" o "Serrated jaws". Se recomienda consultar catalogo del fabricante para ver cual se aadecua mejor al material a ensayar y esfuerzos de tracción aplicados.

Figura 5-70 Cuñas comerciales



Nota. Diseño de cuñas comerciales con dentado piramidal para mejorar el grip, 1,2 [mm] alto de la pirámide. Reproducido de Pyramid-faced jaws for 10 kN Wedge Grip, 40 x 34mm, de Mecmesin, s.f. (<https://www.mecmesin.com/accessory/mecs622-bp-0>). Todos los derechos reservados.

Figura 5-71 Coeficiente de fricción cuña-probeta en base a μCM y μCR

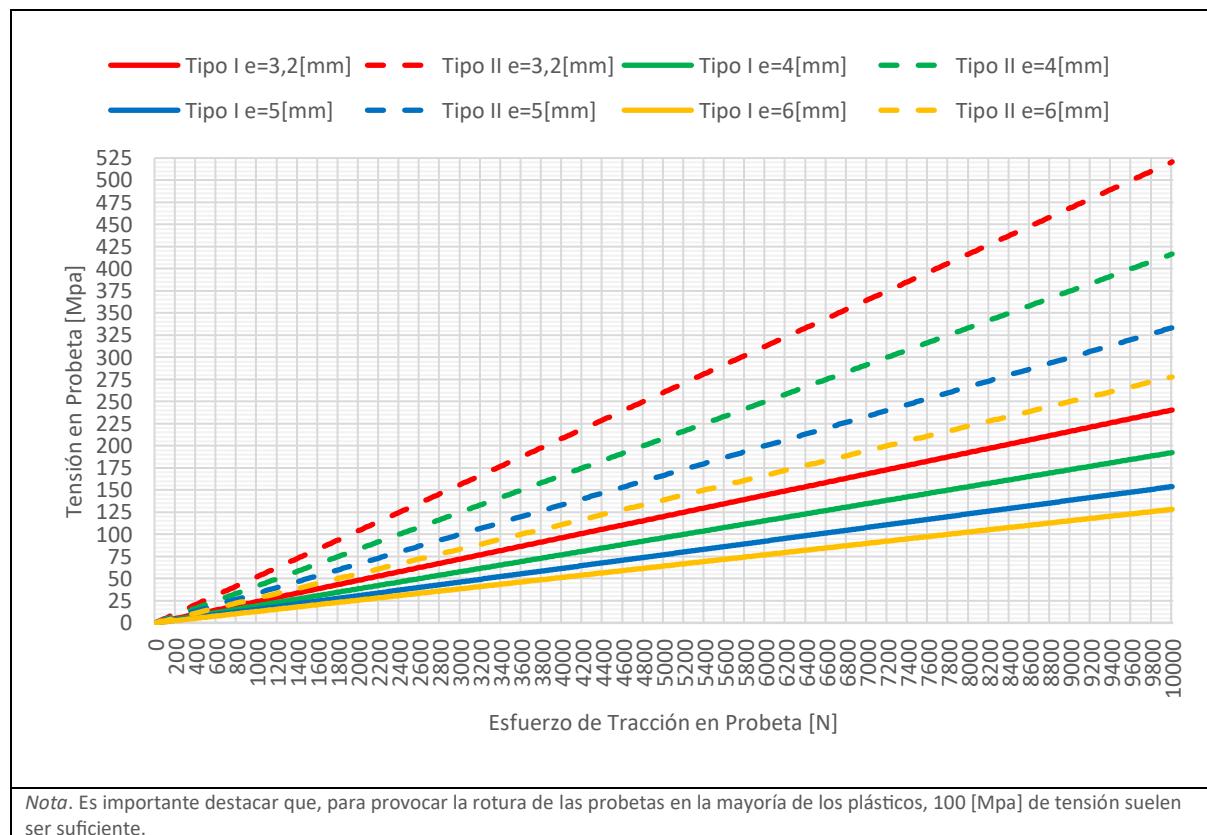


Como se observa en la **Figura 5-71** si se baja el μCM y μCR , también se baja el μCP necesario para asegurar una buena sujeción de las cuñas sobre las probetas.

5.5.5.4 Cálculo de esfuerzos de tracción para cada tipo de probeta

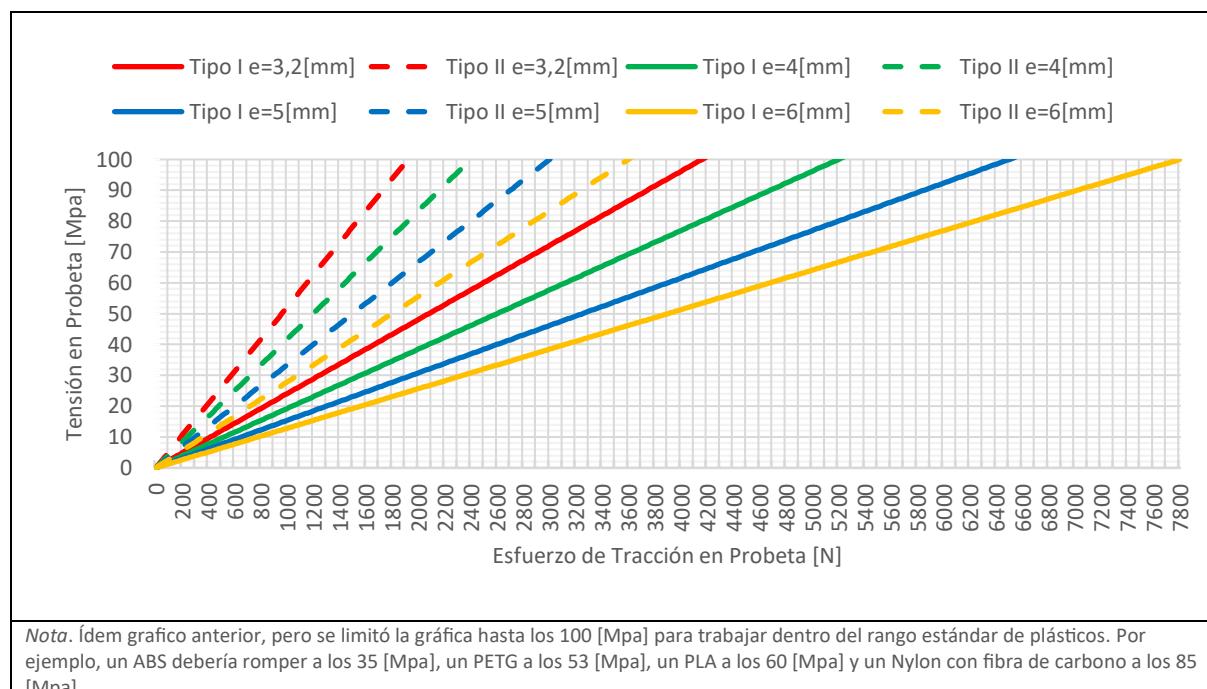
Con los análisis previos se ve cómo se comportan los diferentes esfuerzos en las mordazas en base a la acción de “un lado” de la geometría de la mordaza, ya sea izquierdo o derecho, es decir en una cuña (5 [kN]). Ahora combinando un par de cuñas para la sujeción de las probetas (10 [kN]), también se puede ver cuál sería el máximo teórico que cada geometría de probeta puede tolerar en su esfuerzo de tracción (donde el área de rotura en probeta es $b1.e^{27}$). En los siguientes gráficos se visualizan dichos valores, donde en el eje X se tiene el esfuerzo de tracción que podría ejercer la máquina sobre cada probeta siendo 10 [kN] el máximo teórico y en el eje Y la tensión que soportaría dicha geometría de probeta.

Figura 5-72 Tensión en probeta tipo I y tipo II con diferentes espesores hasta 10 [kN]



27 - El área de rotura para una probeta depende del valor “ $b1$ ” (ver *Tabla 5-5*) y su espesor “ e ” (“ h ” de *Tabla 5-5*).
 $b1$ para Tipo I es 13 [mm], $b1$ para Tipo II es 6 [mm] y $b1$ para Tipo III es 19 [mm].

Figura 5-73 Tensión en probeta tipo I y tipo II con diferentes espesores Hasta 100 [Mpa]



Sabiendo esto se **puede estimar** en base a los requerimientos del estudio que se esté realizando para cierto material, con qué espesor de la probeta conviene realizar el ensayo y conocer en qué rango de esfuerzo estaría trabajando la máquina de tracción.

Figura 5-74 Tensión en probeta tipo III con diferentes espesores hasta 10 [kN]

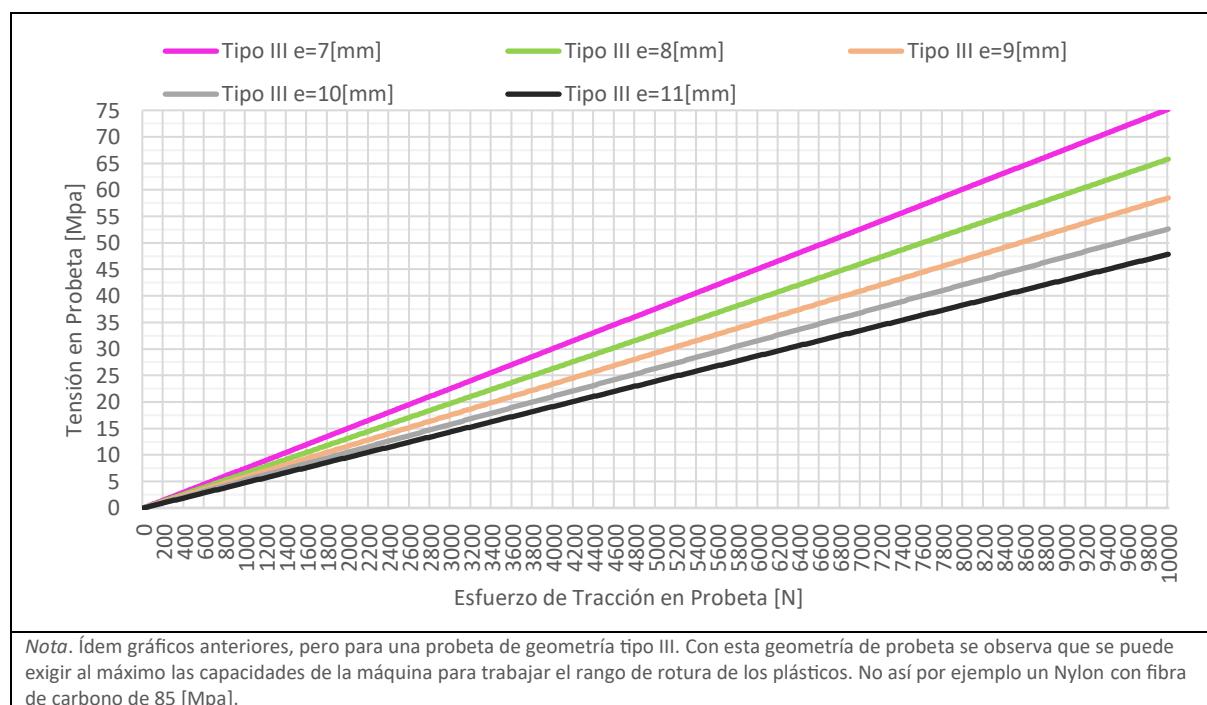
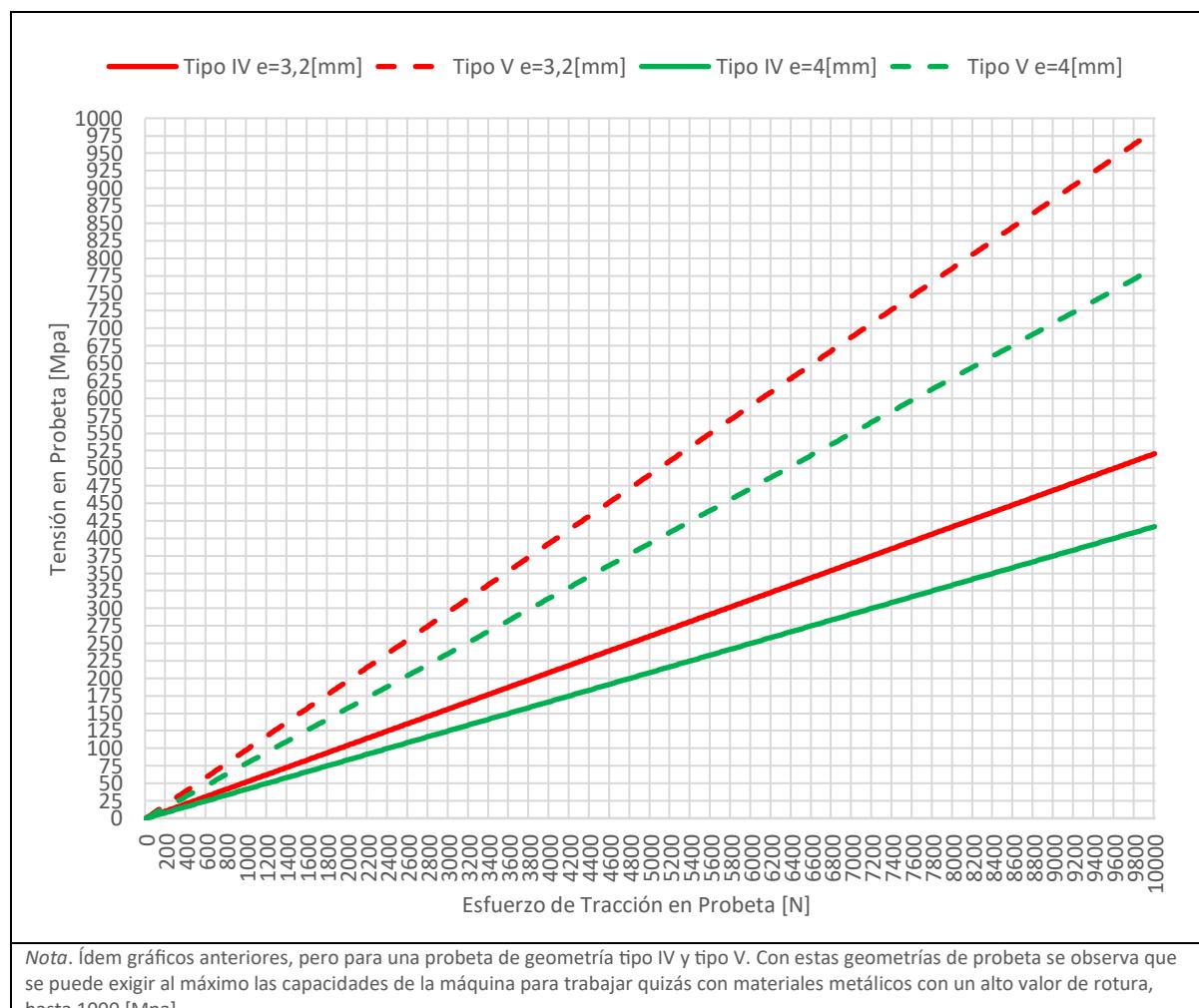
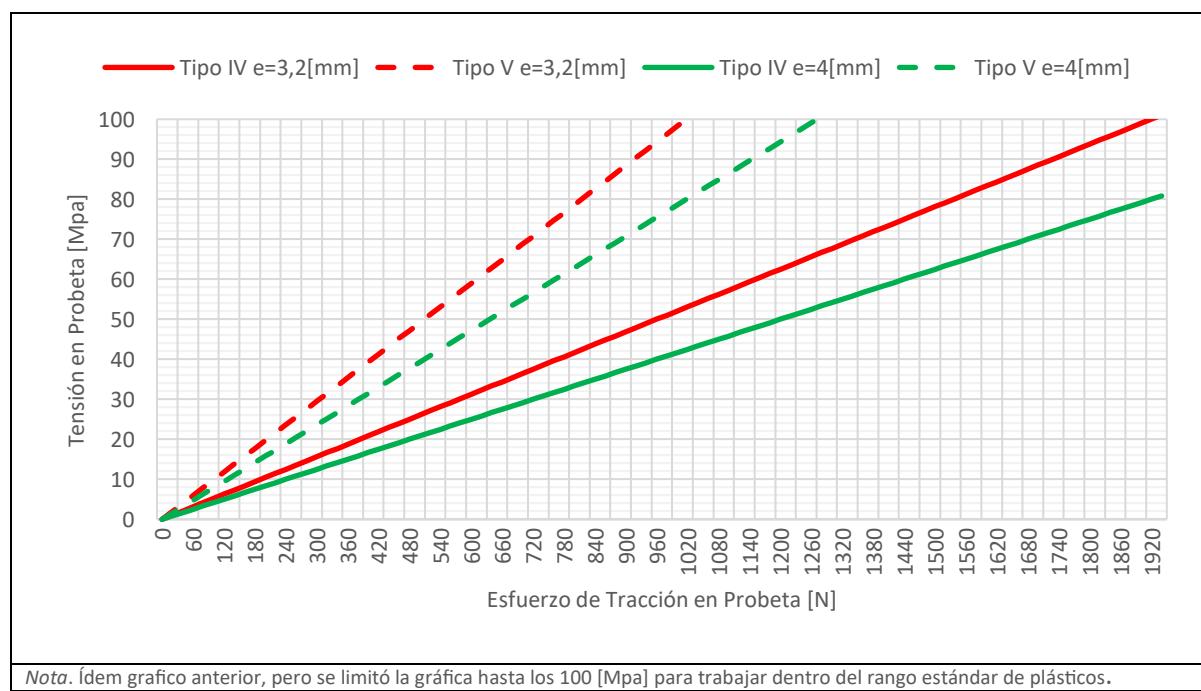


Figura 5-75 Tensión en probeta tipo IV y tipo V con diferentes espesores hasta 10 [kN]



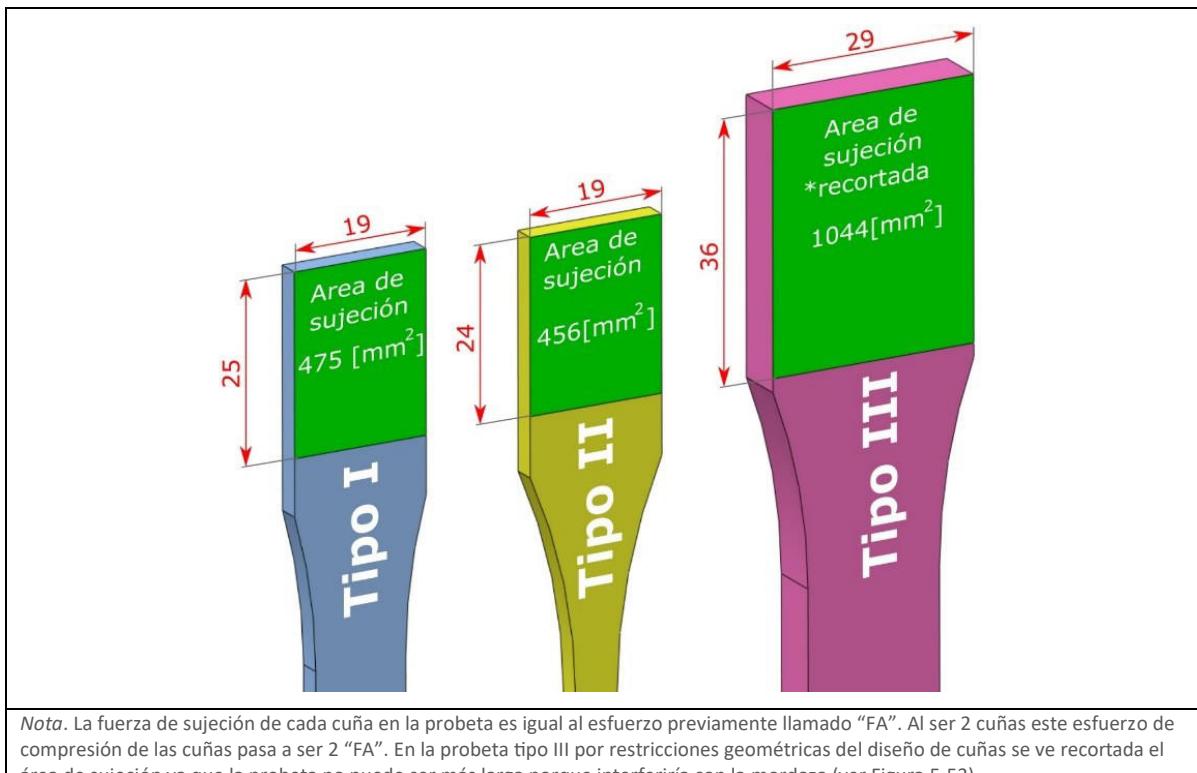
Nota. Ídem gráficos anteriores, pero para una probeta de geometría tipo IV y tipo V. Con estas geometrías de probeta se observa que se puede exigir al máximo las capacidades de la máquina para trabajar quizás con materiales metálicos con un alto valor de rotura, hasta 1000 [Mpa]

Figura 5-76 Tensión en probeta tipo IV y tipo V con diferentes espesores Hasta 100 [Mpa]



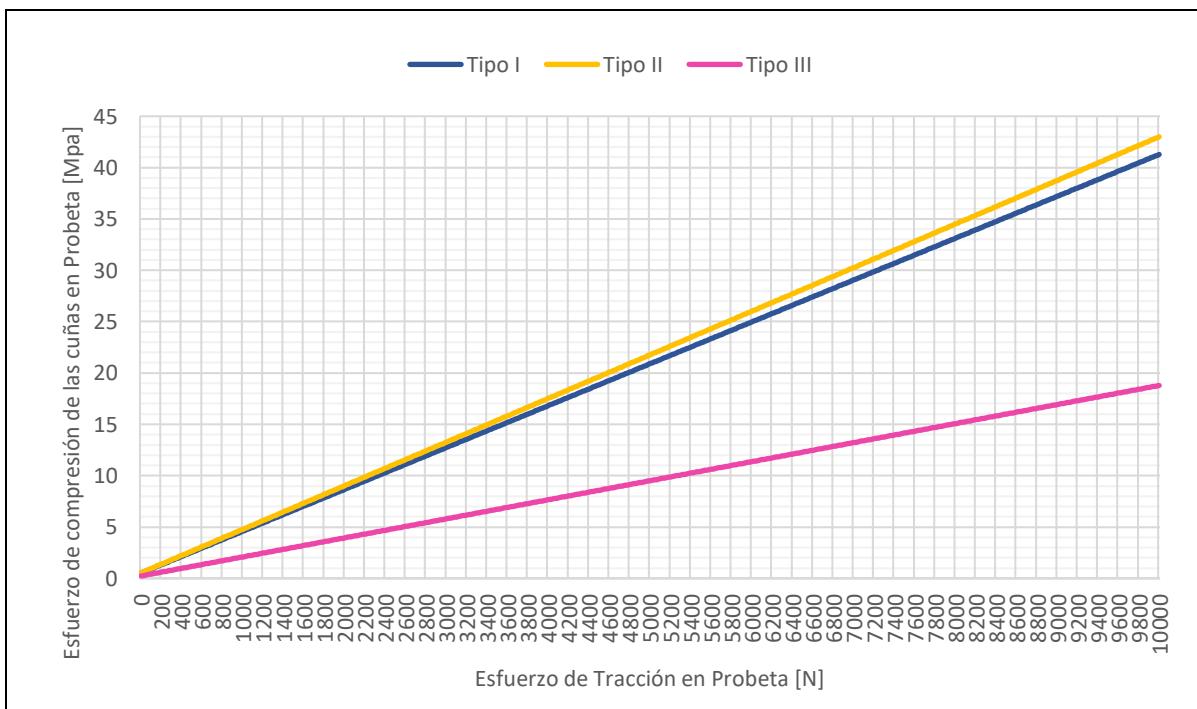
Nota. Ídem grafico anterior, pero se limitó la gráfica hasta los 100 [Mpa] para trabajar dentro del rango estándar de plásticos.

Figura 5-77 Área de sujeción de probetas con las cuñas



Nota. La fuerza de sujeción de cada cuña en la probeta es igual al esfuerzo previamente llamado "FA". Al ser 2 cuñas este esfuerzo de compresión de las cuñas pasa a ser 2 "FA". En la probeta tipo III por restricciones geométricas del diseño de cuñas se ve recortada el área de sujeción ya que la probeta no puede ser más larga porque interferiría con la mordaza (ver Figura 5-53).

Figura 5-78 Esfuerzo de compresión de las cuñas en probetas "área de sujeción"



Nota. De la gráfica se puede suponer el peor de los casos, que a los 43 [Mpa], para una probeta tipo II rompa el material por compresión. Pero esto sería para un esfuerzo de tracción de 10 [kN] y no a los 1,6 [kN] de tracción donde rompería esta probeta tipo II con $e=6$ [mm] (ver Figura 5-73). Lo cual afirma que el diseño es coherente ya que nunca se rompería por compresión en la sujeción de las cuñas, si no por tracción en la zona de rotura de la probeta. A 1,6 [kN] la compresión en esta probeta en la zona de sujeción es de 7,5 [Mpa].

5.5.5.5 Cálculo de esfuerzos el cuerpo de las mordazas [1]

Se hará un análisis FEA para ver cómo se comporta el cuerpo de la mordaza, para esto **se tomará el caso extremo, el cual es para un esfuerzo de tracción de la máquina de 10[kN] y para la probeta de e=11[mm]** que es la que garantiza romper un plástico a **esas tensiones tan elevadas**, esto se verá evidenciado en como la cuña transfiere la presión al estar en la zona superior, necesaria para que entre la probeta de 11[mm].

Como se vió para este valor da un esfuerzo normal de:

$$F_N = 10817,8[N]$$

Y como esfuerzo de ensayo extremo se toma 10000[N], distribuidos a través de cada una de las 2 cuñas por un esfuerzo de 5000[N].

$$F_T = 5000[N]$$

Figura 5-79 Esfuerzos y tensiones en “Cuerpo Mordaza” [1] para 10[kN] y probeta e=11[mm]

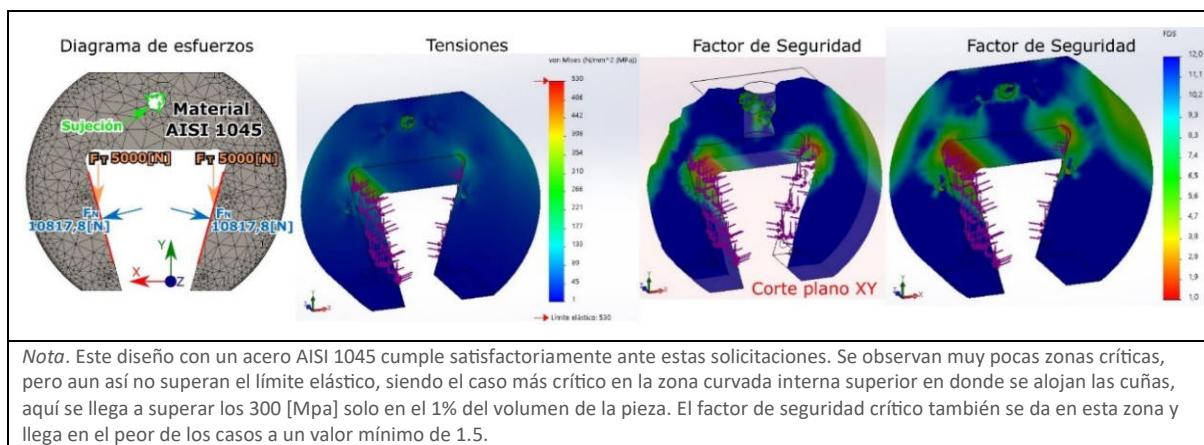
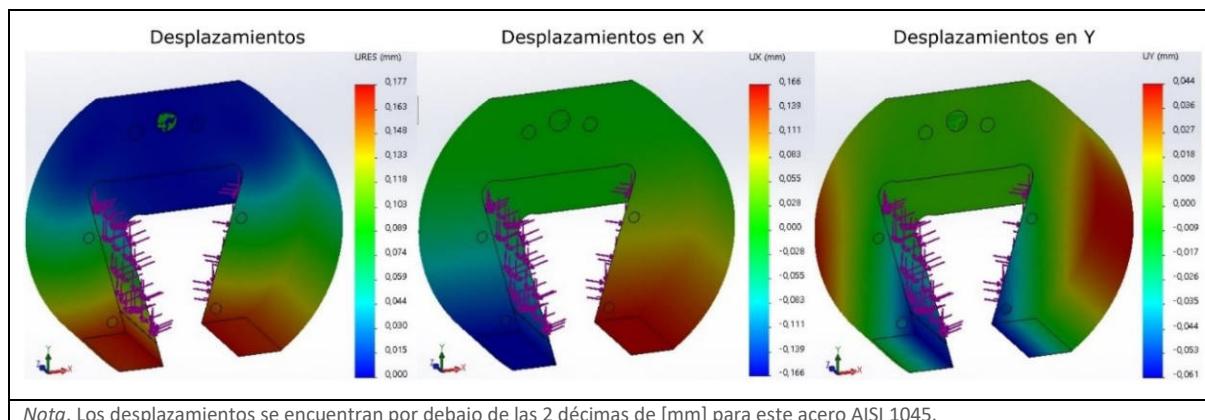


Figura 5-80 Desplazamientos en “Cuerpo Mordaza” [1] para 10[kN] y probeta e=11[mm]



Se concluye entonces que este diseño del “cuerpo mordaza” [1] cumple satisfactoriamente para un material de acero AISI 1045 en el peor de los casos de solicitudes.

5.5.5.6 Cálculo de esfuerzos en las cuñas [2]

Se procederá de igual forma que el cálculo anterior pero esta vez se usará F_T y F_A (ver Figura 5-67).

$$F_T = 5000[N]$$

$$F_A = 9804,59[N]$$

Figura 5-81 Tensiones y factor de seguridad en “Cuña” [2] para 10[kN]

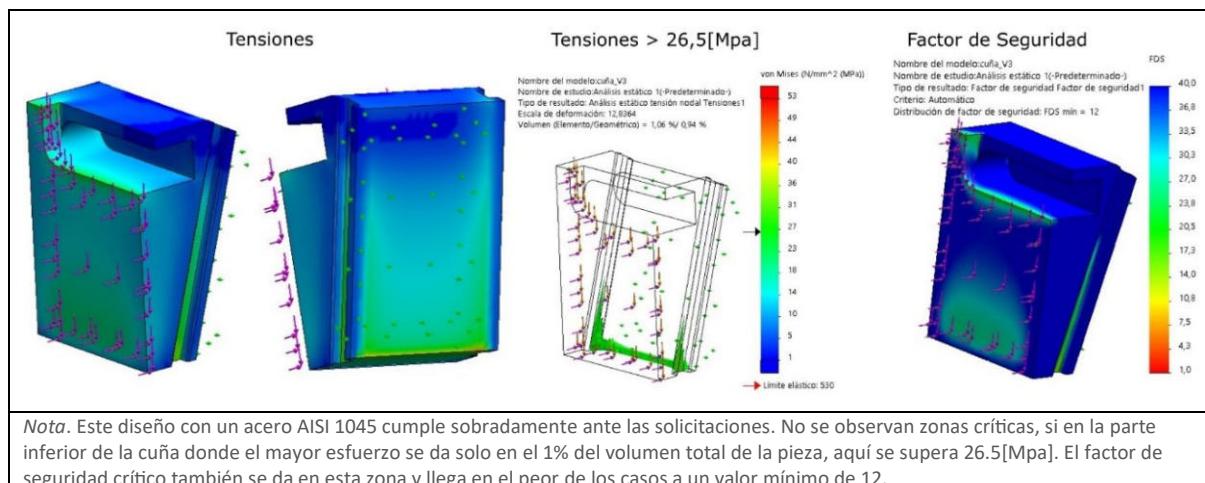
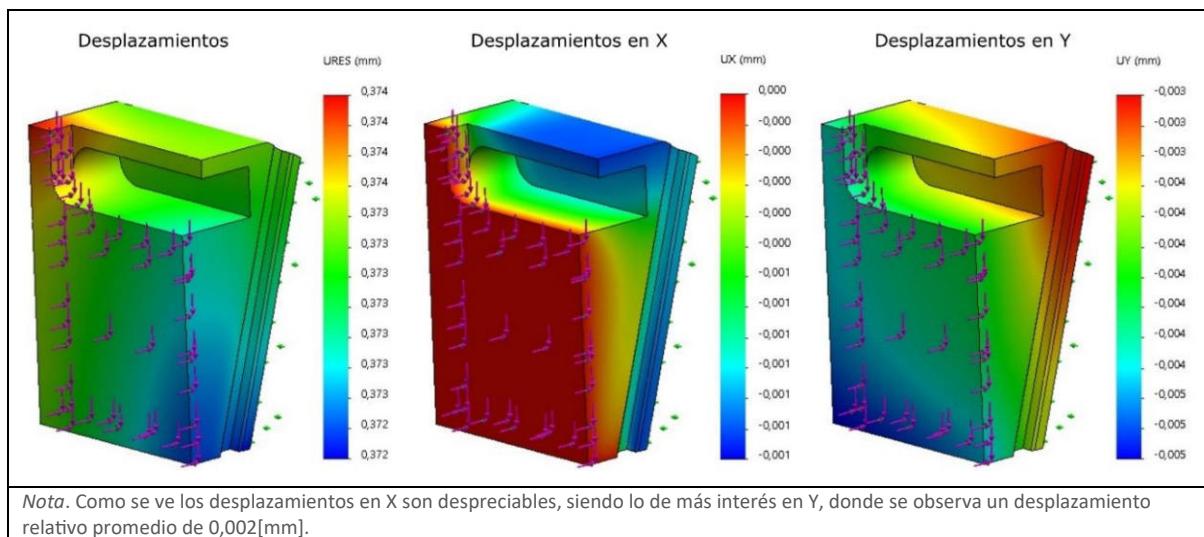


Figura 5-82 Desplazamientos en “Cuña” [2] para 10[kN]

Para tener una representación más acertada de los desplazamientos se hará el análisis de la “Cuña” [2] con el “Cuerpo Mordaza” [1] y la probeta del **tipo III** funcionando como un conjunto, que es como sucede en la realidad, este estudio lleva más tiempo de cómputo, pero puede ser más certero. Para este estudio los 3 componentes se realizaron con material AISI 1045, para el caso de la probeta si bien se pudo usar plástico, se decidió usar AISI 1045 dado a su alto valor de límite elástico, lo que introduce menos error a la hora de evaluar las deformaciones en la cuña, que es lo que interesa.

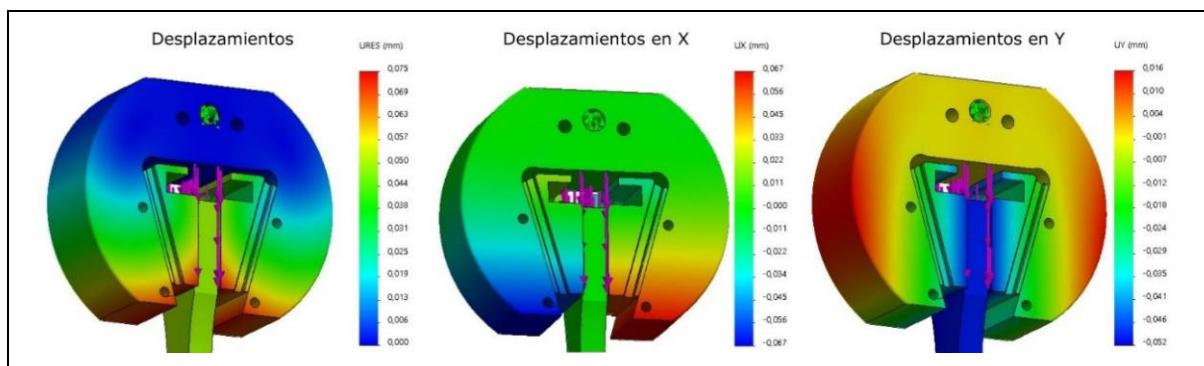
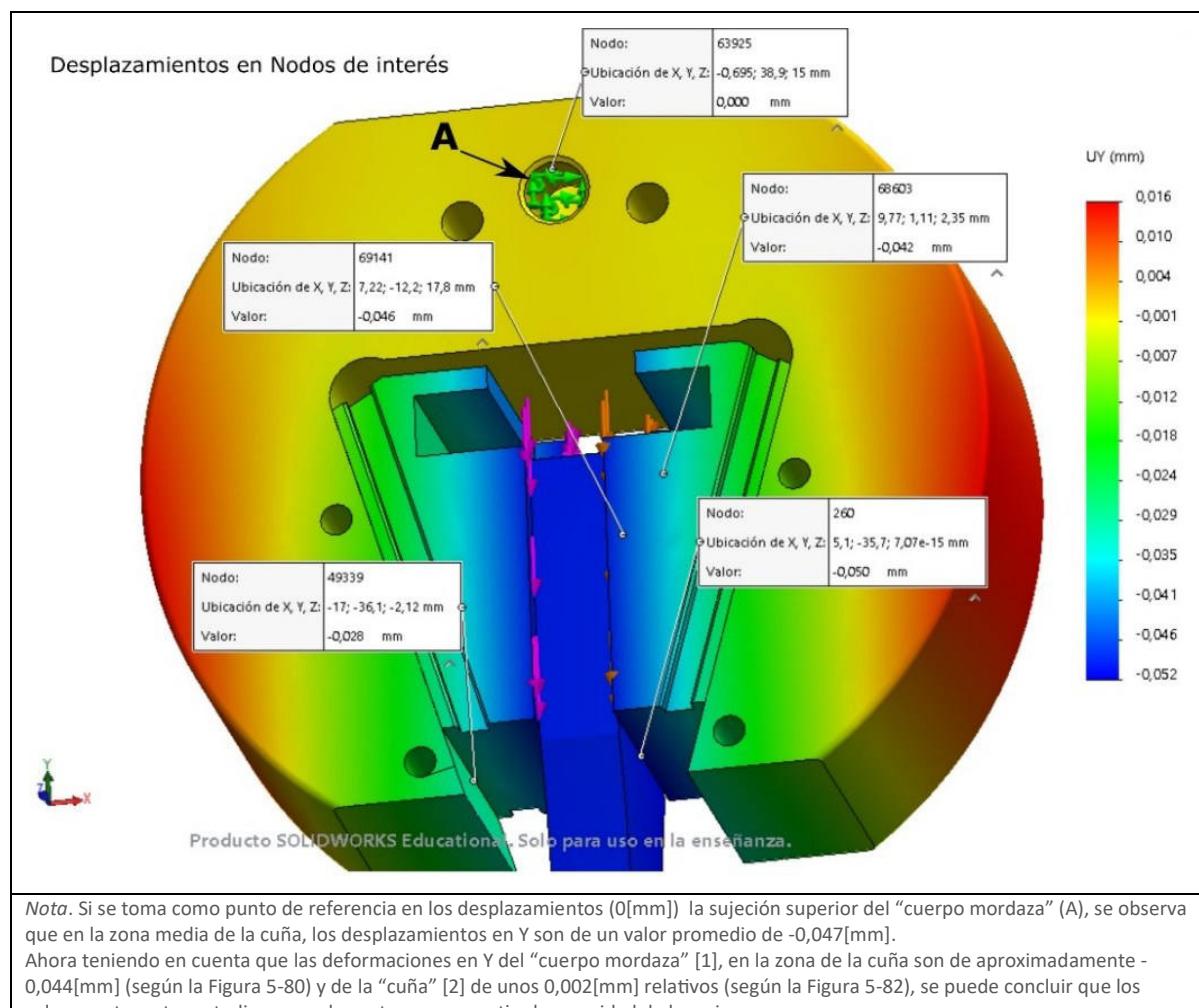
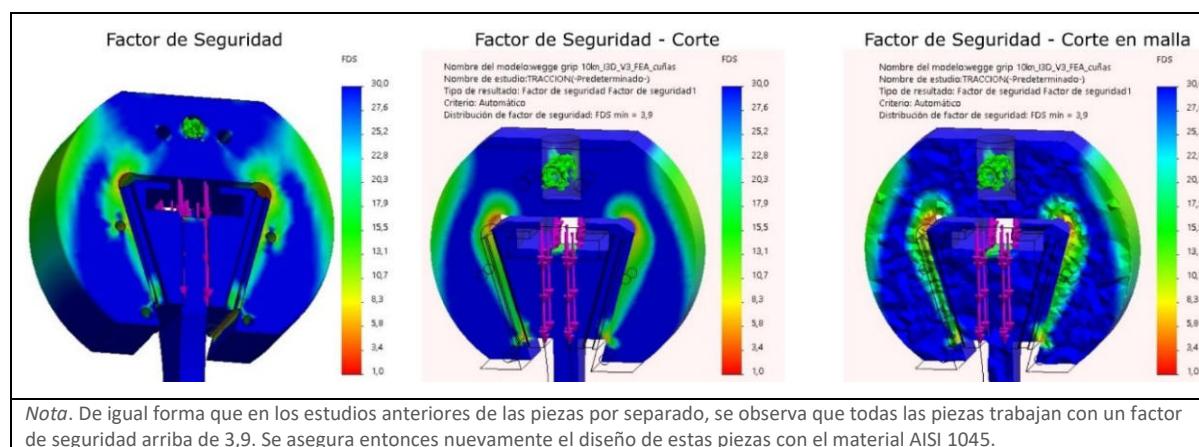
Figura 5-83 Desplazamientos en conjunto Mordaza-Cuñas-Probeta tipo III

Figura 5-84 Desplazamientos (Y) en nodos para el conjunto Mordaza-Cuñas-Probeta tipo III



Aprovechando este estudio también se pueden obtener los valores para el factor de seguridad del conjunto.

Figura 5-85 Factor de seguridad en conjunto Mordaza-Cuñas-Probeta tipo III



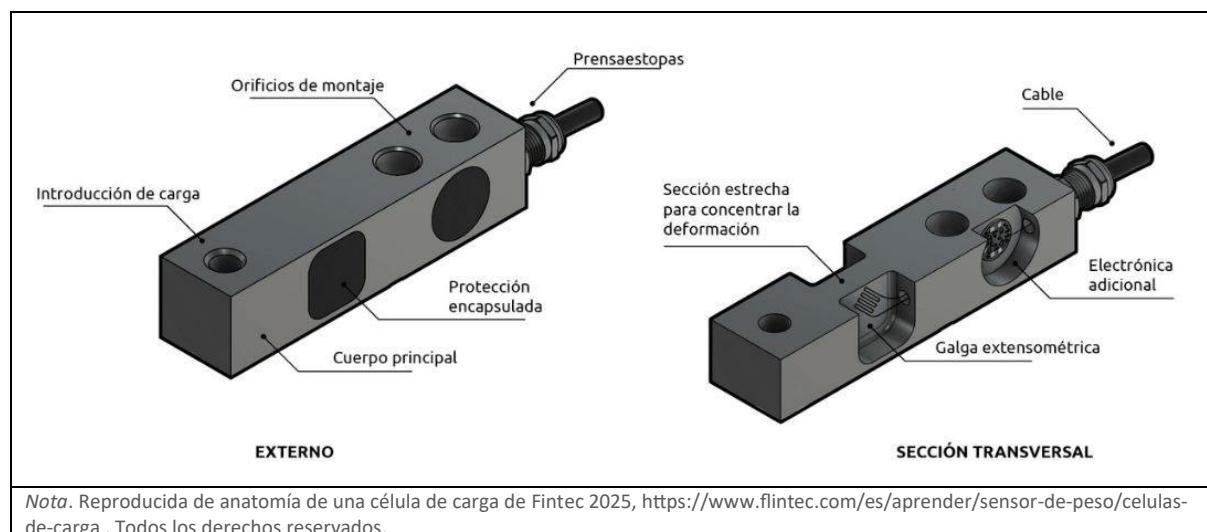
5.6 Celda de carga

La celda de carga es un dispositivo que se utiliza para medir fuerzas, generalmente en aplicaciones de peso y tracción. En una máquina de ensayo de tracción, la celda de carga es crucial, ya que convierte la fuerza ejercida sobre la probeta en una señal eléctrica que puede interpretarse y medirse con precisión.

5.6.1 Cómo funciona una celda de carga

Las celdas de carga más comunes emplean galgas extensométricas (o "strain gauges"), que son dispositivos que detectan la deformación. Cuando se aplica una fuerza a la celda de carga, esta se deforma ligeramente. Las galgas extensométricas, adheridas a la superficie de la celda de carga, experimentan también esta deformación. Al cambiar su resistencia eléctrica en respuesta a la deformación, la señal resultante se procesa para calcular la fuerza aplicada.

Figura 5-86 Celda de carga



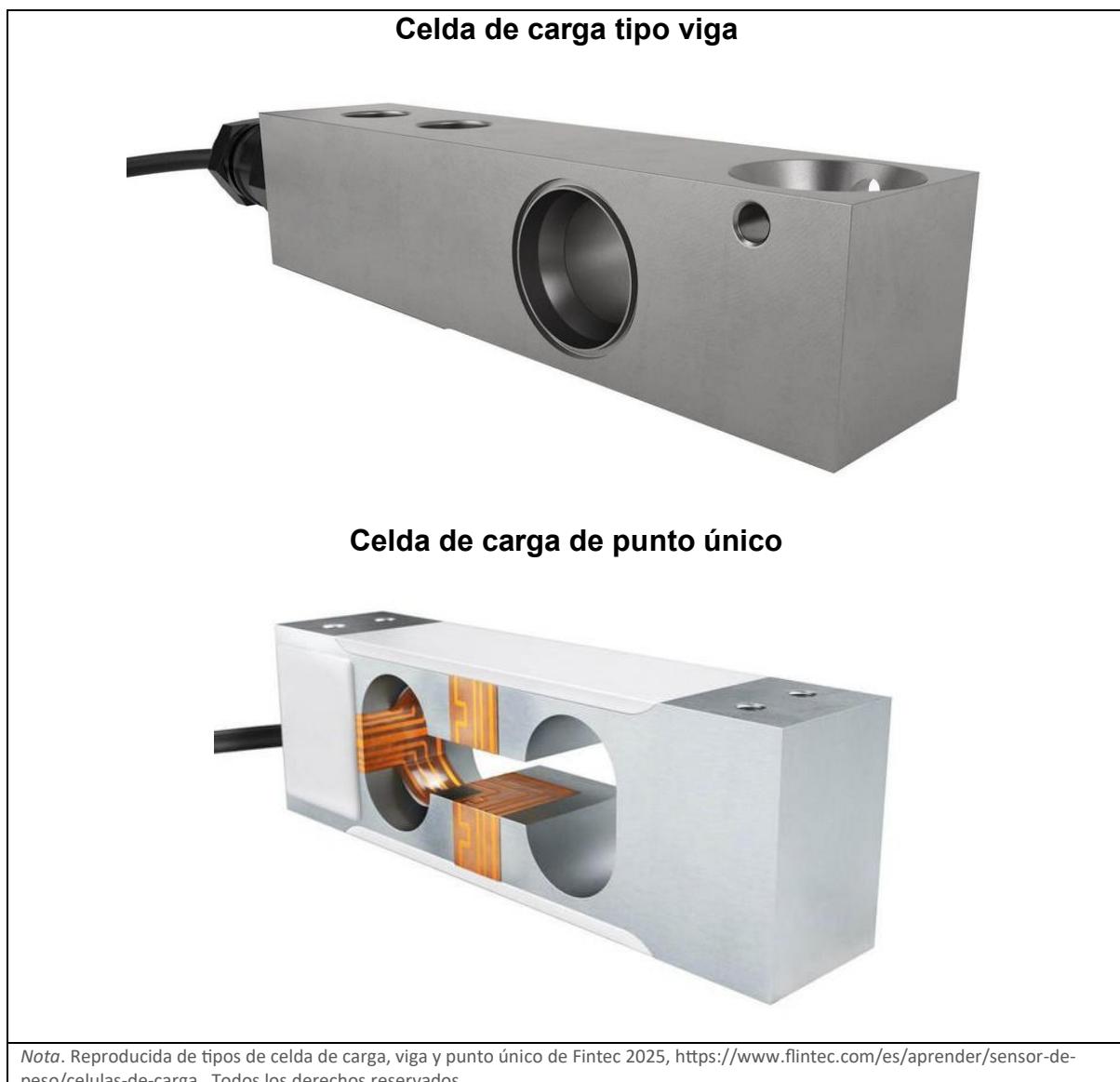
5.6.2 Tipos de celdas de carga

Existen varios tipos de celdas de carga, cada una diseñada para aplicaciones y configuraciones de fuerza específicas:

5.6.2.1 Celda de carga de flexión

Pueden ser de “viga” que normalmente funcionan como voladizos, con un extremo fijo y el otro libre para deformarse cuando se somete a una fuerza o de “punto único”, reciben este nombre porque pueden ser utilizadas para aplicaciones de plataformas que soportan cargas excéntricas utilizando solo un sensor.

Figura 5-87 Celdas de carga de flexión



Nota. Reproducida de tipos de celda de carga, viga y punto único de Fintec 2025, <https://www.flintec.com/es/aprender/sensor-de-peso/celulas-de-carga>. Todos los derechos reservados.

5.6.2.2 Celda de carga de compresión

Estas miden la fuerza de empuje o aplastamiento, y generalmente se instalan debajo de lo que se va a medir o pesar. A diferencia de las células de carga de tensión, estas son unidireccionales, solo están diseñadas para medir la compresión hacia abajo.

Figura 5-88 Celda de carga de compresión



Nota. Reproducida de tipos de celda de carga, compresión de Fintec 2025, <https://www.flintec.com/es/aprender/sensor-de-peso/celulas-de-carga>. Todos los derechos reservados.

5.6.2.3 Celda de carga de tensión

Una celda de carga de tensión se usa principalmente para medir una fuerza de tracción, por lo que la carga se suspende del pie del sensor, lo que hace que se estire. Son ideales para procesos de pesaje, manipulación de cargas y aplicaciones genéricas de medición. Entre los usos habituales están el pesaje de tanques y silos, sistemas elevadores de pacientes e incluso maquinaria para realizar ensayos a tracción.

Figura 5-89 Celda de carga de tensión

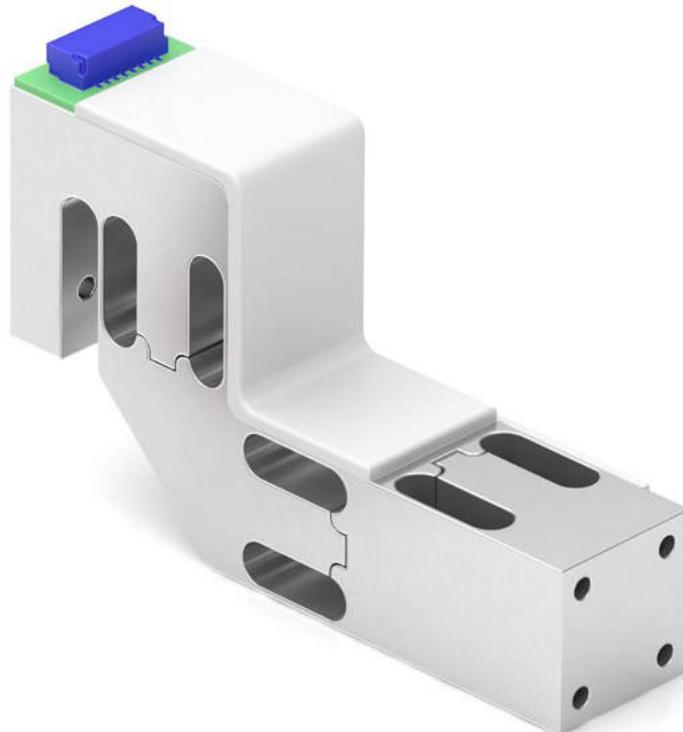


Nota. Reproducida de tipos de celda de carga, tensión de Fintec 2025, <https://www.flintec.com/es/aprender/sensor-de-peso/celulas-de-carga>. Todos los derechos reservados.

5.6.2.4 Celda de carga multi-eje

Para aplicaciones más complejas, donde se necesita medir fuerzas en múltiples direcciones. Están diseñadas para registrar medidas en todas las direcciones espaciales, tanto fuerzas de tensión y compresión ($\pm F_x$, $\pm F_y$, y $\pm F_z$) como pares o momentos tanto en el sentido de las agujas de reloj como en el contrario ($\pm M_x$, $\pm M_y$ or $\pm M_z$)

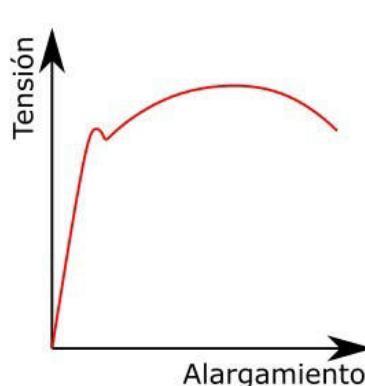
Figura 5-90 Celda de carga multi-eje



Nota. Reproducida de Celda de Carga Triaxial con Protección de Sobrecarga QMA147, de Futek Advanced Sensor Technology 2025, <https://www.futek.com/tipos-de-celda-de-carga>. Todos los derechos reservados.

5.6.3 Uso en máquinas de ensayo de tracción

En pruebas de tracción, la celda de carga se coloca en el sistema de la máquina de tracción, alineada con el eje de carga, para capturar la fuerza exacta aplicada sobre la probeta. La precisión de esta celda es fundamental para obtener datos fiables sobre las propiedades de tracción, como el esfuerzo de fluencia, resistencia máxima y módulo elástico del material (ver **Figura 5-91**).

Figura 5-91 Curva de tensión – deformación

Nota. La celda de carga captura los valores de tensión en el ensayo de tracción para poder graficar la curva de tensión - deformación.

5.6.4 Importancia de la celda de carga

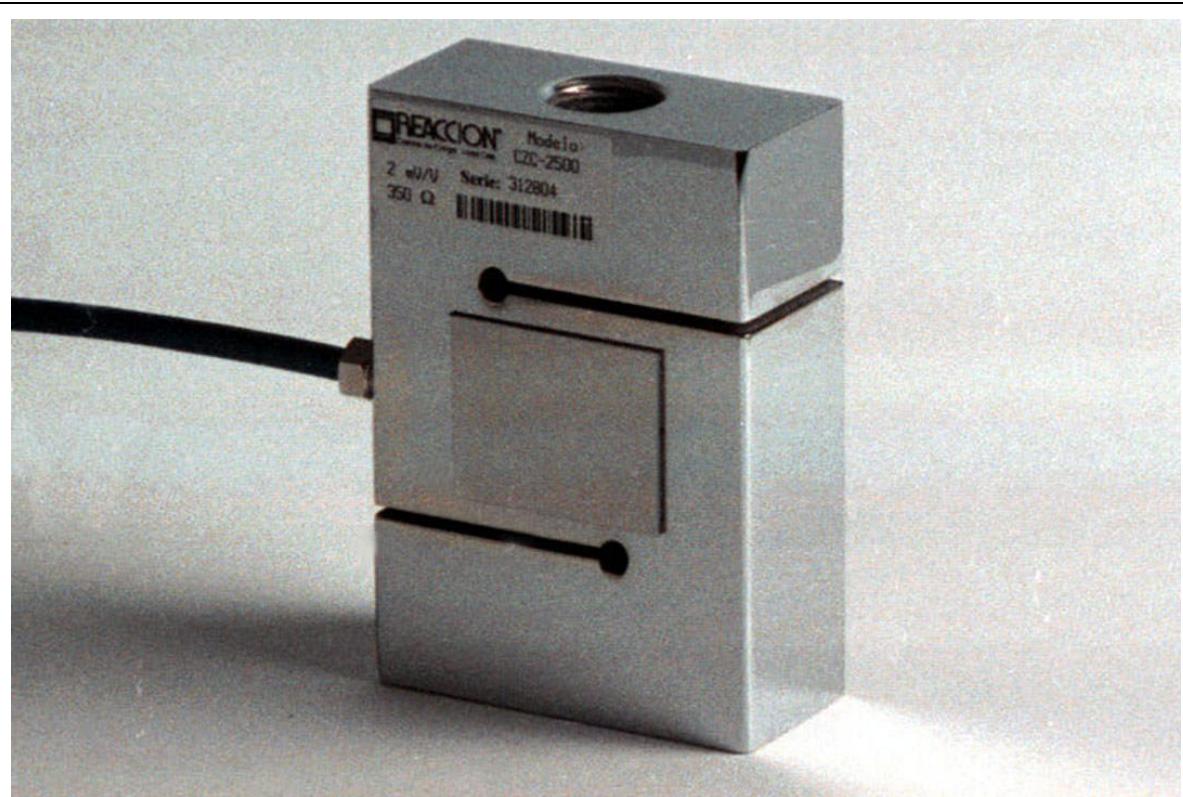
La celda de carga es esencial para garantizar que las mediciones sean **precisas y consistentes** en aplicaciones industriales, de investigación y control de calidad. Su capacidad para transformar una fuerza mecánica en una señal eléctrica cuantificable permite a los equipos de ensayo monitorear y registrar datos en tiempo real durante la prueba.

La norma **ASTM D638** especifica el uso de un **indicador de carga** adecuado en la máquina de ensayo. Este indicador debe ser capaz de mostrar la carga total de tracción que soporta la probeta cuando está sujeta en las mordazas. Además, el mecanismo de indicación de carga debe estar prácticamente libre de retraso por inercia a la velocidad de prueba especificada y debe mostrar la carga con una precisión de $\pm 1\%$ del valor indicado o mejor. (ASTM International, 2022b)

Sabiendo esto **se seleccionará una celda de carga del tipo S que es la más adecuada para tracción, será de la marca C2C²⁸ y de 1000[kg]**. Se observa en la mayoría de las marcas que el rango de 100[kg] hasta 1000[kg] tienen las mismas dimensiones y la sujeción se hace por medio de una rosca de M12 o $1/2"$, para este caso se usará M12.

28 - La celda de carga C2C en Argentina se comercializa bajo varias marcas como Flexar, Sipel, Reacción, Silge etc.

Figura 5-92 Celda de carga tipo S de 1000[kg]



Nota. Fabricada en material SAE 4140, precisión C3. Reproducida de Celda de carga para balanzas industriales, de Flexar (s.f.), (<https://www.flexar.com.ar/producto/balanzas-industriales/czc>). Todos los derechos reservados.

5.6.5 Precisión de la celda de carga

Con los datos que se pueden observar en la hoja de datos de la celda de carga elegida (capacidad de **1000 [kg]** y clase de precisión **C3**), se puede calcular su precisión tomando en cuenta los valores de errores de esta.

Error de linealidad: 0.03 % de la capacidad nominal.

$$\text{Error de linealidad} = 1000[\text{kg}] \cdot 0,0003 = 0,3 [\text{kg}]$$

Creep: 0.03 % de la capacidad nominal.

$$\text{Creep} = 1000[\text{kg}] \cdot 0,0003 = 0,3 [\text{kg}]$$

Histéresis: 0.02 % de la capacidad nominal.

$$\text{Histéresis} = 1000[\text{kg}] \cdot 0,0002 = 0,2 [\text{kg}]$$

5.6.5.1 Resultados

La precisión de la celda de carga, considerando estos factores, sería de aproximadamente:

- **0.3 kg** debido a la linealidad y el creep.
- **0.2 kg** debido a la histéresis.

Entonces, para una carga de 1000 kg, la precisión total de la celda de carga es aproximadamente **±0.3 kg**.

Sabiendo esto y lo que pide la **norma** en cuanto a precisión del 1% como requerimiento, **se puede afirmar que esta celda de carga cumplirá para ensayos de 30[kg] en adelante**. Para ensayos por debajo de los 30[kg] se deberá adaptar a la máquina una celda de carga de menor capacidad, como de 500 [kg] o incluso bajar hasta 100[kg] aprovechando que mantienen las mismas dimensiones y montaje.

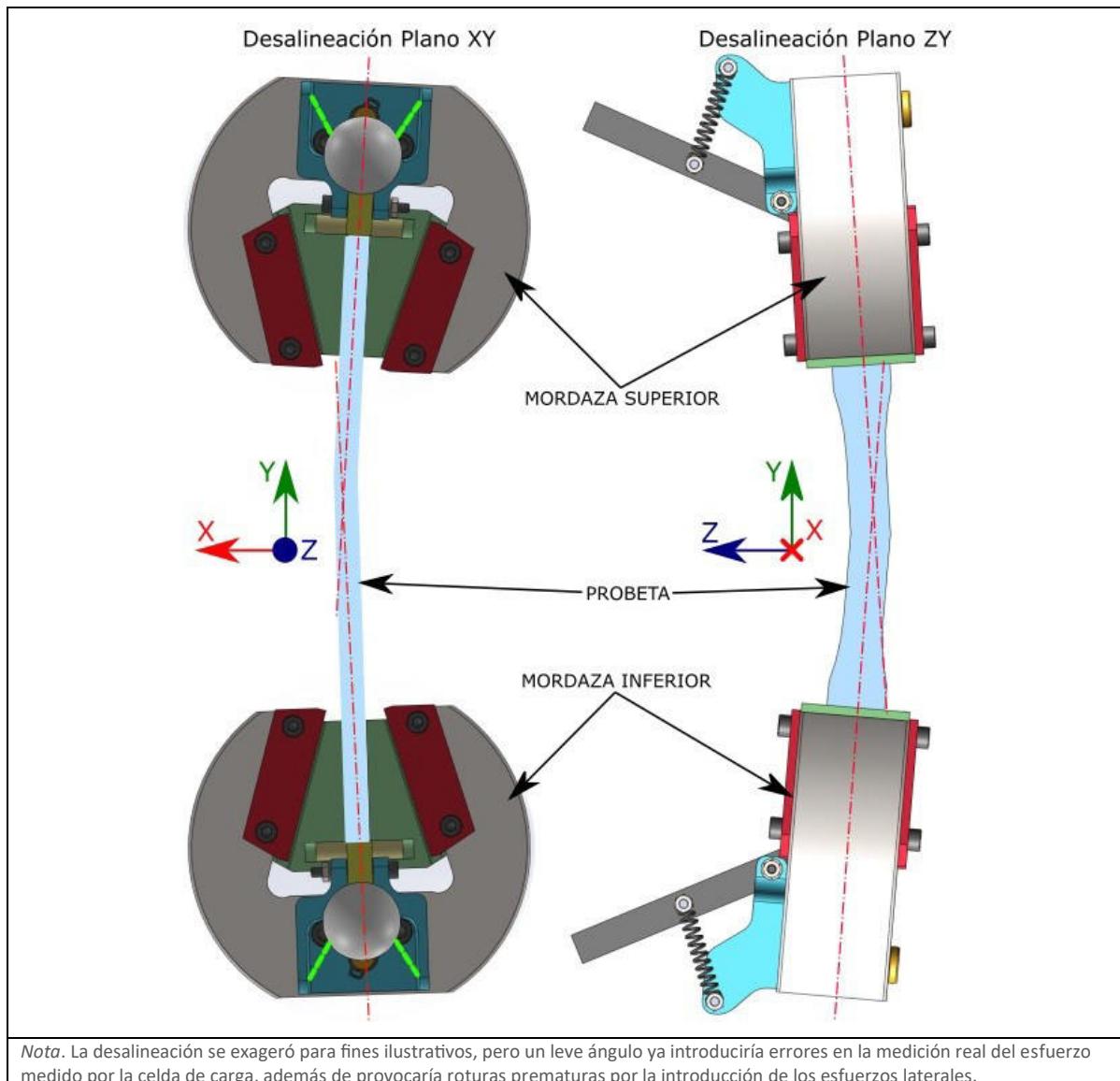
5.6.6 Interfase entre la celda de carga y el microcontrolador

Para que la celda de carga pueda comunicar sus valores al microcontrolador se requiere de una interfase de por medio, para esto se usará el **módulo Hx711** muy conocido y utilizado para este tipo de aplicaciones. Este es un chip integrado que funciona como un convertidor analógico-digital (ADC) de 24 bits y amplificador de ganancia programable.

5.7 Rótulas

La norma **ASTM D638** aconseja el uso de mordazas autoalineables, lo que permite asegurar que los esfuerzos a la hora de realizar el ensayo de tracción sean puramente normales en la probeta, con esto se logra reducir errores provocados por la introducción de esfuerzos de corte o algún tipo de momentos en la probeta. (ASTM International, 2022b)

Figura 5-93 Desalineación de mordazas en ensayo de tracción

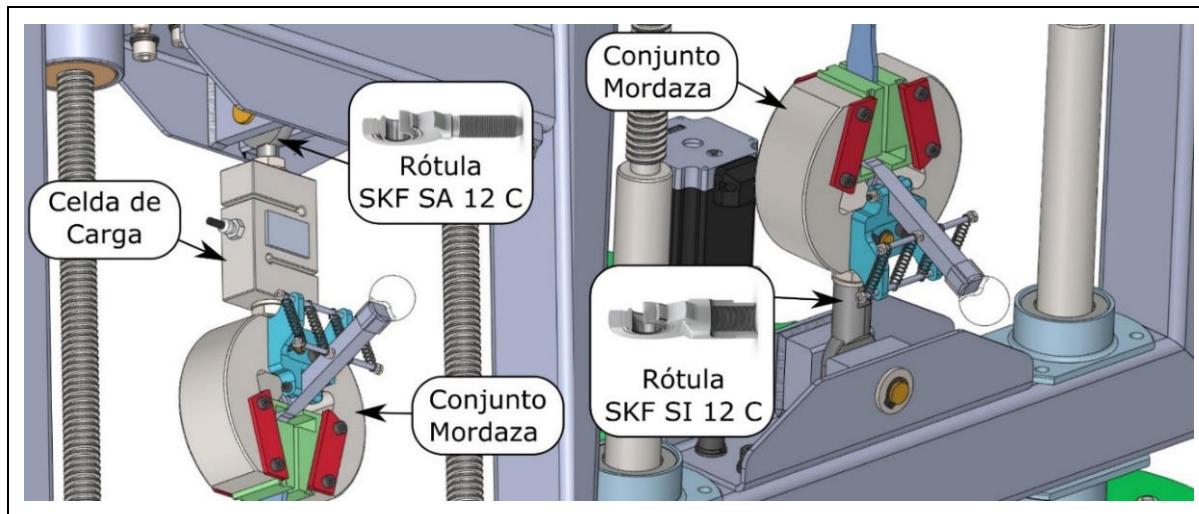


Para garantizar que las mordazas sean autoalineables se deben usar un par de rótulas, una en el lado superior que vincule la mordaza superior + la celda de carga con la cruceta móvil y una en la parte inferior que vincule la mordaza inferior con el marco principal de la máquina (ver **Figura 4-1**).

Si se busca en los catálogos de rótulas comerciales, y teniendo en cuenta que la celda de carga seleccionada tiene un roscado M12, lo más lógico es elegir una rotula M12.

En este caso **se eligen rotulas de la marca SKF, el modelo SA 12 C para vincular la celda de carga con la cruceta móvil y el modelo SI 12 C para vincular la mordaza inferior con el marco chasis de la máquina.**

Figura 5-94 Rótulas en ensamble de la máquina



Para la mayoría de los casos, las rótulas M12 sea cual fuera la marca, están por encima de los 14[kN] en capacidad de carga estática básica (en el caso de la máquina para un ensayo de tracción se estaría trabajando con 10[kN] como máximo).

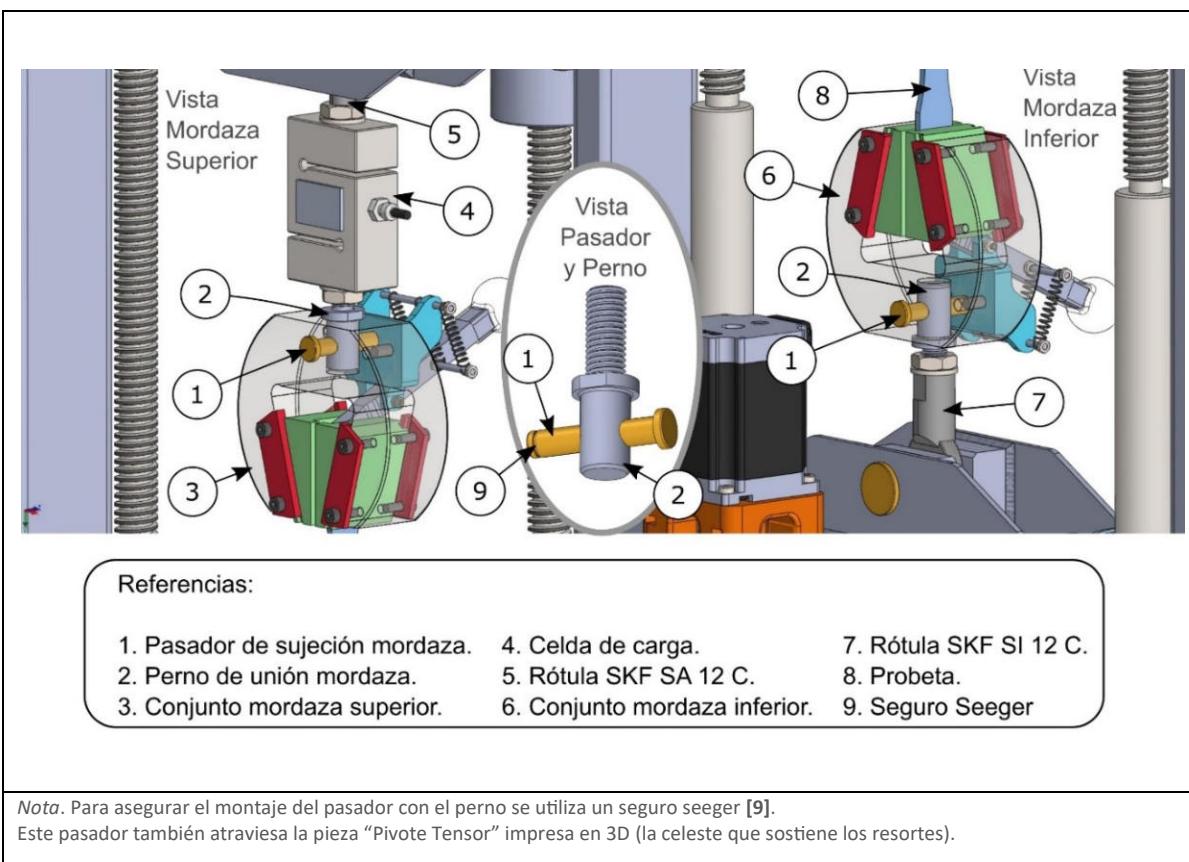
Las rótulas SKF tienen 24,5[kN] para la **SA 12 C** y 25,5[kN] para la **SI 12 C**, con lo cual se estaría trabajando con un factor de seguridad arriba de 2, entonces **se puede afirmar que estas rótulas son adecuadas para la máquina.**

*Nota. La introducción de rótula **SI 12 C** en la mordaza inferior provocaría que la misma se caiga por efecto de la gravedad ya que solo depende de 3 grados de libertad en su fijación a la máquina. Para evitar esto y también para que sea más fácil acomodar la probeta en un ensayo de tracción, se diseñó un “asiento de mordaza” que restringe los restantes 3 grados de libertad de forma temporal antes de comenzar el ensayo. Esto se verá con más detalle en el [Capítulo 7 “Diseño Definitivo”](#).*

5.8 Perno de unión de mordaza y pasador de sujeción mordaza

Como se ve en la [Figura 5-95](#), para sujetar la mordaza se usa un “Pasador de sujeción mordaza” [1], que se vincula con un “perno de unión de mordaza” [2] para roscarse con la “celda de carga” [4] en la “mordaza superior” [3] ó con la “rótula” [7] en la “mordaza inferior” [6]. El “pasador” [1] conjuntamente con el “perno de unión de mordaza” [2] facilita la instalación o retiro de la mordaza.

[Figura 5-95 Perno de unión y pasador de sujeción en ensamble de máquina](#)



5.8.1 Calculo FEA del perno de sujeción mordaza y pasador

Para verificar que el perno y pasador son aptos para trabajar con las solicitudes de la máquina, se procederá a realizar un cálculo con elementos finitos. El esfuerzo aplicado para los cálculos es de 10[kN] para simular la capacidad máxima de la máquina y el material de las piezas es un acero ANSI 1045.

Figura 5-96 Análisis FEA del perno de sujeción mordaza

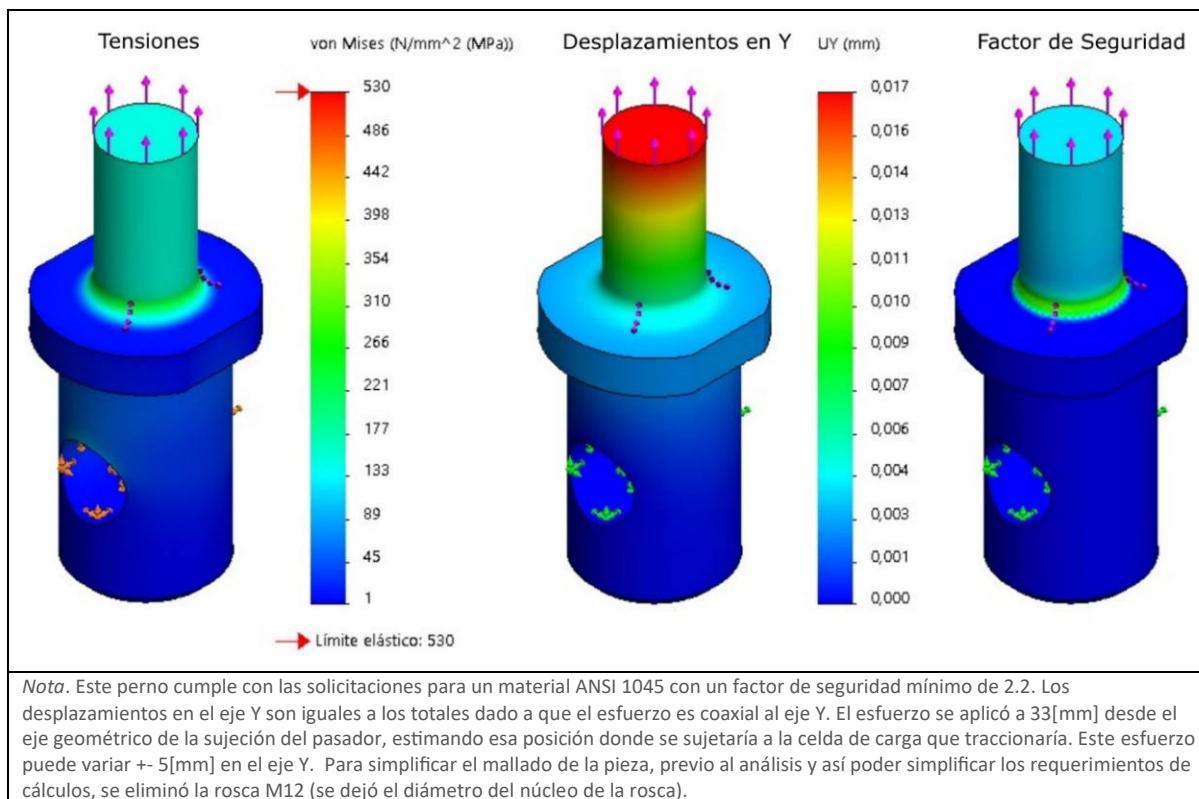


Figura 5-97 Análisis FEA del pasador de sujeción mordaza – tensiones

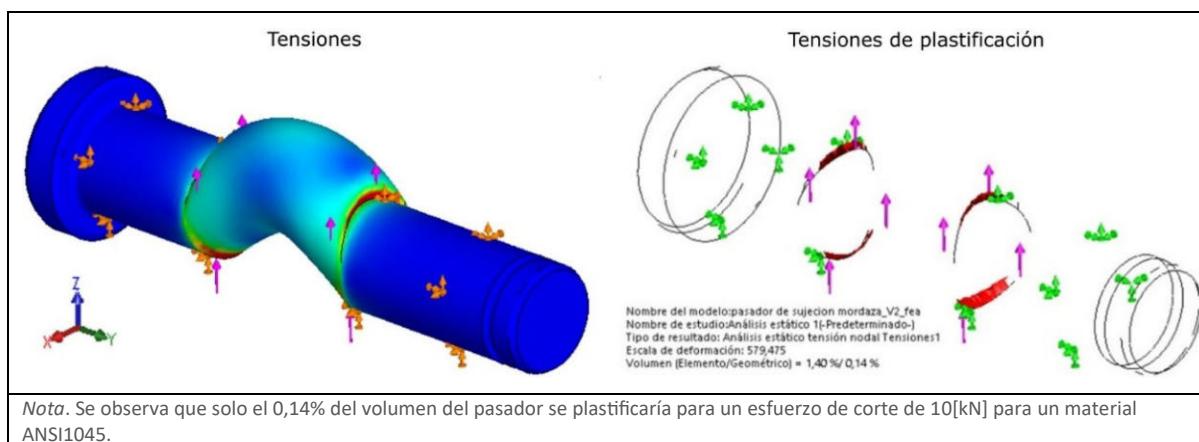


Figura 5-98 Factor de seguridad en pasador de sujeción mordaza

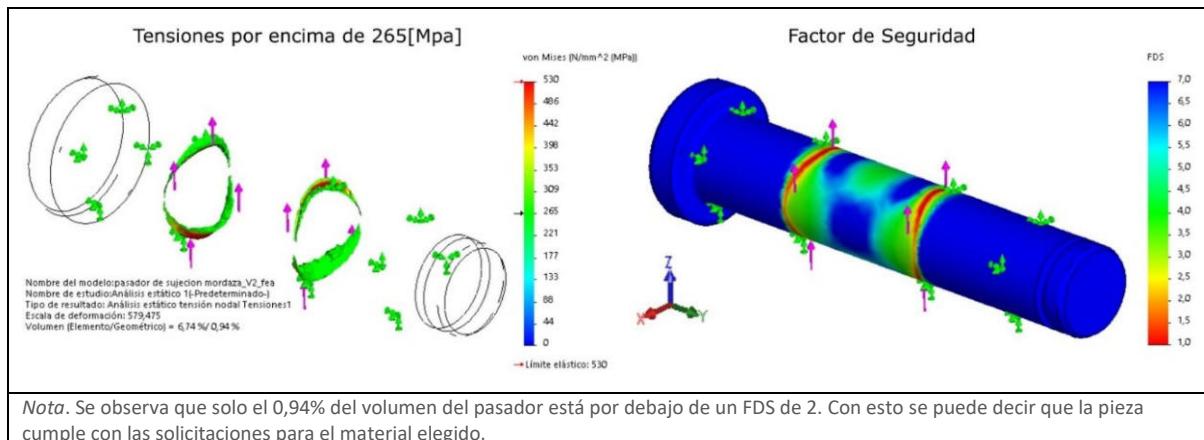
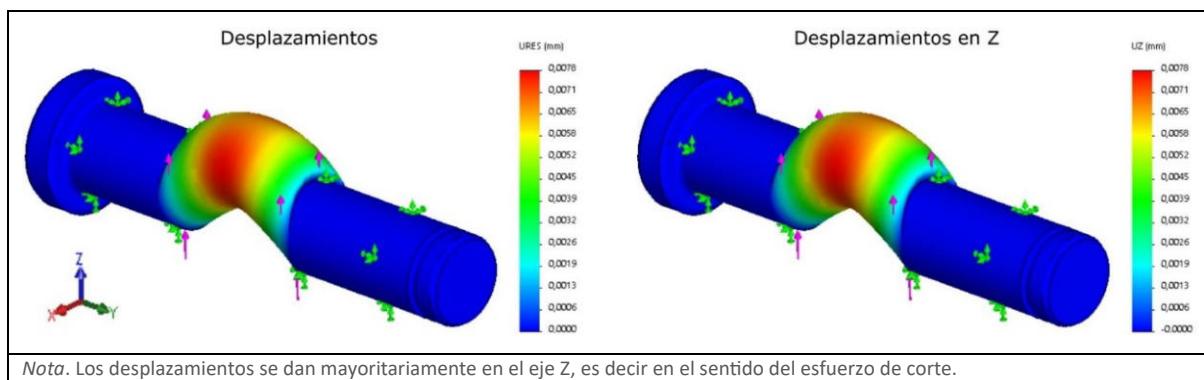


Figura 5-99 Desplazamientos en pasador de sujeción mordaza



5.8.2 Conclusión

Como se puede observar por los análisis FEA, **ambas piezas con material ANSI**

1045 cumplen con las solicitudes mecánicas requeridas por la máquina.

5.9 Pasadores de sujeción a rotulas

Estos pasadores son los encargados de vincular las rótulas al travesaño móvil y al marco chasis respectivamente, si bien tienen el mismo diámetro su longitud varía dependiendo de si se usa en la rótula inferior o superior.

El pasador es de sección Ø12 [mm], **el material elegido es AISI 1045** y el esfuerzo aplicado para los cálculos es de 10[kN].

Figura 5-100 Ensamble del pasador rótula inferior al marco chasis y a la rótula SI 12C

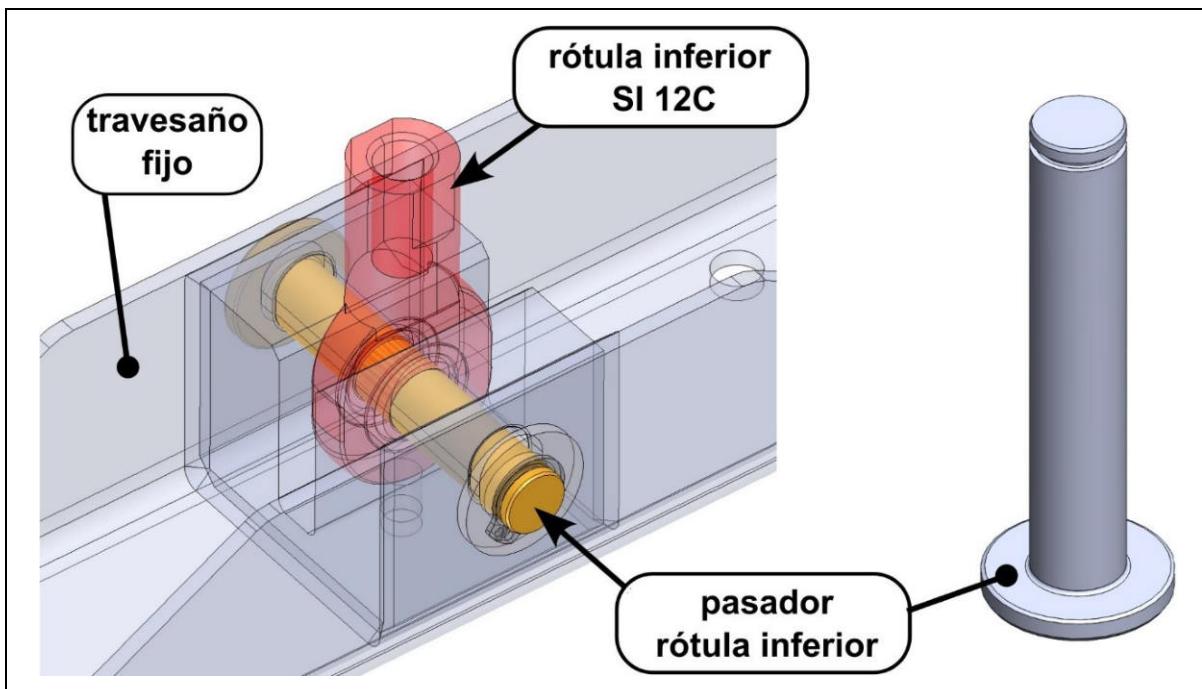


Figura 5-101 Análisis FEA del pasador rótula inferior– tensiones

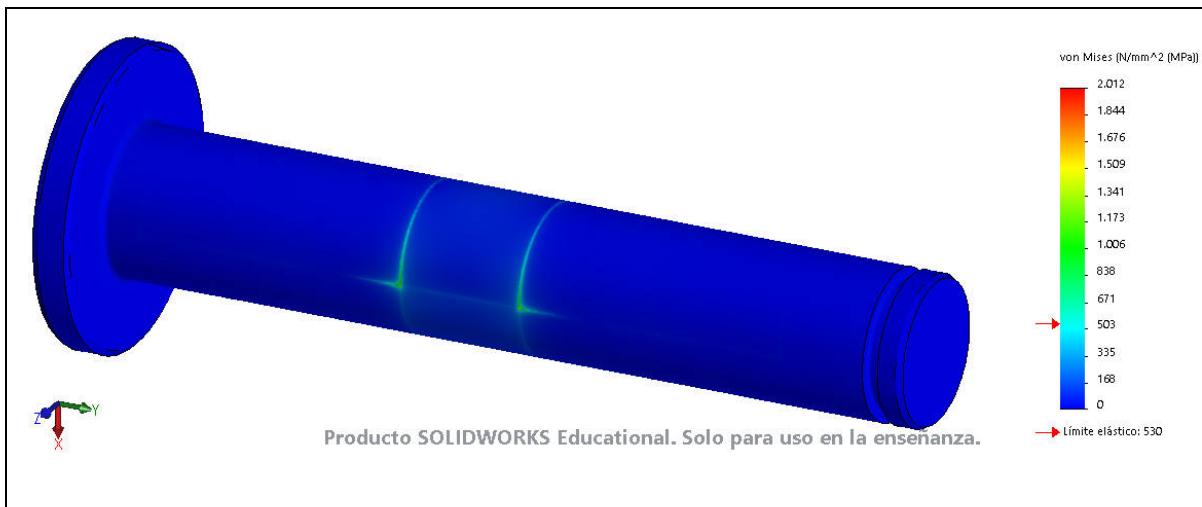


Figura 5-102 Factor de seguridad en pasador rótula inferior

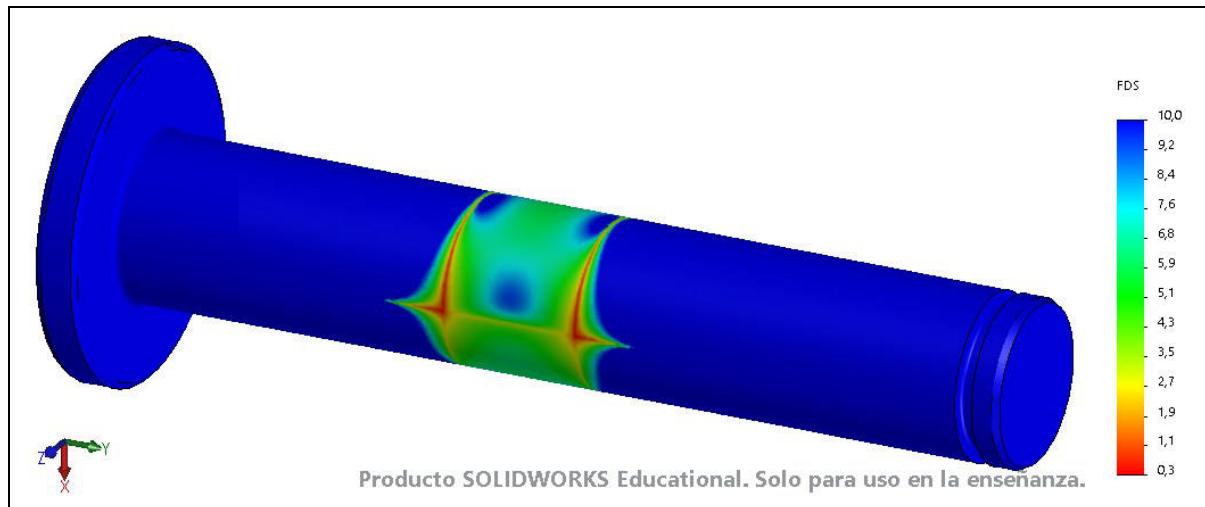


Figura 5-103 Desplazamientos en pasador rótula inferior

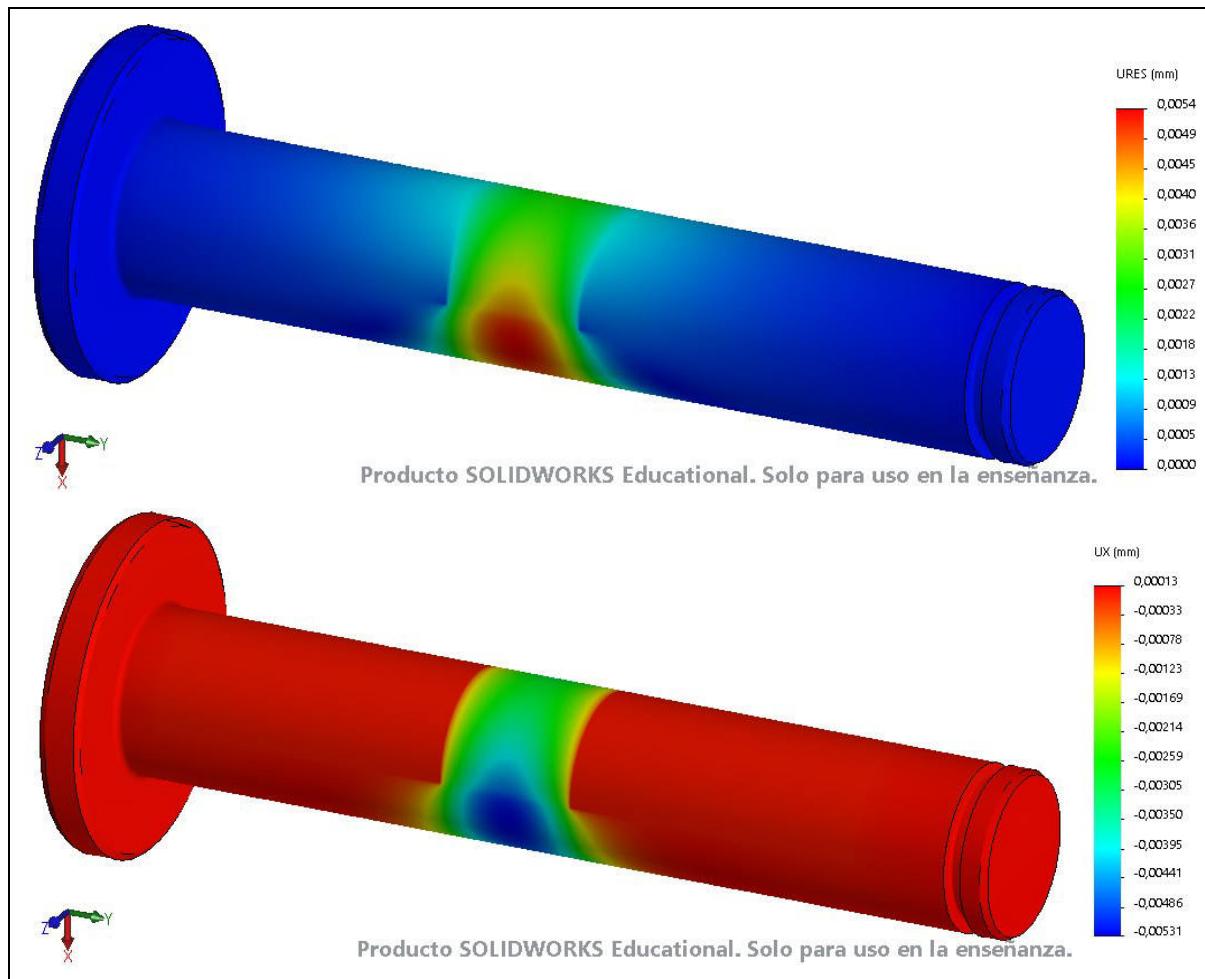


Figura 5-104 Ensamble del pasador rótula superior al travesaño móvil y a la rótula SA 12C

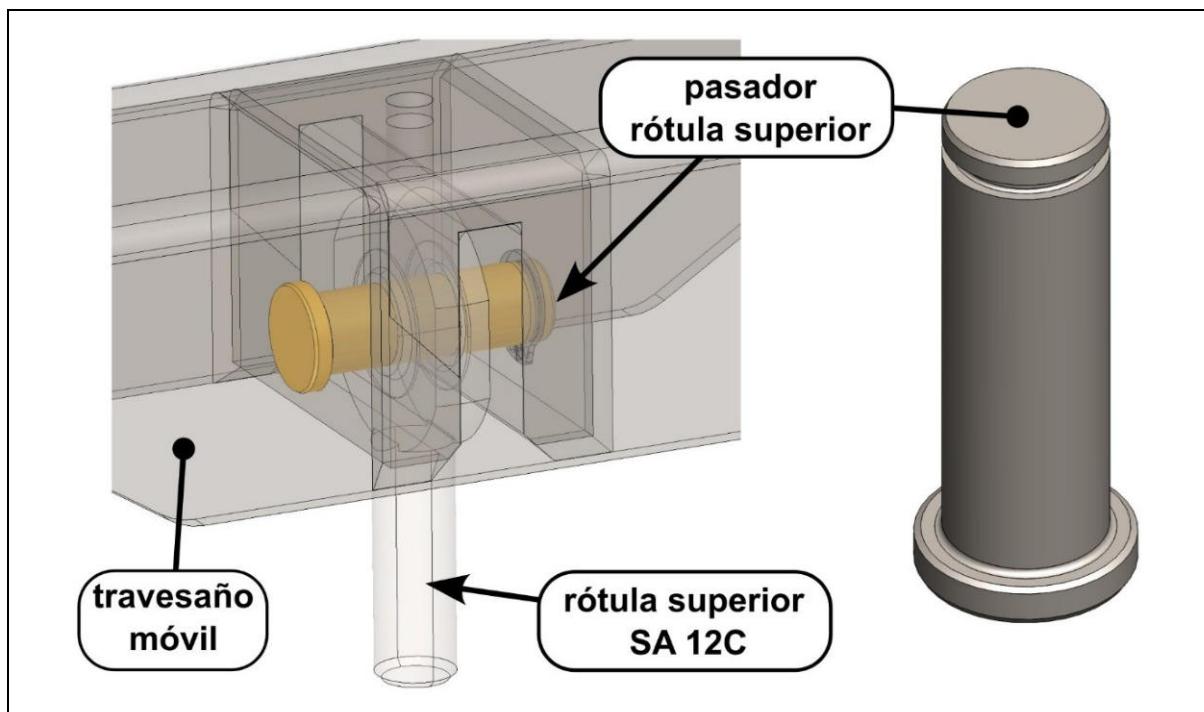


Figura 5-105 Análisis FEA del pasador rótula superior– tensiones

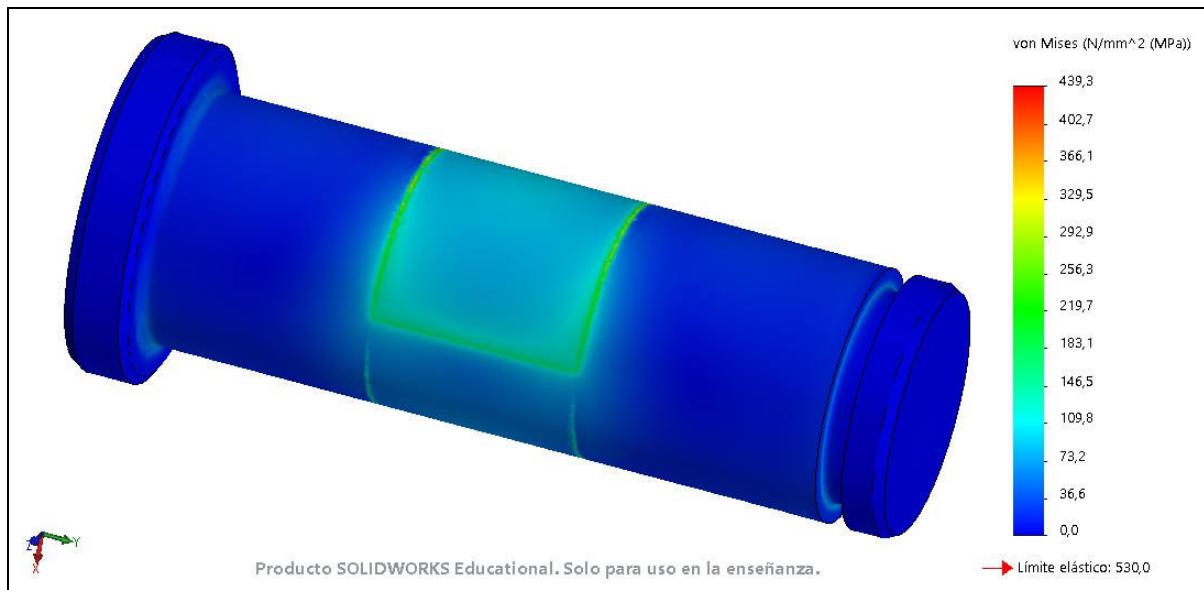


Figura 5-106 Factor de seguridad en pasador rótula superior

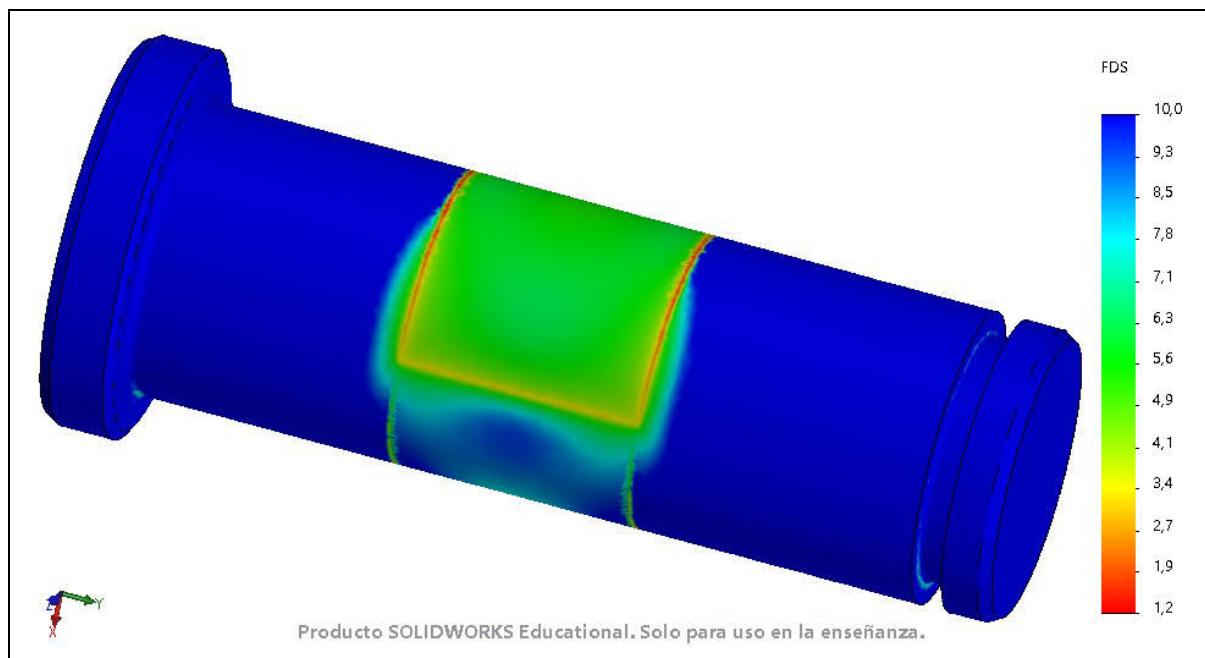
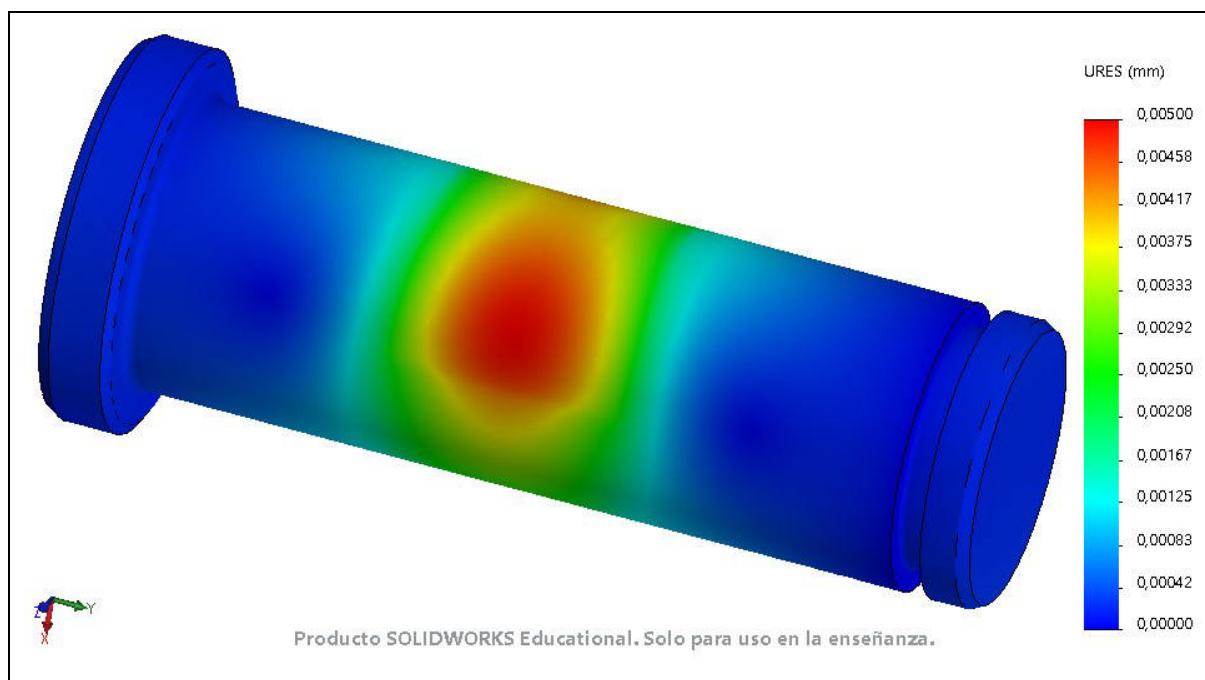
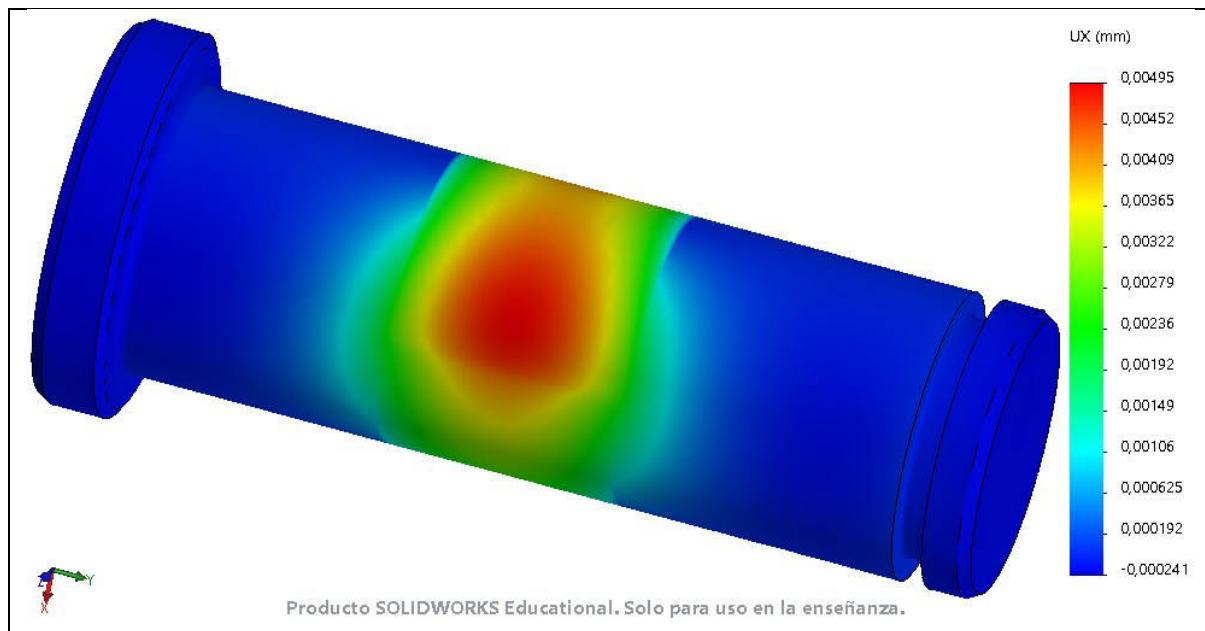


Figura 5-107 Desplazamientos en pasador rótula superior





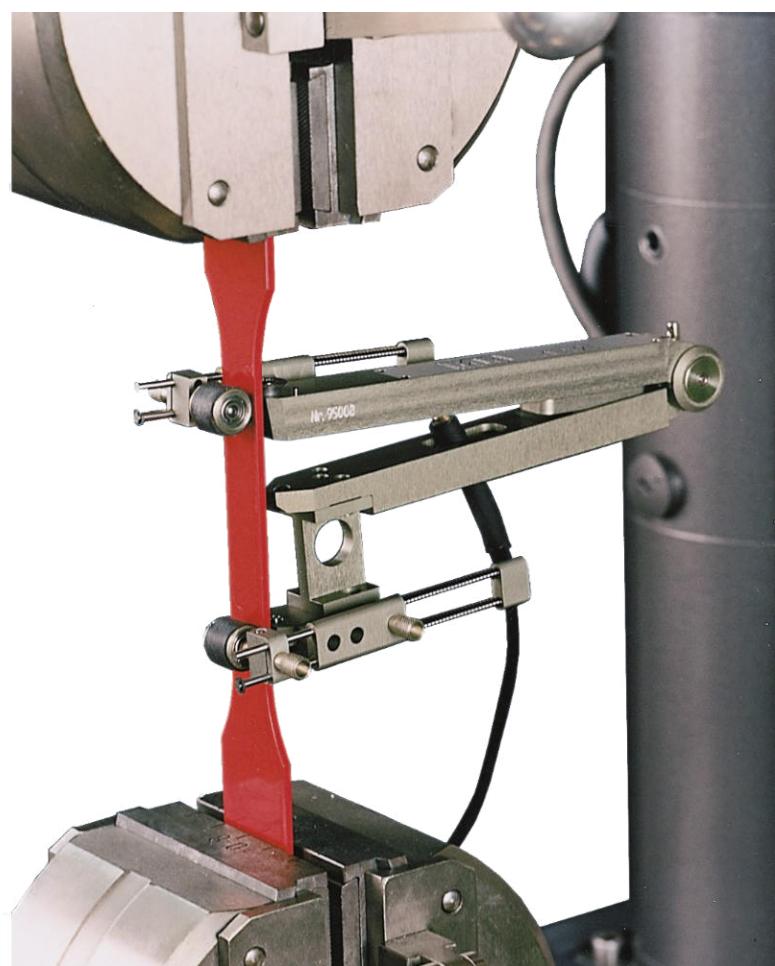
5.9.1 Conclusión

Como se puede observar por los análisis FEA, **ambas piezas con material ANSI 1045 cumplen con las solicitudes mecánicas requeridas por la máquina.**

5.10 Extensómetro

Un extensómetro o transductor de deformación es un dispositivo que sirve para medir la variación de la extensión de una probeta, también denominada medición de la deformación. Las curvas de deformación de estrés para materiales plásticos generalmente están constituidas por, una región elástica lineal, así como también una región plástica no lineal. El módulo de elasticidad necesita medirse dentro de la porción elástica lineal, en donde existe muy poca deformación, es por esto que, la exactitud es un factor importante para determinar la extensometría correcta para un ensayo. Normalmente, los extensómetros con una alta exactitud cuentan con un desplazamiento limitado y deben extraerse de la muestra durante el ensayo

Figura 5-108 Extensómetro típico de una máquina de ensayo de tracción



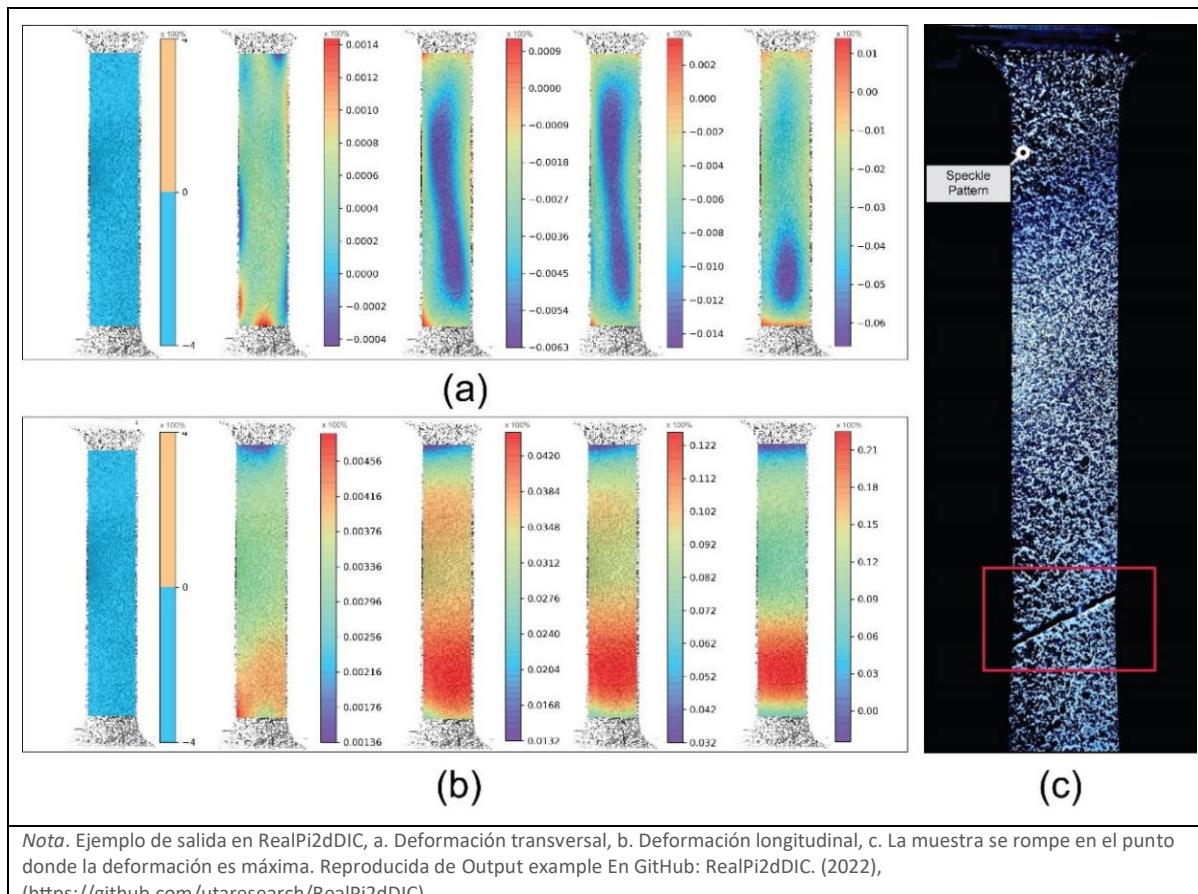
Nota. Extensómetro clip-on con bandas extensométricas. Reproducida de Extensómetro clip-on tipo longitud 1 de ZwickRoell (ZwickRoell, s.f.), (<https://www.zwickroell.com/es/accesorios/extensometros/extensometros-clip-on-con-bandas-extensometricas>). Todos los derechos reservados.

Para el proyecto de diseño y cálculo de una máquina de ensayo de tracción que cumpla con los requisitos de la norma **ASTM D638**, la selección del sistema extensométrico resulta crucial para garantizar la precisión en las mediciones de las propiedades mecánicas de los materiales ensayados. El sistema extensométrico tiene como objetivo medir la deformación en las muestras sometidas a tensión y así juntamente con la celda de carga poder graficar la curva tensión deformación que se vio en la **Figura 5-91**.

5.10.1 Propuesta de elección de un sistema de correlación de imágenes digitales (DIC)

La correlación de imágenes digitales (DIC²⁹) se ha convertido en una herramienta popular para medir deformaciones debido a sus ventajas sobre los extensómetros convencionales. A diferencia de los extensómetros de contacto, el DIC permite realizar mediciones sin contacto, proporcionando información de campo completo sobre la distribución de deformaciones en la muestra. Esto es especialmente útil en ensayos de tracción, donde es común la aparición de concentraciones de esfuerzos que no pueden ser capturadas por un extensómetro convencional, que sólo mide el desplazamiento promedio entre dos puntos. El DIC permite obtener el **coeficiente de Poisson**, valor clave para introducir en un estudio FEA y también permite capturar deformaciones locales, lo cual es esencial para evaluar con precisión las propiedades mecánicas del material, particularmente cuando ocurren cambios en la geometría debido al inicio de la fractura (Yang et al., 2010).

29 - DIC, en inglés Digital Image Correlation. Es un método o técnica óptica que permite medir y visualizar en tiempo real las deformaciones y el movimiento de sistemas mecánicos. Con esto se puede visualizar zonas sometidas a esfuerzos y propensas a presentar propagación de grietas, entre otros.

Figura 5-109 Ejemplo de probeta ensayada usando DIC con RealPi2dDIC

Nota. Ejemplo de salida en RealPi2dDIC. a. Deformación transversal, b. Deformación longitudinal, c. La muestra se rompe en el punto donde la deformación es máxima. Reproducida de Output example En GitHub: RealPi2dDIC. (2022), (<https://github.com/utaresearch/RealPi2dDIC>).

5.10.2 Requerimientos de la norma

Para los casos más exigentes en cuanto a la elección de un extensómetro, **ASTM D638** menciona 2 tipos de clase de extensómetro. Para el cálculo del módulo de elasticidad, se requiere un extensómetro de **clase B-2**, y para la medición de extensiones bajas (debajo del 20%), se puede utilizar un extensómetro de **clase C**, que tiene una precisión menor.

Estos requisitos aseguran que las mediciones de deformación sean suficientemente precisas para determinar el comportamiento elástico de los materiales. Bajo estas 2 premisas se realiza la selección del sistema extensométrico.

La norma **ASTM D638** cita a otra norma, la **ASTM E83** la cual habla de las clasificaciones de tipos de extensómetros. Siendo el extensómetro **clase B-2** el más preciso, se harán los cálculos para ver que se requiere al aplicar un posible sistema DIC.

Tabla 5-8 Clasificación de extensómetros

ASTM E 83 – 02				
TABLE 1 Classification of Extensometer Systems				
Classification ^A	Relative Error of Gage Length (max %) (See 5.2)	Resolution not to Exceed the Greater of:		Error of Strain ^B not to Exceed the Greater of:
		Fixed Value (in./in. m/m)	% of Reading	
Class A	±0.1	0.00001	0.05	±0.00002
Class B-1	±0.25	0.00005	0.25	±0.0001
Class B-2	±0.5	0.0001	0.25	±0.0002
Class C	±1	0.0005	0.5	±0.001
Class D	±1	0.005	0.5	±0.01
Class E	±1	0.05	0.5	±0.1

^A Class A classification is very difficult to achieve at short (1 in. (25 mm) or less) gage lengths, so the commercial availability of an extensometer system that meets this requirement may be very limited or nonexistent.

^B The strain of an Extensometer System is the ratio of applied extension to the gage length.

Nota. Replicada de Table 1 – Classification of Extensometer System, de ASTM D82-02 - Standard Practice for Verification and Classification of Extensometer System, 2002. Pag. 4. Todos los derechos reservados.

Para que un extensómetro cumpla con la clasificación **Clase B-2** según la norma

ASTM E83-02, debe satisfacer los siguientes criterios:

1. **Error Relativo de la Longitud de medición (Gage Length):** No debe exceder un 0.5 % de error.

2. **Resolución Máxima Permitida³⁰:**

0.0001 [mm/mm] como valor fijo, ó 0.25 % de la lectura, (no debe exceder el mayor).

3. **Error Máximo de Elongación (Strain):**

Un error fijo de hasta 0.0002 [mm/mm], o un error relativo de hasta 0.5 % de la deformación registrada, (no debe exceder el mayor).

Estos valores establecen los límites de precisión y resolución que el extensómetro debe cumplir para clasificarse como **Clase B-2**. (ASTM International, 2002)

5.10.3 Ejemplo práctico con probeta tipo I

Parte vital de un sistema DIC es el sensor de la cámara que se encarga de capturar las imágenes digitales para su posterior post procesado, que darán los datos y valores del

30 - Este valor indica el mínimo cambio de longitud que el sistema debe ser capaz de detectar. En un sistema de imágenes, esto se traduce directamente en la cantidad de píxeles necesarios para cubrir la longitud de calibración de la probeta. Si los píxeles de la cámara no pueden resolver cambios tan pequeños como 0.005 [mm], se perderá precisión en la medición de la elongación.

ensayo. Para ver que resolución debe tener el sensor se hará un ejemplo práctico calculando la “**resolución máxima permitida**”. Para esto se usa como base a una probeta del **Tipo I**, que es la adecuada para calcular el módulo de elasticidad y para una deformación muy baja, del 1% que correspondería a nylon con fibra de carbono, por ejemplo.

Resolución Máxima Permitida

La resolución debe cumplir el límite mayor de un valor fijo de 0.0001 [mm]/[mm] ó el 0.25 % de la deformación registrada (el que sea mayor):

- **Valor fijo:** 0.0001 [mm]/[mm]. Para una longitud de medición de 50 [mm] (Probeta **Tipo I**), esto equivale a:

$$50[\text{mm}] \cdot 0,0001 \frac{[\text{mm}]}{[\text{mm}]} = 0,005[\text{mm}]$$

- **0.25 % de la deformación registrada:** Con una deformación del 1 %, esto equivaldría a:

$$0,01 \cdot 0,0025 = 0,000025 \frac{[\text{mm}]}{[\text{mm}]}$$

que en 50 [mm] representa un cambio de 0.00125 [mm].

Dado que 0.005 [mm] es mayor que 0.00125 [mm], **la resolución máxima permitida es hasta 0.005 [mm]**.

Esto significa que el sistema debe ser capaz de detectar cambios de longitud de hasta 0.005 [mm] en la zona de medición.

Para determinar cuántos píxeles necesita la cámara en esta área se hace lo siguiente.

1. **Se define el tamaño en mm que cada píxel debe cubrir:** Para cumplir con una resolución de 0.005 [mm], cada píxel debe capturar menos de 0.005 [mm] en la zona de gauge.

2. **Se calcula la cantidad mínima de píxeles** en la longitud de medición 50 [mm]:

$$\text{Píxeles requeridos} = \frac{\text{Longitud de medición}}{\text{Resolución máxima permitida}} = \frac{50[\text{mm}]}{0,005 \frac{[\text{mm}]}{[\text{pixel}]}} = 10.000[\text{píxeles}]$$

Por lo tanto, la cámara necesitaría al menos **10.000 píxeles a lo largo de la zona de gauge de 50 [mm]** para cumplir con la resolución de 0.005 [mm] requerida para un sistema de **Clase B-2**. Esto corresponde a una **resolución de 200 píxeles por milímetro** en la zona de gauge.

Ahora para cumplir con esta precisión utilizando un sistema DIC, se requiere calcular cuántos megapíxeles serían necesarios en la cámara. Se asume una cámara con una relación de aspecto de 1,333 en su sensor (4:3), y se orienta la cámara de manera que la longitud de 50 [mm] ocupe la totalidad de la “altura” de la imagen. La cantidad mínima de píxeles requerida en la otra dirección sería de aproximadamente $10.000 / 1,333 \approx 7.500$ píxeles. Por lo tanto, la resolución total necesaria sería de 10.000×7.500 píxeles, lo que equivale a aproximadamente **75 megapíxeles**. Esto indica que una cámara de al menos 75 [MP] sería suficiente para cumplir con los requisitos de precisión establecidos por la norma **ASTM E83** (para una deformación del 1% en la probeta).

5.10.4 Selección de la Cámara

La elección de una cámara de al menos 75[MP] tiene el propósito de garantizar una alta resolución que permita medir la deformación³¹ con gran precisión, incluso en zonas donde se presenten concentraciones de esfuerzos. Esta resolución asegura una densidad adecuada de píxeles por área de interés, cumpliendo con los requisitos de la norma **ASTM D638** para el cálculo del módulo de elasticidad y la medición precisa de la deformación. La alta cantidad de megapíxeles también permite reducir la influencia del ruido en las

31 - Se debe asegurar que el sensor y la óptica cubran no solo los 50 [mm] iniciales, sino esos milímetros extra de estiramiento sin salirse del FOV de la cámara.

mediciones, lo cual es especialmente importante al realizar ensayos donde se requiere alta sensibilidad para detectar pequeñas variaciones en la deformación.

Se propone entonces una cámara de **108[MP]** de la marca **Arducam**. Esta tiene una resolución de 12.000 x 9.000 [píxeles]. Se orienta la cámara de manera que la longitud de 50 [mm] ocupe la totalidad de los 12.000 [píxeles] a lo largo (Ver **Figura 5-113**).

Esto daría una resolución de $50 \text{ [mm]} / 12.000 \text{ [píxeles]} = 0,00417 \text{ [mm/píxel]}$. Esta resolución permite detectar cambios de hasta 0,00417 [mm], lo cual es significativamente mejor que el error máximo permitido de 0,005 [mm] para un extensómetro de **clase B-2**.

Figura 5-110 Sensor de cámara Arducam 108MP

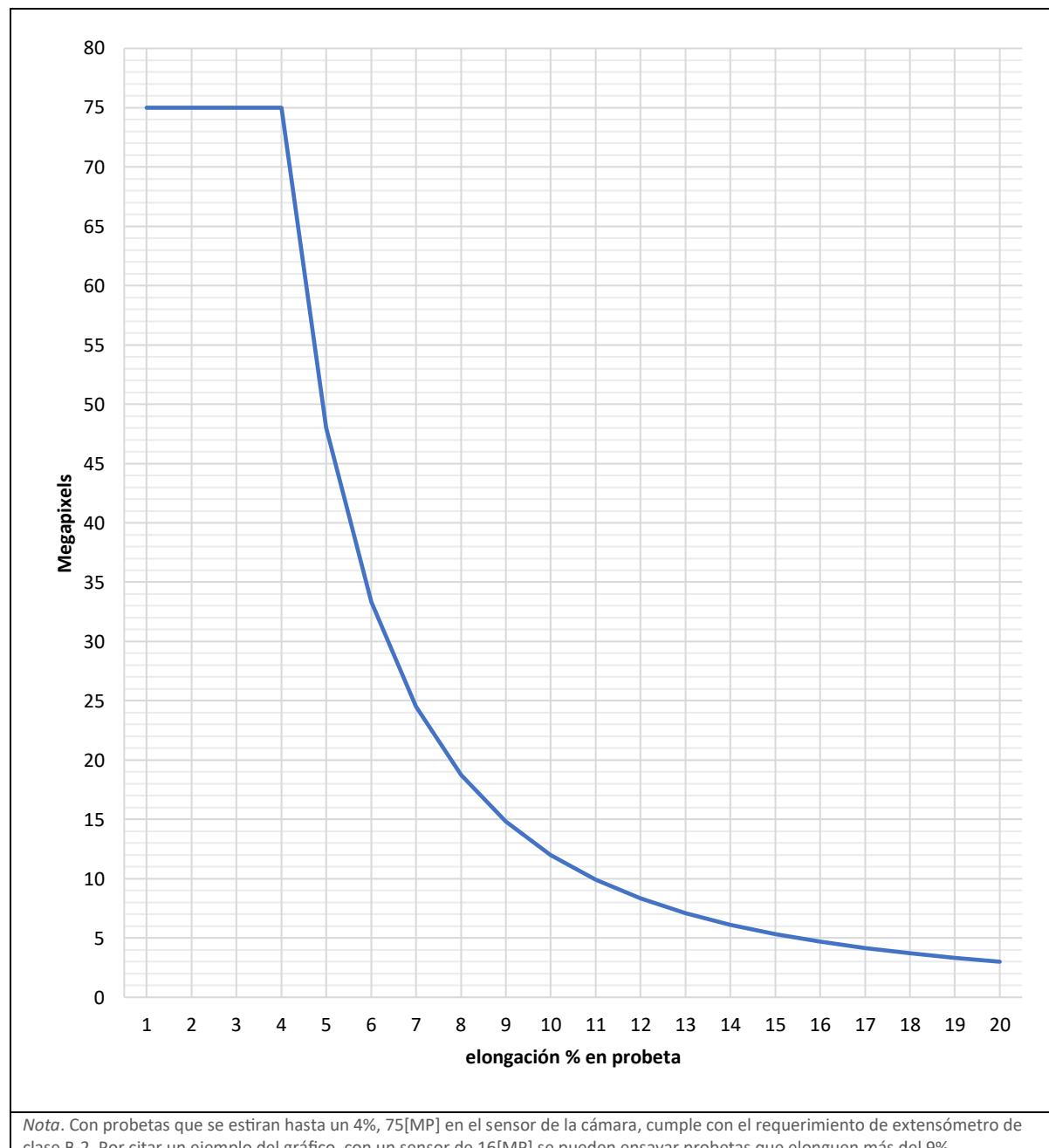
The diagram features a large yellow title 'ULTRA HIGH RESOLUTION' at the top. Below it is a stylized representation of a sensor chip with a diamond shape divided into four quadrants of different colors (pink, blue, purple, yellow). The text '108MP' is written vertically in the center of the diamond. To the right of the chip, there is a vertical list of benefits: 'Simplified system design', 'Decreased overall cost', 'Improved efficiency', and 'Lower maintenance cost & better longevity'. The ArduCam logo is at the bottom left.

Nota. Tamaño del sensor de 1/1,5"; FPS de 1,3; lente fijo de con ángulo de visión de 82° diagonal (70° horizontal); enfoque desde 80[mm]. Reproducida de 108MP USB 3.0 Camera Evaluation Kit de Arducam. (21 de julio de 2022). (<https://www.arducam.com/ultra-high-res-usb-3-camera-embeded-vision-iot-applications>). Todos los derechos reservados.

5.10.5 MP requeridos según la elongación de la probeta

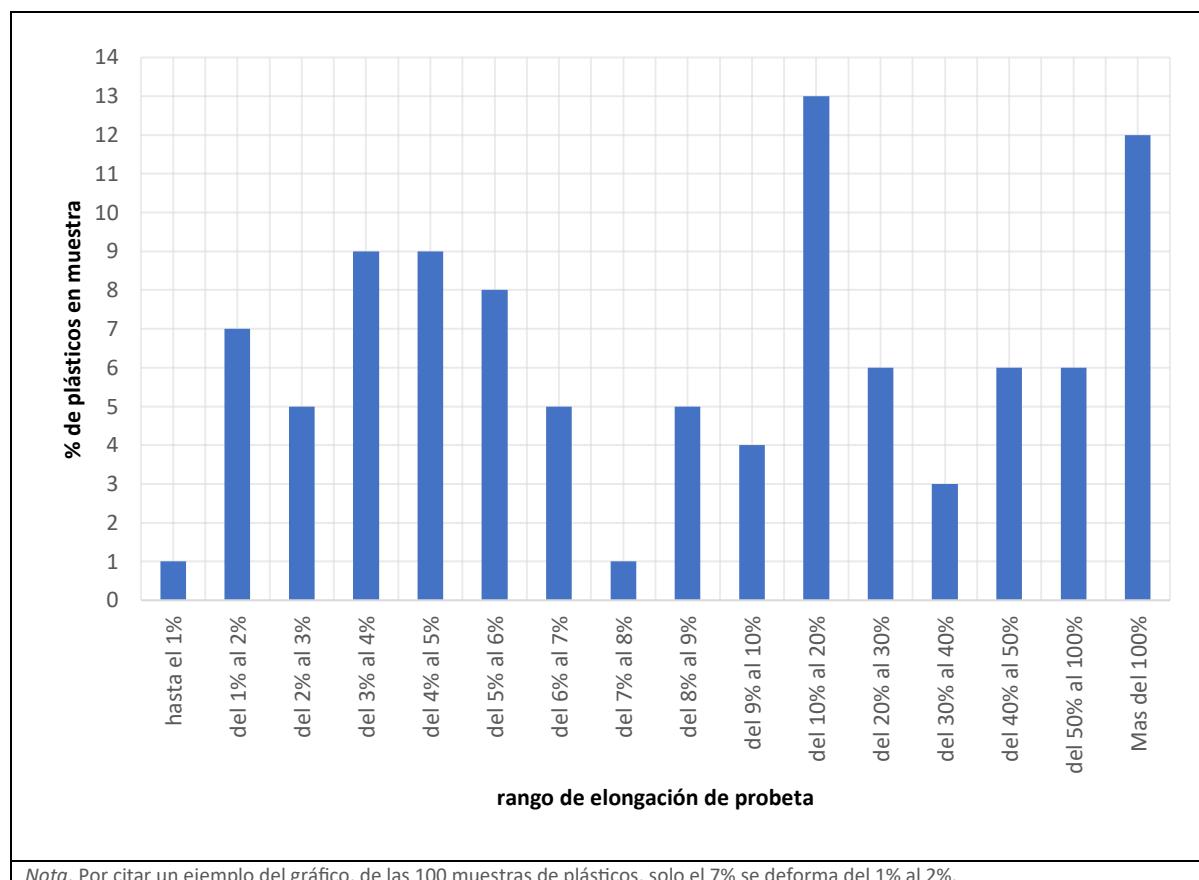
Si bien se calculó que para cumplir con el caso más exigente se requiere de una cámara de al menos 75[MP], para plásticos que se deformen más del 4% ya el requerimiento disminuye (ver **Figura 5-111**).

Figura 5-111 MP requeridos en la cámara por elongación en probeta %



Revisando la tabla con la muestra de 100 plásticos relevados en el [ANEXO B](#) –

[Muestra de plásticos \(tabla y gráficas\)](#), se puede estimar cual sería el uso efectivo de MP de la cámara según las deformaciones.

Figura 5-112 Elongación [%] en muestra de probetas

Nota. Por citar un ejemplo del gráfico, de las 100 muestras de plásticos, solo el 7% se deforma del 1% al 2%.

En la [Figura 5-112](#) se observa que solo el 1% de la muestra de 100 plásticos, se deforma un hasta un 1% y que la mayoría de las muestras se deforman más en el rango de 4% a 20% de elongación (45% de las muestras). También se ve que el 22% de las muestras va a requerir de una cámara de 75[MP] (<4% de elongación), del 78% restante (>4% de elongación) se pueden deducir los MP requeridos según la [Figura 5-111](#).

5.10.6 Propuesta del uso de DIC con Raspberry Pi y cámara de Arducam de 108MP

La Raspberry Pi³², junto con la cámara de 108[MP], ofrece una solución accesible y de bajo costo en comparación con sistemas DIC comerciales. Esta plataforma permite la

32 - Una Raspberry Pi es una microcomputadora de bajo costo y tamaño reducido, desarrollada por la Fundación Raspberry Pi en el Reino Unido. Originalmente diseñada para enseñar informática básica y promover el aprendizaje de programación, se ha vuelto popular en proyectos de electrónica, robótica, e Internet de las cosas (IoT) debido a su versatilidad. A pesar de su tamaño compacto, incluye puertos USB, HDMI, y GPIO, lo que permite conectarla a diversos dispositivos y sensores.

adquisición y el procesamiento de imágenes de manera autónoma, lo cual facilita el desarrollo de un sistema portátil que puede ser utilizado tanto en el laboratorio como en el campo. La combinación de una Raspberry Pi con una cámara de alta resolución permite obtener mediciones precisas de la distribución de deformación sin necesidad de equipos costosos y complejos, ofreciendo una solución eficiente para proyectos como este (Das et al., 2021).

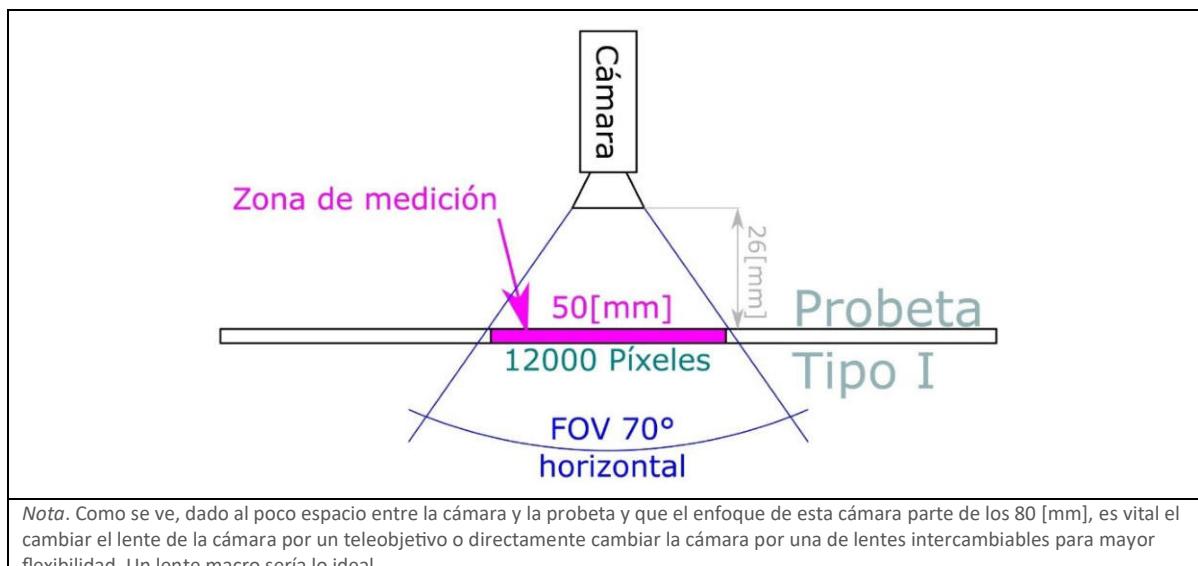
De la mano del hardware propuesto, se elige la opción de software RealPI2dDIC, el cual es una aplicación open source para DIC aplicado a máquinas de tracción.

5.10.7 Alternativas de hardware

Como todo proyecto open source también se permite el uso de otro tipo de hardware, ya sea de la cámara como de la computadora que es la encargada de realizar los cálculos y mostrar la información.

5.10.7.1 Cámara

En cuanto a la cámara Arducam 108MP, puede presentar la desventaja de presentar una focal fija, con lo cual se limita la distancia que se puede colocar la cámara respecto a la probeta, al ser de 70° en la horizontal (en este caso vertical para aprovechar los 12000 píxeles) esta cámara debería estar muy cerca y además no se podría enfocar el objetivo a tan poca distancia. Para este caso **se debe** modificar la óptica de esta, retirando el lente original y adaptando otro lente de focal fija o variable, siempre respetando el foco del sensor y teniendo en cuenta que sea una óptica de alta calidad para garantizar la nitidez de los 108[MP] y preferentemente que sea una lente macro (enfoque a poca distancia). Esta puede ser de montura M12, C, o incluso lente para sensores de 35[mm], siempre evaluando la conveniencia de la distancia que tendrá la cámara respecto a la probeta.

Figura 5-113 Distancia de la cámara a la probeta para Arducam de 108MP (fuera de foco)

Otras opciones a la Arducam 108[MP] podrían ser cualquier cámara que parta de los 5[MP], ya que se ha demostrado en varios estudios (donde se usaron cámaras de 5[MP] o más) que, gracias a los algoritmos de procesamiento de imagen, se logran resultados comparables a extensómetros convencionales. Por ejemplo Reu et al., (2018) sugiere algunas recomendaciones para la selección de cámaras para realizar correlación de imágenes digitales (DIC), tomando en cuenta aspectos como el ruido y la resolución de la cámara. Se mencionan varias cámaras de visión artificial, y se presentan sus niveles de ruido estándar medidos experimentalmente con un patrón de speckle³³ estacionario. Este ruido se describe en términos de desviación estándar y porcentaje de ruido, proporcionando una referencia para evaluar la idoneidad de distintas cámaras en la aplicación DIC.

Además, se describe el uso de una cámara de alta resolución de 16 [MP] en un enfoque de "super-resolución" para imágenes experimentales. Este método permite realizar desplazamientos subpixel de manera precisa, lo cual es crucial para obtener datos

33 - El speckle es un patrón aleatorio de puntos o manchas aplicado a la superficie de un material para ser analizado mediante técnicas de DIC. Este patrón actúa como referencia visual, permitiendo que el software de DIC rastree los desplazamientos de los puntos en las imágenes capturadas antes y después de la deformación. La calidad y distribución uniforme del speckle son fundamentales para garantizar la precisión y resolución del análisis de deformaciones.

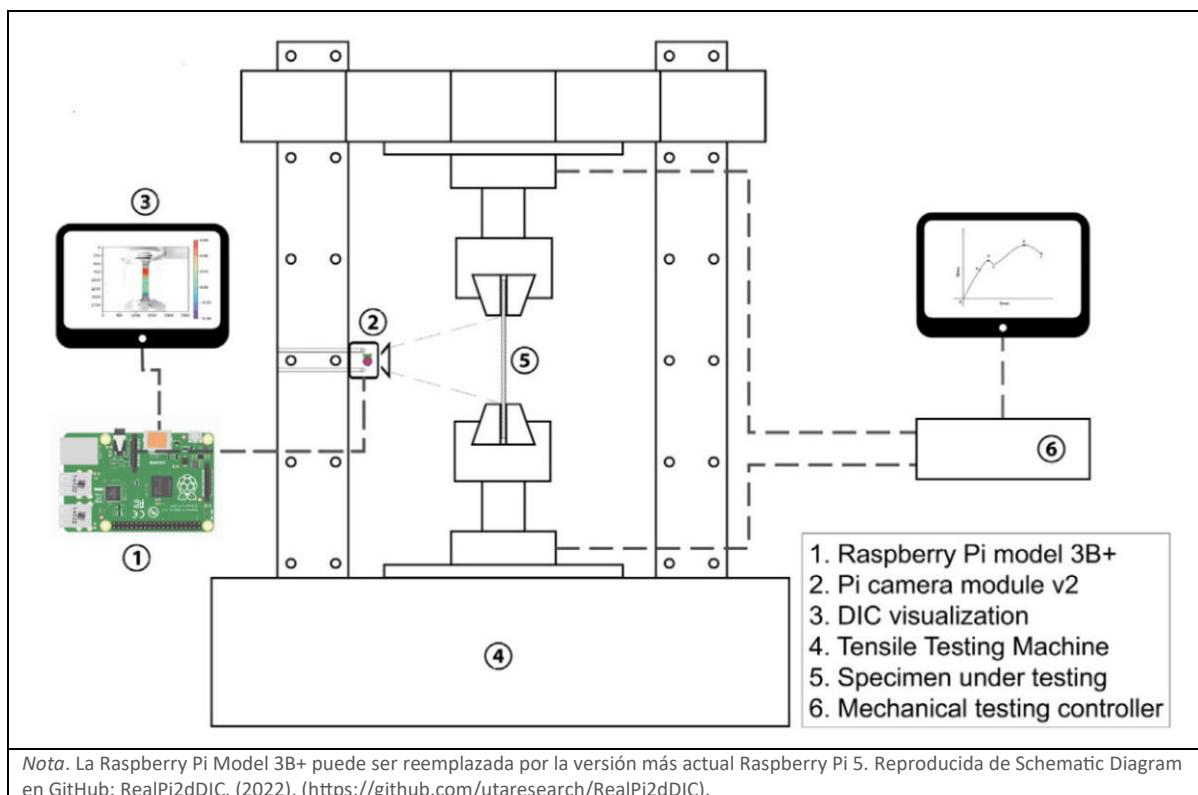
detallados en DIC. Se aplican técnicas de binning³⁴ para reducir el ruido, lo que hace que este enfoque sea adecuado para condiciones de mucho ruido.

De igual forma Das et al., (2021) propone el uso de una Raspberry Pi camera v2 de 8[MP] como una solución de bajo costo para realizar DIC en aplicaciones experimentales in situ.

5.10.7.2 Computadora

Varios proyectos open source como RealPi2dDIC al correr en lenguaje Python, pueden ser ejecutados con otro tipos de hardware como Nvidia Jetson, Intel NUC, etc. (Das et al., 2021)

Figura 5-114 Diagrama esquemático del sistema máquina de tracción con RealPi2dDIC



5.10.8 Software para DIC y proyectos open source

Además de RealPi2dDIC existen otra variedad de proyectos open source para aplicar en el uso de DIC.

34 - El binning es una técnica utilizada en sensores de cámaras para combinar los valores de intensidad de luz capturados por múltiples píxeles en un único píxel virtual

Das et al., (2021) comenta que el software DIC comercial como VIC-2D, GOM Correlate, LaVision StrainMaster (incluyendo su propio sistema de imagen), MatchID-2D, y software de código abierto como nCorr, ALDIC, DICe, Py2DIC, pydic, μ DIC, YADIC, Ufreckles ya están disponibles para su uso. Pero el software de código abierto es el más preferido en el ámbito académico, ya que permite mayor flexibilidad para realizar modificaciones. Sin embargo, excepto Py2DIC y μ DIC, los otros códigos dependen de software comercial o están formulados como scripts con documentación muy limitada.

Sabiendo esto se reafirma el uso como candidato de sistema DIC a **RealPi2dDIC**, aunque **μ DIC** podría ser otra alternativa válida.

5.10.8.1 RealPi2dDIC

RealPi2dDIC es un software desarrollado para realizar correlación de imágenes utilizando una Raspberry Pi y una cámara compatible. Esta herramienta destaca por su simplicidad y bajo costo, y es un ejemplo claro de cómo el DIC puede ser implementado sin la necesidad de sistemas costosos. RealPi2dDIC permite a los usuarios obtener mediciones de campo completo durante los ensayos de tracción, siendo especialmente útil para aplicaciones donde la portabilidad y la facilidad de uso son factores clave.

5.10.8.2 μ DIC

μ DIC es un toolkit desarrollado por la Universidad Noruega de Ciencia y Tecnología (NTNU). Este toolkit permite realizar análisis DIC completos, incluyendo la generación de imágenes de speckle sintéticas y el modelado de deformaciones. μ DIC ofrece una alternativa flexible y de código abierto y con la posibilidad de usar su API para integrarse a otros sistemas, con esto se facilita la realización de experimentos virtuales y evaluación de resultados, lo cual es ideal para entornos educativos o experimentales donde se busca minimizar los costos.

5.10.8.3 Herramientas para DIC

Es bueno seguir las buenas prácticas para DIC, como sugiere Das et al., (2021b) de una buena iluminación en la probeta para garantizar buen contraste en la imagen, estabilización de la cámara y como menciona Kramer et al., (2017) el aplicar a la probeta un buen patrón granulado (speckle) para mejorar el análisis de imagen por parte del software DIC.

En este sentido también es interesante tener en cuenta para posibles desarrollos o comparativas a DIC Challenge³⁵.

5.10.9 Conclusión

El uso de un sistema de correlación de imágenes digitales con una cámara de 108[MP], una Raspberry Pi y RealPi2dDIC como software, ofrece una alternativa precisa, flexible y de bajo costo para realizar ensayos de tracción conforme a la norma **ASTM D638**. Este sistema es adaptable y accesible para una amplia variedad de aplicaciones, desde proyectos educativos hasta investigaciones científicas, haciendo de esta una solución ideal para laboratorios con recursos limitados o para quienes buscan una alternativa innovadora y eficiente a los sistemas comerciales.

35 - El "DIC Challenge" es una iniciativa organizada por la Society for Experimental Mechanics (SEM) que proporciona un conjunto de imágenes de prueba para evaluar la precisión y resolución de diferentes herramientas DIC open-source y así asegurar que los resultados cumplan con los estándares necesarios en aplicaciones de ingeniería.

5.11 Controlador del motor paso a paso

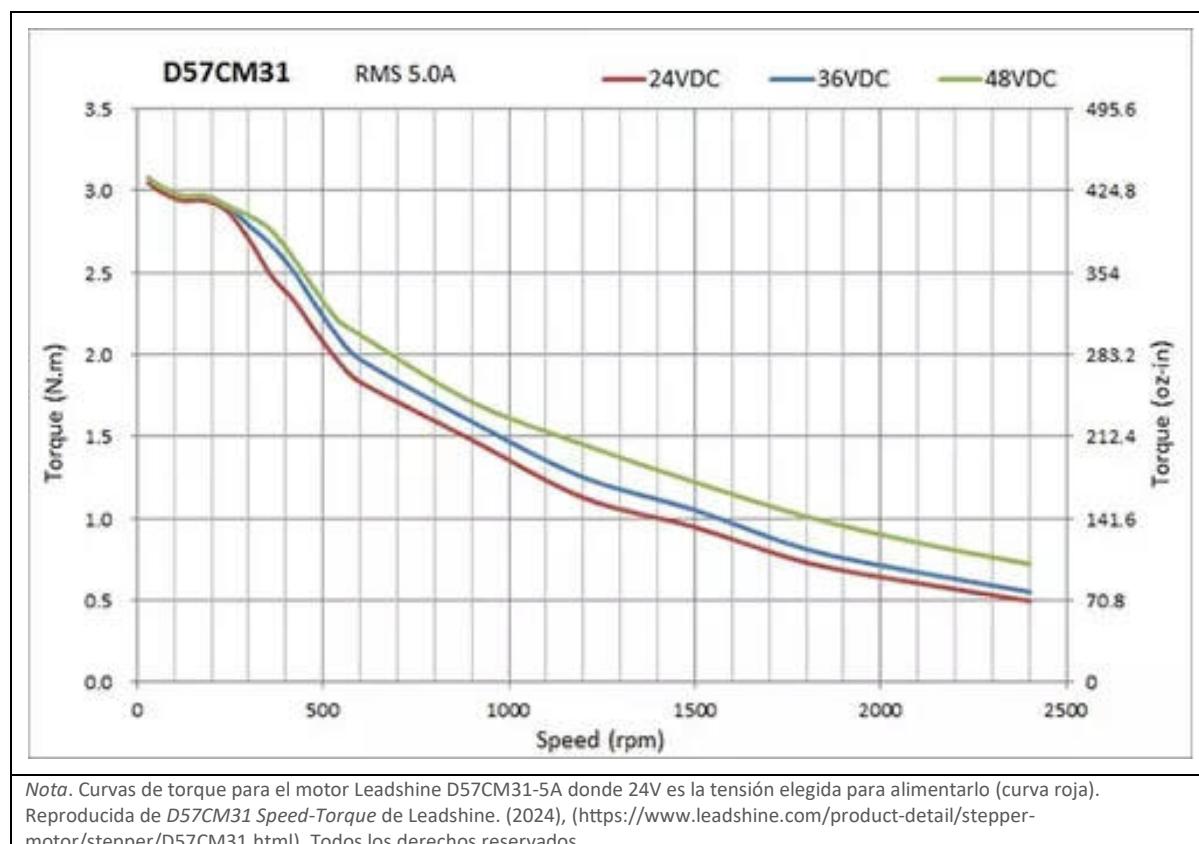
Para seleccionar el controlador del motor paso a paso, primero se debe saber cuál es el motor que se requiere controlar. En la [sección 5.2.2 “Diseño propuesto de la caja reductora”](#), se vio que el motor elegido fue finalmente un NEMA 23 de 5A.

Figura 5-115 Motor Paso a Paso NEMA 23



Nota. Motor Leadshine D57CM31-5A, de ángulo de paso 1.8°, Torque máximo 3,1[Nm] Reproducida de D57CM31 en Leadshine. (2024), (<https://www.leadshine.com/product-detail/stepper-motor/stepper/D57CM31.html>). Todos los derechos reservados.

Figura 5-116 Curva de torques para motor D57CM31-5A



Un controlador que se alinea a los requerimientos para este motor es el Leadshine

DM542E de 4.2A.

Figura 5-117 Controlador de motor paso a paso DM542E



5.11.1 Justificación de la elección del controlador DM542E para el motor

D57CM31

5.11.1.1 Compatibilidad de corriente y voltaje

El DM542E es compatible con una gama de motores paso a paso, incluidos los NEMA 17, 23 y 24, el **D57CM31** por ejemplo es NEMA 23. Este controlador ofrece una corriente ajustable de hasta 4,2 A, con lo que el motor seleccionado de 5A estaría apto para aprovechar a este controlador entregando su máxima corriente para un torque máximo.

El controlador permite un rango de voltaje de 24 a 48 VDC, asegurando que el motor D57CM31 pueda aprovechar los 48V de tensión (del cual es apto), sin embargo, en este proyecto se opta por utilizar 24V, ya que es un estándar en la industria y además las fuentes de poder son más económicas que una de 48V.

5.11.1.2 Micro-pasos y suavidad de operación

El DM542E permite configurar hasta 25600 micro-pasos mediante interruptores DIP, lo que proporciona un control muy fino de la posición y permite movimientos suaves y precisos. Esto es clave en ensayos de tracción, donde se requiere realizar desplazamientos muy pequeños a ritmo constante.

Esta capacidad de micro-pasos reduce el "salto" en el arranque y minimiza la resonancia del motor, factores que pueden afectar la precisión de los resultados en aplicaciones como esta máquina.

5.11.1.3 Protección y características avanzadas

Este controlador cuenta con funciones de protección contra sobrevoltaje y sobre corriente, lo que garantiza una operación segura y confiable en entornos de laboratorio.

La función de reducción automática de corriente en reposo ayuda a reducir el calentamiento, prolongando la vida útil del motor y el controlador.

5.11.1.4 Conclusión

La elección del controlador **DM542E** para el motor **D57CM31** se justifica por su compatibilidad eléctrica, la precisión en el control de micro-pasos y las funciones de protección, las cuales garantizan el cumplimiento de los requisitos de precisión propios de un ensayo de tracción. Este controlador incorpora, además, la posibilidad de frenar el motor en estado de reposo, aunque la máquina ya cuenta con un tornillo de potencia que impide el desplazamiento indeseado por el mismo peso de la cruceta móvil.

En comparación con un H-Bridge³⁶ por ejemplo, el DM542E ofrece un control superior y una operación más estable, factores esenciales en aplicaciones de ensayos de tracción.

Por otro lado, se verificó durante la construcción de la caja reductora ([sección 5.2.4.5](#)) que la corriente de **4,2 A** es suficiente para alcanzar el torque requerido. Sin embargo, en caso de necesitar aprovechar la capacidad máxima **del motor**, podría optarse por un controlador de mayor corriente, por ejemplo, de **5 A**.

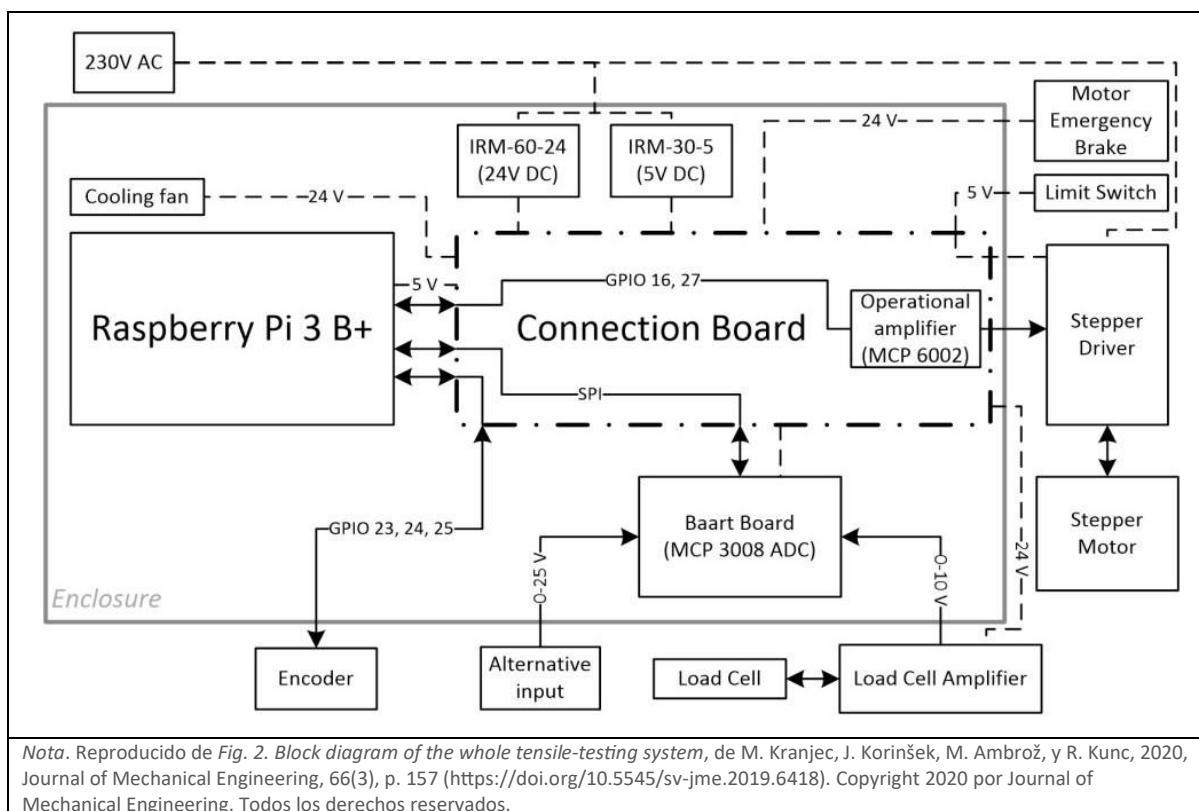
36 - Un H-Bridge es un circuito que permite cambiar la dirección de corriente en un motor DC, controlando su giro hacia adelante o atrás. Para motores paso a paso, se pueden usar múltiples H-Bridges para controlar cada fase del motor, especialmente en motores bipolares, donde es necesario invertir la corriente en cada bobina en una secuencia precisa. Esta configuración se integra frecuentemente en controladores de motores paso a paso, facilitando su control bidireccional y en pasos.

5.12 Electrónica de control

La electrónica de control es la encargada de comandar todas las acciones que el procedimiento de ensayo de tracción requiera, esto sería, subir y bajar la cruceta móvil, ya sea para acomodar la probeta entre las mordazas o para realizar y registrar el ensayo de tracción. Además, será la que interviene en el registro o interacción entre el operador y la máquina (HMI³⁷).

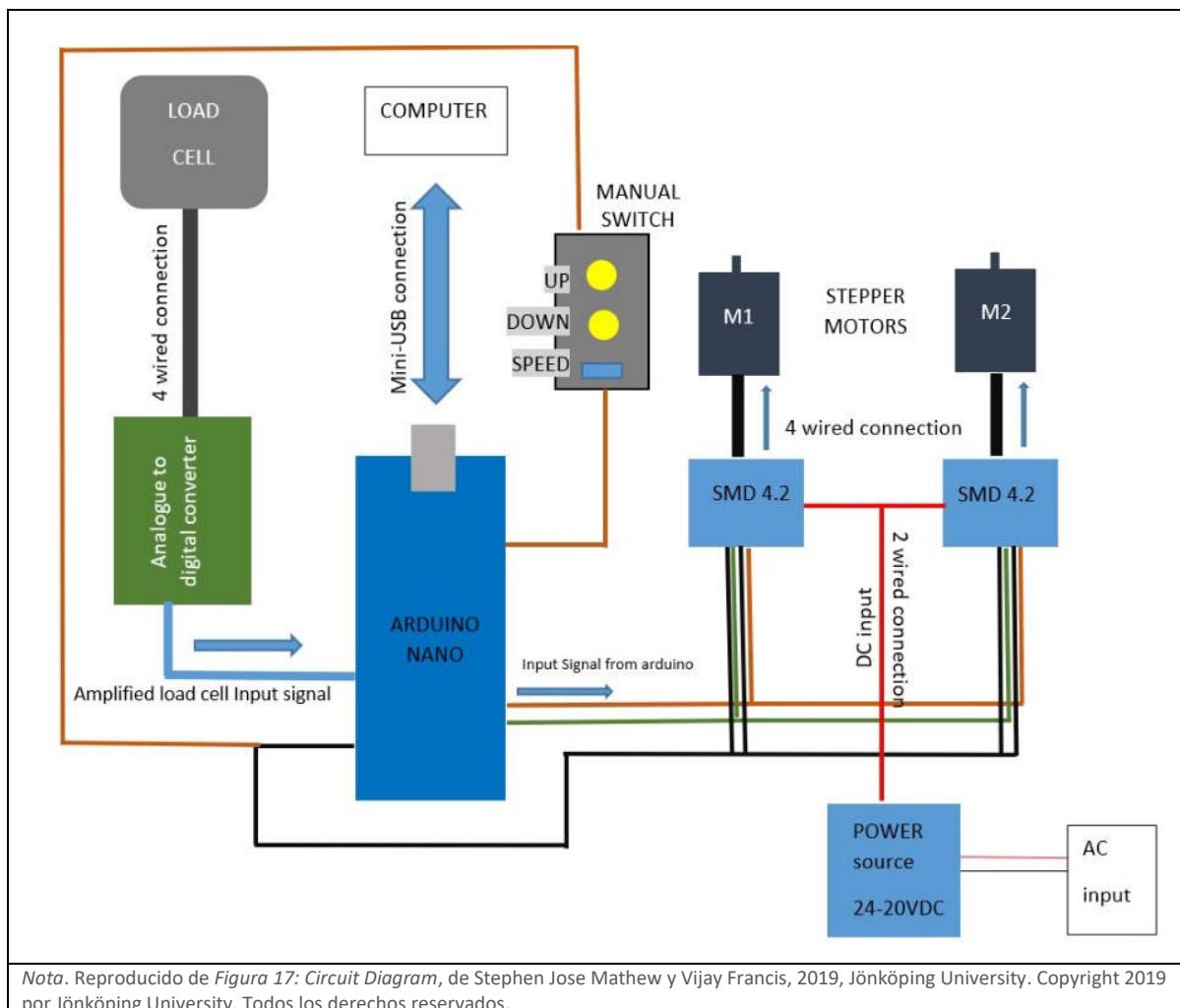
Si bien se puede optar por soluciones completas como la de Kranjec et al., (2020), o sacar algunas ideas de Mathew & Francis, (2019), por citar algunos, se seguirá con una opción más acorde en base a los componentes ya elegidos para la máquina.

Figura 5-118 - Sistema de control open source para una máquina de ensayo de tracción



37 - HMI (Human-Machine Interface): Interfaz Hombre-Máquina que permite la interacción entre un operador y un sistema, usualmente a través de dispositivos como pantallas táctiles, botones, o software especializado para controlar y supervisar procesos.

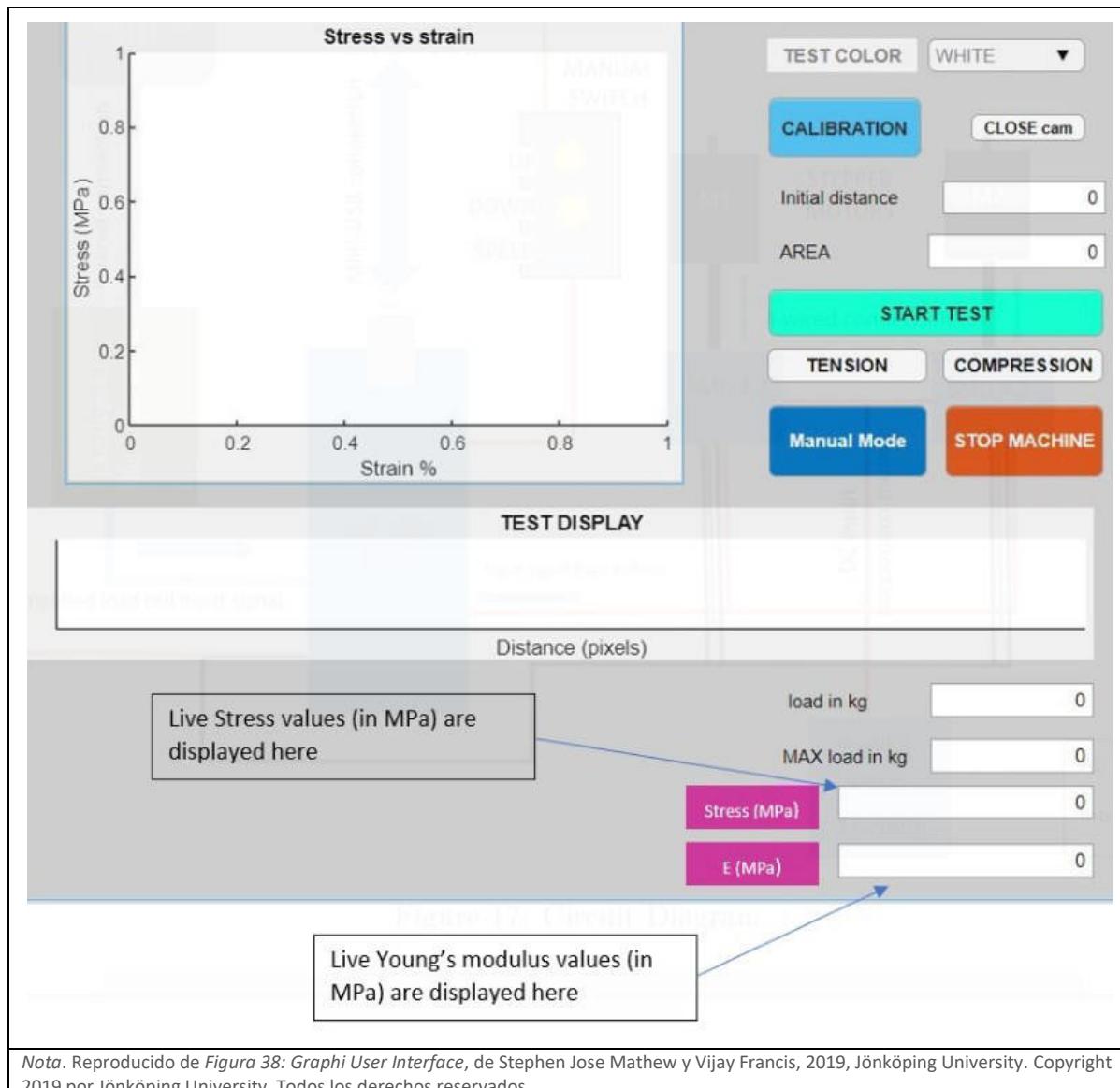
Figura 5-119 Circuito de una máquina de ensayo de tracción “de una tesis de mecánica”



5.12.1 Electrónica propuesta

La electrónica de control se va a dividir en 2 partes, la primera es la que va a estar conectada directamente con los componentes electrónicos, (motor paso a paso, celda de carga, interruptores, etc.), esto va a ser un microcontrolador como un **Arduino Uno** y por otro lado conectado a través de un lazo de comunicación como puede ser un protocolo i2c o un **puerto serie** (USB), un computador como puede ser una **Raspberry Pi**, que va a procesar la información proveniente del microcontrolador y enviar ejecución de funciones hacia el microcontrolador para hacer ciertas tareas. Esta última también va a ser la encargada de presentar una **GUI** que pueda plasmar las necesidades que requiere el control de la máquina tanto para ejecutar como para registrar los ensayos de tracción.

Figura 5-120 Interfase de usuario “de una tesis de mecánica”



La electrónica propuesta se puede ver en la [Figura 5-121](#) donde se esquematiza el conexionado de todos los componentes. Luego en la [Tabla 5-9](#) se tiene el conexionado en detalle en base a los bornes de cada dispositivo.

Para más información ver los planos eléctricos del [ANEXO E](#).

Figura 5-121 Esquema de conexionado para la máquina propuesta – sistema de control

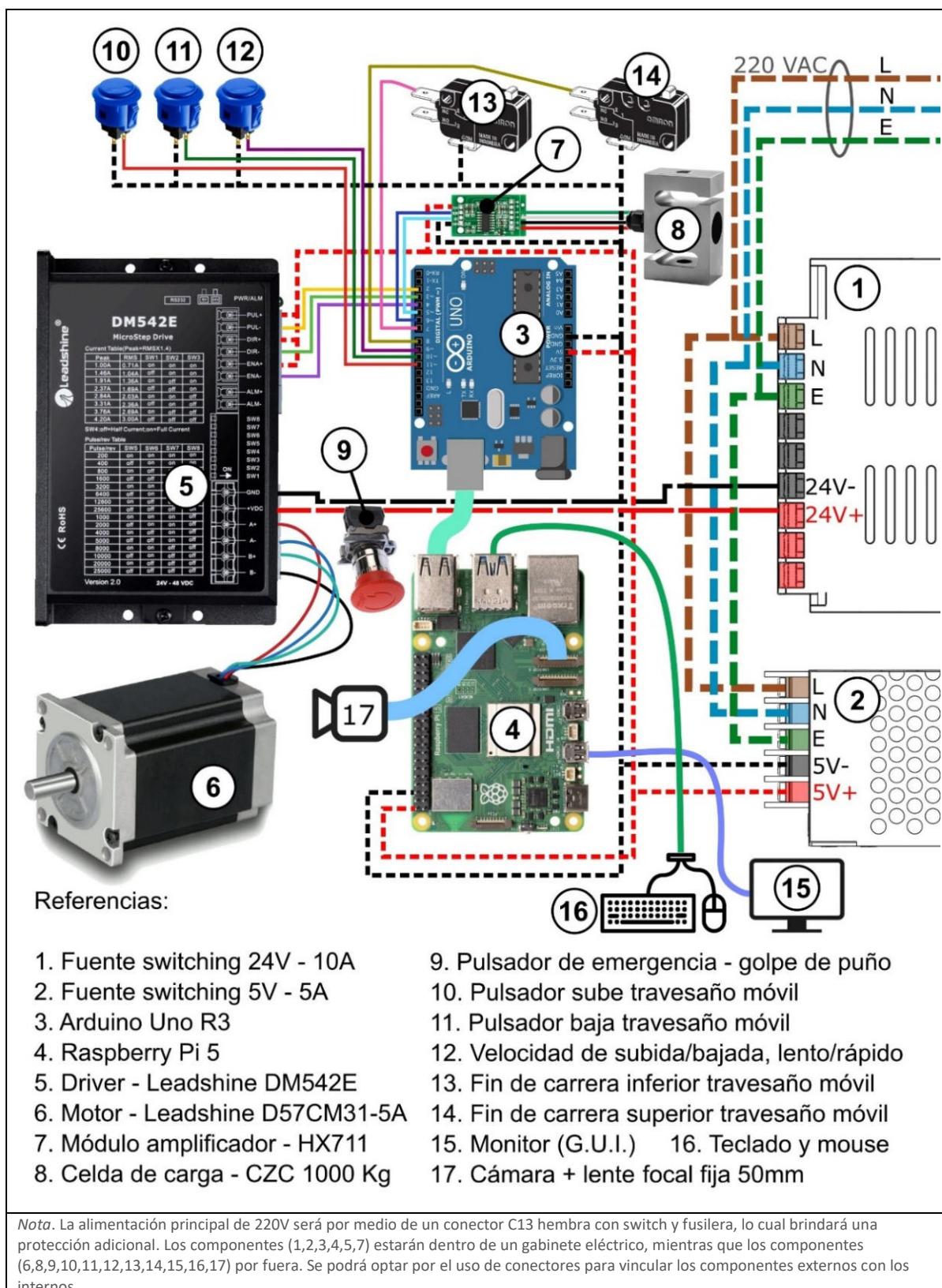


Tabla 5-9 Conexión entre componentes

Dispositivo A			Dispositivo B		
ID.	Nombre	Borne	ID.	Nombre	Borne
3	Arduino Uno R3	5V+	2	Fuente 5V - 5A	5V+
3	Arduino Uno R3	GND	2	Fuente 5V - 5A	5V-
3	Arduino Uno R3	Puerto USB - Type B	4	Raspberry Pi 5	Puerto USB - Type A
4	Raspberry Pi 5	5V+	2	Fuente 5V - 5A	5V+
4	Raspberry Pi 5	GND	2	Fuente 5V - 5A	5V-
5	Drive - Leadshine DM542E	VDC +	9	Pulsador de emergencia	1 (NC)
9	Pulsador de emergencia	2 (NC)	1	Fuente 24V - 10A	24V+
5	Drive - Leadshine DM542E	GND	1	Fuente 24V - 10A	24V-
5	Drive - Leadshine DM542E	A+	6	Motor PP D57CM31-5A	Cable Rojo
5	Drive - Leadshine DM542E	A-	6	Motor PP D57CM31-5A	Cable Azul
5	Drive - Leadshine DM542E	B+	6	Motor PP D57CM31-5A	Cable Verde
5	Drive - Leadshine DM542E	B-	6	Motor PP D57CM31-5A	Cable Negro
5	Drive - Leadshine DM542E	PUL +	2	Fuente 5V - 5A	5V+
5	Drive - Leadshine DM542E	PUL -	3	Arduino Uno R3	2
5	Drive - Leadshine DM542E	DIR +	2	Fuente 5V - 5A	5V+
5	Drive - Leadshine DM542E	DIR -	3	Arduino Uno R3	3
5	Drive - Leadshine DM542E	ENA +	2	Fuente 5V - 5A	5V+
5	Drive - Leadshine DM542E	ENA -	3	Arduino Uno R3	4
7	Módulo Amplificador HX711	VCC	2	Fuente 5V - 5A	5V+
7	Módulo Amplificador HX711	GND	2	Fuente 5V - 5A	5V-
7	Módulo Amplificador HX711	DT	3	Arduino Uno R3	5
7	Módulo Amplificador HX711	SCK	3	Arduino Uno R3	6
7	Módulo Amplificador HX711	E+	8	Celda de Carga	Cable Rojo
7	Módulo Amplificador HX711	E-	8	Celda de Carga	Cable Negro
7	Módulo Amplificador HX711	A-	8	Celda de Carga	Cable Blanco
7	Módulo Amplificador HX711	A+	8	Celda de Carga	Cable Verde
10	Pulsador Sube Travesaño Móvil	3 (NA)	2	Fuente 5V - 5A	5V-
10	Pulsador Sube Travesaño Móvil	4 (NA)	3	Arduino Uno R3	11
11	Pulsador Baja Travesaño Móvil	3 (NA)	2	Fuente 5V - 5A	5V-
11	Pulsador Baja Travesaño Móvil	4 (NA)	3	Arduino Uno R3	10
12	Velocidad Subida / Bajada	3 (NA)	2	Fuente 5V - 5A	5V-
12	Velocidad Subida / Bajada	4 (NA)	3	Arduino Uno R3	9
13	Fin de Carrera Inferior Travesaño	3 (NA)	2	Fuente 5V - 5A	5V-
13	Fin de Carrera Inferior Travesaño	4 (NA)	3	Arduino Uno R3	8
14	Fin de Carrera Superior Travesaño	3 (NA)	2	Fuente 5V - 5A	5V-
14	Fin de Carrera Superior Travesaño	4 (NA)	3	Arduino Uno R3	7
15	Monitor	220V	0	220V	
15	Monitor	HDMI	3	Raspberry Pi 5	Puerto Micro HDMI
16	Teclado y Mouse	Cable USB - Type A	3	Raspberry Pi 5	Puerto USB - Type A

Por otro lado, el microcontrolador deberá tener la capacidad de al menos realizar las siguientes operaciones sin depender de la GUI de la Raspberry Pi, ya sea por cuestiones de practicidad o fácil acceso como de seguridad (**parada de emergencia**).

5.12.2 Controles de mandos

Estos serán físicos y estarán conectados al microcontrolador y la parada de emergencia³⁸ en serie de los 24V+ como se ve en la [Figura 5-121](#).

Sacados de la Especificación de requerimientos (3.2.1 Requerimientos funcionales generales)

1. Fin de carrera inferior y superior
2. Parada de emergencia física
3. Botones manuales de operación:
 - Sube cruceta móvil
 - Baja cruceta móvil
 - Varía velocidad de la cruceta móvil (lento / rápido)

Aunque en el esquema eléctrico no figure, es recomendable la instalación de un ventilador de 24 V para refrigerar el controlador del motor, ya que ante un uso intensivo puede levantar hasta 65°C.

La Raspberry pi será la encargada de procesar y registrar los datos que provienen tanto del sistema DIC como de la celda de carga (datos de los cuales primero pasan por el microcontrolador), y por medio de un software presentar en una pantalla la G.U.I. Esta se recomienda este programada en Python dado a la gran cantidad de librerías disponibles y compatibles con los componentes ya seleccionados, además de ser el lenguaje de programación más usado en estos ámbitos académicos y laboratorios, como se vio en citas previas.

38 - Se aconseja también conectar el golpe de puño al microcontrolador, para que registre su estado y actúe en consecuencia.

5.13 Diseño de la lógica de programación

Si bien depende del sistema que se quiera utilizar para la lógica y la GUI, se listaran las principales funciones necesarias para una UTM.

5.13.1 Funciones

5.13.1.1 Posicionamiento y precarga

Esto se puede realizar tanto desde la GUI como desde los botones físicos de la máquina.

- Subir y bajar la cruceta móvil para posicionamiento de la probeta en las mordazas y para efectuar una precarga.
- Variar la velocidad de subida y bajada de la cruceta móvil, esto es 2 velocidades, lenta y rápida.

5.13.1.2 Funciones de ensayo de tracción – entrada de datos

Estos parámetros se introducirán solo desde la GUI.

- Selección del tipo de probeta a ensayar.
- Campo para introducir las dimensiones de la probeta (sección).
- Campo para introducir el tipo de material a ensayar
- Selección de la velocidad del ensayo de tracción
- Campo para introducir el nombre del ensayo

5.13.1.3 Funciones de ensayo de tracción

Estas funciones estarán solo disponibles en la GUI.

- Ejecutar ensayo de tracción
- Mostrar en pantalla la zona de medición de la probeta
- Mostar en pantalla el valor actual de la tensión registrada por la celda de carga
- Mostrar en pantalla el gráfico de tensiones - deformaciones.

5.13.1.4 Funciones de calibración

Esta función estará solo disponible desde la GUI.

- Ejecuta rutina para calibración de la celda de carga.
- Mostrar en pantalla el valor seteado para calibración (celda de carga patrón).
- Mostrar en pantalla el valor actual de la celda de carga de la máquina.

5.13.1.5 Selección del tipo de método DIC a utilizar

Esta función estará solo disponible desde la GUI.

- Variación de contraste de la cámara
- Selección de la resolución de la cámara
- Mostrar en pantalla la zona de medición de la probeta, en ensayo mostrar desplazamientos con gradientes de colores.

5.13.1.6 Paradas de emergencia

Estas funciones estarán tanto físicamente como desde la GUI.

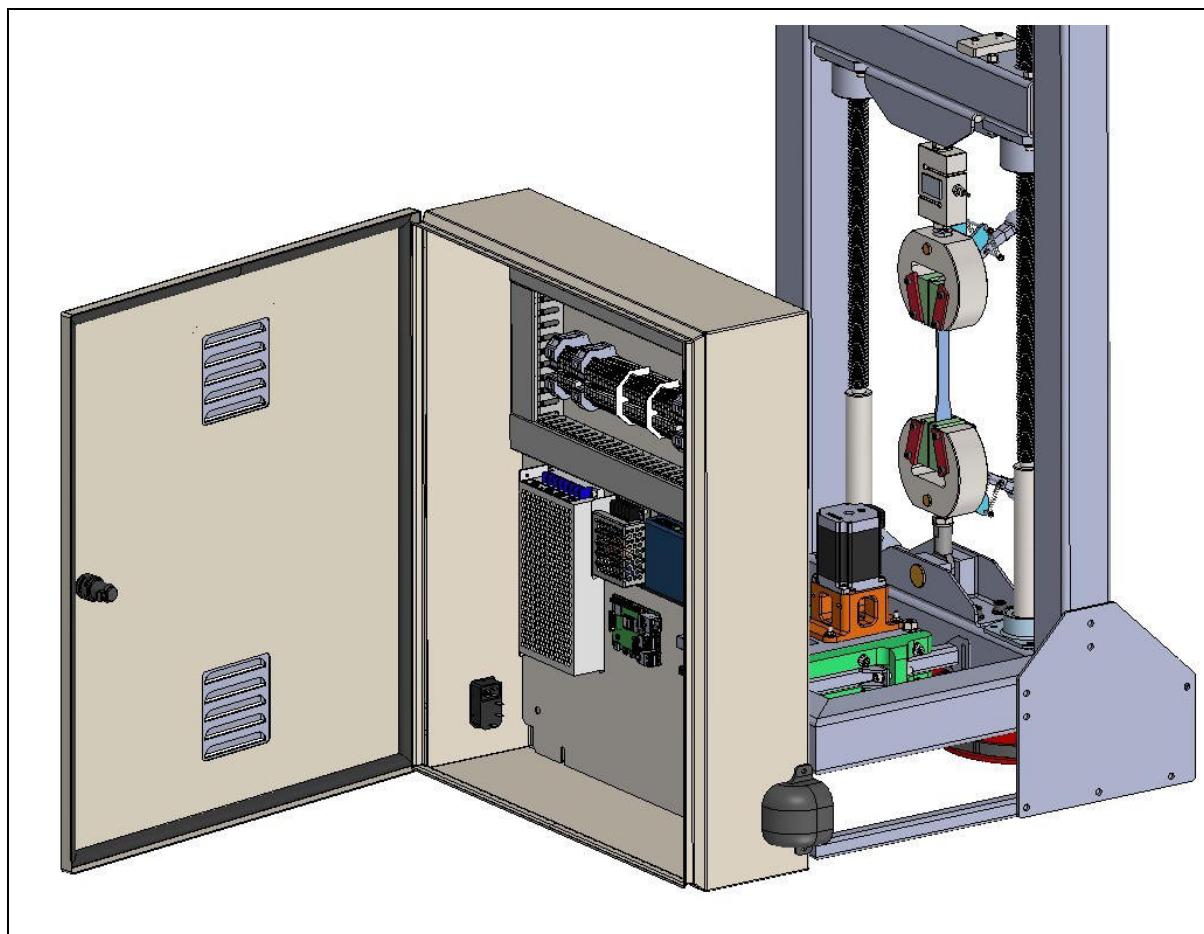
- Parada de emergencia para detener el motor
- Fines de carrera inferior y superior para detener el motor.

5.14 Selección de componentes eléctricos

5.14.1 Diseño eléctrico

Los componentes eléctricos irán dentro de un gabinete metálico sujeto por detrás de la máquina, para tener un fácil acceso en la puesta en marcha y futuro mantenimiento. Si bien se puede colocar estos componentes debajo de la máquina, es más conveniente el hacerlo por detrás. Ver plano eléctrico en [ANEXO E](#).

Figura 5-122 Montaje de gabinete eléctrico en máquina



5.14.2 Selección de las fuentes de potencia

Las fuentes de potencia como se ve en la [Figura 5-123](#) serán, una fuente para alimentar el microcontrolador y la Raspberry Pi (**5 VDC**) y otra para alimentar el controlador del motor PP y posibles ventiladores para refrigeración de los componentes (**24 VDC**).

- **Fuente switching de 5V-5A (25W)**
- **Fuente switching de 24VDC-10A (240W)**

Figura 5-123 Fuentes switching típicas



Nota: a la izquierda fuente de 5VDC – 5A; a la derecha fuente de 24VDC – 10A. En el mercado existe gran oferta para este tipo de fuentes, no así por ejemplo para 48V.

5.14.3 Selección de componentes eléctricos.

5.14.3.1 Cablecanal ranurado

Para mantener un orden en el tendido eléctrico se usará cablecanal industrial tipo ranurado de 40x40 [mm].

Figura 5-124 Cablecanal ranurado 40x40



5.14.3.2 Riel DIN

Para realizar el montaje de las borneras se usará un **riel DIN**, este irá atornillado al chapón de fondo del gabinete eléctrico.

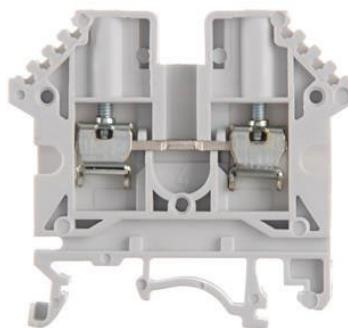
Figura 5-125 Riel DIN



5.14.3.3 Borneras y accesorios

Para mantener el orden del conexionado eléctrico, se usarán borneras de paso de riel DIN de 2,5[mm]. **BPN 2-5 de la marca Zoloda.**

Figura 5-126 *Bornera de paso de montaje riel DIN*



Nota. Reproducida de Borne de paso para conductor de 2,5 mm² de Zoloda (s.f.), (<https://www.zoloda.com.ar/productos/borne-de-paso-para-conductor-de-25mm²>). Todos los derechos reservados.

Además de las borneras se adicionarán como accesorios los separadores para dividir conexiones y bloques terminales para inmovilizar las borneras.

- **Separador 64×52 mm, espesor de 2 mm de la marca Zoloda**
- **Extremo bornera alto doble tornillo para riel NS-35 de la marca Zoloda**

5.14.3.4 Cables

Como se ven en el plano del **ANEXO E – Planos eléctricos** se usarán 2 tipos de cables unipolares.

- **Cable unipolar (clase 5) de 0,25[mm²] de la marca Kalop**
- **Cable unipolar (clase 5) de 1[mm²] de la marca Kalop**

Independientemente de la marca, deben cumplir con las normas IRAM NM 247-3 – IRAM NM 280.

- Para **comando** y conexionado con los **controladores** se usará cable unipolar de 0,25[mm²].
- Para alimentar las **fuentes de VCC** se usará cable unipolar de 1[mm²].
- Para alimentar el **motor PP** se usará cable unipolar de 1[mm²].
- Para alimentar la **Raspberry pi** se usará cable unipolar de 1[mm²].
- Para alimentar el **Arduino UNO** se usará cable unipolar de 1[mm²].
- Para conexión de la **celda de carga** con el módulo **HX711** se usará cable unipolar de 1[mm²].

Se sugiere el uso de colores en los cables al margen del calibre, para poder mantener un orden visual en las conexiones.

5.14.3.5 Gabinete eléctrico

El gabinete elegido para contener todos los componentes eléctricos es el **Gabexel GE6050 de 600x500x160 [mm]**, el mismo es IP65 en chapa de acero y soldada en continuo.

Figura 5-127 Gabinete eléctrico



Nota. Reproducida de GE / Tradicional IP65 de Gabexel (s.f.), (<https://www.gabexel.com.ar/productos/gabinetes-metalicos/estancos-de-sobreponer-ip65/>). Todos los derechos reservados.

5.14.3.6 Conexión externa de 220V

Para alimentar con tensión alterna a todo el gabinete eléctrico (máquina), se requiere usar un método de conexión seguro y estándar. Para esto se elige el **conector C14 con porta fusible y switch**.

Figura 5-128 Conector C14



6. Requerimientos Mecánicos según Norma

En este capítulo se verá el diseño y cálculos mecánicos necesarios para cumplir con la norma. Se evaluará cada parte de la máquina solicitada mecánicamente en base a sus esfuerzos y a sus deformaciones.

6.1 Requerimiento de la norma

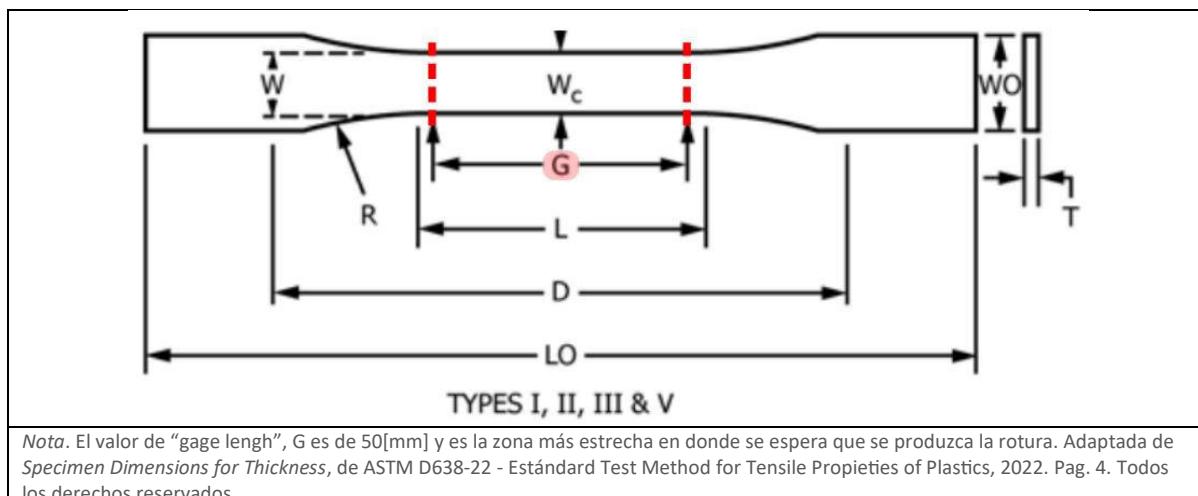
La **norma** da los requerimientos que tiene que cumplir la máquina en cuanto a las **deformaciones**, esto es en el punto **5.1.6**.

The fixed member, movable member, drive mechanism, and grips shall be constructed of such materials and in such proportions that the total elastic longitudinal strain of the system constituted by these parts does not exceed 1 % of the total longitudinal strain between the two gage marks on the test specimen at any time during the test and at any load up to the rated capacity of the machine. (ASTM International, 2022, p. 3)

Interpretando este párrafo, la norma enuncia que, todos los componentes que componen la máquina (que van a estar sometidos a esfuerzos por el propio ensayo) deben ser construidos de ciertos materiales y proporciones que garanticen que, la **deformación unitaria longitudinal elástica total del sistema** no exceda el 1% de la **deformación unitaria longitudinal total de la probeta entre las 2 marcas en la zona de medición** que se está ensayando , en cualquier momento, a cualquier tensión, hasta la capacidad máxima de la máquina (10[kN] para este caso).

En simples palabras, la máquina se debe deformar elásticamente hasta el 1% de lo que se deformó la probeta a la rotura para el valor de esfuerzo al cual rompió³⁹.

39 - En la realidad, la deformación depende de la curva del material (esfuerzos-deformaciones). Puede haber plásticos que se deformen poco en la zona elástica y luego en la zona de fluencia se elonguen mucho más aun conservando un valor similar de tensión de ensayo hasta su rotura, con lo cual esta afirmación es a modo simplificador del requerimiento de la norma, ya que es más factible conseguir de una hoja de datos los valores de la elongación a la rotura del plástico que la curva de este.

Figura 6-1 Marcas en la zona de medición de la probeta tipo I, tipo II y tipo III

Nota. El valor de "gage length", G es de 50[mm] y es la zona más estrecha en donde se espera que se produzca la rotura. Adaptada de Specimen Dimensions for Thickness, de ASTM D638-22 - Estándard Test Method for Tensile Properties of Plastics, 2022. Pag. 4. Todos los derechos reservados.

6.2 Análisis

La norma menciona "**total elastic longitudinal strain**", el strain se refiere a lo que en la ley de Hooke se conoce como la deformación unitaria $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$, en este caso habla de la total y elástica, con esto se deduce que no se producirán deformaciones permanentes en ninguno de los componentes que forman el sistema.

De igual forma "**total longitudinal strain between the two gage marks**" hace referencia a la deformación unitaria total y permanente⁴⁰ que se provoca en la probeta en la zona de gauge hasta su rotura, es decir 50[mm] para una probeta del **tipo I, tipo II y tipo III**. Este valor se puede obtener de las hojas de datos de plásticos y se muestra como un valor porcentual (**elongación a la rotura ó "strain at brake"**).

Para comenzar con el análisis se tomará el caso extremo más desfavorable para la máquina, con el cual se pueda partir como **valor de referencia** para otros valores de deformaciones %, esto es por ejemplo para un nylon con fibra de carbono, que tiene una **deformación porcentual a la rotura de aproximadamente 1%**, es decir, en la zona de medición (gauge length) de 50 [mm] puede terminar midiendo $50 \text{ [mm]} \times 1.01 = 50.5 \text{ [mm]}$ al finalizar el ensayo de tracción (en su rotura).

40 - Esta afirmación al tomarse como "permanente" asume que ocurre en el punto de rotura en la curva del material y que la misma tiene un comportamiento lineal. Nuevamente, esto es modo de simplificar los cálculos.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,5[mm]}{50[mm]} = 0.01 \rightarrow 1\%$$

Figura 6-2 Hoja de datos Bambu Lab – Nylon con fibra de carbono reforzado


Bambu Filament
Technical Data Sheet V1.0

• **Basic Info**

Bambu PPA-CF - a premium fiber-reinforced nylon, delivers industrial-grade printing quality with precise 1:1 reproduction. Renowned for its exceptional mechanical properties and reliable performance in humid or high-temperature environments, Bambu PPA-CF is ideal for engineering applications, from mechanical prototypes to automotive components. Additionally, its broad printer compatibility sets a new standard for professional engineering filaments. Experience the power of Bambu PPA-CF and bring your designs to life!

Mechanical Properties		
Subjects	Testing Methods	Data
Young's Modulus (X-Y)	ISO 527, GB/T 1040	11800 ± 670 MPa
Young's Modulus (Z)	ISO 527, GB/T 1040	4300 ± 340 MPa
Tensile Strength (X-Y)	ISO 527, GB/T 1040	168 ± 4 MPa
Tensile Strength (Z)	ISO 527, GB/T 1040	57 ± 5 MPa
Breaking Elongation Rate (X-Y)	ISO 527, GB/T 1040	3.2 ± 0.4 %
Breaking Elongation Rate (Z)	ISO 527, GB/T 1040	0.9 ± 0.2 %

Nota. La elongación para este plástico es de casi un 1% en el eje Z. Adaptado de Technical Data Sheet V1.0: PPA-CF, de Bambu Lab (s.f.). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de <https://bambulab.com/en/filament/ppa-cf>. Todos los derechos reservados.

Figura 6-3 Hoja de datos Stratasys – Nylon 12 con fibra de carbono


FDM Nylon 12CF
HOJA DE DATOS

PROPIEDADES MECÁNICAS ¹	MÉTODO DE PRUEBA	Eje XZ	Eje ZX
Resistencia a la tracción, producción (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) PSI	ASTM D638	63.4 MPa	28.8 MPa
Resistencia a la tracción, extrema (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) PSI	ASTM D638	75.6 Mpa	34.4 MPa
Módulo de tracción (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) PSI	ASTM D638	7515 MPa	2300 MPa
Elongación por tracción hasta la rotura (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) %	ASTM D638	1.9%	1.2%
Elongación por tracción al límite elástico (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) %	ASTM D638	0.9%	1.1%
Resistencia a la flexión (método 1, 0,05"/min) PSI	ASTM D790	142 MPa	58.1 MPa
Módulo de flexión (método 1, 0,05"/min) PSI	ASTM D790	10,620 Mpa	1830 MPa
Deformación por flexión en la rotura (método 1, 0,05"/min) PSI	ASTM D790	3%	3%
Impacto IZOD, muescas (Método A, 23 °C) libra pie/pulg.	ASTM D256	85 J/m	21.4 J/m
Impacto IZOD, sin muescas (Método A, 23 °C) libra pie/pulg.	ASTM D256	310 J/m	85 J/m
Resistencia a la compresión, Esfuerzo máximo (Método 1, 0,050 in/min) psi	ASTM D695-15	67 MPa (9,670 psi)	92 MPa (13,310 psi)
Módulo de compresibilidad (Método 1, 0,050 in/min) psi	ASTM D695-15	2,670 MPa (387,720 psi)	2,170 MPa (314,740 psi)

Nota. La elongación para este plástico es de aproximadamente un 1% en el eje ZX. Adaptado de NYLON 12 CF Hoja de datos, de Stratasys (s.f.). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de https://www.stratasys.com/siteassets/materials/materials-catalog/fdm-materials/nylon-12cf/mds_fdm_nylon-12cf_0921a.pdf. Todos los derechos reservados.

Si la deformación unitaria longitudinal elástica total de la máquina debe ser de hasta el 1% de la deformación unitaria longitudinal total de la probeta a la rotura, se tiene la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}\varepsilon(\text{rotura probeta}) &> 100 \cdot \varepsilon(\text{elástica máquina}) \\ \varepsilon(\text{elástica máquina}) &< \frac{\varepsilon(\text{rotura probeta})}{100} = \frac{0,01}{100} = 0,0001 \\ \varepsilon(\text{elástica máquina}) &< 0,0001\end{aligned}$$

Esto quiere decir que la máquina tensionada en longitud no debe elongarse más de un 0.01% para un plástico que se deformó en 1% a la rotura.

6.3 Objetivo y justificación de la norma con el punto 5.1.6

Antes de seguir con los cálculos es importante razonar y entender el fin de este requerimiento.

La norma **ASTM D638** no se formula pensando únicamente en quienes miden el “strain” con un extensómetro acoplado directamente en la probeta. Hay varias razones del porque se preocupa de la deformación de la máquina (por qué exige que sea <1% de la deformación de la probeta):

- 1) Ensayos sin extensómetro directo (muy frecuente).
 - Muchas veces, en ensayos de plásticos (sobre todo cuando hay grandes deformaciones), no se coloca un extensómetro en toda la prueba. En estos casos se puede usar un dispositivo de medición basado en el desplazamiento del cabezal (“crosshead”) de la máquina o directamente medir la distancia entre cuñas de las mordazas.
 - Si la máquina es muy “blanda”, parte del desplazamiento que se registra no es del todo de la probeta, sino de la máquina. Esto “contamina” la lectura de elongación y, por ende, los resultados (módulo de elasticidad, tensión-deformación, etc.).

2) Detección del límite de fluencia o cálculo del módulo con el “método de la máquina⁴¹”.

- Aun con extensómetro, a veces para ciertos materiales o rangos de deformación (por ejemplo, para una primera parte del ensayo), el control o la lectura puede basarse en el movimiento del cabezal.
- Si la máquina no es suficientemente rígida, la parte inicial del diagrama (sobre todo si se busca el módulo elástico o el límite de fluencia) puede verse afectada.

3) Control de la tasa de deformación / velocidad de ensayo.

- La norma dicta una velocidad de ensayo basada en el desplazamiento del cabezal (“crosshead speed”), suponiendo que ese desplazamiento se traduce directamente en deformación de la probeta.
- Si la máquina “cancela” parte del desplazamiento en su propia deformación, la probeta ve una velocidad de deformación distinta de la que se programó. Eso altera los resultados si el material es sensible a la velocidad de deformación (como en muchos plásticos).

4) Inestabilidades u oscilaciones.

- Cuando la máquina es muy flexible, puede haber vibraciones o inestabilidades al cargar la probeta, lo cual complica o distorsiona la curva de ensayo.

⁴¹ - Se basa en registrar la posición o desplazamiento del cabezal (o “travesaño móvil”) de la máquina de ensayo para inferir cuánta deformación lleva la probeta.

5) Estandarización de equipos en laboratorios con distintos métodos de medición.

- **ASTM D638** unifica criterios para todo tipo de laboratorios: algunos tienen extensómetros de contacto; otros, sistemas ópticos; otros, solo controlan la velocidad de la cruceta y hacen mediciones finales después de la rotura.

Imponer que la máquina se deforme menos del 1% respecto a la probeta asegura que, incluso en las configuraciones de medición más básicas (sin extensómetro en todo momento), los resultados sean razonablemente exactos, precisos y reproducibles.

6.4 Longitud total de la máquina

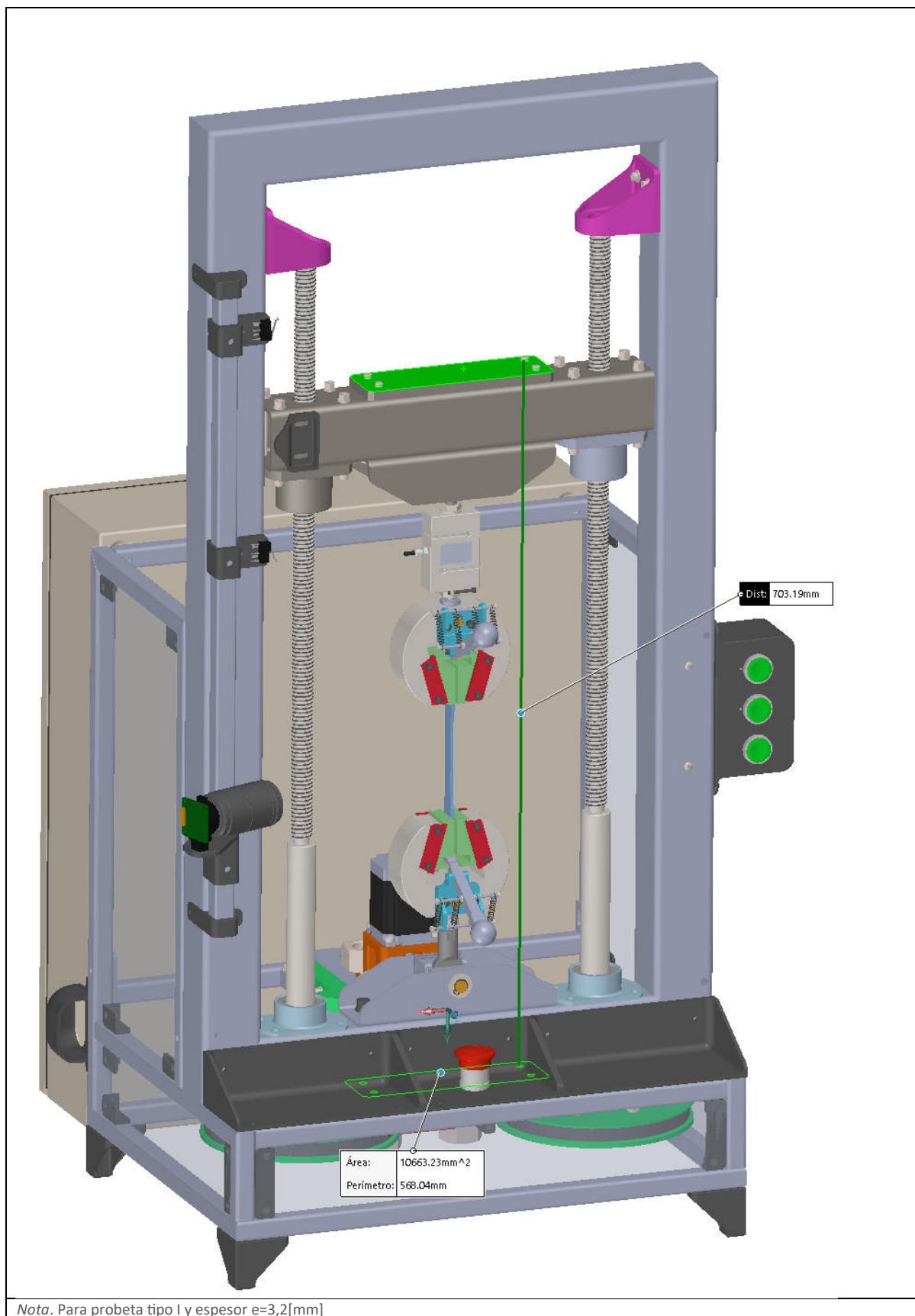
Como se vio en la sección [6.2 Análisis](#), para determinar la deformación admisible de la máquina (Δl), primero se debe saber cuál es la longitud total (l). El valor de la deformación unitaria longitudinal total de la máquina ya se determinó que debe ser de 0,01% o menos (ε).

$$\varepsilon(\text{elástica máquina}) < 0,0001$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \rightarrow \Delta l = \varepsilon \cdot l$$

La distancia longitudinal total de la máquina se toma sumando en el sentido de cómo se descomponen los esfuerzos de tracción/compresión a lo largo de esta, hasta que se cierre el recorrido con la probeta (se entiende como longitudinal el sentido de tracción de la probeta).

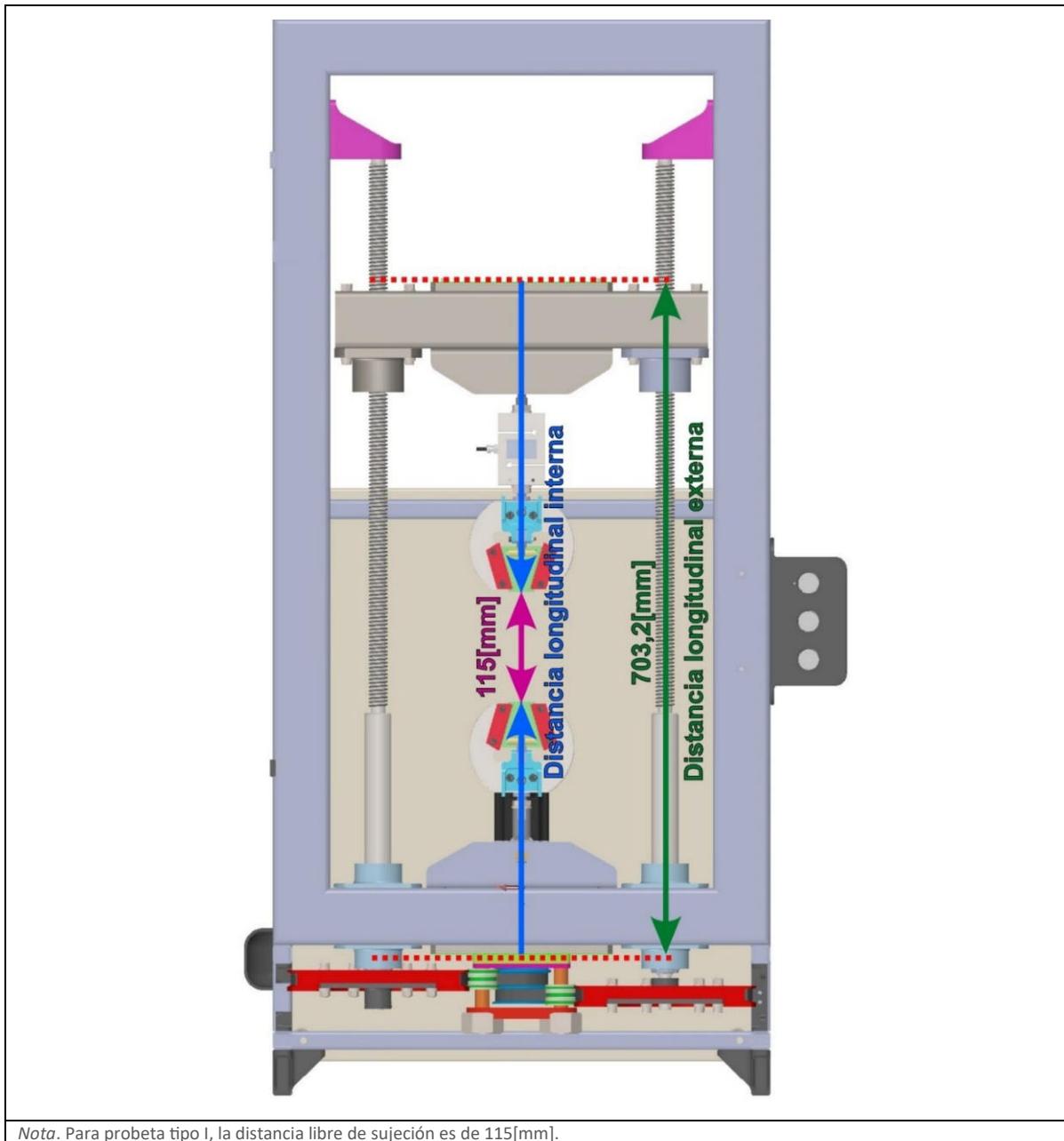
Figura 6-4 Distancia entre Caras Externas sometidas a tensión



Nota. Para probeta tipo I y espesor e=3,2[mm]

Viendo la máquina, primero se toma como referencia la distancia⁴² entre las caras externas⁴³ de los componentes que están sometidos a tensión (esto es la placa de sujeción de la cruceta móvil y la del marco chasis), esa distancia es de 703,2[mm].

Figura 6-5 Distancias longitudinales



42 - Esta distancia se da para una sujeción de probeta tipo 1 de espesor 3,2[mm] donde la distancia de sujeción entre las cuñas de las mordazas es de 115[mm].

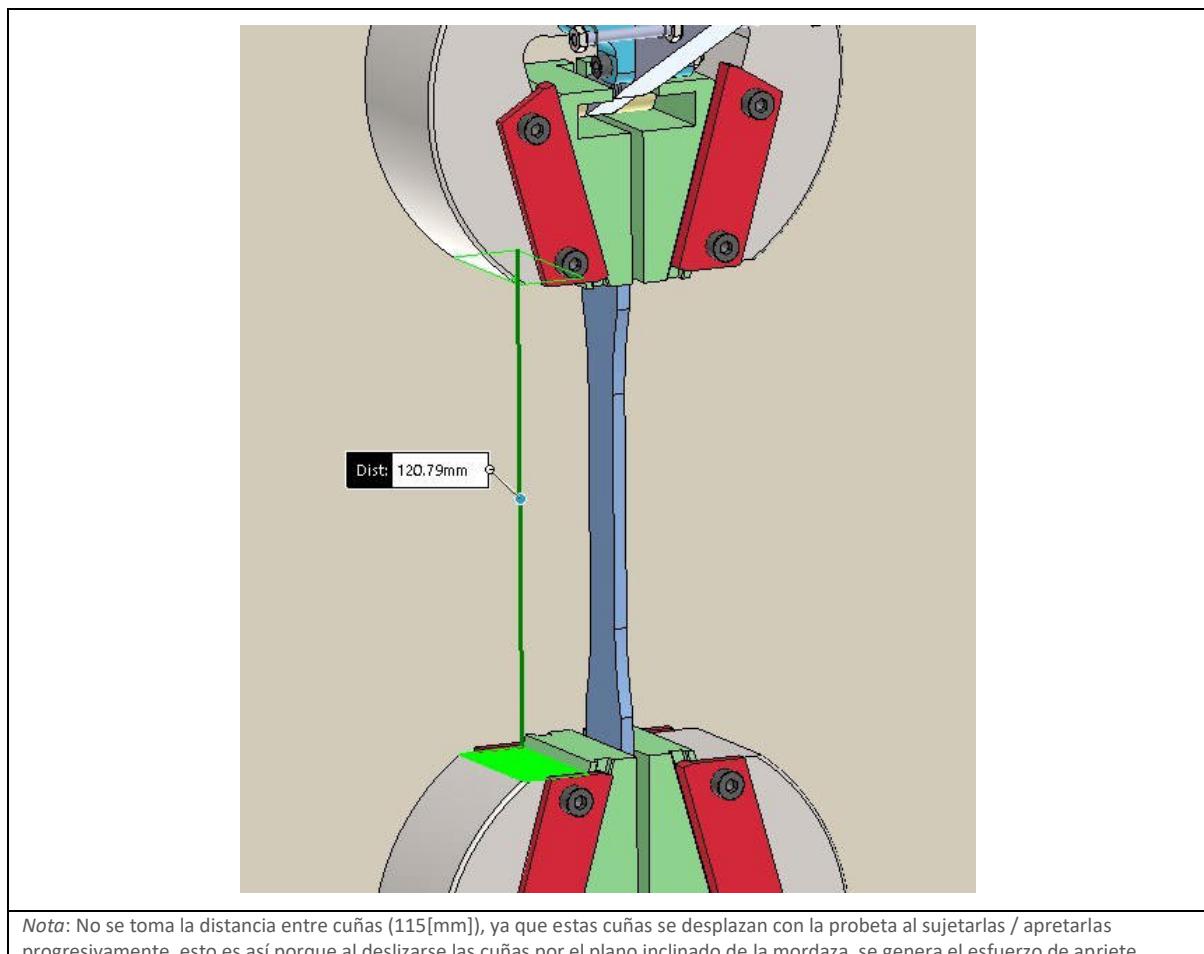
43 - Se eligieron estas 2 caras ya que son las caras más externas que están sometidas a tensión, en este caso en particular se comprimen.

La distancia longitudinal externa (que va por el tornillo de potencia) es entonces de 703,2[mm].

La distancia longitudinal interna (por donde está la celda de carga y mordazas) es la distancia longitudinal externa menos la distancia entre las mordazas (ver **Figura 6-6**), menos la deformación de la probeta (1% para este caso de estudio = 0,5[mm]), menos lo que mide la celda de carga 76[mm].

En la distancia longitudinal interna no se incluye a la **celda de carga** ya que esta no se menciona en el punto 5.1.6 de la norma. Además, su deformación suele ser elevada⁴⁴ y depende del material del cual este hecha y de su geometría. El valor de deformación suele ser provisto por el proveedor como valor de rigidez o deflexión.

Figura 6-6 Distancia entre caras de las mordazas



Nota: No se toma la distancia entre cuñas (115[mm]), ya que estas cuñas se desplazan con la probeta al sujetarlas / apretarlas progresivamente, esto es así porque al deslizarse las cuñas por el plano inclinado de la mordaza, se genera el esfuerzo de apriete.

44 - Para una celda de carga comercial típica de acero inoxidable o acero aleado de 10[kN], la deformación máxima suele ser de 0,3[mm] aproximadamente.

$$l_{\text{internal}} = 703,2[\text{mm}] - 120,8[\text{mm}] - 0,5[\text{mm}] - 76[\text{mm}] = 505,9[\text{mm}]$$

Si sumamos la distancia longitudinal externa con la distancia longitudinal interna nos da una distancia longitudinal total de:

$$l = 505,9[\text{mm}] + 703,2[\text{mm}] = 1209,1 [\text{mm}]$$

$$l = 1209,1 [\text{mm}]$$

Es decir que si **el conjunto de componentes de la máquina en el eje longitudinal de la probeta mide un total de 1209,1 [mm]**, para un plástico que se deforma el 1% a la rotura, la deformación longitudinal elástica total máxima permitida no debería superar 0,12091[mm] en la máquina.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \rightarrow \Delta l = \varepsilon \cdot l \rightarrow \Delta l = 0,0001 \cdot 1209,1[\text{mm}]$$

$$\Delta l = 0,12091 [\text{mm}]$$

En otras palabras, **la sumatoria de deformaciones longitudinales en cada componente no debe superar 0,12091 [mm]**.

6.5 Método de acumulación de energía por deformaciones

El presente método se desarrolla en el marco de este proyecto final como una herramienta destinada a cumplir con los requerimientos establecidos por la norma, tanto en la etapa de diseño de la máquina como en su posterior aplicación práctica durante el proceso de fabricación. Este método también busca justificar el enfoque empleado en la sección anterior sobre como medir la longitud total de la máquina.

6.5.1 Requisitos previos

Para aplicar este método, es necesario conocer la **deformación longitudinal elástica total de la máquina (DLET)**⁴⁵. Esta puede estimarse mediante un análisis por elementos finitos, considerando **únicamente los componentes** que participan en la

45 - Deformación longitudinal elástica total, de ahora en más se llamará DLET. No es otra cosa que el Δl de la ley de Hooke.

transmisión del esfuerzo durante el ensayo. En dicho análisis se evalúan las deformaciones longitudinales de cada componente, entendidas como aquellas que se desarrollan en dirección paralela al eje de tracción de la probeta.

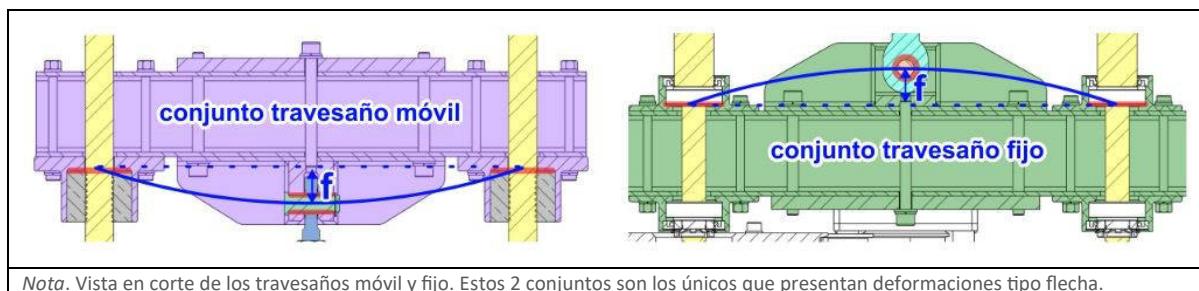
6.5.2 Consideraciones de las deformaciones longitudinales

Para el caso de piezas sometidas tanto a **tracción** como **compresión**, las deformaciones se sumarán, independientemente del sentido en el que actúen estas deformaciones, ya que se entiende que cada deformación (positiva o negativa respecto al eje longitudinal) introduce perturbaciones en el ensayo, dado a que estas deformaciones actúan como **acumuladores de energía**, y que esto se ve reflejado en los **tiempos** de ejecución de la prueba. Por ejemplo, como se mencionó anteriormente, si la máquina se deformase mucho, en un principio del ensayo la fuerza se absorbería, tanto en la probeta como en la máquina, y esto se vería reflejado en un ensayo de tracción de mayor duración. Como el tiempo es una variable que se tiene en cuenta por la norma, es entendible el porqué de esta solicitud de requerimiento de parte de ella.

6.5.3 Consideraciones de las deformaciones por flexión

Para el caso particular de componentes tipo viga, donde hay esfuerzos de flexión, las deformaciones que se tomarán serán las longitudinales, es decir perpendiculares a la viga, estas deformaciones se conocen como **flecha o deflexión**.

Figura 6-7 Flechas en travesaños móvil y fijo



6.5.4 Equivalente mecánico con resortes

Para terminar de entender este enfoque, se transforman los diferentes componentes de la máquina sometidos a tensión como si fueran un **conjunto de resortes**, de esta forma se puede relacionar los esfuerzos y deformaciones gracias a la ley de Hooke.

La ley de Hooke se expresa matemáticamente como:

$$F = -K \cdot X$$

Donde:

- **F** = fuerza aplicada en [N]
- **K** = es la constante de elasticidad, la cual depende del material y de la geometría del objeto [N/m].
- **X** = es la deformación (estiramiento o compresión) del material, medida como la diferencia entre la longitud final y la longitud inicial [m].

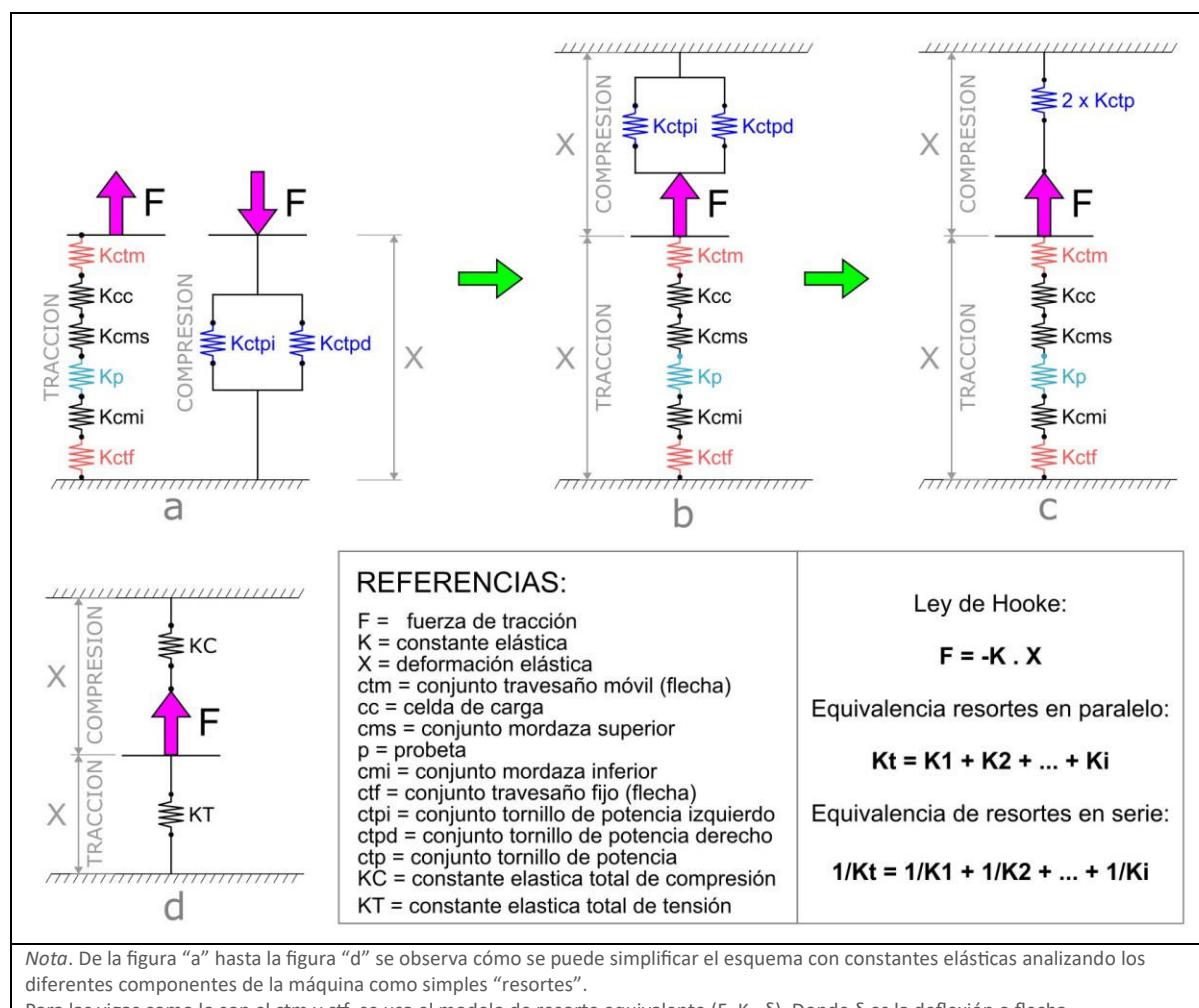
Un valor de K más alto significa que se necesita más fuerza para producir la misma deformación. Es decir, el resorte es más rígido.

El signo negativo en la fórmula indica que la fuerza ejercida por el material es opuesta a la dirección de la deformación. Por ejemplo, si se estira un resorte (desplazamiento positivo), la fuerza del resorte será hacia adentro (negativa).

Sin embargo, en el contexto de este trabajo, se utiliza la ley de Hooke en su forma escalar y positiva:

Esto se debe a que los cálculos realizados están enfocados en la magnitud de la deformación o la rigidez, y no en la dirección de la fuerza. Dado que el análisis no requiere el tratamiento vectorial completo, el signo negativo no influye en los resultados.

Figura 6-8 Esquema con resortes equivalentes a los componentes de la máquina



En la **Figura 6-8** se visualiza un esquema con resortes de la máquina, donde el lado de tracción sería el equivalente de los componentes "internos", mientras que el lado de compresión representa a los componentes "externos" (es decir, los 2 tornillos y tuercas de potencia). (ver **Figura 6-5**)

También se evidencia la equivalencia "X" de deformaciones tanto de lado comprimido como el traccionado. En ambos casos al ejercerse la fuerza F, los "resortes" acumulan energía.

Mientras más rígidos son los resortes, menos se deforman, es decir menos energía se acumula en ellos.

La energía potencial elástica (EP E) es aquella forma de energía que posee un resorte al ser comprimido o estirado.

$$EP\ E = \frac{1}{2} K \cdot X^2$$

Acá se evidencia por qué se deben sumar todas las deformaciones independientemente del signo (compresión / tensión) ya que al estar "X" al cuadrado, la energía acumulada por cada "resorte" siempre es positiva.

La **Figura 6-8 [b]** es otra forma de representar el esquema de la **Figura 6-8 [a]**, pero donde se visualiza mejor como la misma fuerza "F" tracciona y comprime a la vez las distintas partes. Esto es así en la máquina propuesta ya que el tornillo de potencia es el que provoca la tracción de las partes internas mientras que él se comprime.

En la **Figura 6-8 [c]** ya se realiza la primera conversión para ir simplificando el modelo, esto es de resortes en paralelo. Estos son los resortes que se comprimen (KC).

$$K_C = K_{ctpi} + K_{ctpd}$$

Por ley de Hooke $K = \frac{F}{X}$

Como $K_{ctpi} = K_{ctpd} = K_{ctp}$ entonces:

$$K_C = 2 \cdot K_{ctp}$$

$$\frac{F}{X} = 2 \cdot \frac{F}{X_{ctp}} \rightarrow X_{ctp} = 2 \cdot X \rightarrow X = \frac{X_{ctp}}{2}$$

Esta equivalencia evidencia que el **X_{ctp}** también se puede calcular con la fuerza de tracción F dividida entre 2.

Para llegar a la **Figura 6-8 [d]** se debe realizar otra conversión, pero esta vez de los resortes en serie. Estos son los resortes que se traccionan (KT).

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{K_{ctm}} + \frac{1}{K_{cc}} + \frac{1}{K_{cms}} + \frac{1}{K_P} + \frac{1}{K_{cmi}} + \frac{1}{K_{ctf}}$$

Si se reemplaza la constante K queda:

$$\frac{X}{F} = \frac{X_{ctm}}{F} + \frac{X_{cc}}{F} + \frac{X_{cms}}{F} + \frac{X_p}{F} + \frac{X_{cmi}}{F} + \frac{X_{ctf}}{F}$$

$$X = X_{ctm} + X_{cc} + X_{cms} + X_p + X_{cmi} + X_{ctf}$$

Como se observa que la longitud total es, X de la parte interna + X de la externa, se tiene entonces $2 \cdot X$. Además, al ser el mismo X se da la igualdad:

$$X_{interna} = \frac{X_{externa}}{2}$$

$$X_{ctm} + X_{cc} + X_{cms} + X_p + X_{cmi} + X_{ctf} = \frac{X_{ctp}}{2}$$

$$DLET = X_{interna} + \frac{X_{externa}}{2}$$

$$DLET = X_{ctm} + X_{cc} + X_{cms} + X_p + X_{cmi} + X_{ctf} + \frac{X_{ctp}}{2}$$

Para el punto 5.1.6 de la norma se retiran las deformaciones de la celda de carga y de la probeta.

$$DLET = X_{ctm} + X_{cms} + X_{cmi} + X_{ctf} + \frac{X_{ctp}}{2}$$

Luego, al ser 2 tornillos de potencia con 2 tuercas respectivamente, el valor de X_{ctp} se calculará, pero con la mitad de la carga, si la máquina tiene una capacidad máxima de 10[kN], se hará a 5[kN]. Entonces queda la siguiente ecuación:

$$DLET = X_{ctm} + X_{cms} + X_{cmi} + X_{ctf} + X_{ctp} = \Delta l$$

6.6 Deformaciones en componentes de la máquina con método FEA

Para aplicar el método propuesto, se realizó el análisis de elementos finitos **por partes**, debido a que la simulación del ensamblaje completo de la máquina presentaba errores de resolución en el software utilizado, dado a su alta complejidad.

Entonces, cada submodelo fue analizado considerando condiciones de contorno equivalentes, es decir, se fijó un extremo del componente y se aplicó una fuerza en el otro, simulando de manera encadenada la transferencia de esfuerzos como si se tratara del sistema completo. De esta manera fue posible determinar la deformación individual de cada componente y así poder realizar la sumatoria total requerida, para verificar el cumplimiento de la norma.

Como se observa en la [Figura 6-9](#) el ensamblaje se dividió en 12 partes, de las cuales varias de esas se repiten dado a la simetría de la máquina (componentes [1], [2] y [3]). Las condiciones de contorno de cada componente se definen dentro de sus límites de contorno (límites [a], [b], ... [K]). (Ver [Tabla 6-1](#))

Figura 6-9 Condiciones de contorno para el análisis FEA

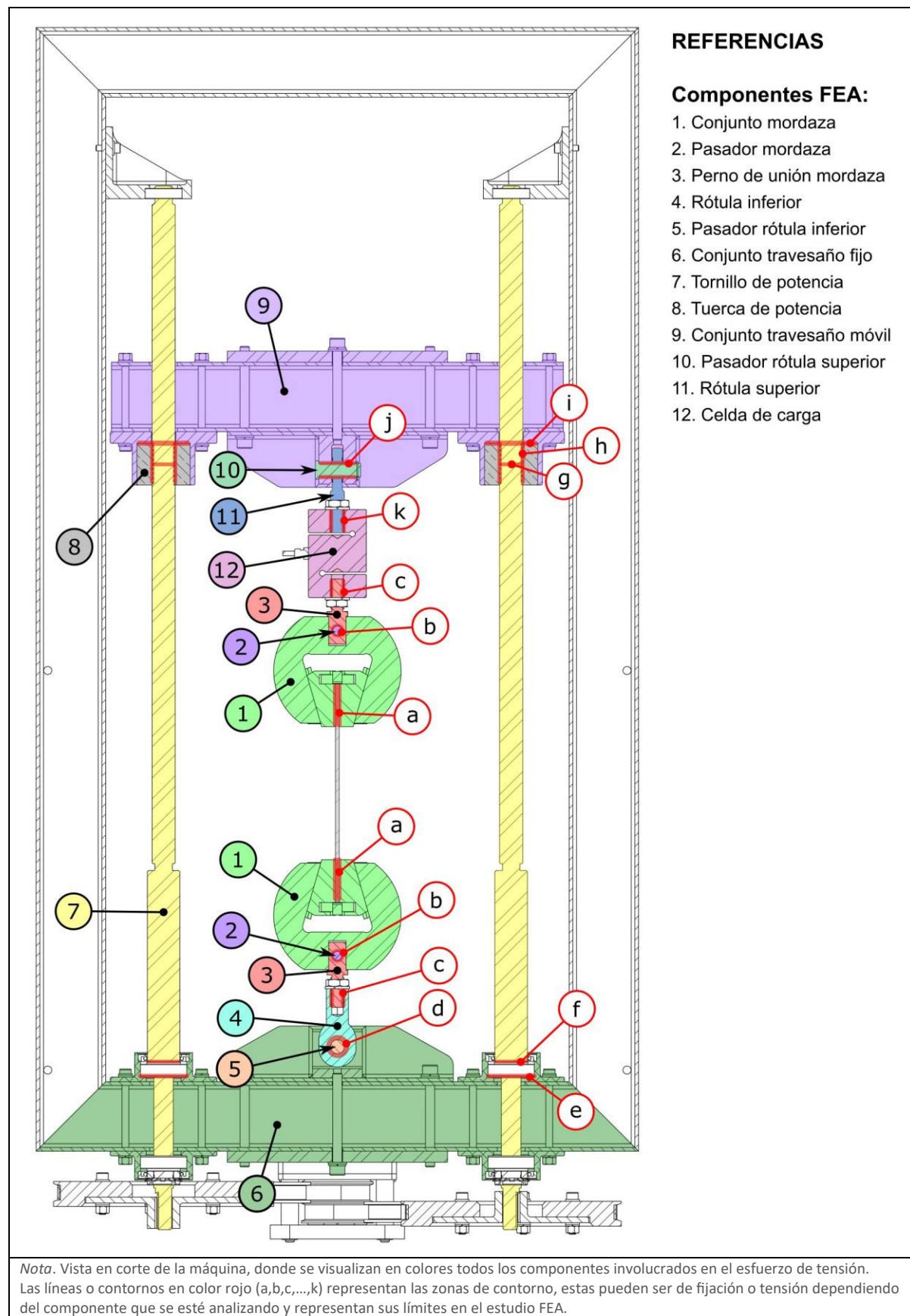


Tabla 6-1 Límites de contorno de los componentes para el estudio FEA

Componente	Zona de fijación	Geometría de fijación	Zona sometida a tensión	Geometría sometida a tensión	Componentes en contacto
1	b	2 cilindros	a	2 caras planas rectangulares	probeta y 2
2	b	2 cilindros	b	1 cilindro	2 y 3
3	b	1 cilindro	c	1 cilindro	2 y 4
4	c	1 cilindro	d	1 cilindro	3 y 5
5	d	2 cilindros	d	1 cilindro	4 y 6
6	d	2 caras planas circulares	e	2 medios cilindros	5 y rodamiento
7	f	1 cara plana circular	g	1 cara plana circular	rodamiento y 8
8	h	1 cara plana circular	i	1 cilindro	7 y 9
9	i	2 caras planas circulares	j	2 cilindros	8 y 10
10	j	2 cilindros	j	1 cilindro	9 y 11
11	j	1 cilindro	d	1 cilindro	10 y 12
12	k	1 cilindro	c	1 cilindro	11 y 3

Las geometrías propuestas en esta tabla son en principio estimativas de las condiciones de frontera aplicadas en el FEA. En algunos casos puede que no reflejen de manera exacta las restricciones reales, ya que estas varían según la pieza analizada y la forma en que interactúa con otros componentes. Además, las condiciones de contorno aplicadas pueden haber sido adaptadas en función de las limitaciones del “solver”⁴⁶, ya que, en ciertos modelos más complejos, la implementación directa de las condiciones físicas reales puede generar errores numéricos o impedir la convergencia de la simulación. Esto se ve más detalladamente en el [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

6.6.1 Condiciones de simulación

Todos los ensayos FEA se realizaron con la máquina preparada para ensayar una probeta **tipo I** de espesor $e=3,2[\text{mm}]$.

Todos los estudios se hicieron partiendo de 0,1 [kN] hasta los 10 [kN], donde se fueron tomando los desplazamientos longitudinales a medida que incrementaba la carga

Todos los valores de deformaciones tomados son en RMS y son contrastados con la carga a 0,1 [kN]. Este valor es considerado de precarga en el ensayo de tracción, es decir,

46 - “Solver” es el algoritmo del software de simulación FEA que resuelve numéricamente el modelo físico bajo ciertas condiciones de contorno y carga.

el valor en el cual todas las partes tienen la suficiente tensión para alinearse, eliminar juegos mecánicos y alcanzar un valor de precarga requerido en la sujeción de la probeta.

Entonces si por ejemplo en 0,1 [kN] la pieza o componente ensayado se desplazó 0,01[mm] y a 10 [kN] lo hizo en 0,09[mm], el valor tomado sería de (0,09 – 0,01) [mm], es decir un neto de 0,08 [mm].

Todas las piezas / componentes fueron ensayadas con los siguientes valores de tensión:

0,1 [kN]	0,5[kN]	1[kN]	2[kN]	3[kN]	4[kN]	5[kN]	6[kN]	7[kN]	8[kN]	9[kN]	10[kN]
----------	---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--------

Para los componentes “externos” como lo son el **tornillo de potencia [7]** y la **tuerca de potencia [8]** se utilizaron la mitad de estos valores. Es decir, en vez de 10[kN], al ser 2 tornillos y tuercas de potencia se hace a 5[kN].

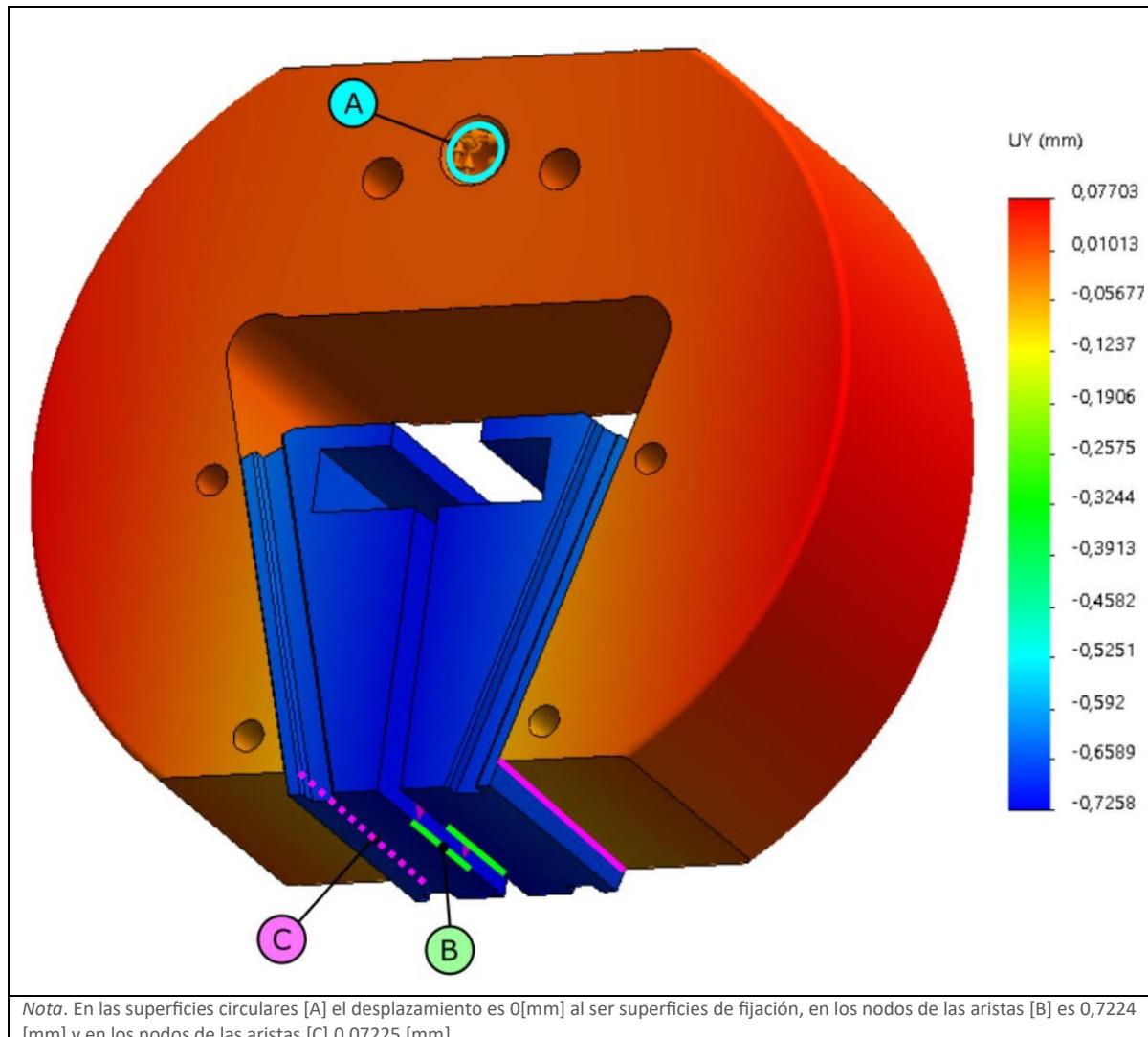
Ya consideradas todas las condiciones generales, se comienza entonces con el análisis siguiendo la numeración de los componentes vistos en la [Figura 6-9](#).

6.6.2 Conjunto mordaza [1]

Para este ensayo se terminó dejando solo el cuerpo de la mordaza y las 2 cuñas que sujetan a la probeta, ya que, si se introducía por ejemplo en el análisis las 4 guías de las cuñas, se producían errores de resolución en el “solver”.

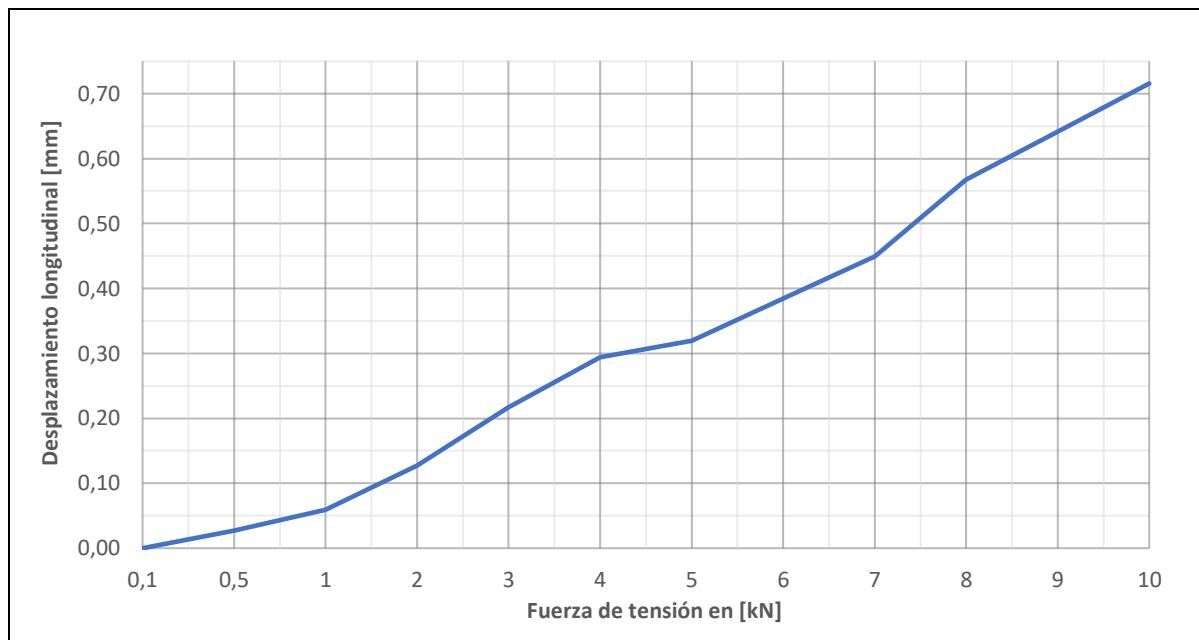
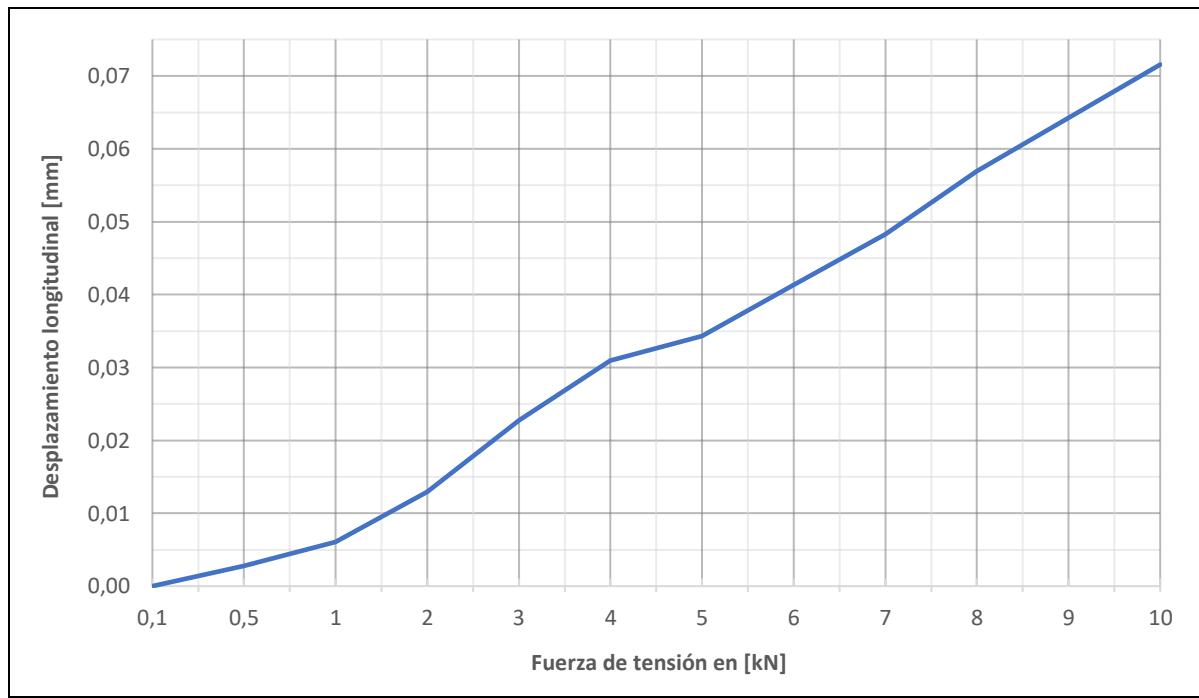
Como se ve en la [Figura 6-10](#), las mediciones se realizaron en 2 zonas, en primer lugar, en las aristas de las **cuñas [B]** que están en contacto con la probeta y luego en las aristas del cuerpo de la **mordaza [C]** que hacen contacto con las cuñas.

Figura 6-10 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en conjunto mordaza y cuñas – ensayo a 10[kN]



Se eligen estas aristas porque son las más alejadas del punto de referencia [A] (donde los desplazamientos al ser un punto de anclaje es cero). Las mediciones se realizaron considerando todos los nodos⁴⁷ de esas aristas y se obtuvo el valor RMS. (ver gráficas de las [Figura 6-11](#) y [Figura 6-12](#)).

⁴⁷ - En un FEA los nodos son los puntos que unen 3 aristas del mallado que se realiza sobre los sólidos a estudiar. Cuanto más densa sea una malla, más cantidad de nodos se tendrán para analizar.

Figura 6-11 Conjunto mordaza con cuñas - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B]**Figura 6-12 Conjunto mordaza sin cuñas - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [C]**

Se observa que la mordaza con las cuñas en probeta de 3,2 [mm] a 10[kN] aportan a la máquina hasta 0,7157 [mm] de deformación longitudinal mientras que **la deformación longitudinal en el cuerpo de la mordaza solo es mínima, 0,07155 [mm]**.

Tabla 6-2 Deformaciones longitudinales en aristas [B] - Mordaza con cuña

Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	-0,0669	-0,3341	-0,6612	-1,3420	-2,2380	-3,0040	-3,2590	-3,9110	-4,5640	-5,7440	-6,4810	-7,2240
Avg [mm]	-0,0067	-0,0334	-0,0661	-0,1342	-0,2238	-0,3004	-0,3259	-0,3911	-0,4564	-0,5744	-0,6481	-0,7224
Máx. [mm]	-0,0066	-0,0332	-0,0632	-0,1227	-0,2223	-0,2986	-0,3251	-0,3902	-0,4553	-0,5725	-0,6459	-0,7199
Min. [mm]	-0,0067	-0,0336	-0,0692	-0,1449	-0,2249	-0,3020	-0,3256	-0,3918	-0,4572	-0,5762	-0,6502	-0,7248
Valor RMS [mm]	0,0067	0,0334	0,0662	0,1346	0,2239	0,3004	0,3259	0,3911	0,4564	0,5744	0,6481	0,7224
Desplazamiento Neto [mm]	0,0000	0,0267	0,0594	0,1275	0,2171	0,2937	0,3192	0,3844	0,4497	0,5677	0,6414	0,7157

Tabla 6-3 Deformaciones longitudinales en aristas [C] - Mordaza sin cuña

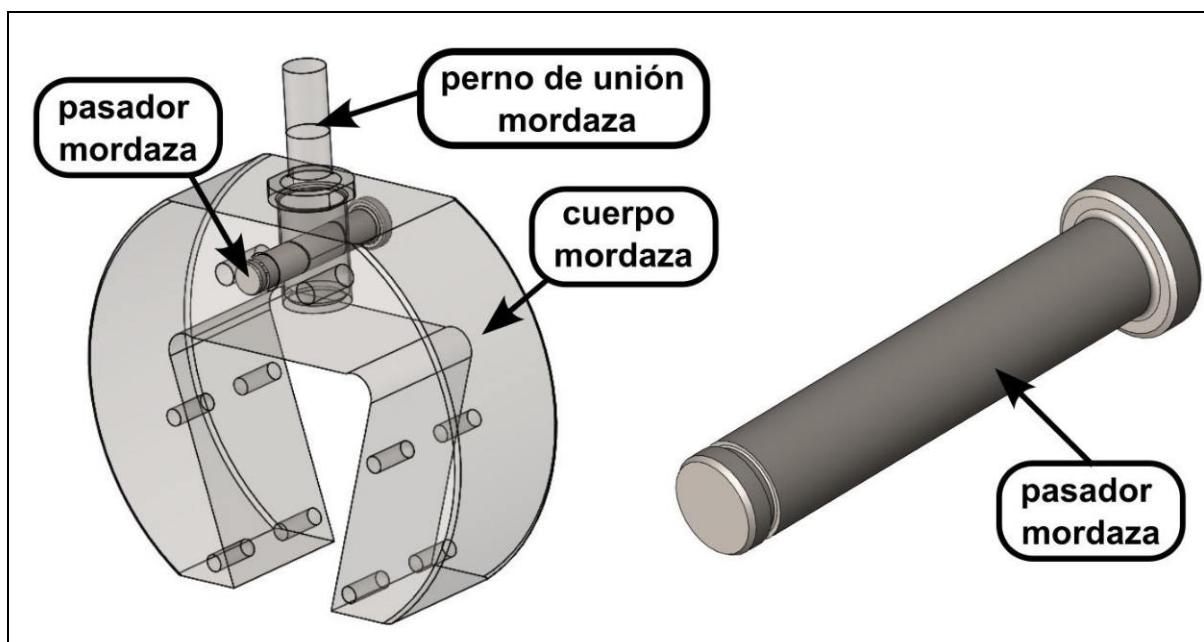
Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	-0,04602	-0,23000	-0,44580	-0,89870	-1,54700	-2,08600	-2,31200	-2,77300	-3,23400	-3,80400	-4,28500	-4,76800
Avg [mm]	-0,00070	-0,00349	-0,00675	-0,01362	-0,02344	-0,03161	-0,03502	-0,04201	-0,04900	-0,05764	-0,06493	-0,07225
Máx. [mm]	-0,00069	-0,00344	-0,00667	-0,01344	-0,02300	-0,03102	-0,03455	-0,04144	-0,04833	-0,05686	-0,06405	-0,07126
Min. [mm]	-0,00070	-0,00350	-0,00680	-0,01372	-0,02385	-0,03219	-0,03522	-0,04225	-0,04928	-0,05796	-0,06529	-0,07265
Valor RMS [mm]	0,00070	0,00349	0,00675	0,01362	0,02344	0,03161	0,03503	0,04201	0,04900	0,05764	0,06493	0,07225
Desplazamiento Neto [mm]	0,00000	0,00279	0,00606	0,01292	0,02274	0,03091	0,03432	0,04131	0,04830	0,05694	0,06423	0,07155

Los valores de estas tablas son extraídos de todos los nodos que componen las aristas [B] y [C] respectivamente.

Estas cuñas **se deben dejar fuera del análisis** ya que, en su afán por apretar la probeta, acompañan el movimiento de esta. En la animación del estudio se evidencia como se mueven estas cuñas a medida que se incrementa la carga. Se confirma entonces que son más solidarias a la probeta que al cuerpo de la mordaza.

6.6.3 Pasador mordaza [2]

Para este ensayo se analizó solo el pasador de la mordaza, es decir, no se introdujeron los componentes en contacto, si no que se simularon con líneas de partición y condiciones de frontera equivalentes. Ver [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

Figura 6-13 Pasador mordaza - componentes en contacto

Como se ve en la **Figura 6-14**, las mediciones se realizaron en 2 zonas, en primer lugar, en las aristas [A] que representan la zona media que hace contacto con el perno de unión mordaza. Esta es considerada la zona de sujeción, con lo cual los desplazamientos ahí son cero.

La otra medición es en las aristas [B] que representa la zona media que hace contacto con el cuerpo mordaza y es donde se evidencia el desplazamiento.

Figura 6-14 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en pasador mordaza – ensayo a 10[kN]

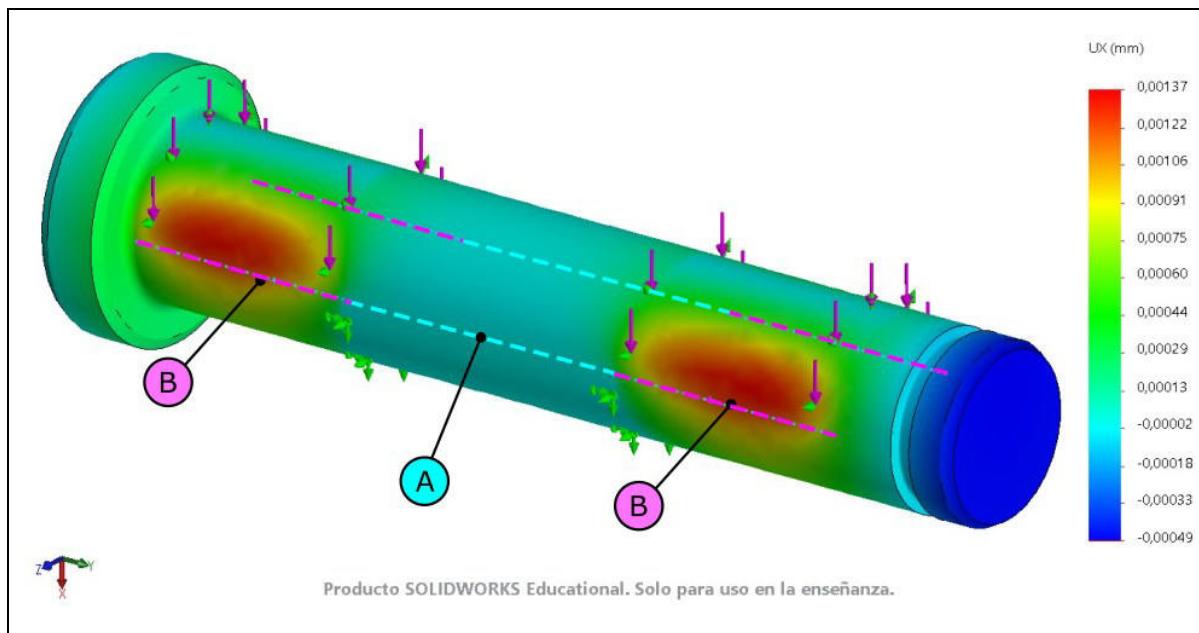
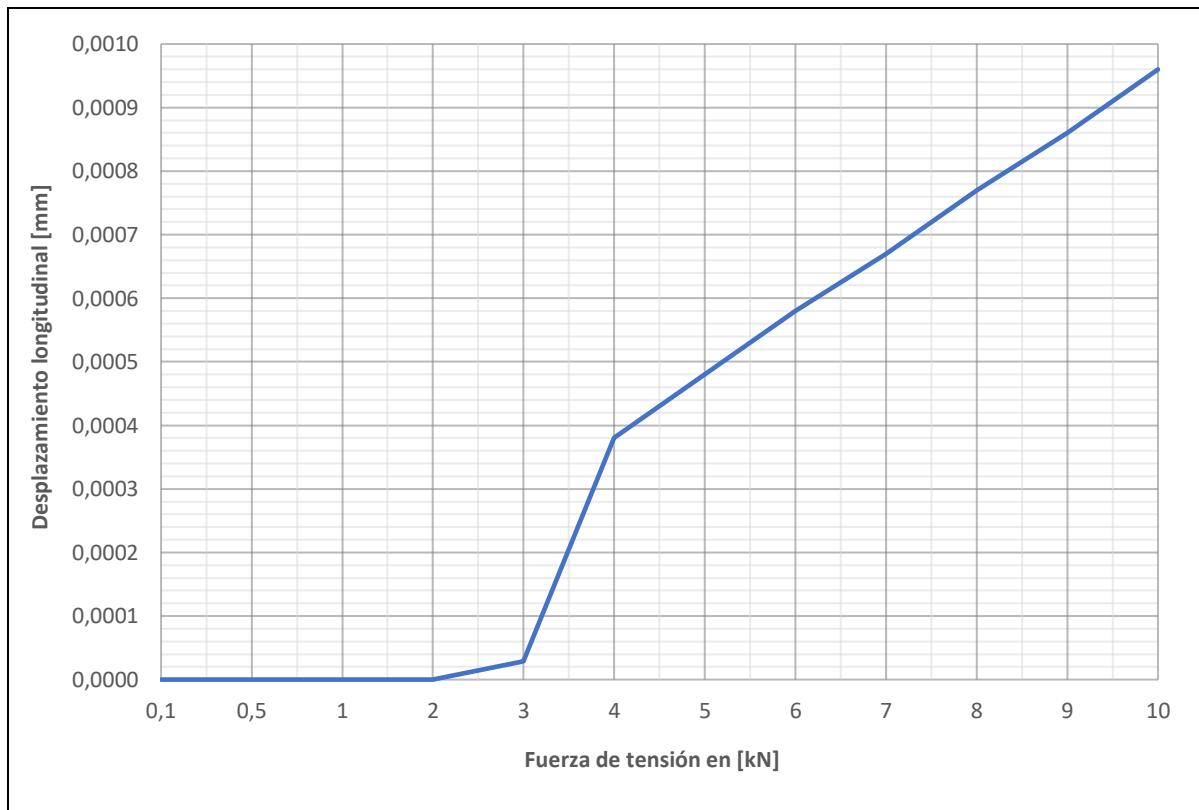


Figura 6-15 Pasador mordaza - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B]



Se observa que a 10[kN] el **pasador mordaza llega hasta 0,00096 [mm]** de deformación longitudinal.

Tabla 6-4 Deformaciones longitudinales en aristas [B] - Pasador mordaza

Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Desplazamiento neto [mm]	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00003	0,00038	0,00048	0,00058	0,00067	0,00077	0,00086	0,00096

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen las aristas

[B].

6.6.4 Perno de unión mordaza [3]

Para este ensayo se analizó solo el perno de unión mordaza, es decir, no se introdujeron los componentes en contacto, si no que se simularon con líneas de partición y condiciones de frontera equivalentes. Ver [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

Como se ve en la [Figura 6-17](#), la cara cilíndrica [A] representan la zona que hace contacto con el pasador mordaza. Esta es considerada la zona de sujeción, con lo cual los desplazamientos ahí son cero.

La medición del desplazamiento final se hace en la arista [B], que representa la zona donde se comienza a hacer contacto con la celda de carga o rótula y es hasta ahí donde se evidencia el desplazamiento de este perno.

Figura 6-16 Perno de unión mordaza - componentes en contacto

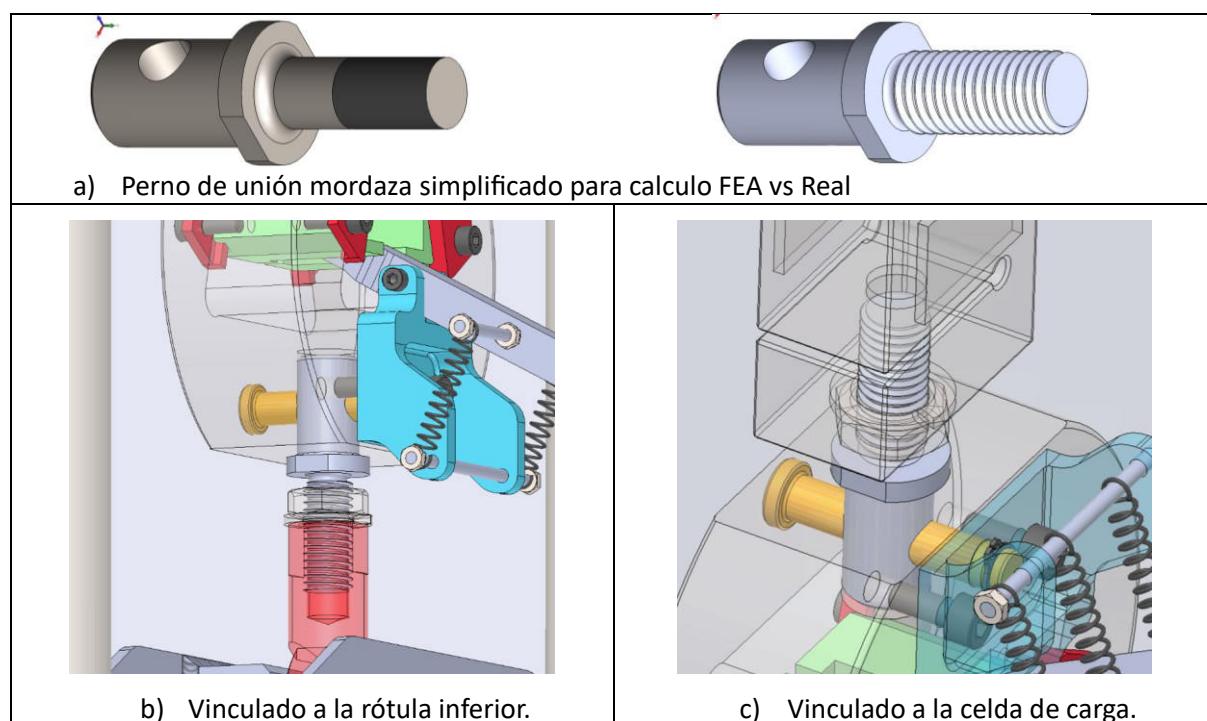


Figura 6-17 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en perno de unión mordaza – ensayo a 10[kN]

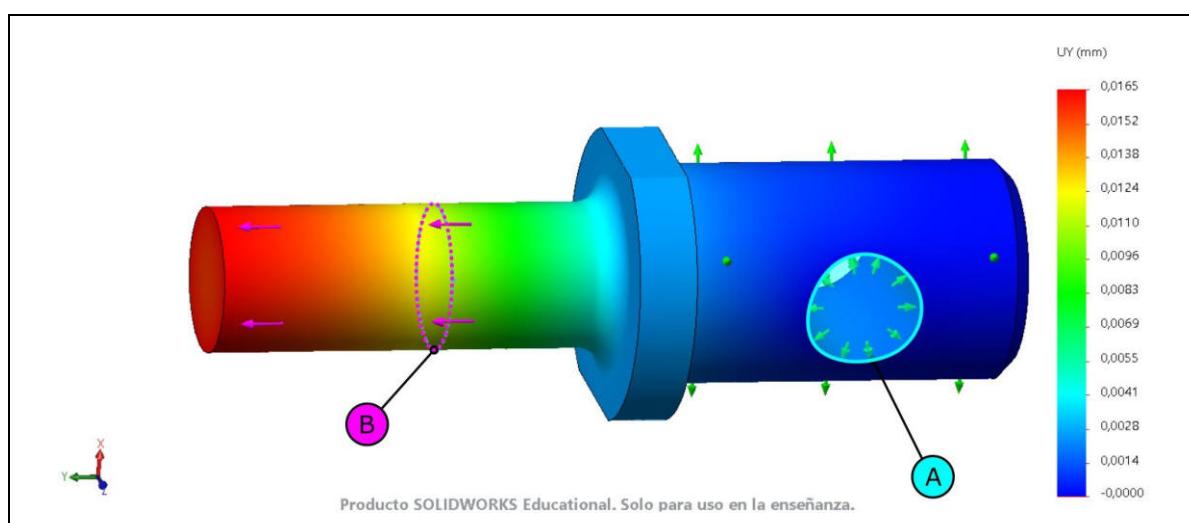
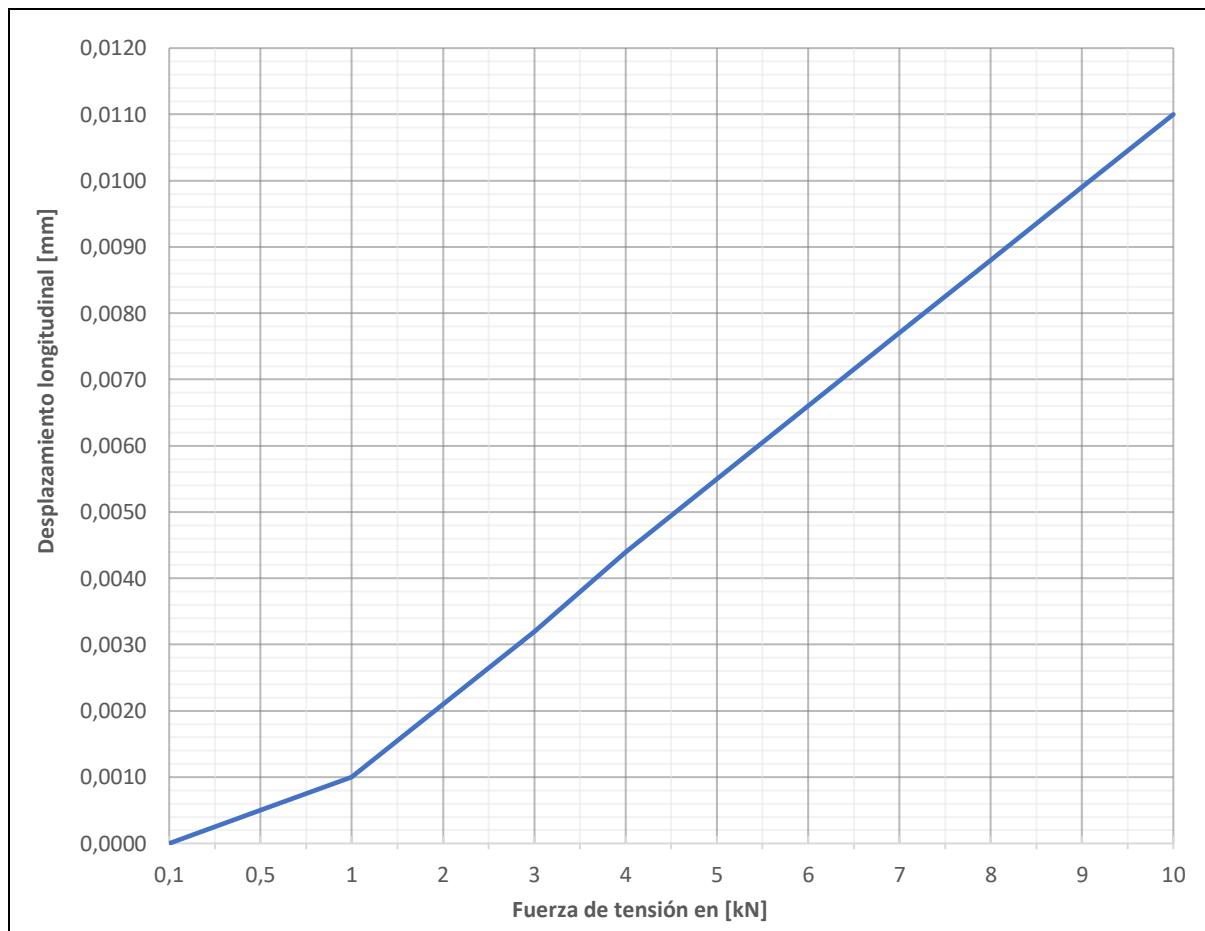


Figura 6-18 Perno de unión mordaza - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en arista [B]



Se observa que a 10[kN] el **perno de unión mordaza llega hasta 0,011 [mm] de deformación longitudinal en la arista que hace contacto con la celda de carga o rótula.**

Tabla 6-5 Deformaciones longitudinales en arista [B] – Perno de unión mordaza

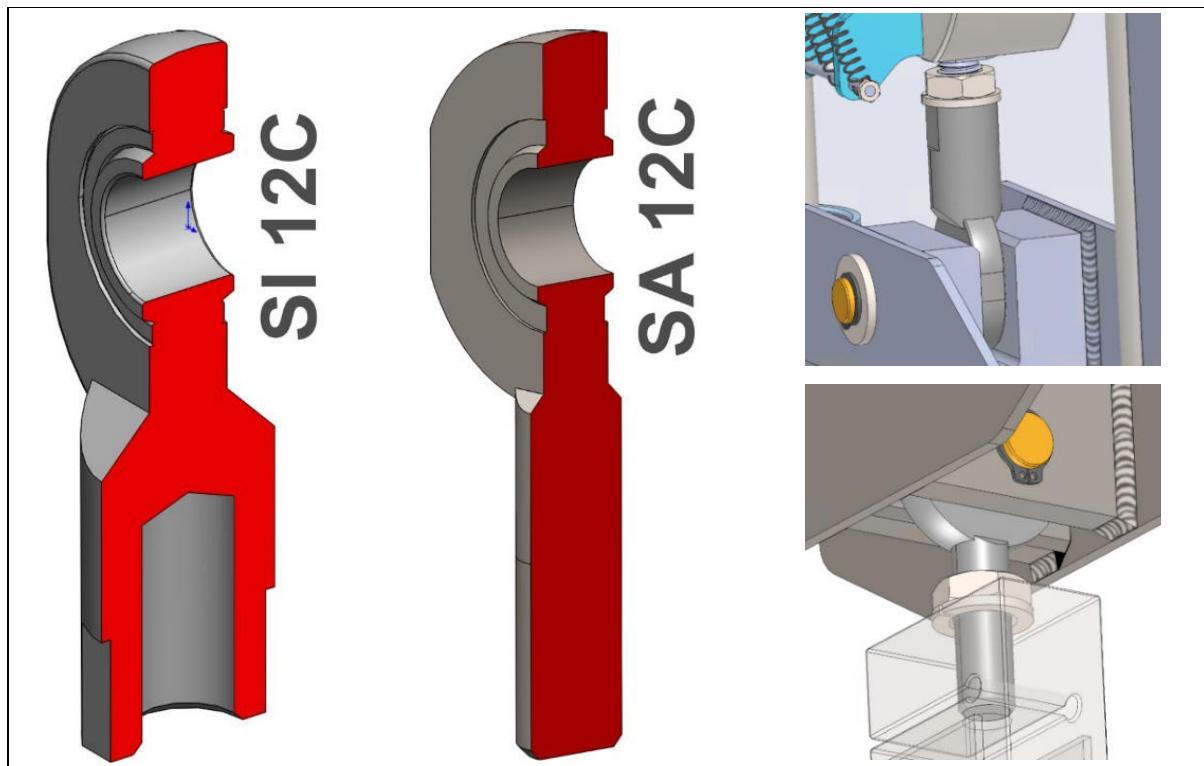
Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	0,0065	0,0323	0,0646	0,1292	0,1938	0,2584	0,3230	0,3876	0,4522	0,5168	0,5815	0,6461
Avg [mm]	0,0001	0,0006	0,0011	0,0022	0,0033	0,0045	0,0056	0,0067	0,0078	0,0089	0,0100	0,0111
Máx. [mm]	0,0001	0,0006	0,0011	0,0022	0,0033	0,0045	0,0056	0,0067	0,0078	0,0089	0,0100	0,0111
Min. [mm]	0,0001	0,0006	0,0011	0,0022	0,0033	0,0045	0,0056	0,0067	0,0078	0,0089	0,0100	0,0111
Valor RMS [mm]	0,0001	0,0006	0,0011	0,0022	0,0033	0,0045	0,0056	0,0067	0,0078	0,0089	0,0100	0,0111
Desplazamiento Neto [mm]	0,0000	0,0005	0,0010	0,0021	0,0032	0,0044	0,0055	0,0066	0,0077	0,0088	0,0099	0,0110

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen la arista circular [B].

6.6.5 Rótula inferior [4]

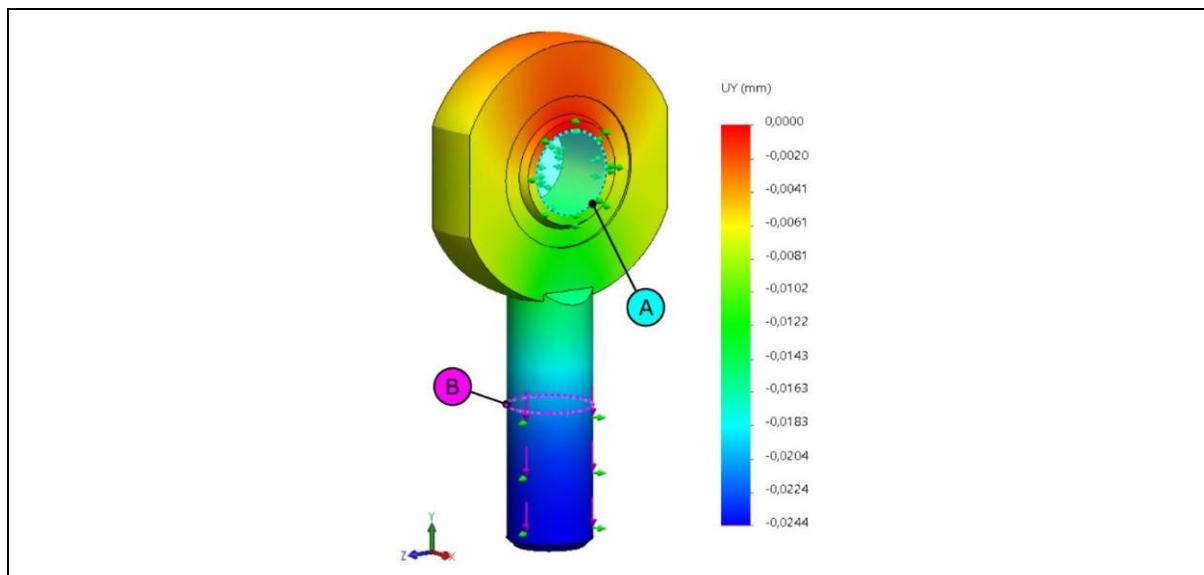
Hay 2 rótulas en la máquina, la rótula inferior es una **SI 12C (hembra)**, mientras que la superior es una **SA 12C (macho)**. Estas piezas al ser comerciales no se les conoce algún valor de deformación frente a la solicitud mecánica, es por esto que se requiere de un estudio FEA para obtenerlas. Como el material también varía dependiendo del fabricante y no se suele mencionar, se usará como referencia un acero AISI 1010, el cual se vio según estudios obtuvo valores muy similares a un AISI 1045, por tener el módulo de elasticidad similar.

Figura 6-19 Vista en corte de las geometrías de las rótulas M12 marca SKF



En la **Figura 6-19** se observa que la sección de la rótula hembra parece ser mayor que la rótula macho, si bien esto puede variar dependiendo de la marca, se usará la geometría de la rótula macho para calcular las deformaciones y tener un valor más conservador.

Figura 6-20 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en rótula – ensayo a 10[kN]



Como se ve en la **Figura 6-20**, la cara cilíndrica [A] representan la zona que hace contacto con el pasador rótula. Esta es considerada la zona de sujeción, con lo cual los desplazamientos ahí son cero.

La medición del desplazamiento final se hace en la arista [B], que representa la zona donde se comienza a hacer contacto con la celda de carga y es hasta ahí donde se evidencia el desplazamiento de esta rótula.

Se observa que a 10[kN] la **rótula llega hasta 0,0207 [mm] de deformación longitudinal en la arista que hace contacto con la mordaza o celda de carga.**

Figura 6-21 Rótula - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en arista [B]

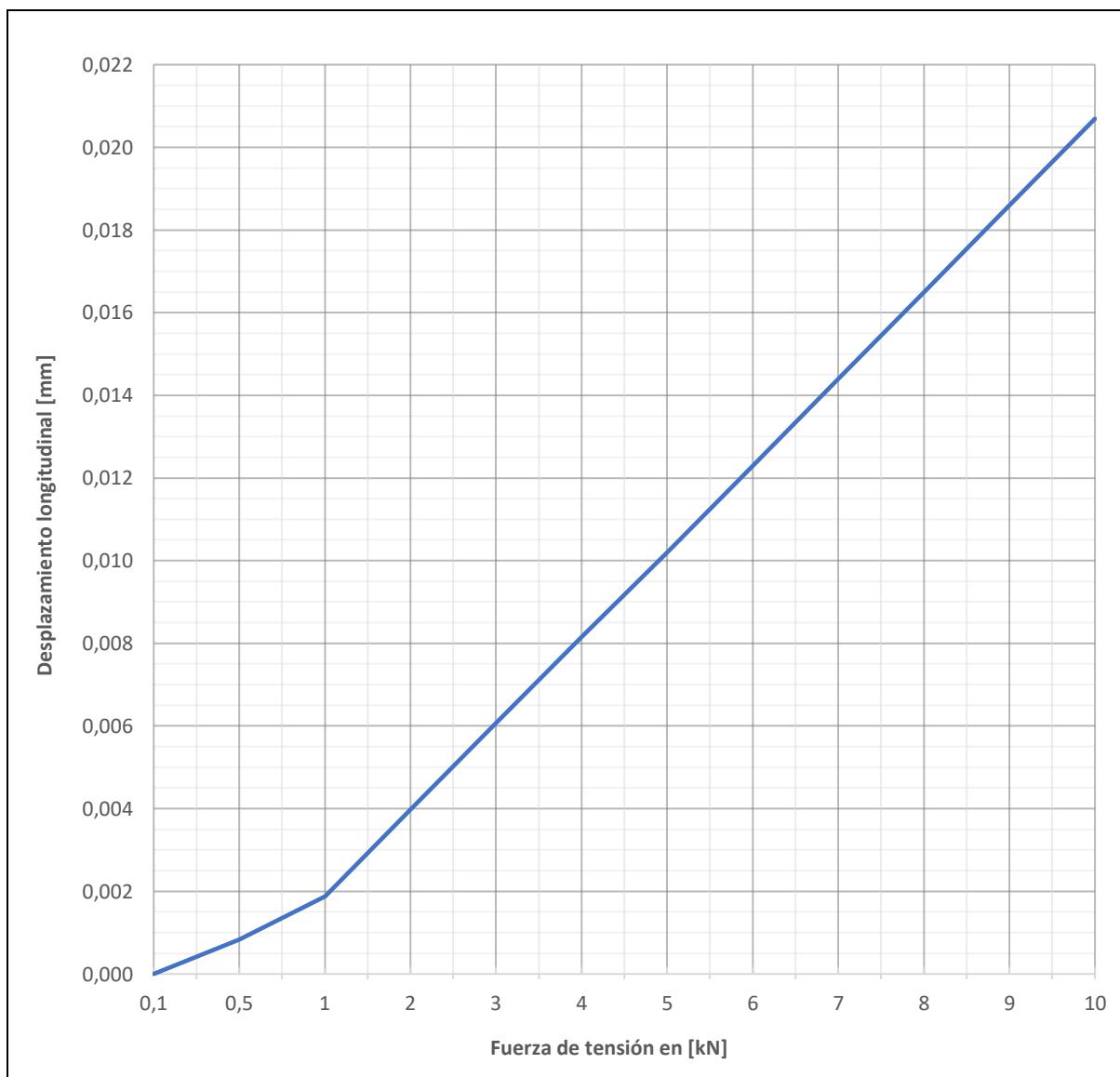


Tabla 6-6 Deformaciones longitudinales en arista [B] – Rótula

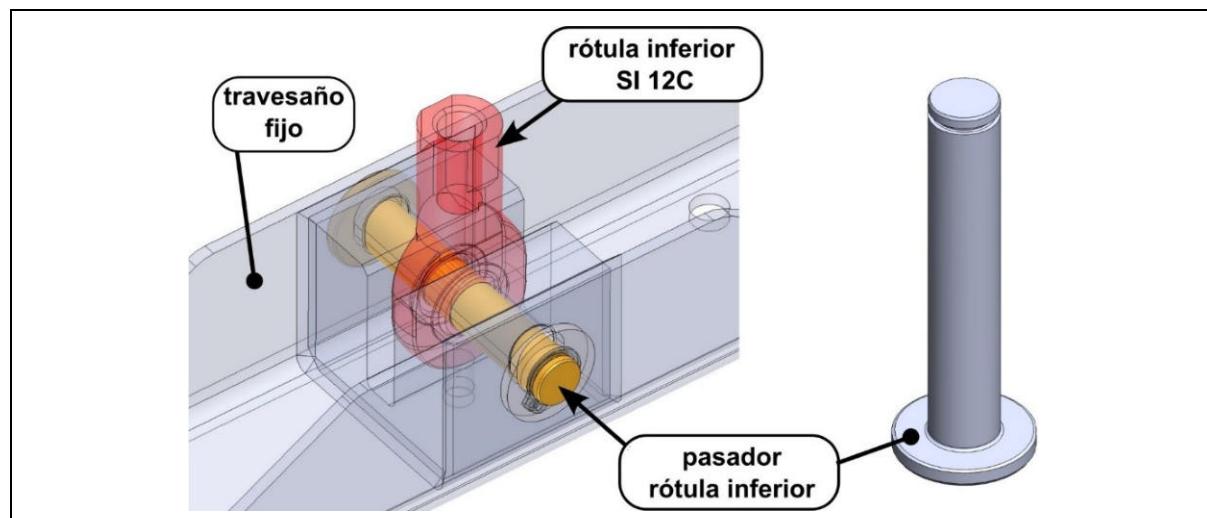
Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	-0,0238	-0,1190	-0,2380	-0,4760	-0,7140	-0,9530	-1,1900	-1,4300	-1,6700	-1,9100	-2,1400	-2,3800
Avg [mm]	-0,0002	-0,0010	-0,0021	-0,0042	-0,0063	-0,0084	-0,0104	-0,0125	-0,0146	-0,0167	-0,0188	-0,0209
Máx. [mm]	-0,0002	-0,0010	-0,0021	-0,0042	-0,0063	-0,0054	-0,0104	-0,0125	-0,0146	-0,0167	-0,0188	-0,0209
Min. [mm]	-0,0002	-0,0011	-0,0021	-0,0042	-0,0063	-0,0084	-0,0105	-0,0125	-0,0146	-0,0167	-0,0188	-0,0209
Valor RMS [mm]	0,0002	0,0010	0,0021	0,0042	0,0063	0,0084	0,0104	0,0125	0,0146	0,0167	0,0188	0,0209
Desplazamiento Neto [mm]	0,0000	0,0008	0,0019	0,0040	0,0061	0,0082	0,0102	0,0123	0,0144	0,0165	0,0186	0,0207

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen la arista circular [B].

6.6.6 Pasador rótula inferior [5]

Para este ensayo se analizó solo el pasador de la rótula, es decir, no se introdujeron los componentes en contacto, si no que se simularon con líneas de partición y condiciones de frontera equivalentes. Ver [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

Figura 6-22 Pasador rótula inferior - componentes en contacto



Como se ve en la [Figura 6-23](#) las mediciones se realizaron en 2 zonas, en primer lugar, en las aristas [A] que representan la zona media que hace contacto con el travesaño fijo. Esta es considerada la zona de sujeción, con lo cual los desplazamientos ahí son cero.

La otra medición es en las aristas [B] que representa la zona media que hace contacto con la rótula inferior y es donde se evidencia el desplazamiento.

Figura 6-23 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en pasador rótula inferior – ensayo a 10[kN]

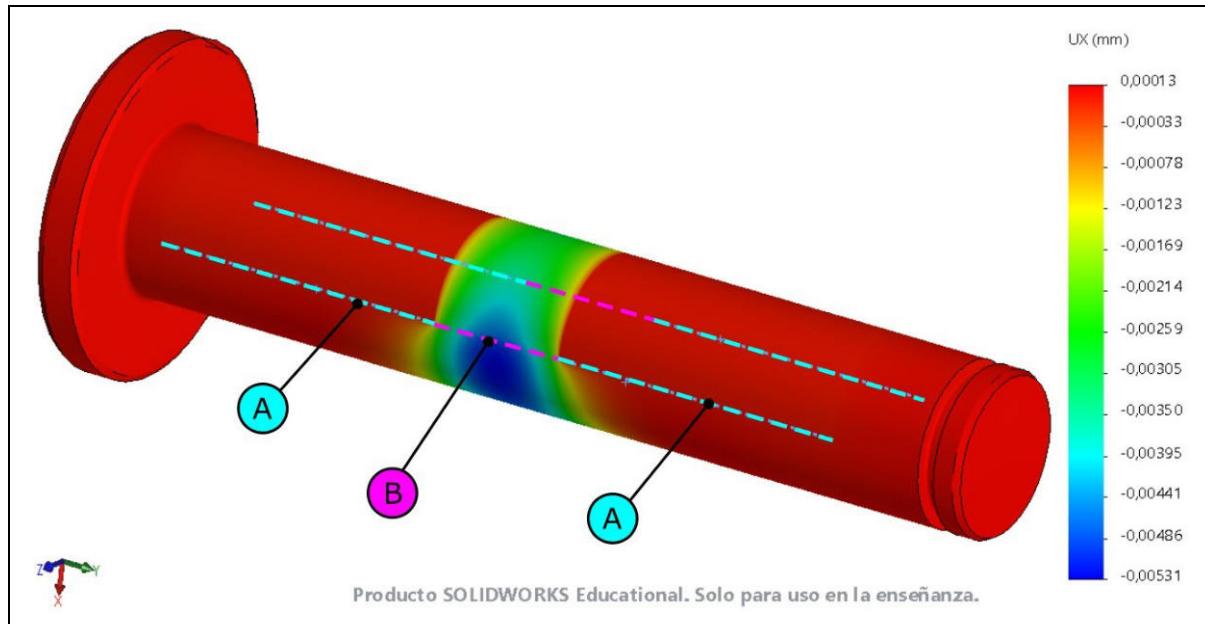
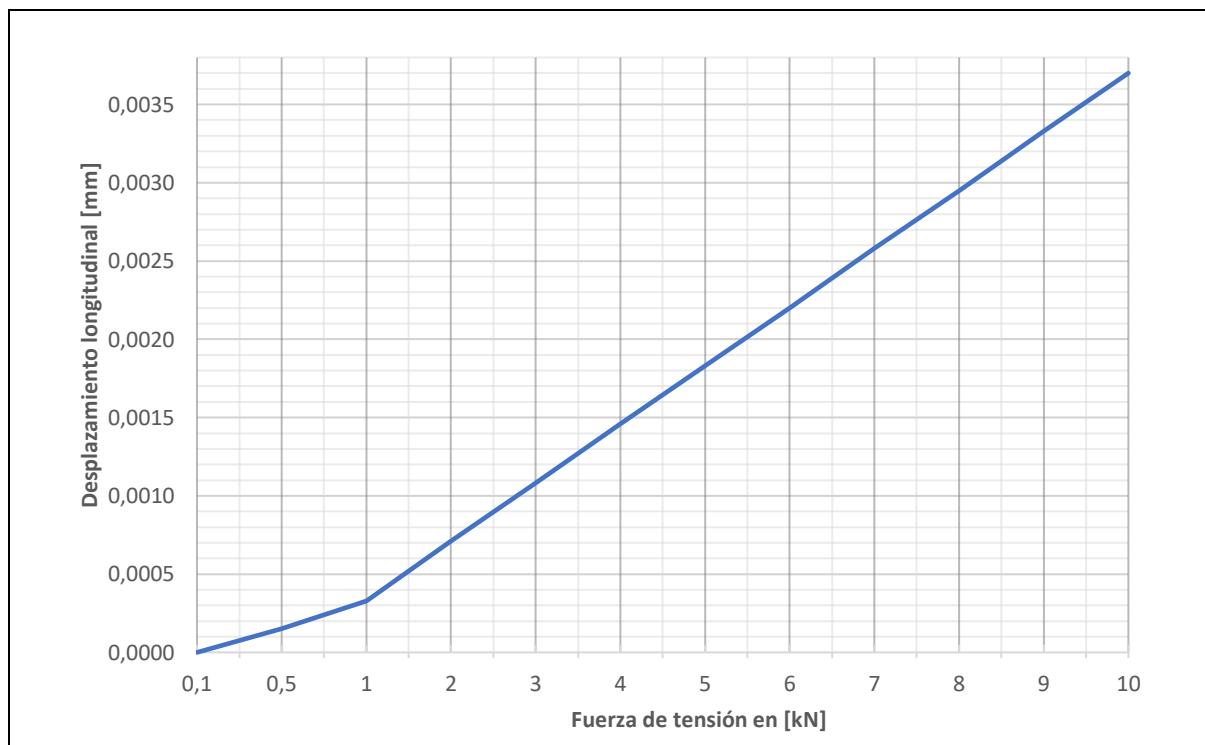


Figura 6-24 Pasador rótula inferior - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B]



Se observa que a 10[kN] el **pasador rótula inferior llega hasta 0,0037 [mm]** de deformación longitudinal.

Tabla 6-7 Deformaciones longitudinales en aristas [B] – Pasador rótula inferior

Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	-0,00965	-0,04825	-0,0965	-0,19302	-0,28953	-0,38604	-0,48256	-0,57909	-0,67561	-0,77214	-0,86868	-0,96522
Avg [mm]	-0,00004	-0,00019	-0,00037	-0,00075	-0,00112	-0,0015	-0,00187	-0,00224	-0,00262	-0,00299	-0,00337	-0,00374
Máx. [mm]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Min. [mm]	-0,00005	-0,00024	-0,00049	-0,00097	-0,00146	-0,00194	-0,00243	-0,00292	-0,0034	-0,00389	-0,00437	-0,00486
Valor RMS [mm]	0,00004	0,0002	0,00039	0,00078	0,00117	0,00156	0,00195	0,00234	0,00273	0,00312	0,00351	0,0039
Desplazamiento Neto [mm]	0	0,00015	0,00033	0,00071	0,00108	0,00146	0,00183	0,0022	0,00258	0,00295	0,00333	0,0037

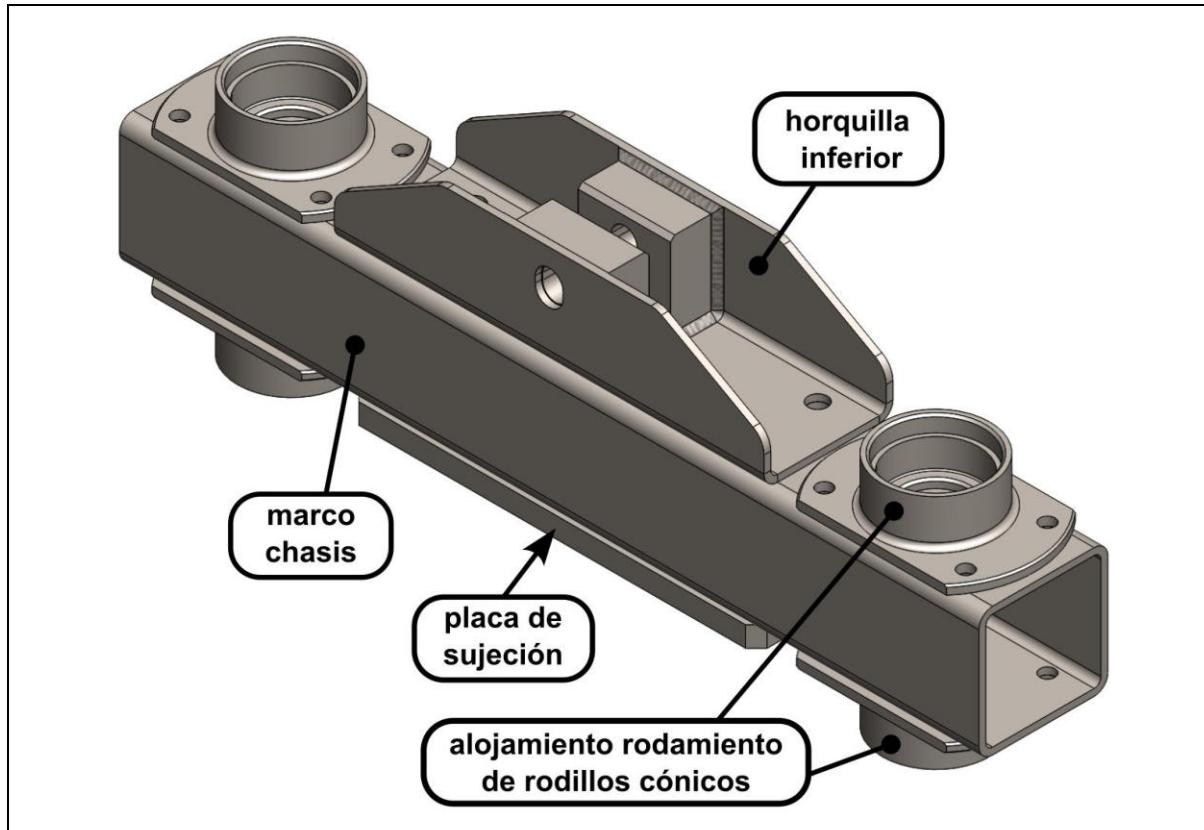
Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen las aristas

[B].

6.6.7 Conjunto travesaño fijo [6]

Este conjunto está compuesto por 7 piezas (ver [Figura 6-25](#)).

[Figura 6-25 Conjunto travesaño fijo - componentes en contacto](#)



Como se ve en la **Figura 6-26** las caras circulares [A] representan la zona que hace contacto con los rodamientos. Estas son consideradas las zonas de sujeción en este estudio FEA, con lo cual los desplazamientos ahí son cero.

La medición del desplazamiento final se hace en las medianas caras cilíndricas [B], que representan la zona donde el pasador rótula inferior realiza el esfuerzo de tensión.

Figura 6-26 Vista en corte del conjunto travesaño fijo armado - zonas de medición

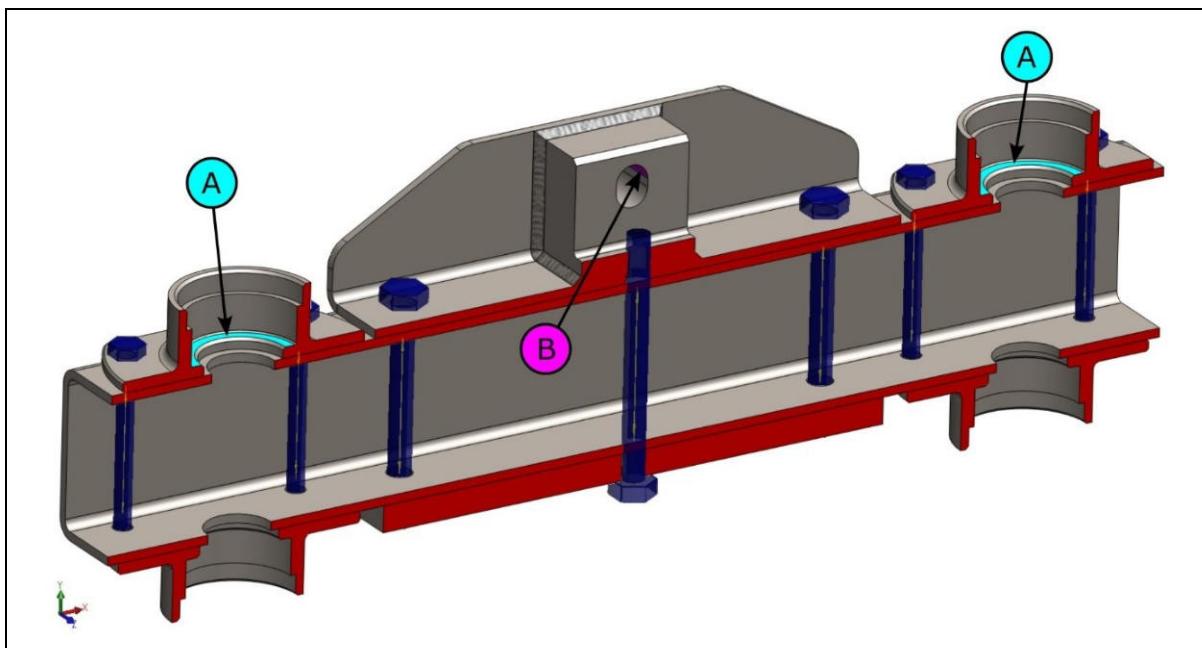


Figura 6-27 Desplazamientos longitudinales en conjunto travesaño fijo – ensayo a 10[kN]

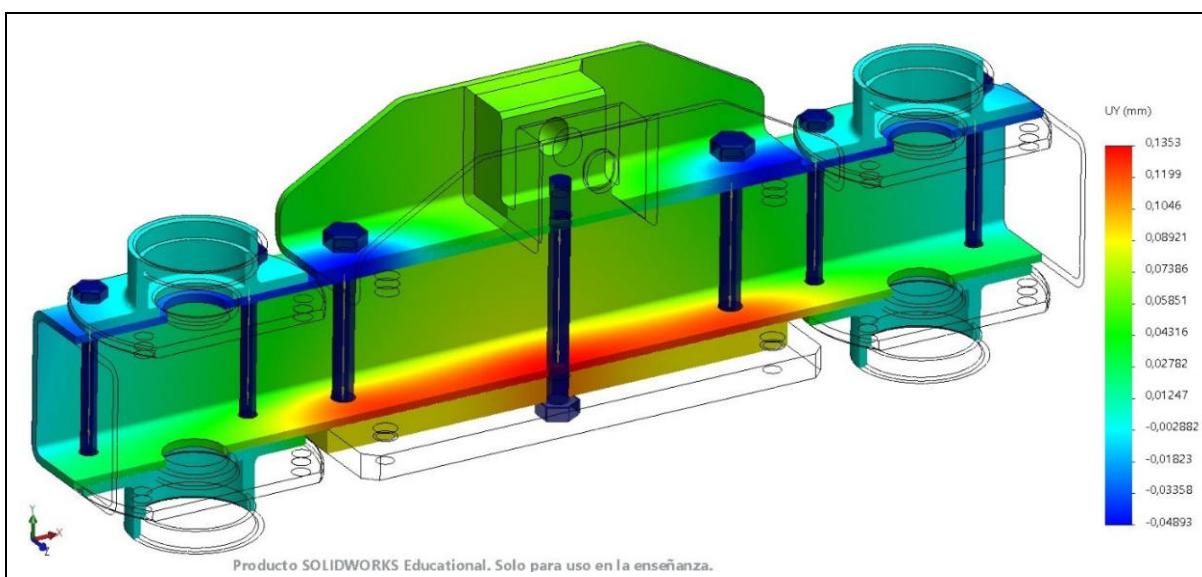
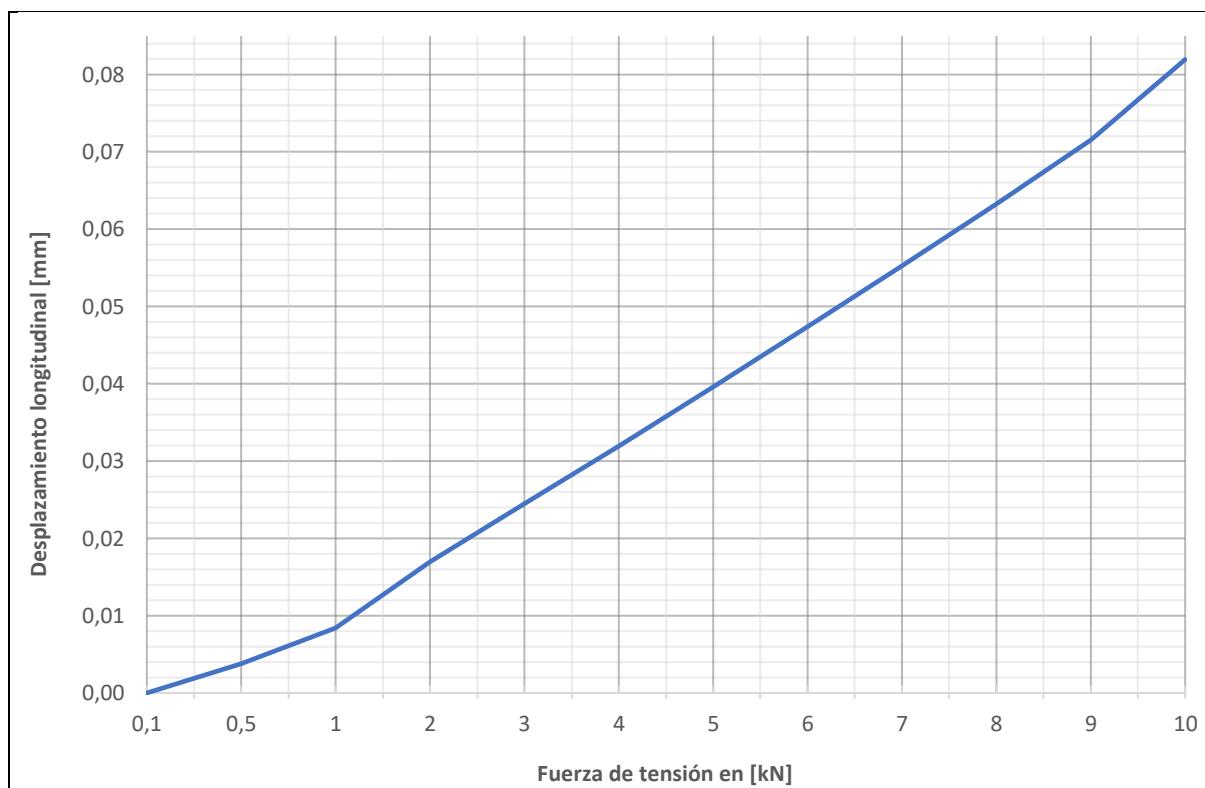


Figura 6-28 Conjunto travesaño fijo - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en caras [B]



Se observa que a 10[kN] el **conjunto travesaño fijo** llega hasta **0,08195 [mm]** de deformación longitudinal (flecha).

Tabla 6-8 Deformaciones longitudinales en caras [B] – Conjunto travesaño fijo

Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	-4,268	-3,407	-2,368	-0,04336	1,27	2,949	4,685	6,442	8,223	10,02	11,9	14,25
Avg [mm]	-0,01889	-0,01508	-0,01048	-0,001918	0,005618	0,01305	0,02073	0,0285	0,03639	0,04435	0,05264	0,06306
Máx. [mm]	-0,01268	-0,009145	-0,004714	0,003493	0,01075	0,01783	0,02512	0,03256	0,04015	0,04779	0,05566	0,06587
Min. [mm]	-0,02484	-0,02091	-0,01618	-0,007359	0,000438	0,008134	0,01608	0,02413	0,03227	0,0405	0,04908	0,05977
Valor RMS [mm]	0,01924	0,01549	0,01104	0,003777	0,006384	0,01335	0,02089	0,0286	0,03645	0,04439	0,05267	0,06308
Desplazamiento Neto [mm]	0	0,00381	0,00841	0,016972	0,024508	0,03194	0,03962	0,04739	0,05528	0,06324	0,07153	0,08195

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen las 2 medianas caras cilíndricas [B].

6.6.8 Tornillo de potencia [7]

Para calcular las deformaciones del tornillo, el estudio FEA se hizo con 5[kN] en lugar de 10[kN], al ser 2 tornillos por lado de la máquina. (Ver [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#)).

Las deformaciones se tomaron en la cara circular [B] que representa la parte del tornillo que entra en contacto con la tuerca de potencia [8], esto es medido desde la cara circular [A] que representa el asiento del tornillo apoyado sobre el rodamiento cónico (Ver [Figura 6-29](#)). La cara [A] al ser una zona de contorno con el travesaño fijo [6], se toma como punto de referencia donde las deformaciones ahí son cero. (ver [Figura 6-30](#))

Figura 6-29 Componentes en contactos con el tornillo de potencia – Zonas de medición

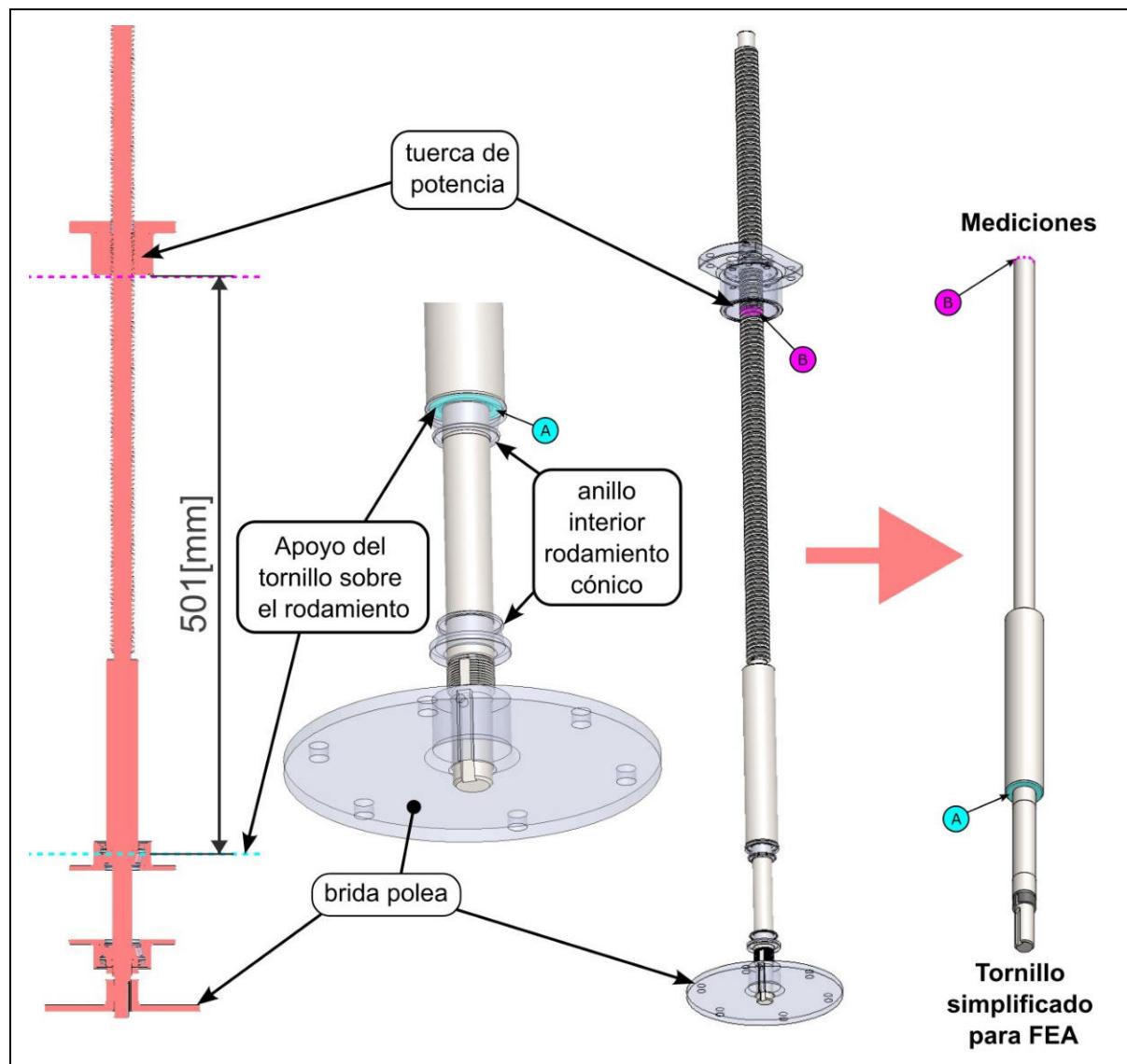


Figura 6-30 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en tornillo de potencia – ensayo a 10[kN]

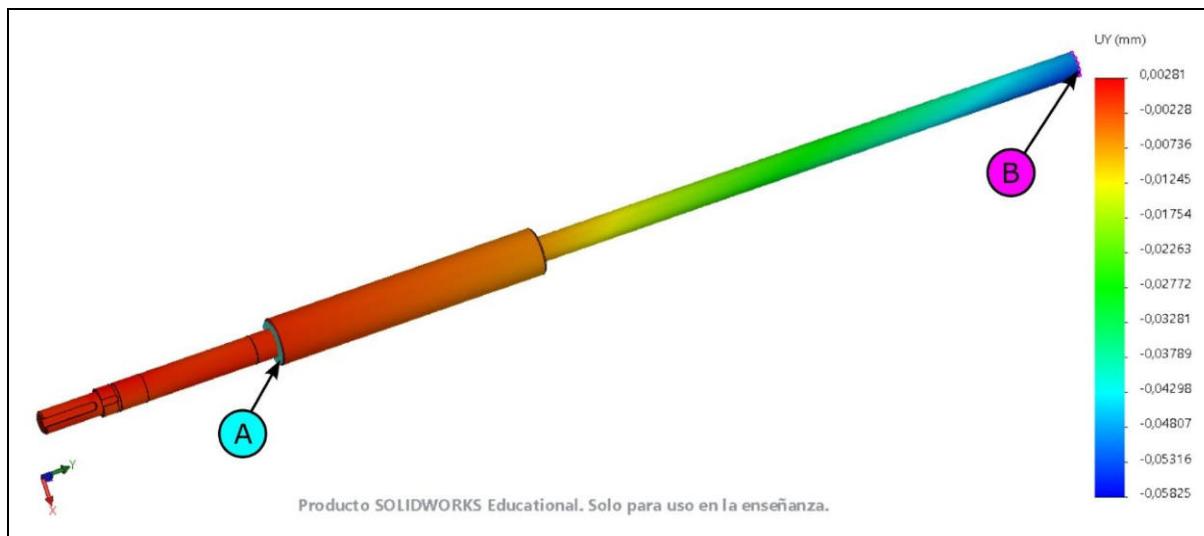
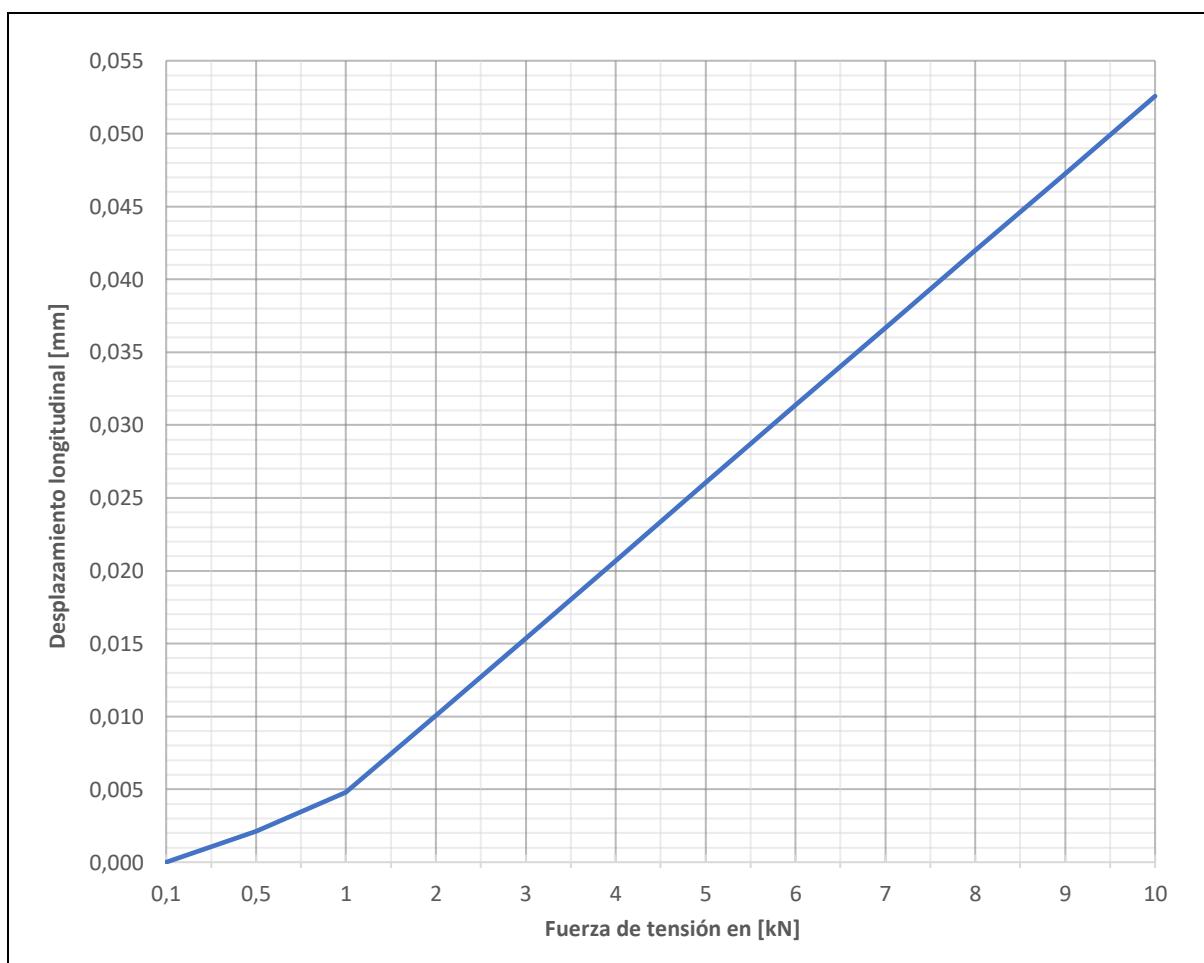


Figura 6-31 Tornillo de potencia - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en cara [B]



Se observa que para un ensayo de tracción a 10[kN] el **tornillo de potencia llega hasta 0,0526 [mm] de deformación longitudinal.**

Tabla 6-9 Deformaciones longitudinales en cara [B] – Tornillo de potencia

Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Torsión aplicada [Nm]	0,12	0,62	1,24	2,47	3,71	4,94	6,18	7,42	8,65	9,89	11,12	12,36
Suma [mm]	-0,0425	-0,2120	-0,4250	-0,8500	-1,2700	-1,7000	-2,1200	-2,5500	-2,9700	-3,4000	-3,8200	-4,2500
Avg [mm]	-0,0005	-0,0027	-0,0053	-0,0106	-0,0159	-0,0212	-0,0266	-0,0319	-0,0372	-0,0425	-0,0478	-0,0531
Máx. [mm]	-0,0005	-0,0024	-0,0049	-0,0097	-0,0145	-0,0194	-0,0242	-0,0291	-0,0339	-0,0388	-0,0436	-0,0485
Min. [mm]	-0,0006	-0,0029	-0,0058	-0,0116	-0,0175	-0,0233	-0,0291	-0,0349	-0,0408	-0,0466	-0,0524	-0,0582
Valor RMS [mm]	0,0005	0,0027	0,0053	0,0106	0,0160	0,0213	0,0266	0,0319	0,0372	0,0425	0,0479	0,0532
Desplazamiento Neto [mm]	0,0000	0,0021	0,0048	0,0101	0,0154	0,0207	0,0261	0,0314	0,0367	0,0420	0,0473	0,0526

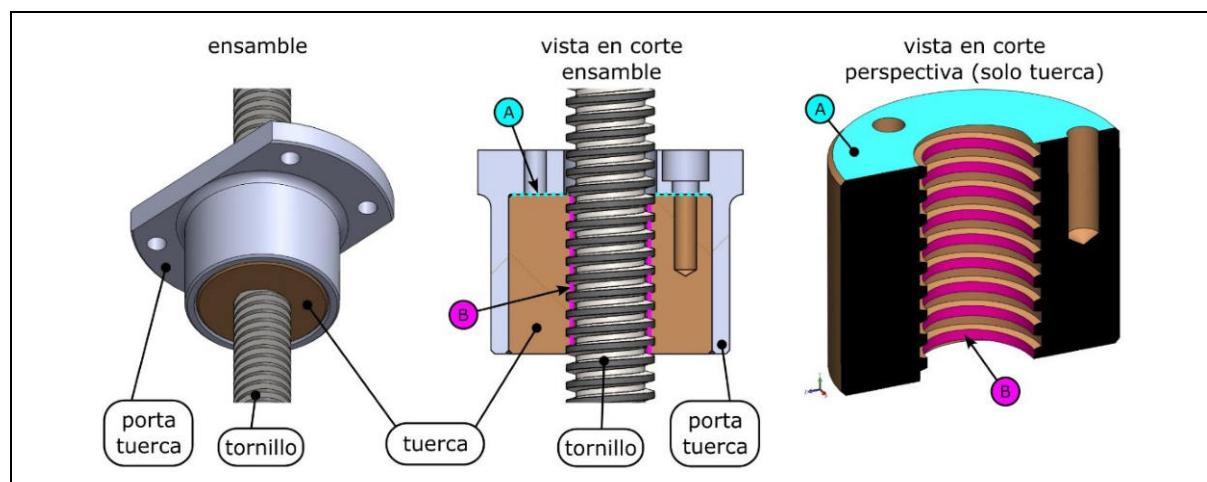
Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen la cara circular [B].

6.6.9 Tuerca de potencia [8]

Al igual que el tornillo de potencia, sobre cada una de las tuercas se aplica 5[kN] en el estudio FEA. (Ver [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#)).

Para calcular las deformaciones se toma la cara [B] que representa la cara interna de la rosca de perfil trapezoidal, sobre todos los nodos contenidos en esa cara se hace el promedio para obtener la deformación longitudinal de la tuerca. Como referencia se parte de la cara circular [A] donde los desplazamientos ahí son cero. (Ver [Figura 6-32](#))

Figura 6-32 Componentes en contacto con la tuerca de potencia - Zonas de medición



La cara [B] representa la interfaz de la tuerca con el tornillo de potencia [7] y la cara [A] con el porta tuerca, parte del conjunto travesaño móvil [9].

Figura 6-33 Desplazamientos longitudinales en tuerca de potencia – ensayo a 10[kN]

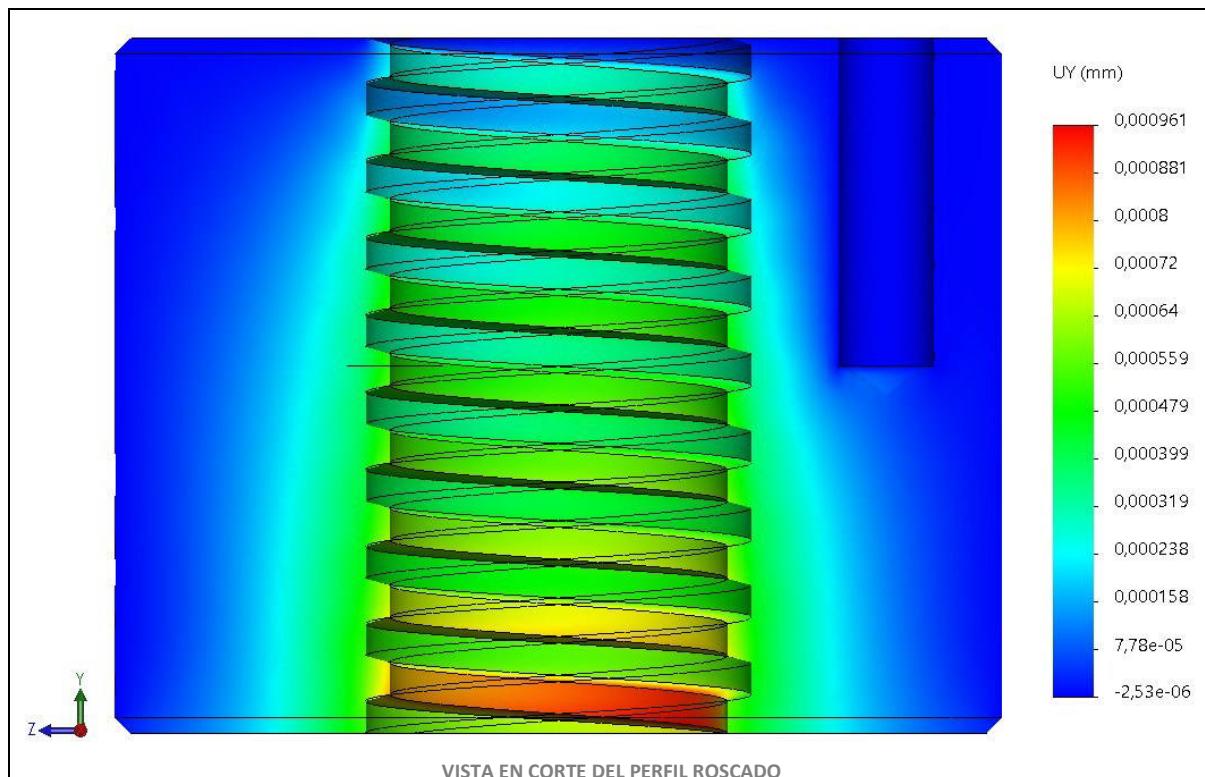
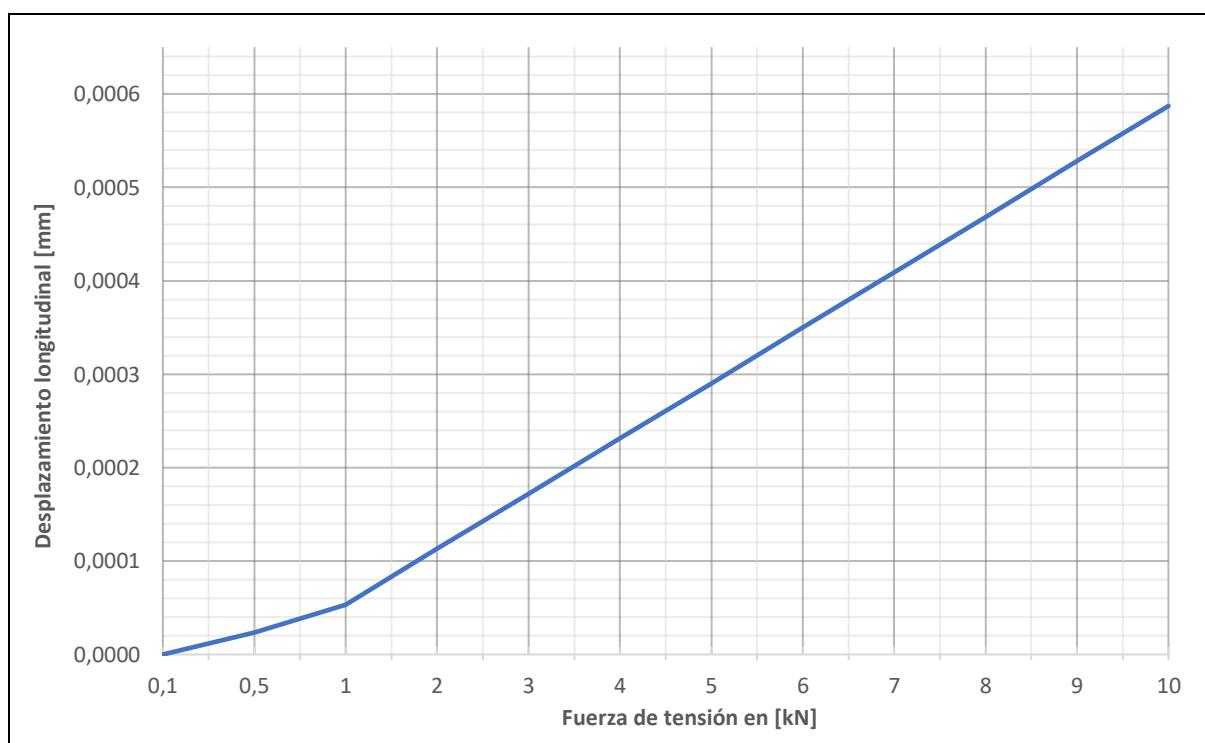


Figura 6-34 Tuerca de potencia - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en cara [B]



Se observa que para un ensayo de tracción a 10[kN] la **tuerca de potencia llega hasta 0,00059 [mm] de deformación longitudinal.**

Tabla 6-10 Deformaciones longitudinales en cara [B] – Tuerca de potencia

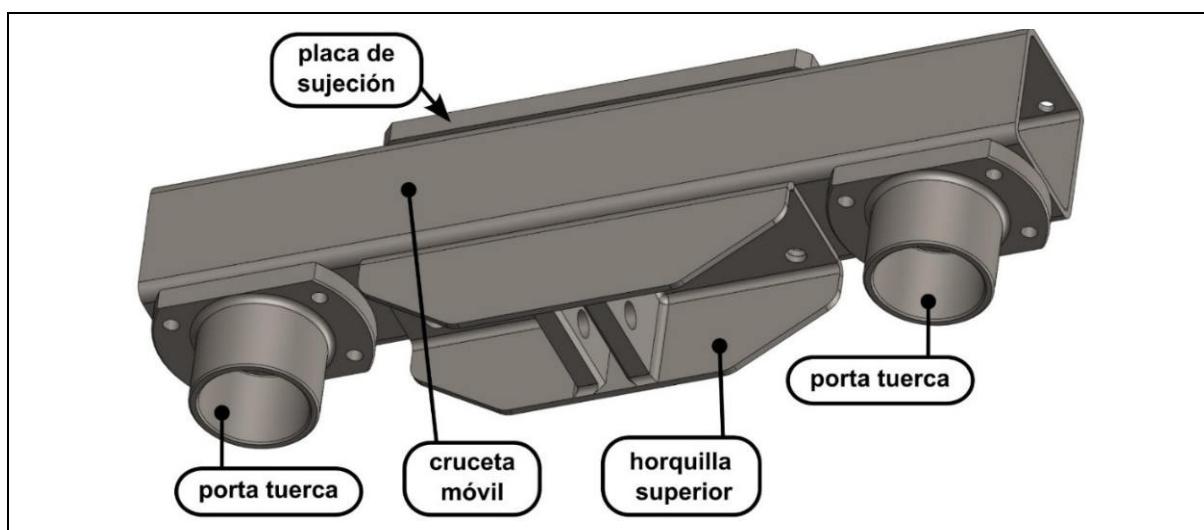
Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Torsión aplicada [Nm]	0,12	0,62	1,24	2,47	3,71	4,94	6,18	7,42	8,65	9,89	11,12	12,36
Suma [mm]	0,00009	0,00047	0,00949	0,00190	0,00285	0,00379	0,00474	0,00569	0,00664	0,00759	0,00854	0,00949
Avg [mm]	0,00001	0,00003	0,00006	0,00012	0,00018	0,00024	0,00030	0,00036	0,00042	0,00047	0,00053	0,00059
Máx. [mm]	0,00001	0,00003	0,00006	0,00012	0,00018	0,00024	0,00030	0,00036	0,00042	0,00048	0,00054	0,00060
Min. [mm]	0,00001	0,00003	0,00006	0,00012	0,00017	0,00023	0,00029	0,00035	0,00041	0,00046	0,00052	0,00058
Valor RMS [mm]	0,00001	0,00003	0,00059	0,00012	0,00018	0,00024	0,00030	0,00036	0,00042	0,00047	0,00053	0,00059
Desplazamiento Neto [mm]	0,00000	0,00002	0,00005	0,00011	0,00017	0,00023	0,00029	0,00035	0,00041	0,00047	0,00053	0,00059

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen la cara [B].

6.6.10 Conjunto travesaño móvil [9]

Este conjunto está compuesto por 5 piezas (ver [Figura 6-35](#)).

Figura 6-35 Conjunto travesaño móvil - componentes en contacto



Como se ve en la [Figura 6-36](#), las caras circulares [A] representan la zona que hace contacto con la tuerca de potencia [8]. Estas son consideradas las zonas de sujeción en este estudio FEA, con lo cual los desplazamientos ahí son cero.

La medición del desplazamiento final se hace en las caras cilíndricas [B], que representan la zona donde el pasador rótula superior [10] realiza el esfuerzo de tensión.

Figura 6-36 Vista en corte del conjunto travesaño móvil armado - zonas de medición

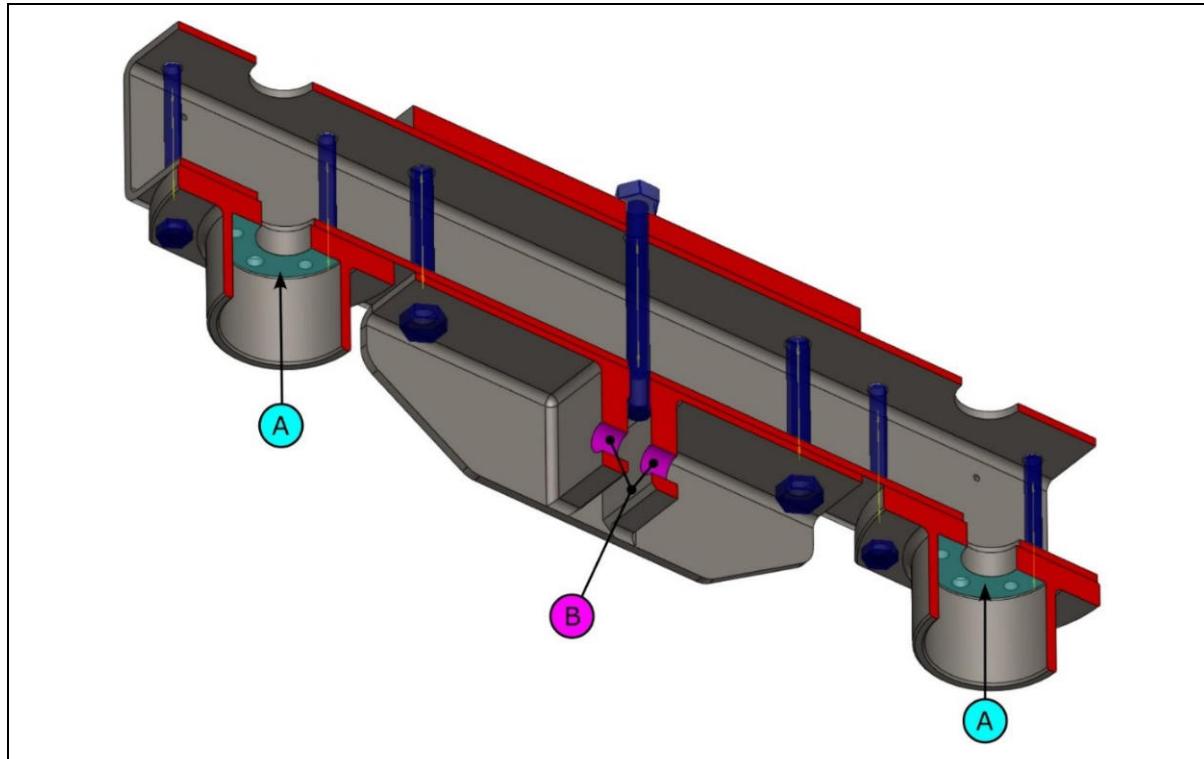


Figura 6-37 Desplazamientos longitudinales en conjunto travesaño móvil – ensayo a 10[kN]

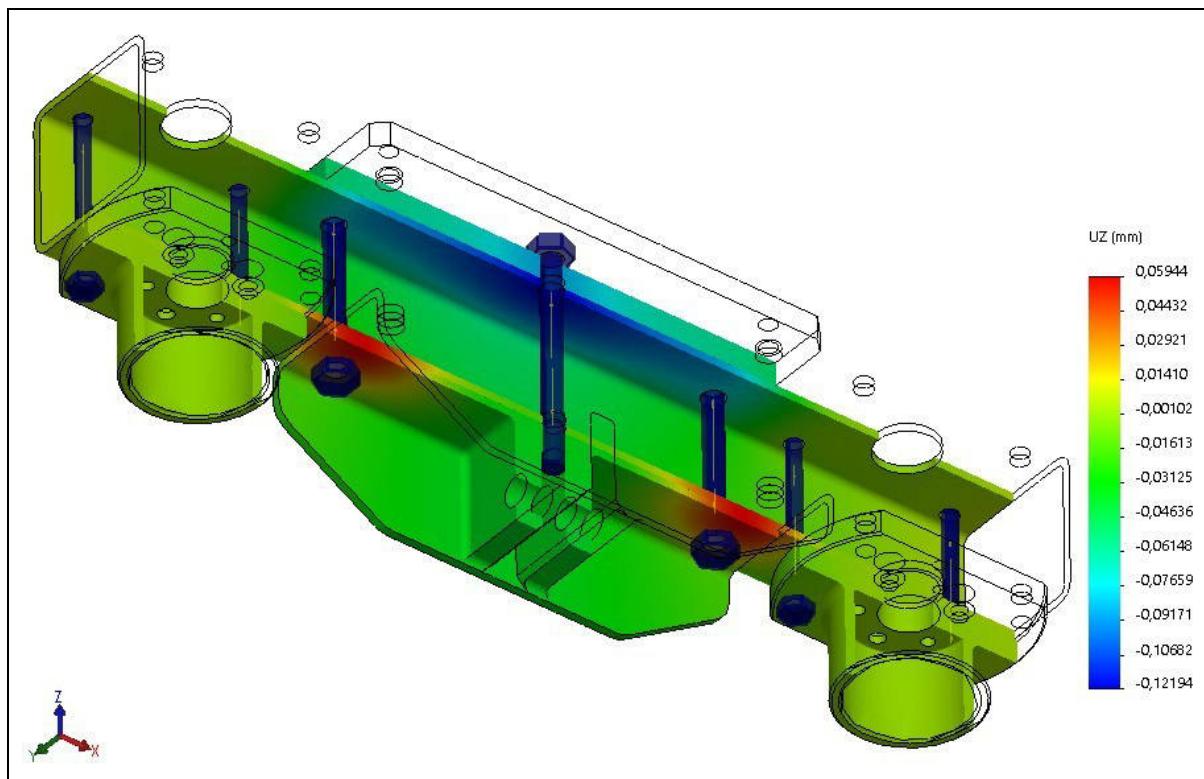
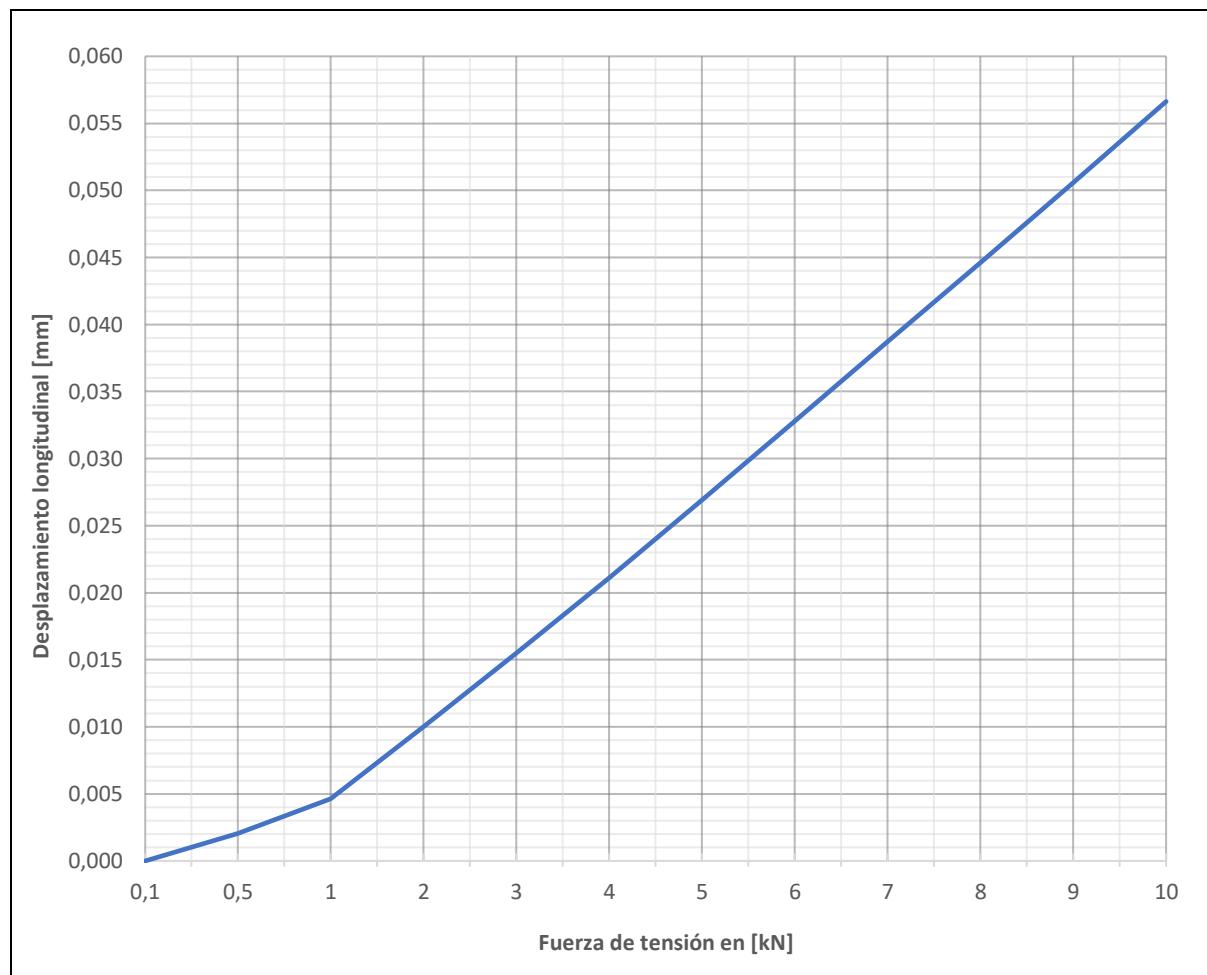


Figura 6-38 Conjunto travesaño móvil - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en caras [B]



Se observa que a 10[kN] el **conjunto travesaño fijo** llega hasta 0,05663 [mm] de deformación longitudinal (flecha).

Tabla 6-11 Deformaciones longitudinales en caras [B] – Conjunto travesaño fijo

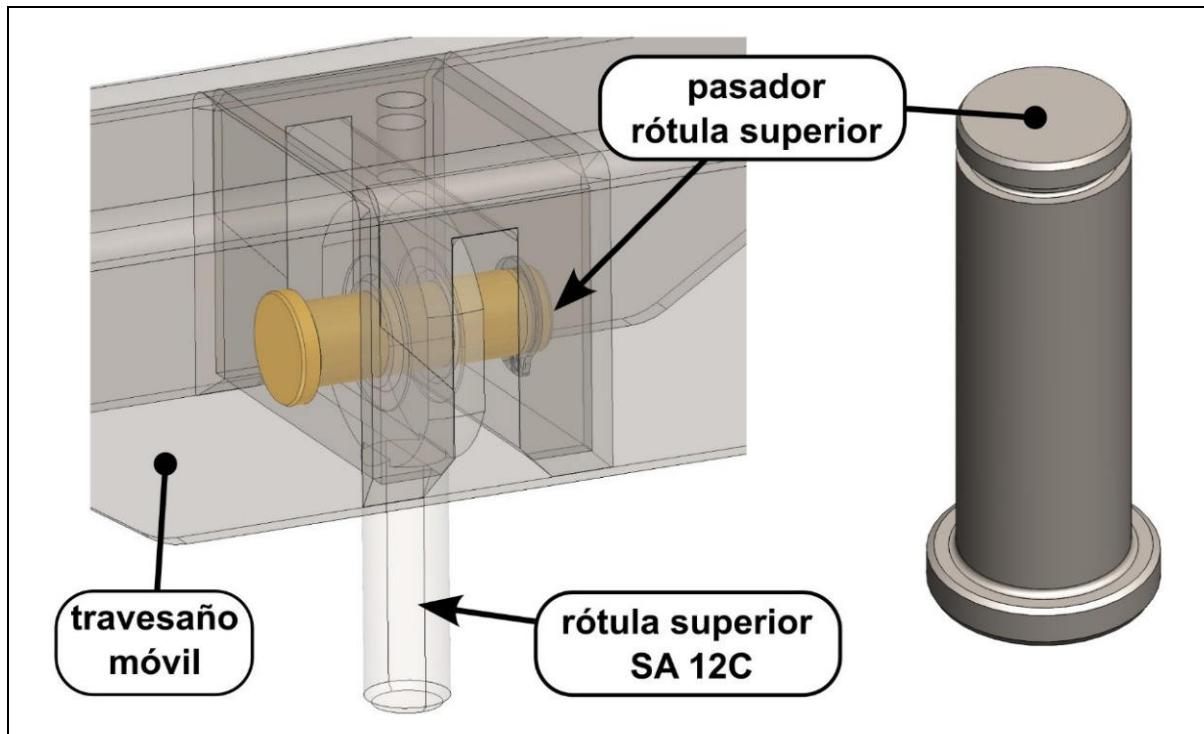
Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	3,537	3,132	2,616	1,556	0,473	-0,6416	-1,794	-2,955	-4,126	-5,296	-6,478	-7,675
Avg [mm]	0,01786	0,01582	0,01321	0,007858	0,002389	-0,003241	-0,009059	-0,01492	-0,02084	-0,02675	-0,03272	-0,03877
Máx. [mm]	0,01862	0,01658	0,014	0,008684	0,003253	-0,002342	-0,008125	-0,01395	-0,01983	-0,02571	-0,03164	-0,03765
Min. [mm]	0,01729	0,01521	0,01258	0,007164	0,001634	-0,004059	-0,009938	-0,01586	-0,02183	-0,0278	-0,03383	-0,03997
Valor RMS [mm]	0,01787	0,01582	0,01321	0,007866	0,00242	0,003269	0,009071	0,01493	0,02085	0,02676	0,03272	0,03877
Desplazamiento Neto [mm]	0	0,00204	0,00465	0,010002	0,015471	0,021101	0,026919	0,03278	0,0387	0,04461	0,05058	0,05663

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen las 2 caras cilíndricas [B].

6.6.11 Pasador rótula superior [10]

Para este ensayo se analizó solo el pasador de la rótula, es decir, no se introdujeron los componentes en contacto, si no que se simularon con líneas de partición y condiciones de frontera equivalentes. Ver [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

Figura 6-39 Pasador rótula superior - componentes en contacto



Como se ve en la [Figura 6-40](#) las mediciones se realizaron en 2 zonas, en primer lugar, en las aristas [A] que representan la zona media que hace contacto con el travesaño móvil. Esta es considerada la zona de sujeción, con lo cual los desplazamientos ahí son cero.

La otra medición es en las aristas [B] que representa la zona media que hace contacto con la rótula superior y es donde se evidencia el desplazamiento.

Figura 6-40 Desplazamientos longitudinales y zonas de medición en pasador rótula superior

– ensayo a 10[kN]

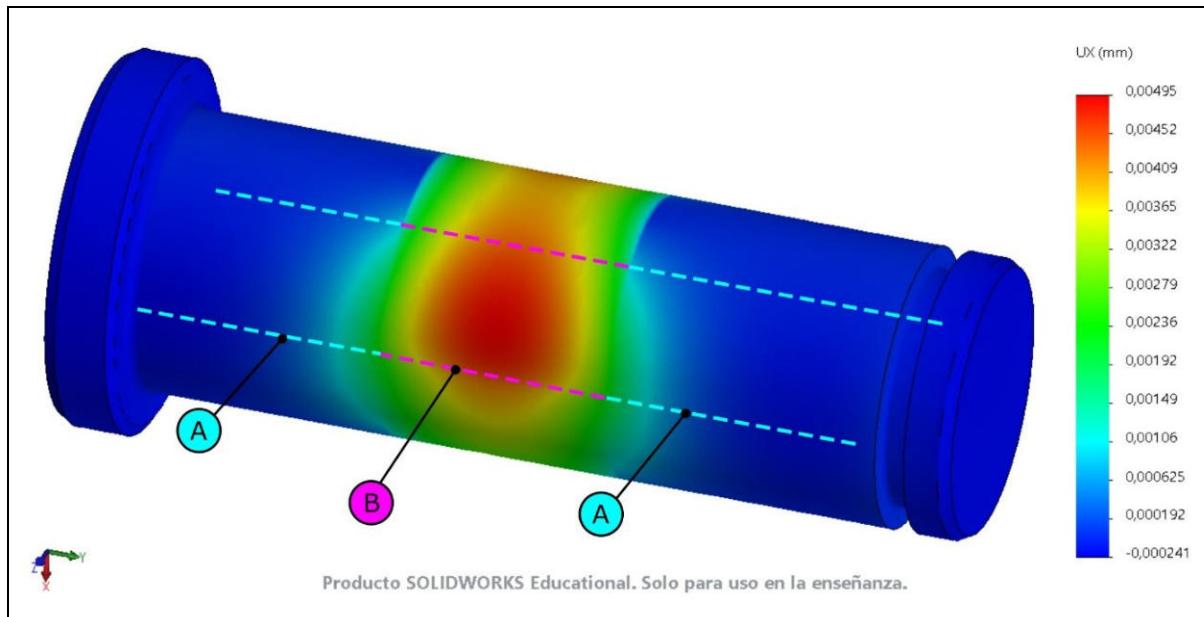
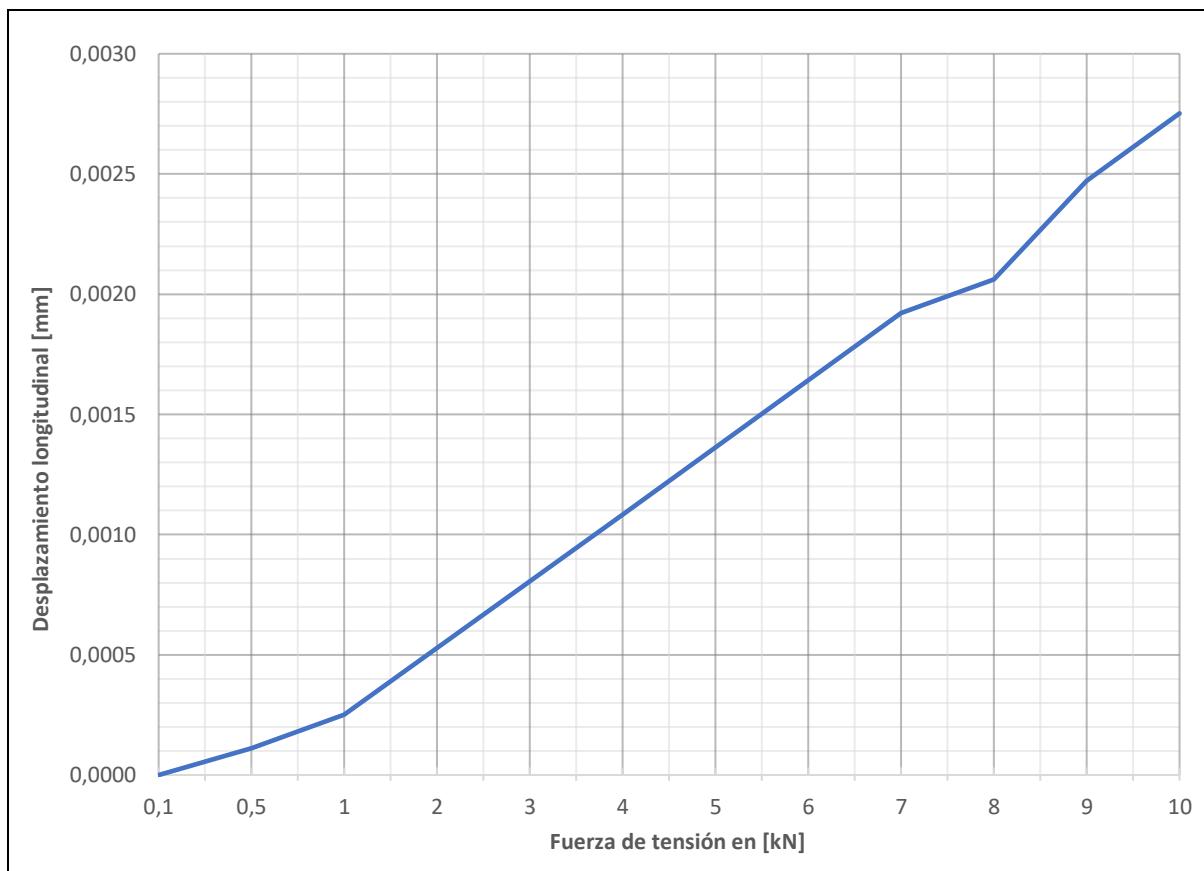


Figura 6-41 Pasador rótula superior - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en aristas [B]



Se observa que a 10[kN] el **pasador rótula superior** llega hasta 0,00272 [mm] de deformación longitudinal.

Tabla 6-12 Deformaciones longitudinales en aristas [B] – Pasador rótula superior

Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	0,00172	0,00862	0,0172	0,0345	0,0517	0,0689	0,0862	0,103	0,121	0,138	0,155	0,172
Avg [mm]	0,0000278	0,000139	0,000278	0,000556	0,000834	0,00111	0,00139	0,00167	0,00195	0,00209	0,0025	0,00278
Máx. [mm]	0,0000357	0,000178	0,000357	0,000714	0,00107	0,00143	0,00178	0,00214	0,0025	0,00285	0,00321	0,00357
Min. [mm]	0,0000111	0,0000554	0,000111	0,000222	0,000332	0,000443	0,000554	0,000665	0,000775	0	0,000997	0,00111
Valor RMS [mm]	0,0000288	0,000144	0,000288	0,000575	0,000863	0,00115	0,00144	0,00173	0,00201	0,00223	0,00259	0,00288
Desplazamiento Neto [mm]	0	0,0001112	0,0002502	0,0005282	0,0008062	0,0010822	0,0013622	0,0016422	0,0019222	0,0020622	0,0024722	0,0027522

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen las aristas [B].

6.6.12 Rótula superior [11]

Se toman las deformaciones iguales a la rótula inferior [4].

6.6.13 Celda de carga [12]

Este componente al ser comercial, no siempre se les conoce algún valor de deformación frente a la solicitud mecánica, es por esto que se requiere de un estudio FEA para obtenerla.

Como el material también varía dependiendo del fabricante (acero / aluminio / acero inoxidable) y no se suele mencionar, se usará como referencia un acero AISI 1045, el cual se vio según estudios obtuvo valores muy similares a un AISI 304, por tener el módulo de elasticidad similar.

Para más información dirigirse al [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

La celda de carga en el ensamble de la máquina (ver [Figura 6-42](#)) se vincula con la rótula superior [11] y el perno de unión mordaza [3].

Para simular las condiciones de contorno se fija la cara cilíndrica [A] donde se sujetla la rótula [11], aquí las deformaciones son cero por considerarse punto de fijación.

Las mediciones se toman en la cara cilíndrica [B] donde se conecta el perno [3]. (Ver

[Figura 6-43](#))

Figura 6-42 Celda de carga - componentes en contacto

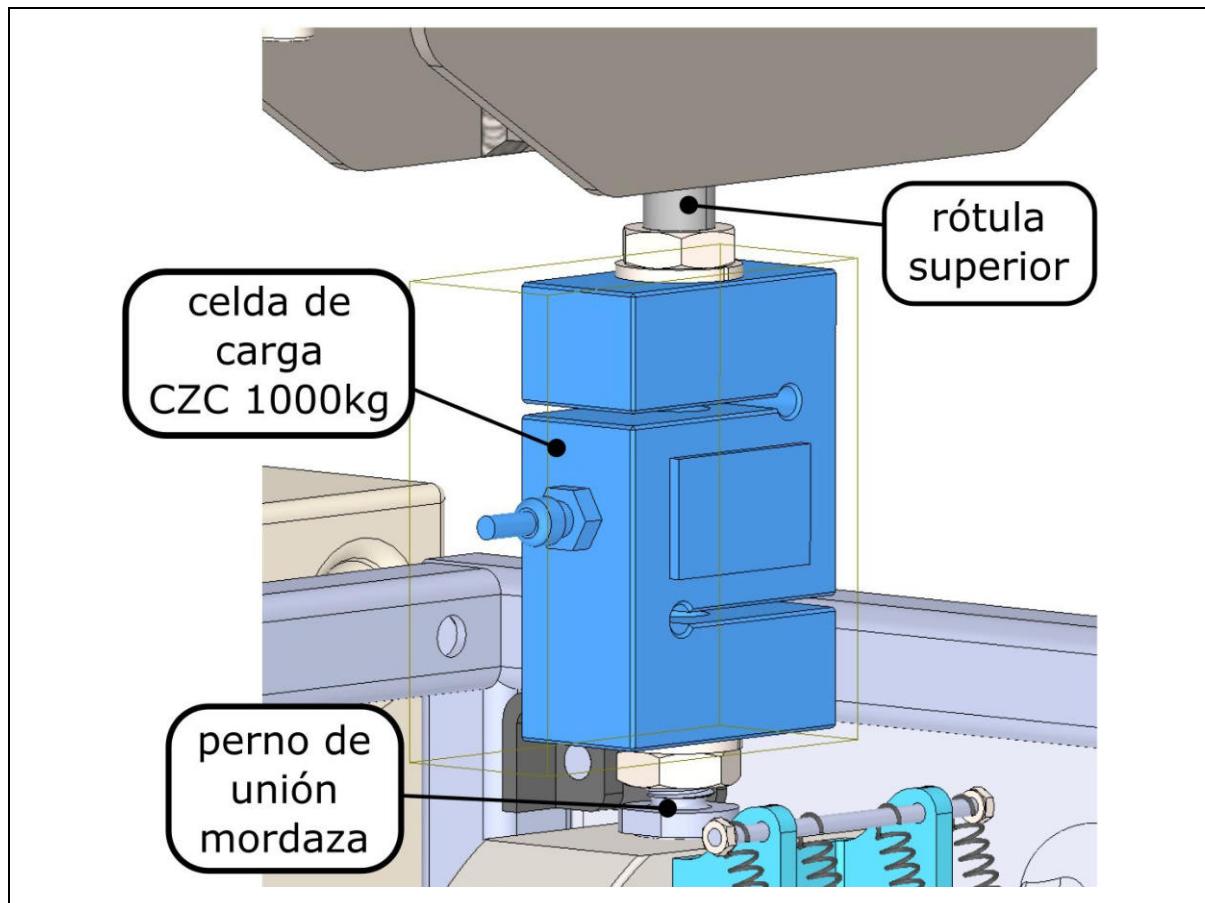


Figura 6-43 Celda de carga - zonas de medición

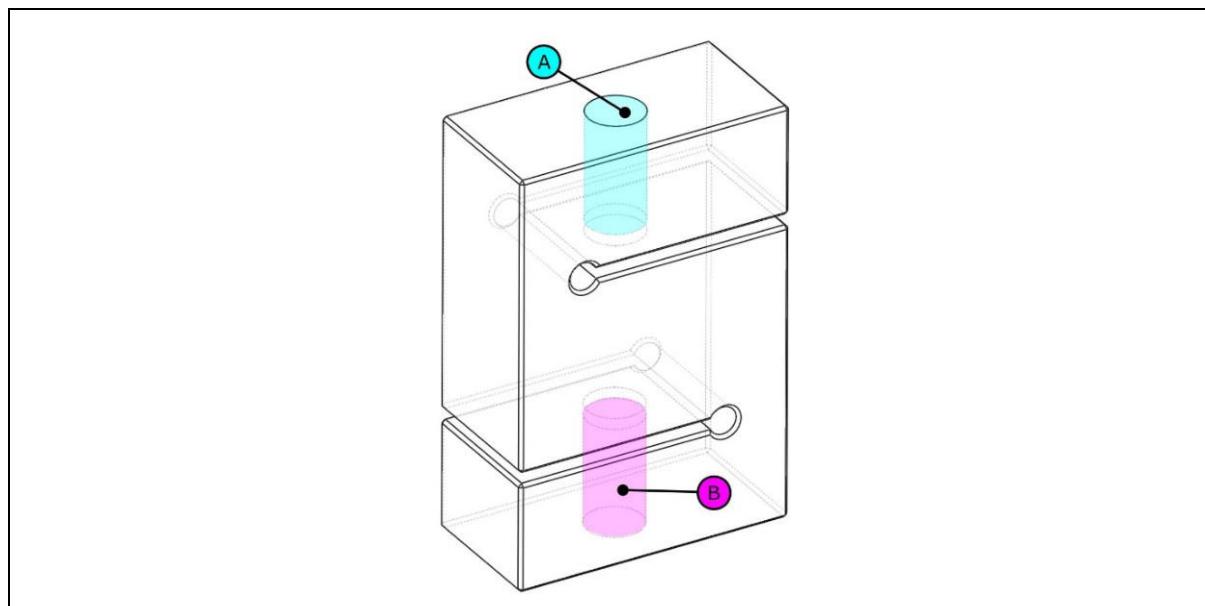


Figura 6-44 Desplazamientos longitudinales en celda de carga – ensayo a 10[kN]

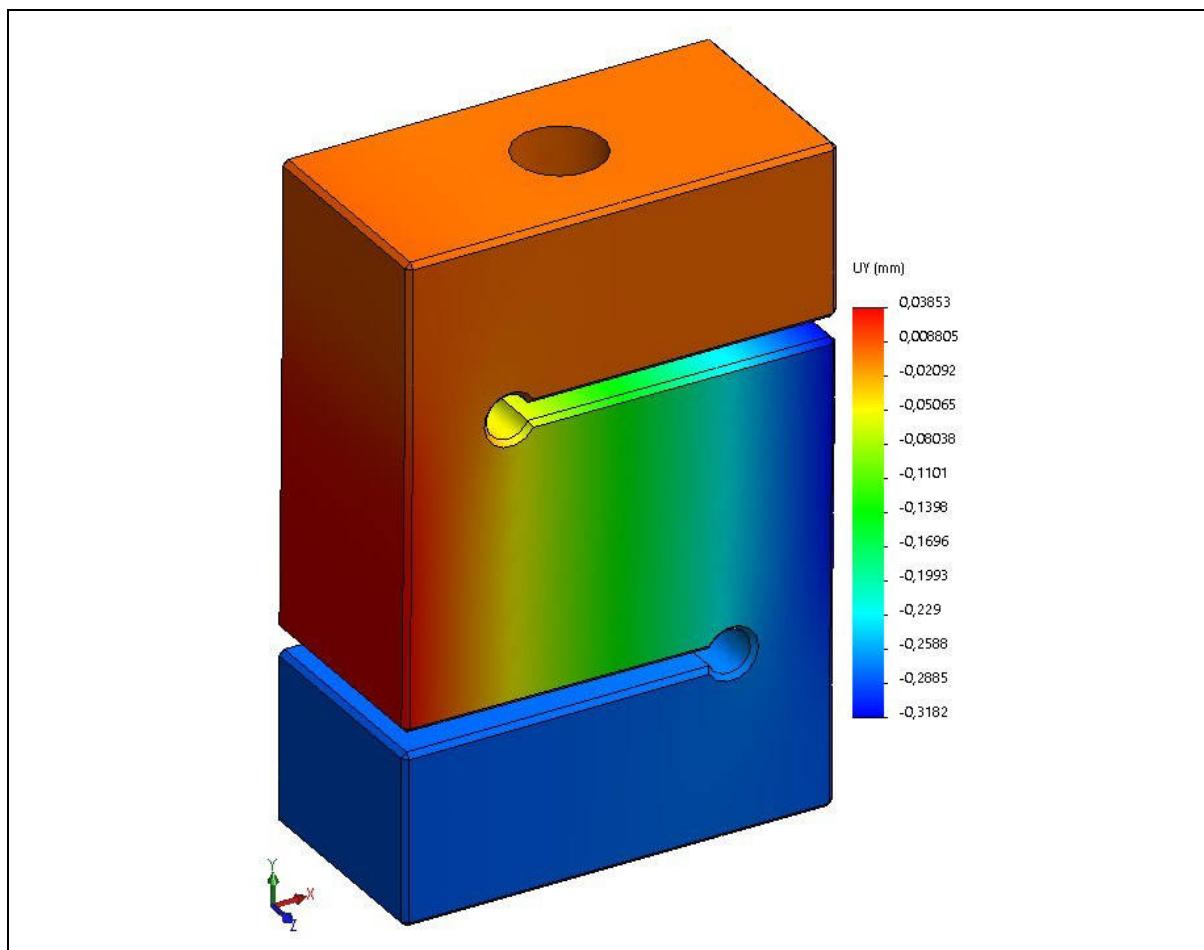
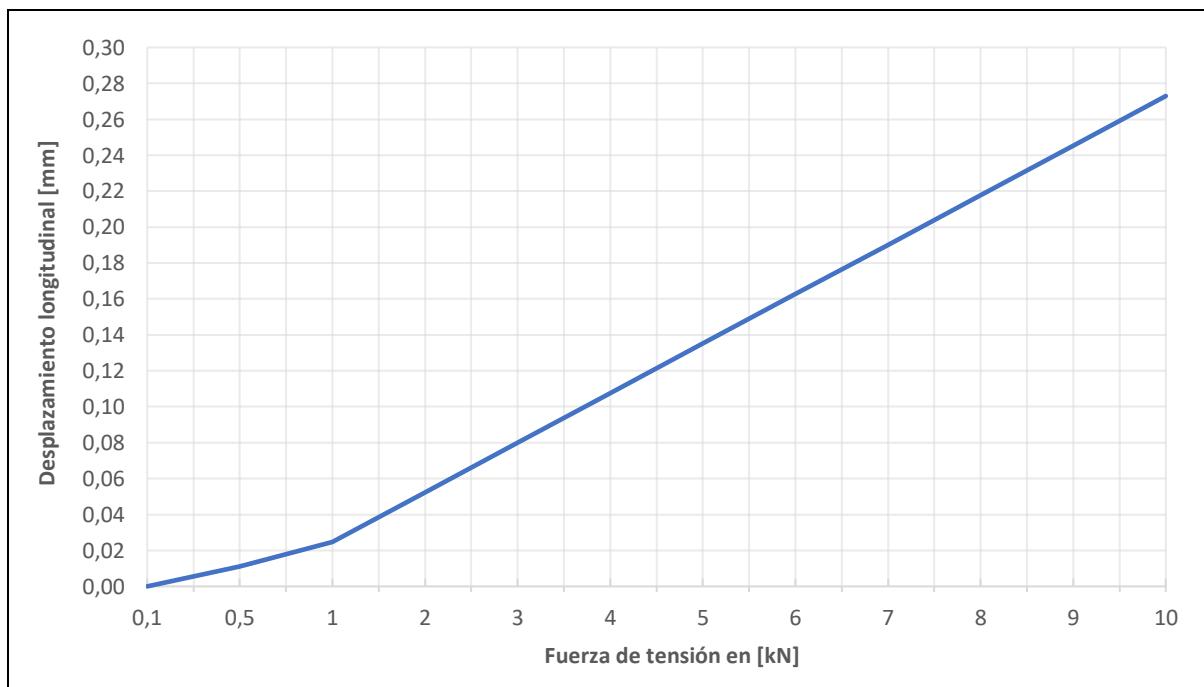


Figura 6-45 Celda de carga - Desplazamiento longitudinal neto [mm] en cara [B]



Se observa que a 10[kN] la **celda de carga llega hasta 0,27 [mm] de deformación longitudinal**. Este valor es similar por ejemplo a la celda de similares características de la marca **SENTRAN ZA series – Compact S Beam Load Cell (2,5 KLB)**. Con lo cual se puede decir que es un valor acorde.

Tabla 6-13 Deformaciones longitudinales en cara [B] – Celda de carga

Tensión aplicada [kN]	0,1	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Suma [mm]	-0,04412	-0,221	-0,4412	-0,8824	-1,324	-1,765	-2,206	-2,647	-3,088	-3,529	-3,971	-4,412
Avg [mm]	-0,002757	-0,014	-0,02757	-0,05515	-0,08272	-0,1103	-0,1379	-0,1654	-0,193	-0,2206	-0,2482	-0,2757
Máx. [mm]	-0,002738	-0,014	-0,02738	-0,05476	-0,08214	-0,1095	-0,1369	-0,1643	-0,1917	-0,219	-0,2464	-0,2738
Min. [mm]	-0,002774	-0,014	-0,02774	-0,05548	-0,08322	-0,111	-0,1387	-0,1664	-0,1942	-0,2219	-0,2497	-0,2774
Valor RMS [mm]	0,002757	0,0138	0,02757	0,05515	0,08272	0,1103	0,1379	0,1654	0,193	0,2206	0,2482	0,2757
Desplazamiento Neto [mm]	0	0,011	0,024813	0,052393	0,079963	0,107543	0,135143	0,162643	0,190243	0,217843	0,245443	0,272943

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen la cara cilíndrica [B].

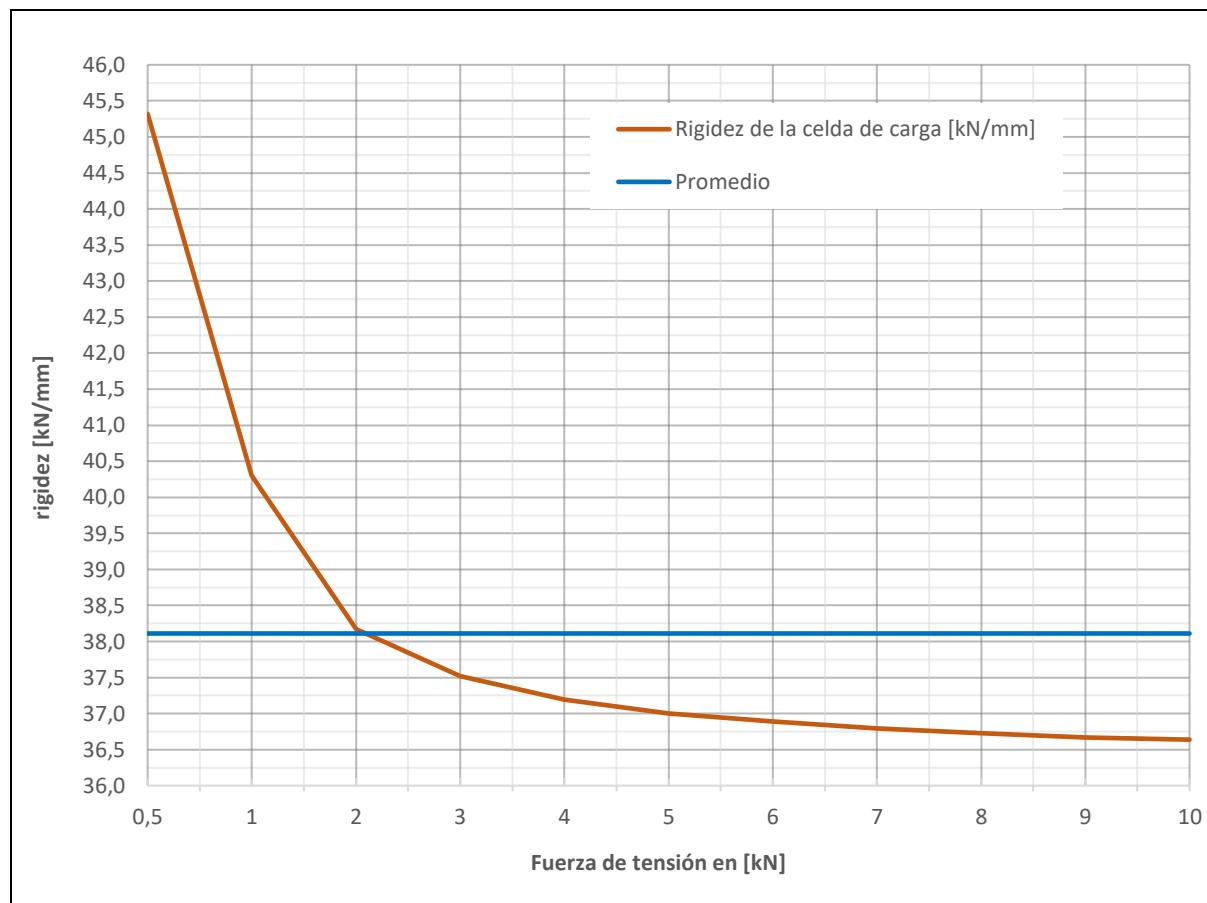
6.6.13.1 Rigidez de la celda de carga

Aprovechando los valores obtenidos del estudio FEA, también se puede calcular cuál es la rigidez de la celda de carga. Por lo que se aplica la ley de Hooke:

$$K_{cc} = \frac{F}{X_{cc}}$$

Tabla 6-14 Cálculo de rigidez de la celda de carga según la tensión aplicada

Tensión aplicada [kN]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Desplazamiento Neto [mm]	0,011	0,025	0,052	0,080	0,108	0,135	0,163	0,190	0,218	0,245	0,273
Rigidez de la celda de carga [kN/mm]	45,3	40,3	38,2	37,5	37,2	37,0	36,9	36,8	36,7	36,7	36,6

Figura 6-46 Rigidez de la celda de carga según la tensión aplicada

Si se promedia la rigidez para todas las tensiones aplicadas se tiene un valor de:

$$\text{rigidez de la celda de carga} = K_{cc} = 38,1 \frac{kN}{mm}$$

Este valor será importante para cuando se quiera adicionar a la DLET de la máquina la deformación de la celda de carga.

Po ejemplo, para un esfuerzo de tensión de 10[kN] se tiene una deformación de:

$$X_{cc} = \frac{10[kN]}{38,1 \frac{[kN]}{[mm]}}$$

$$X_{cc} = 0,262 [mm]$$

6.6.14 Sumatoria de las deformaciones longitudinales de todos los componentes

Ya teniendo todas las deformaciones de todos los componentes listados en la [Figura 6-9](#), se procede a calcular la DLET de la máquina.

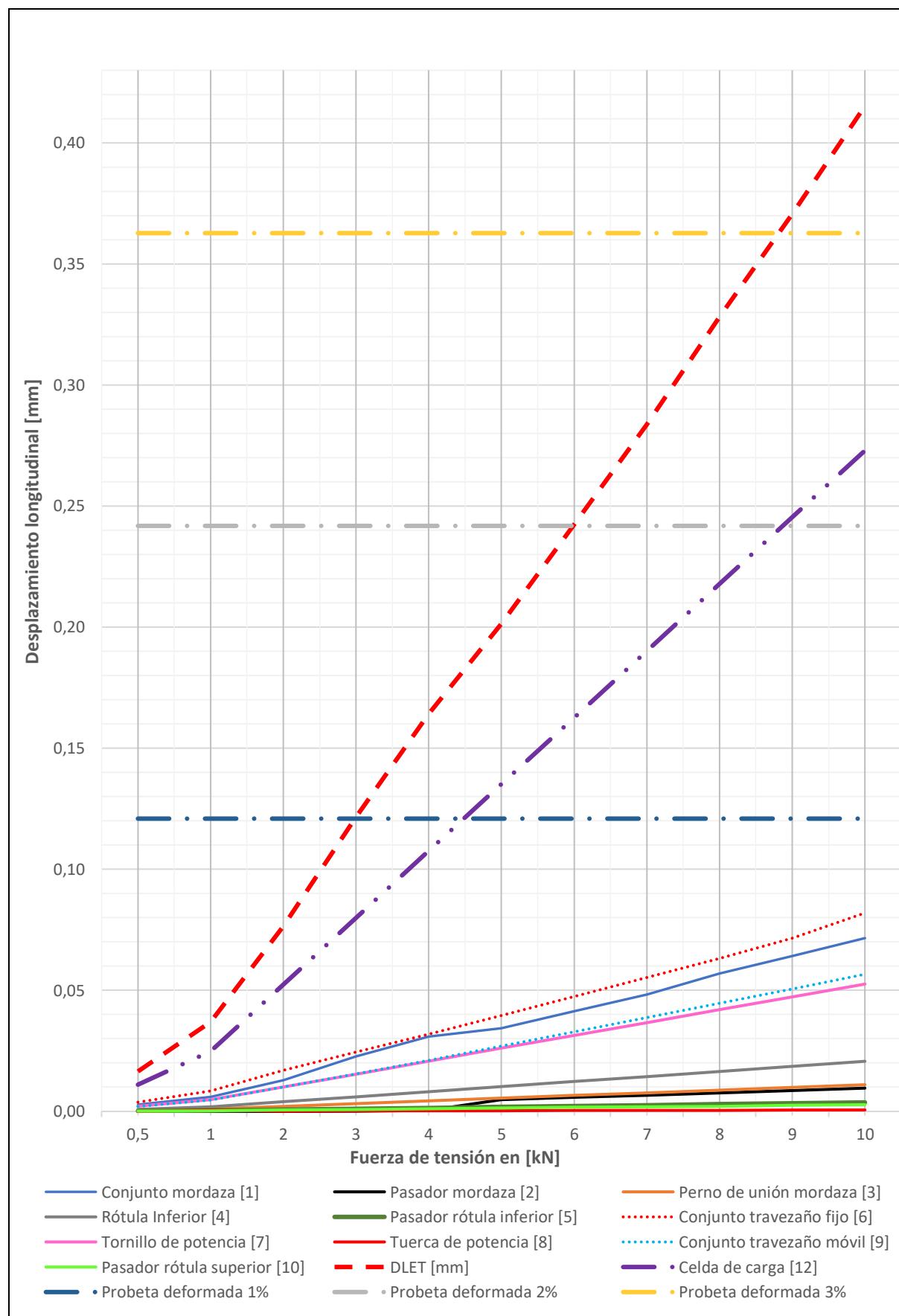
Tabla 6-15 Deformación elástica total de la máquina – Sumatoria de componentes

Componentes	Tensión aplicada [kN]											Tipo de esfuerzo	Desplazamiento
	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
Conjunto mordaza [1]	0,0028	0,0061	0,0129	0,0227	0,0309	0,0343	0,0413	0,0483	0,0569	0,0642	0,0716	Tensión Flexión	Positivo
Pasador mordaza [2]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0004	0,0048	0,0058	0,0067	0,0077	0,0086	0,0096	Corte	Positivo
Perno de unión mordaza [3]	0,0005	0,0010	0,0021	0,0032	0,0044	0,0055	0,0066	0,0077	0,0088	0,0099	0,0110	Tensión	Positivo
Rótula Inferior [4]	0,0008	0,0019	0,0040	0,0061	0,0082	0,0102	0,0123	0,0144	0,0165	0,0186	0,0207	Tensión	Positivo
Pasador rótula inferior [5]	0,0002	0,0003	0,0007	0,0011	0,0015	0,0018	0,0022	0,0026	0,0030	0,0033	0,0037	Flexión Corte	Positivo
Conjunto travezaño fijo [6]	0,0038	0,0084	0,0170	0,0245	0,0319	0,0396	0,0474	0,0553	0,0632	0,0715	0,0820	Flexión	Positivo
Tornillo de potencia [7]	0,0021	0,0048	0,0101	0,0154	0,0207	0,0261	0,0314	0,0367	0,0420	0,0473	0,0526	Compresión	Negativo
Tuerca de potencia [8]	0,0000	0,0006	0,0001	0,0002	0,0002	0,0003	0,0004	0,0004	0,0005	0,0005	0,0006	Compresión	Negativo
Conjunto travezaño móvil [9]	0,0020	0,0047	0,0100	0,0155	0,0211	0,0269	0,0328	0,0387	0,0446	0,0506	0,0566	Flexión	Positivo
Pasador rótula superior [10]	0,0001	0,0003	0,0005	0,0008	0,0011	0,0014	0,0016	0,0019	0,0021	0,0025	0,0028	Corte	Positivo
Rótula Superior [11]	0,0008	0,0019	0,0040	0,0061	0,0082	0,0102	0,0123	0,0144	0,0165	0,0186	0,0207	Tensión	Positivo
Perno de unión mordaza [3]	0,0005	0,0010	0,0021	0,0032	0,0044	0,0055	0,0066	0,0077	0,0088	0,0099	0,0110	Flexión	Positivo
Pasador mordaza [2]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0004	0,0005	0,0006	0,0007	0,0008	0,0009	0,0010	Corte	Positivo
Conjunto mordaza [1]	0,0028	0,0061	0,0129	0,0227	0,0309	0,0343	0,0413	0,0483	0,0569	0,0642	0,0716	Tensión Flexión	Positivo
DLET [mm]	0,0165	0,0369	0,0764	0,1215	0,1642	0,2014	0,2425	0,2837	0,3282	0,3706	0,4152	Combinado	Total

Se observa que la deformación máxima a 10[kN] es de 0,415 [mm].

Ahora teniendo todos estos valores se puede hacer una gráfica para visualizar como varían las deformaciones en base a las tensiones de ensayo de tracción.

Figura 6-47 Desplazamiento total de la máquina y sus componentes

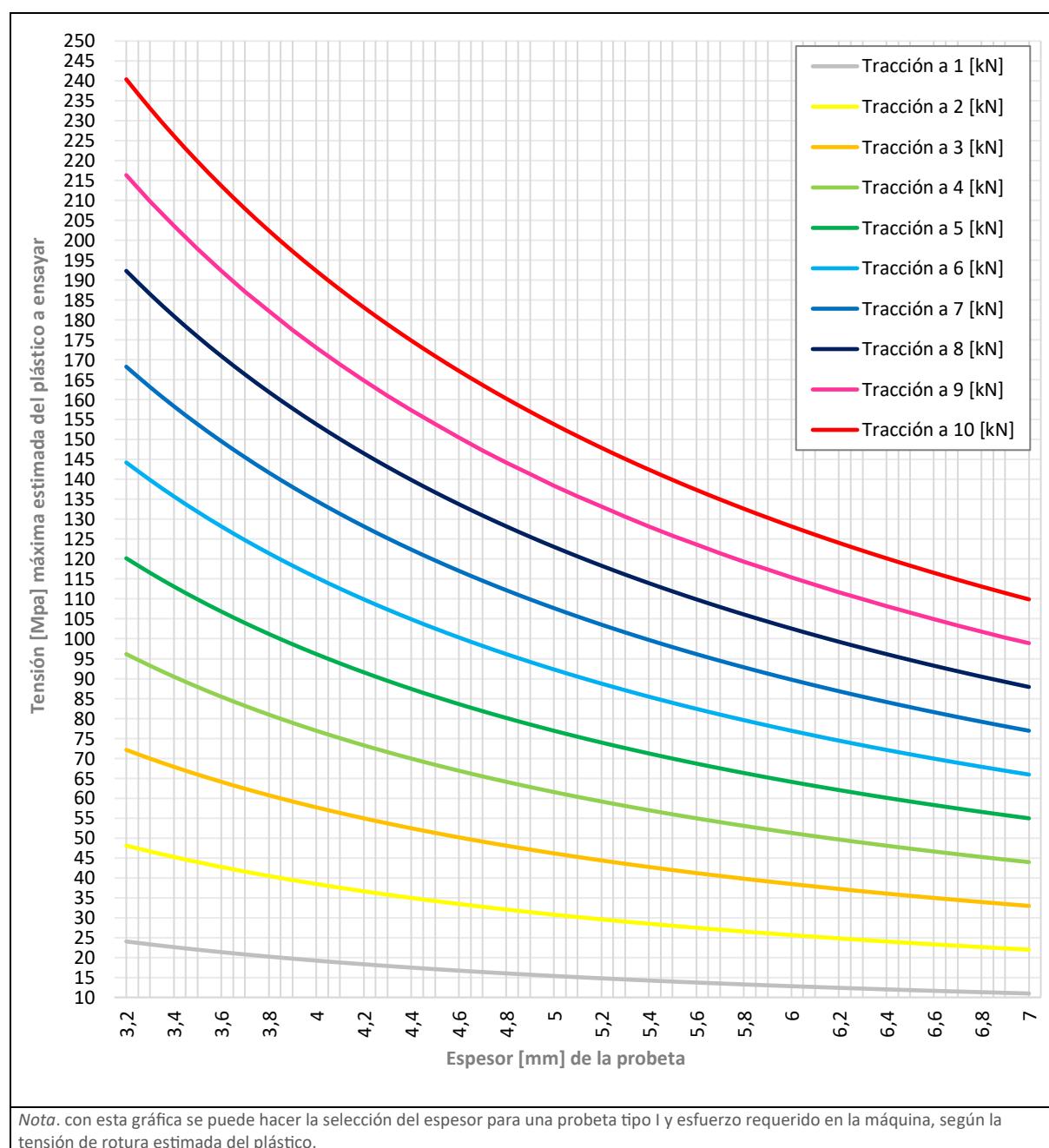


En la **Figura 6-47** se observa la gran incidencia que tiene la deformación de la celda de carga [12] y porque es importante quitarla de este requerimiento de la norma.

También se pueden observar en las líneas horizontales los límites que la máquina no debe superar para ensayar una probeta que se deforma el 1%, 2% y 3%.

Por ejemplo, si se quisiera ensayar un plástico que se sabe va a romperse luego de deformarse un 1%, la probeta se debería romper como mucho a 3 [kN].

Figura 6-48 Selección de parámetros para ensayo de tracción - probeta tipo I



En la **Figura 6-48** se observa que para la línea naranja de 3[kN] esto se podría hacer con una probeta **tipo I** de 3,2 [mm] de espesor y que el plástico ensayado rompa a 70 [Mpa] o menos, o también ensayar para una probeta de espesor 7[mm], para un plástico que se rompa a 33 [Mpa] o menos.

Con este ejemplo se puede afirmar que, para una probeta del **tipo I** de espesor 3,2 [mm], la máquina puede ensayar la totalidad de los plásticos del **ANEXO B – Muestra de plásticos (tabla y gráficas)**. El caso más extremo sería el plástico [54] de la tabla.

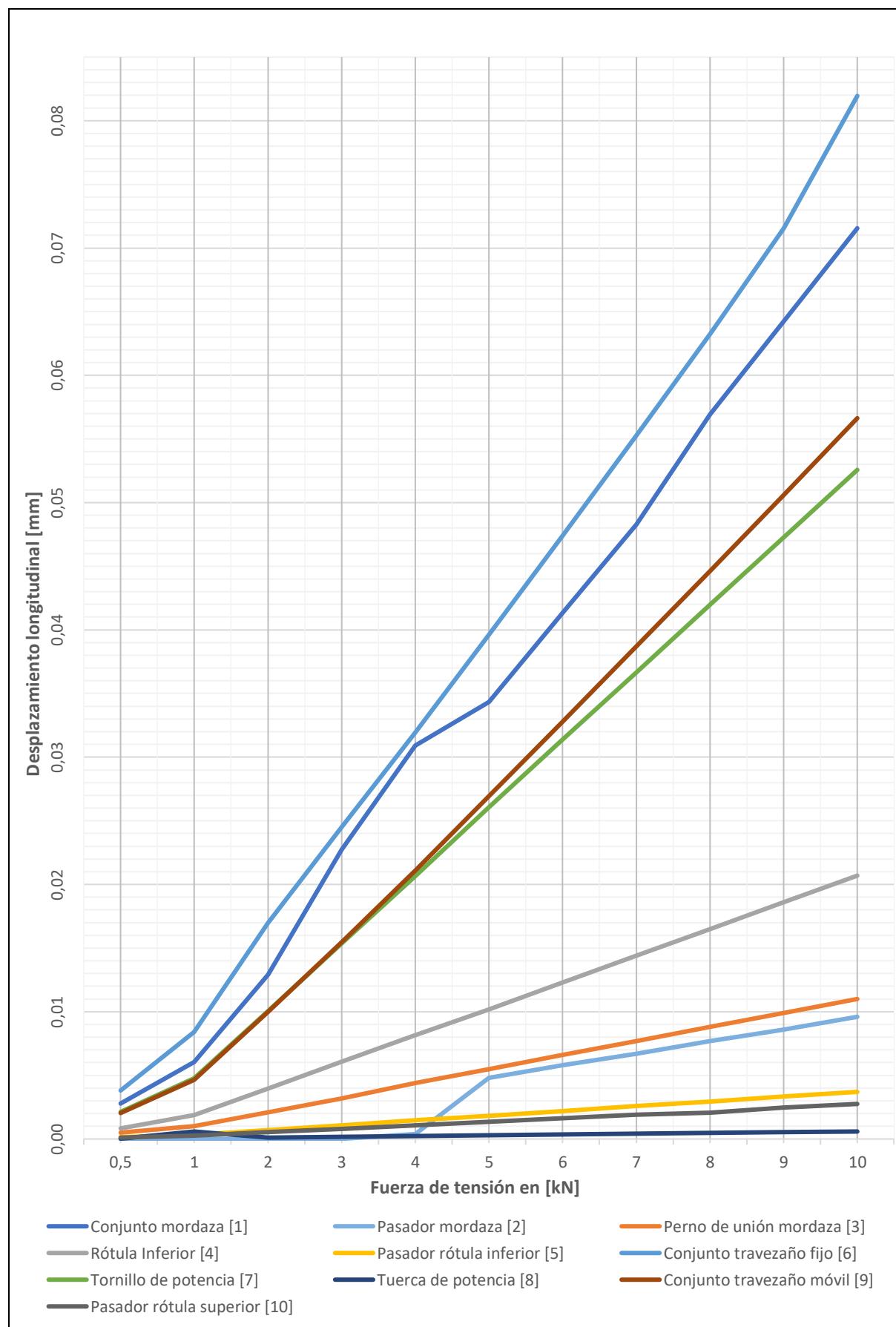
Para evaluar otras posibilidades ayudarse del **ANEXO D – Selección de parámetros para ensayos de tracción**.

Para continuar con el análisis de las deformaciones en la máquina se introduce la **Figura 6-49**, la cual a diferencia de la **Figura 6-47**, muestra con más detalle las deformaciones, pero solo de los componentes.

Acá se evidencia mejor como el conjunto travesaño fijo [6] es que más deformaciones introduce a la máquina, seguido por el conjunto mordaza [1], el cual al ser dos (inferior y superior) también es importante considerar.

También hay dos tornillos de potencia [7] en la máquina, pero como están en “paralelo” a las cargas, las deformaciones no se suman. Igual que con las tuercas de potencia [8].

Figura 6-49 Desplazamientos en componentes de la máquina



6.6.15 Cálculo de rigidez de la máquina

Aprovechando todos los valores obtenidos de los estudios FEA, también se puede calcular cual es la rigidez de la máquina, si bien este valor rara vez es presentado en las hojas de datos de las UTM, es un parámetro útil y directo de usar (ya que es un promedio).

Para el cálculo se tiene en cuenta la analogía del comportamiento de rigidez de la máquina con un resorte, con lo que se tiene según ley de Hooke:

$$K \text{ máq}^{48} = \frac{F}{x} \rightarrow \frac{F}{DLET}$$

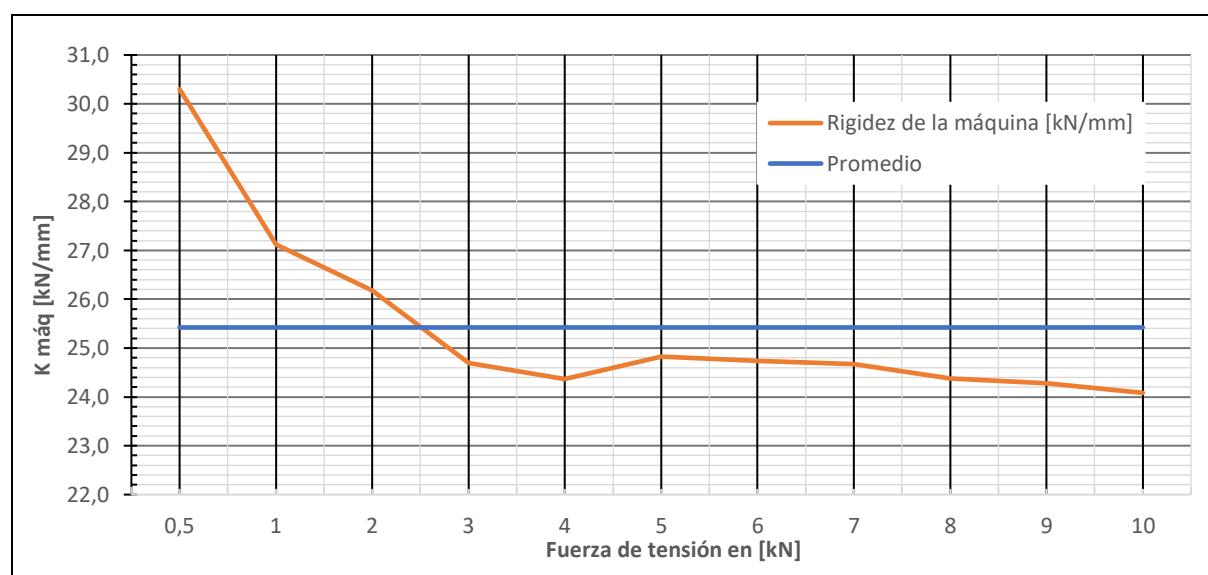
Tabla 6-16 Cálculo de rigidez de la máquina según la tensión aplicada

	Tensión aplicada [kN]										
	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DLET [mm]	0,0165	0,0369	0,0764	0,1215	0,1642	0,2014	0,2425	0,2837	0,3282	0,3706	0,4152
Rigidez de la máquina [kN/mm]	30,3	27,1	26,2	24,7	24,4	24,8	24,7	24,7	24,4	24,3	24,1

Si se promedia la rigidez para todas las tensiones aplicadas se tiene un valor de:

$$\text{rigidez de la máquina} = K \text{ máq} = 25,4 \left[\frac{kN}{mm} \right]$$

Figura 6-50 Rigidez de la máquina según la tensión aplicada



48 - K máq: se abreviará así de ahora en más a la rigidez de la máquina.

Con este parámetro se puede calcular la deformación de la máquina de forma rápida, por ejemplo, para un esfuerzo de tensión de 10[kN] se tiene una deformación de:

$$DLET = \frac{10 \text{ [kN]}}{25,4 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}}$$

$$DLET = 0,394 \text{ [mm]}$$

Valor similar al de la **Tabla 6-15** de 0,4152 [mm].

Conociendo la DLET y la distancia longitudinal de la máquina obtenido de la **sección 6.4**

$$l = 1209,1 \text{ [mm]}$$

Se puede calcular que plástico se puede ensayar en base a su deformación la rotura $\varepsilon\%$.

$$\varepsilon(\text{rotura probeta}) \geq 100 \cdot \varepsilon(\text{elástica máquina})$$

$$\varepsilon(\text{rotura probeta}) \geq 100 \cdot \frac{DLET}{l}$$

$$\varepsilon(\text{rotura probeta}) \geq 100 \cdot \frac{0,394 \text{ [mm]}}{1209,1 \text{ [mm]}}$$

$$\varepsilon(\text{rotura probeta}) \geq 100 \cdot 0,000326$$

$$\varepsilon\%(\text{rotura probeta}) \geq 100 \cdot 0,0326$$

$$\varepsilon\%(\text{rotura probeta}) \geq 3,26$$

Entonces, con los parámetros calculados de la máquina:

- $K \text{ máq} = 25,4 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$
- $DLT \text{ Máq}^{49} = 1209,1 \text{ [mm]}$

49 - DLT Máq: parámetro que puede introducirse en la hoja de datos de la UTM, da la distancia longitudinal total de la máquina.

Se puede calcular la **elongación a la rotura** $\varepsilon\%$ del plástico factible de ensayar en la máquina para que cumpla con el requerimiento de la norma.

Para este caso sería:

El ensayo con la máquina será válido para un plástico cuya elongación a la rotura sea mayor a 3,26% a 10[kN] de fuerza de tracción.

De vuelta, se observa un valor aproximado al valor que se ve por encima del $\varepsilon\%$ de la [Figura 6-47](#) para 10[kN].

6.6.16 Cálculo de la deformación unitaria longitudinal elástica de la máquina

Ya sabiendo el **K máq** y la **DLT Máq** se puede calcular el ε (elástica máquina)

$$\varepsilon(\text{elástica máquina}) = \frac{DLET}{DLT \text{Máq}} \quad \varepsilon(\text{elástica máquina}) = \frac{F}{DLT \text{Máq} \cdot K \text{máq}}$$

$$\varepsilon(\text{elástica máquina}) = \frac{F[\text{kN}]}{1209,1 [\text{mm}] \cdot 25,4 \frac{[\text{kN}]}{[\text{mm}]}}$$

$$\varepsilon(\text{elástica máquina}) = \frac{F[\text{kN}]}{30711,1 [\text{kN}]}$$

Que es lo mismo que decir:

$$\varepsilon(\text{elástica máquina}) = \frac{(3,256 E - 05) \cdot F}{[\text{kN}]}$$

Con lo cual ahora es más directo calcular el $\varepsilon\%$ (rotura probeta). Por ejemplo, para 10[kN]

$$\varepsilon(\text{elástica máquina}) = \frac{F[\text{kN}]}{30711,1 [\text{kN}]} \quad \varepsilon(\text{elástica máquina}) = \frac{10[\text{kN}]}{30711,1 [\text{kN}]}$$

$$\varepsilon(\text{elástica máquina}) = 0,000326$$

Si se multiplica por 10000 se obtiene el $\varepsilon\%$ (rotura probeta).

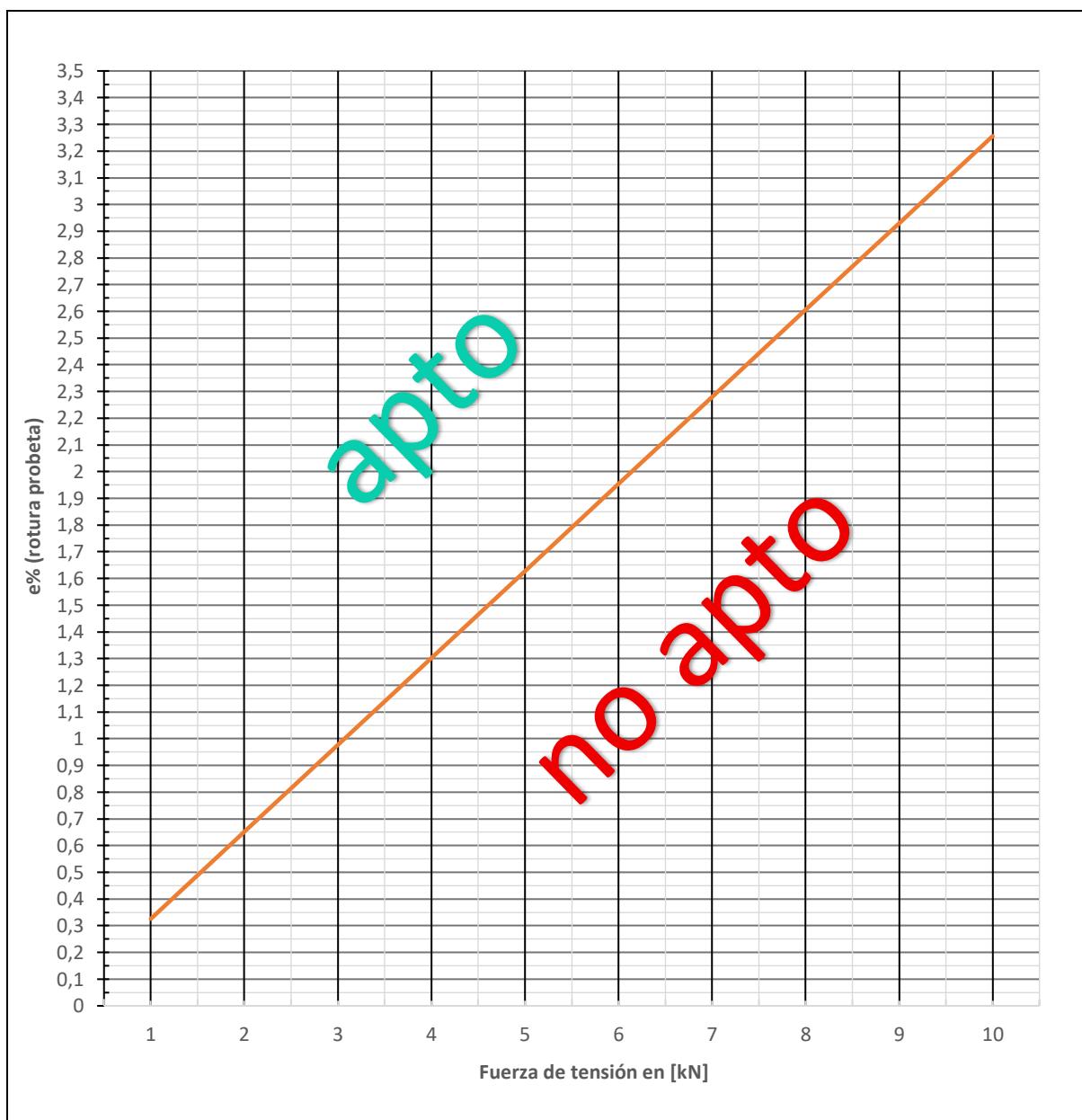
$$\varepsilon\%(\text{rotura probeta}) = \varepsilon(\text{elástica máquina}) \cdot 10000$$

$$\varepsilon\%(\text{rotura probeta}) = 10000 \cdot 0,000326$$

$$\varepsilon\%(\text{rotura probeta}) = 3,26$$

Que es el mismo valor calculado en la sección anterior.

Figura 6-51 Aptitud de la máquina para ensayar plásticos con $\varepsilon\%$ a la rotura



Esta figura resume las fórmulas anteriores simplemente entrando con la fuerza a la cual se quiere realizar en ensayo, para ver que plásticos son aptos de ensayar para que se

cumpla con el requerimiento de la norma. Por ejemplo, si se requiere ensayar a 6[kN] se cumplirá con el requerimiento para toda probeta que se deforme más del 1,95% a la rotura⁵⁰.

Es importante destacar que la [Figura 6-47](#) si bien se requiere interpolar los e%, al no ser lineal da valores más precisos para el modelo de la máquina, ya que no depende de un promedio como se hizo al calcular el K máq.

6.7 Método de medición práctico

Si bien el calcular todas las deformaciones longitudinales de cada parte de la máquina se puede hacer con el cálculo de elementos finitos en la etapa de diseño de la máquina, esto no suele ser práctico en una ya fabricada. Es por esto que, una opción viable sea medir distintas distancias en diferentes partes de la máquina para llegar al mismo valor calculado.

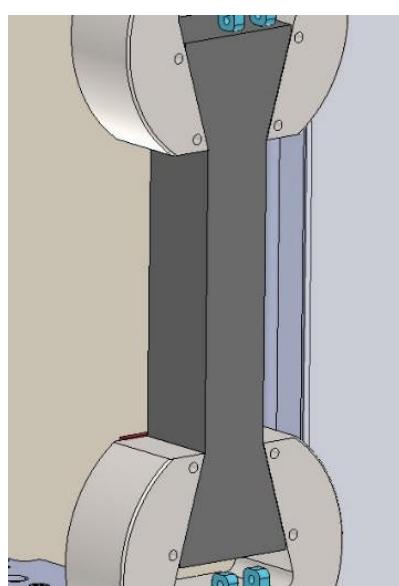
6.7.1 Probeta de prueba para registro de desplazamientos

Para asegurar que este método se pueda realizar se requiere hacer un ensayo, pero sin tener en cuenta la probeta (no se quiere registrar su deformación), esto se podría hacer con **una pieza simulando la distancia de agarre de la probeta tipo I con las cuñas y hacerla de un material muy rígido** para asegurar que las deformaciones medidas provengan en su mayoría de la máquina, por ejemplo, de acero SAE 1045.

Para simular iguales condiciones de solicitudes desde la mordaza se debe retirar las cuñas e introducir esta pieza de prueba de forma tal que en sus extremos se ajuste a los planos inclinados de la mordaza, lo que aseguraría un equivalente a la sujeción de las cuñas sobre la probeta. (ver [Figura 6-52](#))

50 - Al usar esta gráfica tener en cuenta que se está asumiendo una curva del comportamiento lineal, con lo cual se debería elegir un valor de salida más conservador. Esto es alejándose de la línea naranja hacia la zona "apta".

Figura 6-52 Probeta de prueba



Nota. La probeta de prueba simula la posición de un ensayo para probeta tipo I, donde la distancia entre mordazas es de 120,8[mm].

Esta probeta de prueba tiene el mismo ancho y largo que las cuñas, para simular así su ensamble respecto al cuerpo de la mordaza. Para introducirla se requiere quitar las guías de las cuñas del cuerpo de la mordaza al igual que otros componentes que interfieran en esta prueba.

De igual forma que se realizó en la [sección 6.6](#), se puede realizar un estudio FEA sobre la probeta de prueba para evaluar los desplazamientos a medida que se aplica el esfuerzo de tracción. Para esto, como zona de fijación [A] se eligen las 2 caras inclinadas que hacen contacto con el cuerpo de la mordaza inferior y como zona de medición las otras 2 caras inclinadas [B] que hacen contacto con el cuerpo mordaza superior. Para más detalles del estudio FEA ver [ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

Figura 6-53 Probeta de prueba - desplazamiento longitudinal neto [mm] en caras [B]

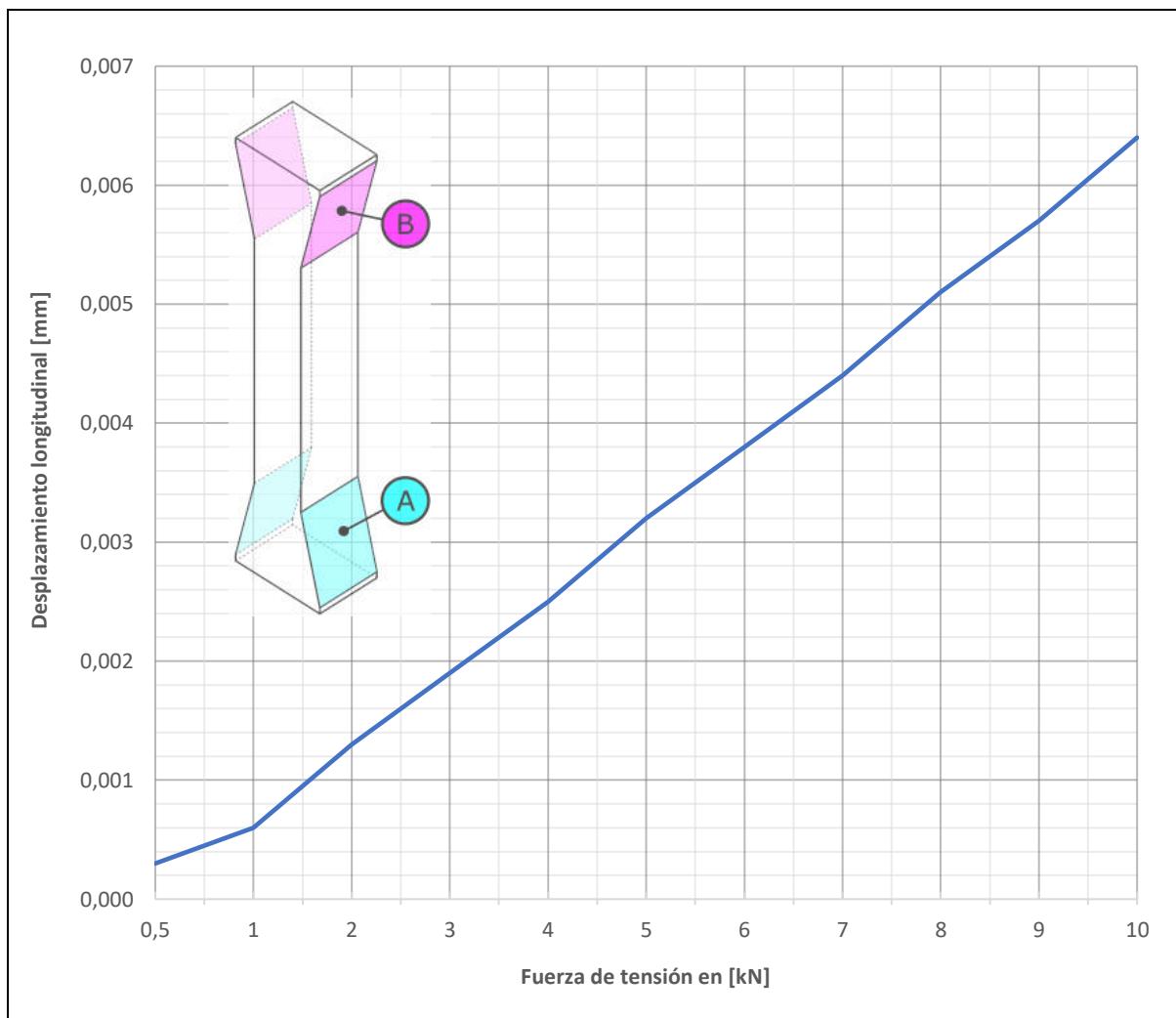


Tabla 6-17 Deformaciones longitudinales en caras [B] – Probeta de prueba

Tensión aplicada [kN]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Valor RMS [mm]	0,0003	0,0006	0,0013	0,0019	0,0025	0,0032	0,0038	0,0044	0,0051	0,0057	0,0064

Los valores de esta tabla son extraídos de todos los nodos que componen las caras rectangulares [B].

6.7.1.1 Rígidez de la probeta de prueba

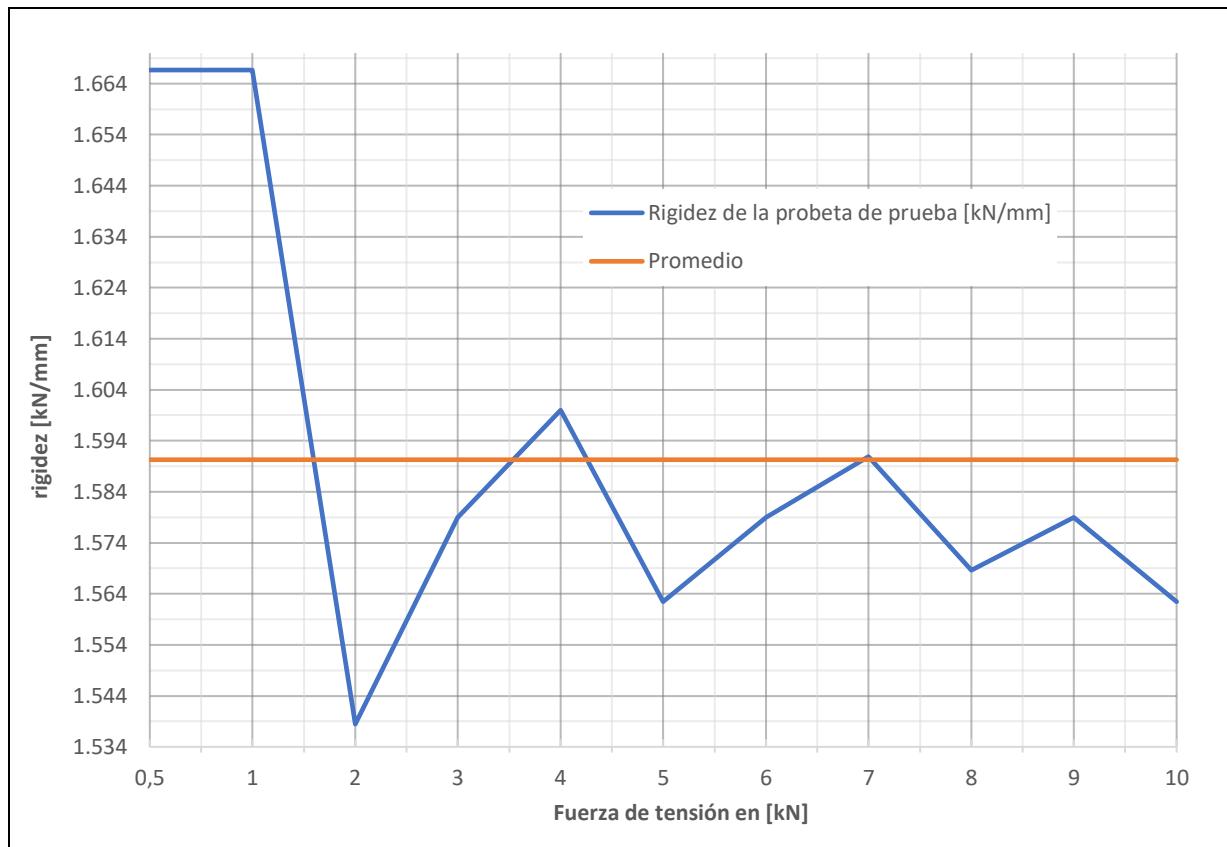
Aprovechando los valores obtenidos del estudio FEA, también se puede calcular cuál es la rigidez de la probeta de prueba. Por lo que se aplica la ley de Hooke:

$$K_{pp} = \frac{F}{x_{pp}}$$

Tabla 6-18 Cálculo de rigidez de la probeta de prueba según la tensión aplicada

Tensión aplicada [kN]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Valor RMS [mm]	0,0003	0,0006	0,0013	0,0019	0,0025	0,0032	0,0038	0,0044	0,0051	0,0057	0,0064
Rigidez de la probeta de prueba [kN/mm]	1666,7	1666,7	1538,5	1578,9	1600	1562,5	1578,9	1590,9	1568,6	1578,9	1562,5

Figura 6-54 Rigidez de la probeta de prueba según la tensión aplicada



Si se promedia la rigidez para todas las tensiones aplicadas se tiene un valor de:

$$\text{rigidez de la probeta de prueba} = K_{pp} = 1590,3 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Este valor será importante para cuando se quiera adicionar a la DLET de la máquina la deformación de la probeta de prueba.

Por ejemplo, para un esfuerzo de tensión de 10[kN] se tiene una deformación de:

$$X_{pp} = \frac{10 \text{ [kN]}}{1590,3 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}}$$

$$X_{pp} = 0,0063 [mm]$$

Retomando la idea del método de medición práctico, con este ensayo se podría hacer un gráfico de una curva registrando con la celda de carga, cada valor de tensión medido hasta la capacidad máxima de la máquina y con **4 comparadores medir progresivamente el desplazamiento correspondiente a cada sección de la máquina para obtener la deformación total**. Esta curva de esfuerzos-deformaciones sería fundamental para compensar las mediciones hechas en ensayos reales y así por ejemplo hacer mediciones sin extensómetros, con su correspondiente corrección de errores por deformaciones (esto se verá más adelante en la [sección 6.8](#)).

6.7.2 Método de medición con comparadores

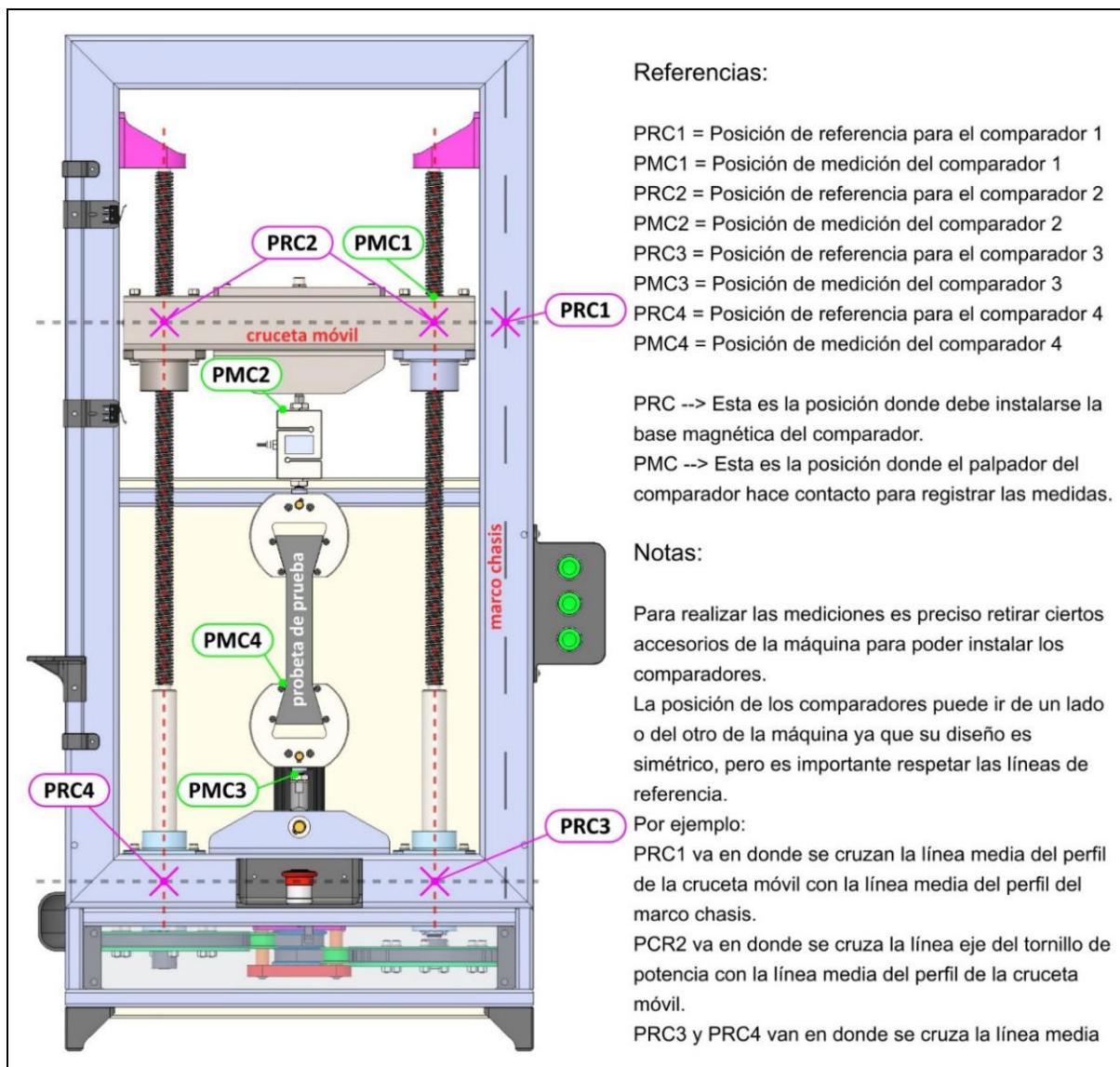
Para poder obtener la DLET de la máquina de forma práctica, se debe medir con 4 comparadores y obtener así los desplazamientos en 4 zonas. Estas zonas son:

- **Zona 1** → Compresión en conjunto lateral externo.
- **Zona 2** → Deflexión y tensión en conjunto travesaño móvil.
- **Zona 3** → Deflexión y tensión en conjunto travesaño fijo.
- **Zona 4** → Tracción en conjunto mordaza.

6.7.2.1 Ubicación de comparadores

Para poder medir los desplazamientos en estas zonas los comparadores deben ir ubicados y medir en los siguientes puntos. (Ver [Figura 6-55](#))

Figura 6-55 Ubicación y medición de comparadores



- **Comparador 1:** Sujetado al marco chasis de la máquina, palpador tocando encima del perfil del travesaño móvil, en el eje de la tuerca.
- **Comparador 2:** Sujetado al lateral de la cruceta móvil, a la altura del eje del tornillo, palpador encima de la celda de carga. De esta forma se saca de la ecuación la lectura del avance del tornillo, ya que sería una medición relativa.
- **Comparador 3:** Sujetado al marco chasis de la máquina en el eje del tornillo, palpador tocando debajo del perno de unión mordaza [3].
- **Comparador 4:** Sujetado al marco chasis de la máquina en el eje del tornillo, palpador tocando encima de la mordaza inferior.

6.7.2.2 Mediciones

- Zona 1:** Sale de la medición del comparador 1 menos el avance del tornillo de potencia, el avance del tornillo se puede saber midiendo el giro del mismo, en este caso que el avance es 4[mm] por vuelta.
- Zona 2:** Sale directamente de la medición del comparador 2.
- Zona 3:** Sale directamente de la medición del comparador 3.
- Zona 4:** Sale de la medición del comparador 4 menos la medición del comparador 3.

Aprovechando los datos de la [sección 6.6](#) se puede tener un valor estimado de lo que podría llegar a medir cada comparador, cuanto podría ser el avance del tornillo e incluso su giro en grados.

Tabla 6-19 Desplazamientos longitudinales agrupando componentes por zonas [mm]

Tensión aplicada [kN]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Esfuerzo	Desplazamiento
Conjunto mordaza inferior	0,00279	0,00606	0,01292	0,02274	0,03091	0,03432	0,04131	0,04830	0,05694	0,06423	0,07155	Tensión Flexión	Positivo
Pasador mordaza	0,00000	0,00000	0,00000	0,00003	0,00038	0,00048	0,00058	0,00067	0,00077	0,00086	0,00096	Corte	Positivo
Perno de unión mordaza	0,00050	0,00100	0,00210	0,00320	0,00440	0,00550	0,00660	0,00770	0,00880	0,00990	0,01100	Tensión	Positivo
Rótula Inferior	0,00083	0,00188	0,00397	0,00606	0,00815	0,01019	0,01229	0,01439	0,01649	0,01859	0,02069	Tensión	Positivo
Pasador rótula inferior	0,00015	0,00033	0,00071	0,00108	0,00146	0,00183	0,0022	0,00258	0,00295	0,00333	0,0037	Flexión Corte	Positivo
Conjunto Travezaño fijo	0,00381	0,00841	0,01697	0,02451	0,03194	0,03962	0,04739	0,05528	0,06324	0,07153	0,08195	Flexión	Positivo
Tornillo de potencia	0,00213	0,00478	0,01007	0,01537	0,02067	0,02607	0,03137	0,03667	0,04197	0,04727	0,05257	Compresión	Negativo
Tuerca de potencia	0,00002	0,00059	0,00011	0,00017	0,00023	0,00029	0,00035	0,00041	0,00047	0,00053	0,00059	Compresión	Negativo
Conjunto Travezaño móvil	0,00204	0,00465	0,01000	0,01547	0,02110	0,02692	0,03278	0,03870	0,04461	0,05058	0,05663	Flexión	Positivo
Pasador rótula superior	0,00011	0,00025	0,00053	0,00081	0,00108	0,00136	0,00164	0,00192	0,00206	0,00247	0,00275	Corte	Positivo
Rótula Superior	0,00083	0,00188	0,00397	0,00606	0,00815	0,01019	0,01229	0,01439	0,01649	0,01859	0,02069	Tensión	Positivo
Perno de unión mordaza	0,00050	0,00100	0,00210	0,00320	0,00440	0,00550	0,00660	0,00770	0,00880	0,00990	0,01100	Tensión	Positivo
Pasador mordaza	0,00000	0,00000	0,00000	0,00003	0,00038	0,00048	0,00058	0,00067	0,00077	0,00086	0,00096	Corte	Positivo
Conjunto mordaza superior	0,00279	0,00606	0,01292	0,02274	0,03091	0,03432	0,04131	0,04830	0,05694	0,06423	0,07155	Tensión Flexión	Positivo
Desplazamiento Total Máquina (sin celda de carga)	0,01650	0,03688	0,07638	0,12147	0,16417	0,19708	0,23730	0,27769	0,32131	0,36288	0,40660		
Celda de carga	0,01103	0,02481	0,05239	0,07996	0,10754	0,13514	0,16264	0,19024	0,21784	0,24544	0,27294	Tensión Flexión	Positivo
Probeta de prueba	0,00030	0,00060	0,00130	0,00190	0,00250	0,00320	0,00380	0,00440	0,00510	0,00570	0,00640	Tensión	Positivo
Desplazamiento del tornillo	0,02783	0,06229	0,13007	0,20333	0,27421	0,33542	0,40374	0,47233	0,54425	0,61402	0,68594		Es lo que avanza el tornillo
Rotación del tornillo (angulo)	2,5	5,6	11,7	18,3	24,7	30,2	36,3	42,5	49,0	55,3	61,7		Es lo que gira el tornillo

Nota. El desplazamiento del tornillo se calcula sumándole a la DLET el Xcc y el Xpp.

Tabla 6-20 Desplazamientos longitudinales medidos con cada comparador [mm]

Tensión aplicada [kN]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Conjunto lateral externo [Z1]	0,002	0,005	0,010	0,016	0,021	0,026	0,032	0,037	0,042	0,048	0,053
Medición teórica del comparador 1	0,026	0,057	0,120	0,188	0,253	0,309	0,372	0,435	0,502	0,566	0,633
Conjunto travesaño móvil superior [Z2]	0,003	0,008	0,017	0,026	0,035	0,044	0,054	0,063	0,073	0,082	0,092
Medición teórica del comparador 2	0,003	0,008	0,017	0,026	0,035	0,044	0,054	0,063	0,073	0,082	0,092
Conjunto travesaño inferior [Z3]	0,005	0,012	0,024	0,035	0,046	0,058	0,069	0,081	0,092	0,104	0,118
Medición teórica del comparador 3	0,005	0,012	0,024	0,035	0,046	0,058	0,069	0,081	0,092	0,104	0,118
Conjunto Mordaza inferior [Z4]	0,003	0,006	0,013	0,023	0,031	0,034	0,041	0,048	0,057	0,064	0,072
Conjunto Mordaza superior [Z4]	0,003	0,006	0,013	0,023	0,031	0,034	0,041	0,048	0,057	0,064	0,072
Medición teórica del comparador 4	0,008	0,018	0,037	0,058	0,077	0,092	0,110	0,129	0,149	0,168	0,190
Desplazamiento interno de tracción sin celda	0,014	0,032	0,066	0,106	0,143	0,171	0,206	0,241	0,279	0,315	0,353

Nota. Las mediciones en rojo no serían posibles de realizar con un comparador estándar de 0,01 [mm] de resolución.

6.7.2.3 Comparadores recomendados

Se recomienda el uso de un comparador con palpador angular, ya que es más fácil medir los puntos mencionados en la [Figura 6-55](#).

Un ejemplo podría ser el **Reloj Comparador Punta de Metal Duro 0.80 mm 0,01 [mm] 513-404-10E de la marca Mitutoyo**. Dicho comparador ronda los U\$D 200 y habría que adicionarle su base magnética que serían otros U\$D 60.

De no ser posible realizar la prueba con 4 comparadores, se podría hacer con un solo comparador, pero se debería hacer 4 veces el ensayo, esto sería por cada zona que se desea medir las deformaciones (son 4 zonas), quizás hasta realizar 2 ensayos por zona para luego promediar los resultados. Es decir, hacer 8 veces el ensayo de ir de 0 a 10 [kN].

Figura 6-56 Comparadores – relojes palpadores con base magnética



Nota. También se los conoces como reloj comparador o reloj palpador.

Figura 6-57 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 1

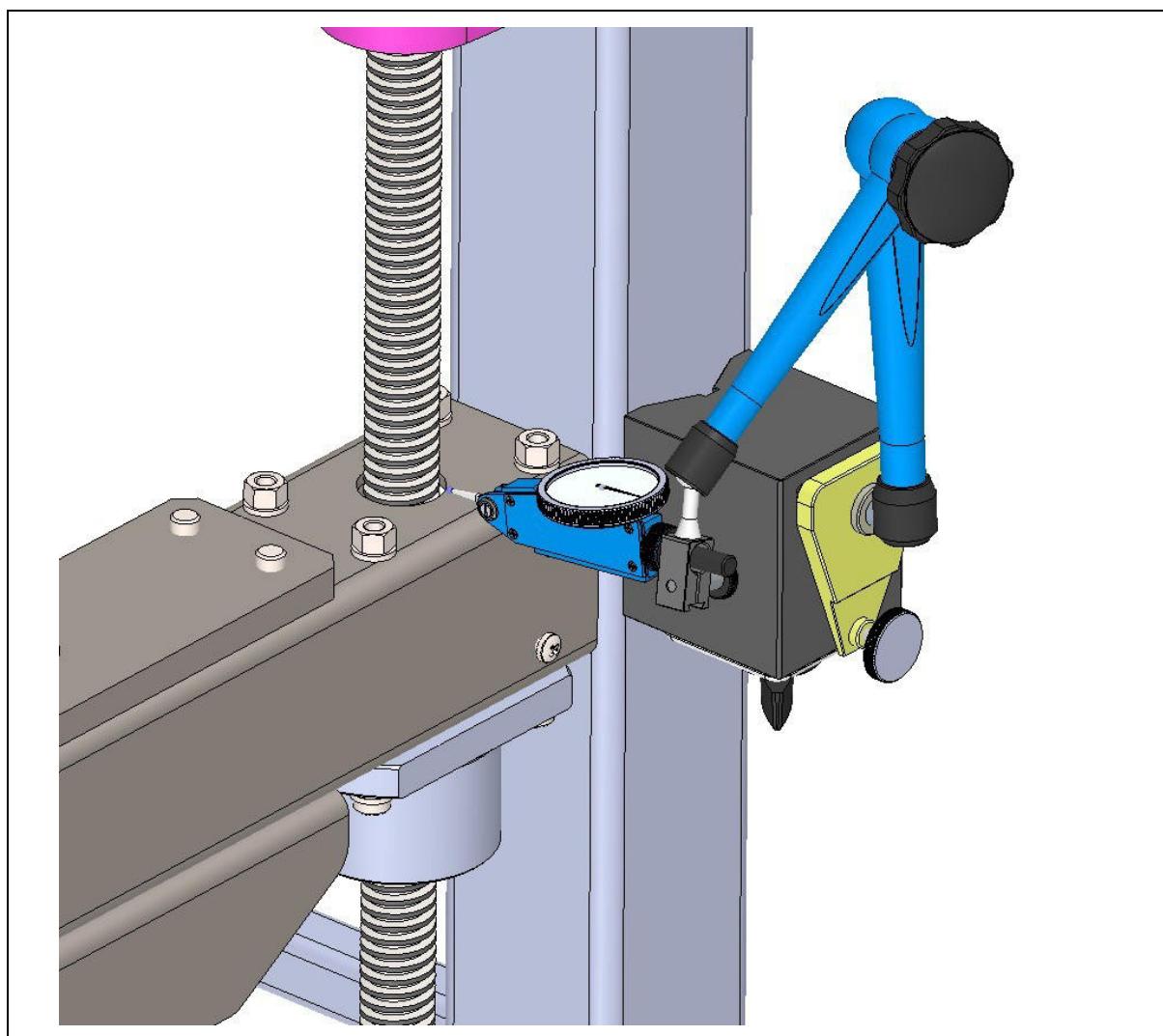


Figura 6-58 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 2

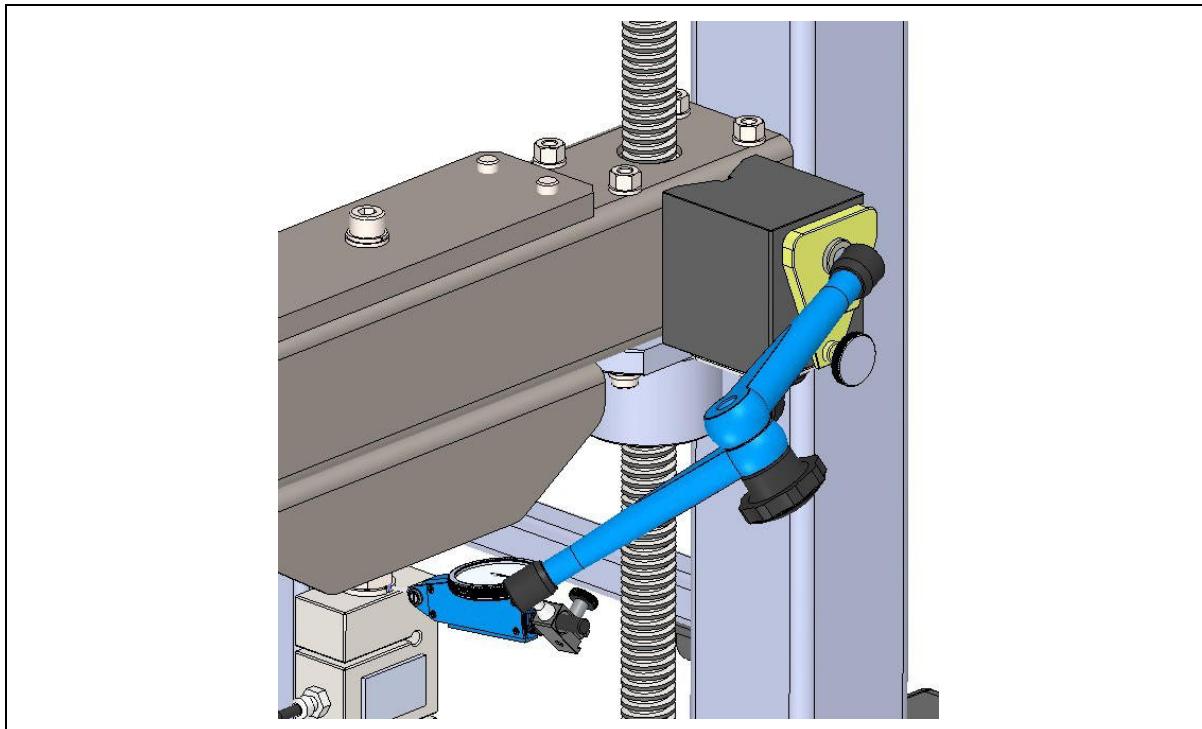


Figura 6-59 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 3

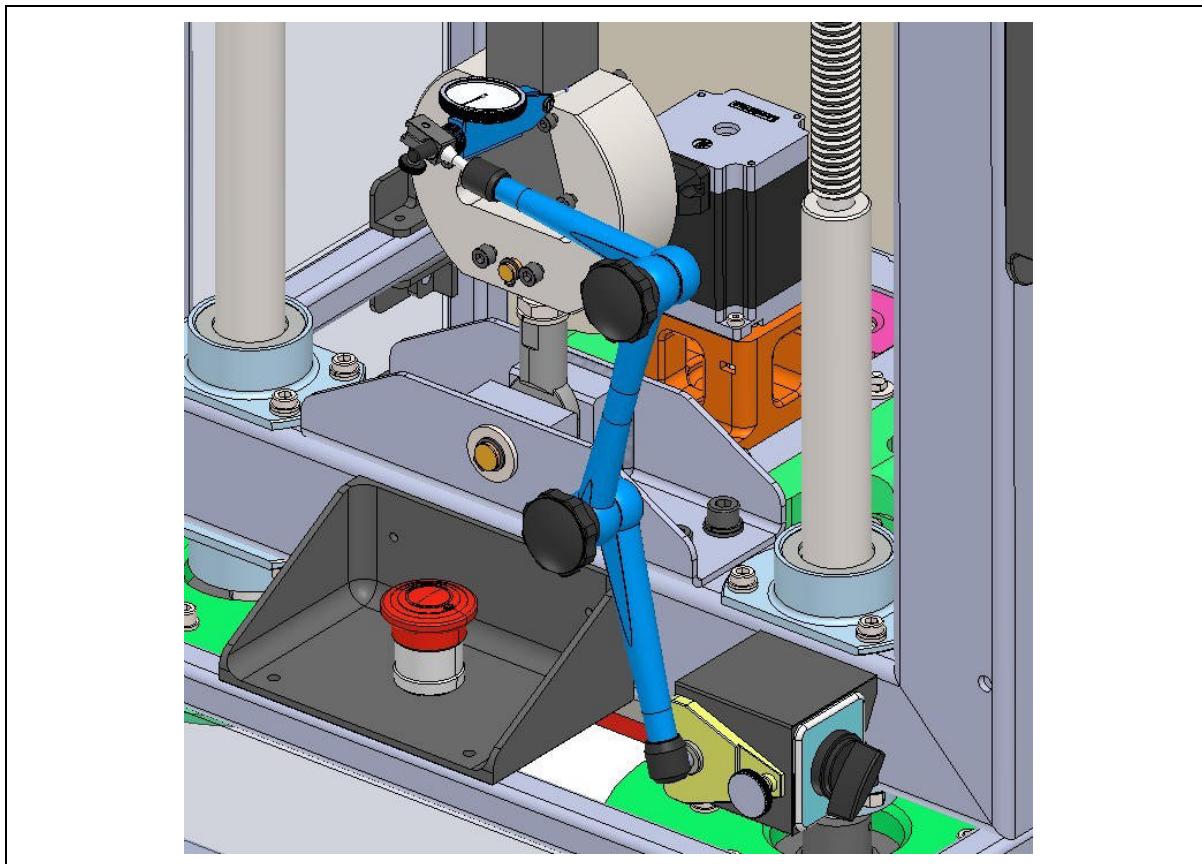
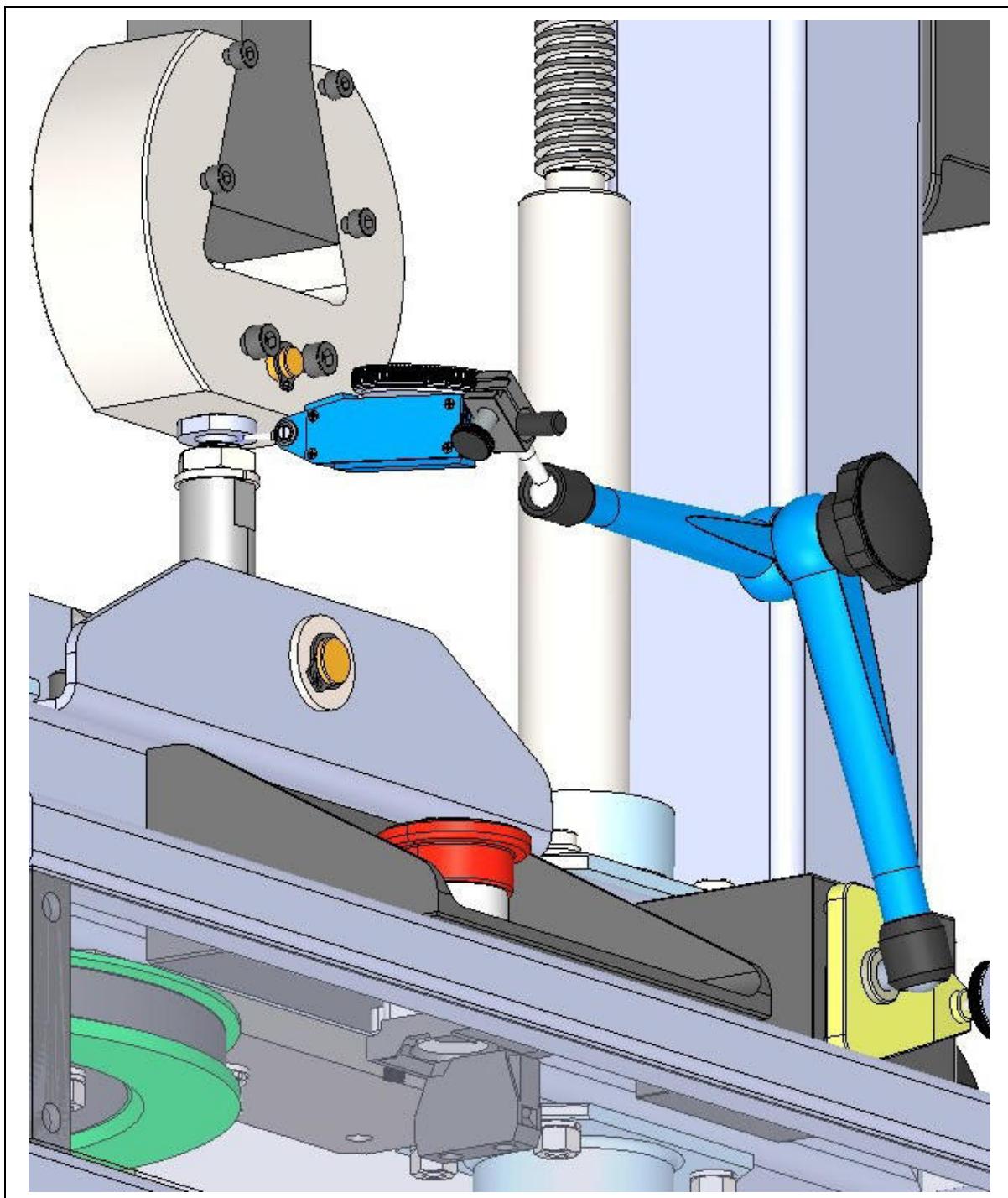


Figura 6-60 Vista en máquina del PRC y PMC - comparador 4



Nota. Se mide debajo del perno de unión mordaza [3] ya que este se considera parte del conjunto mordaza. (Zona 4)

Luego de haber realizado todas las mediciones en las 4 zonas, se debería obtener un gráfico similar al de la **Figura 6-61** y **Figura 6-62**.

Figura 6-61 Desplazamientos longitudinales medidos por comparador [mm]

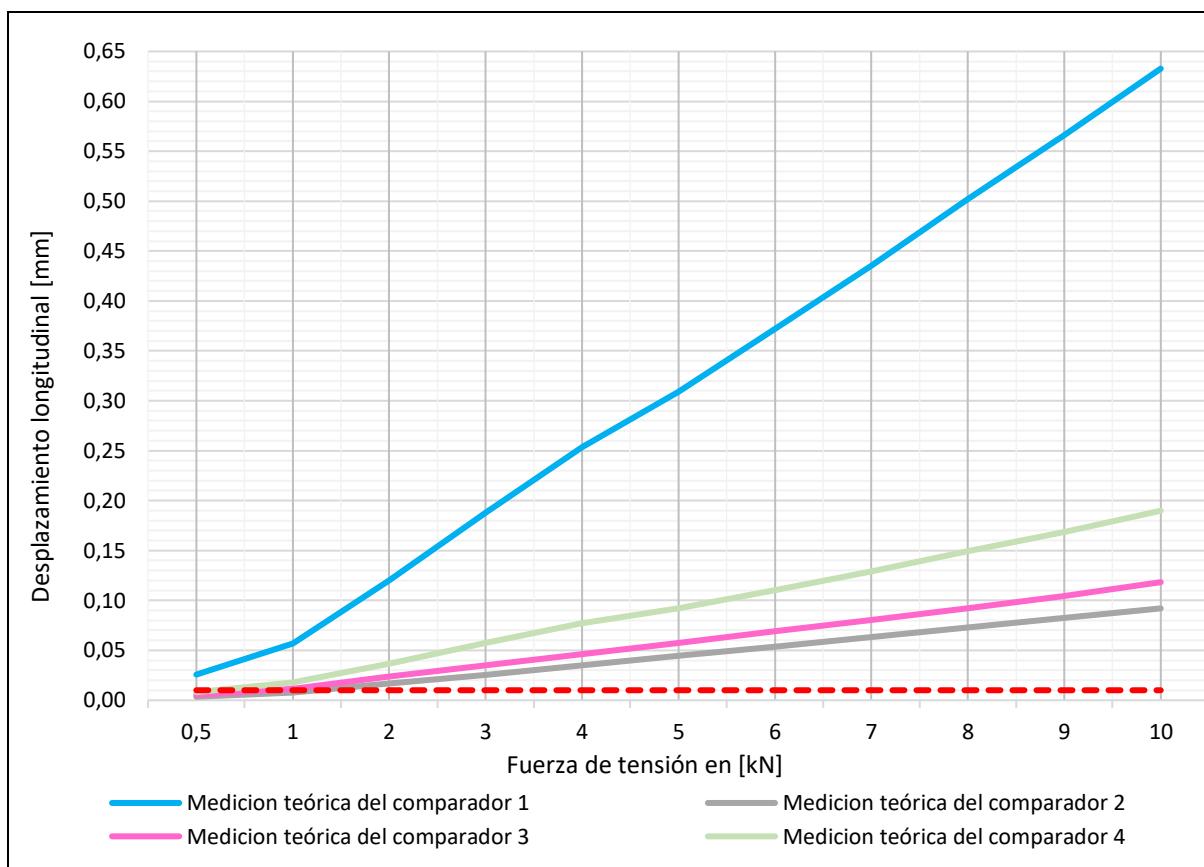
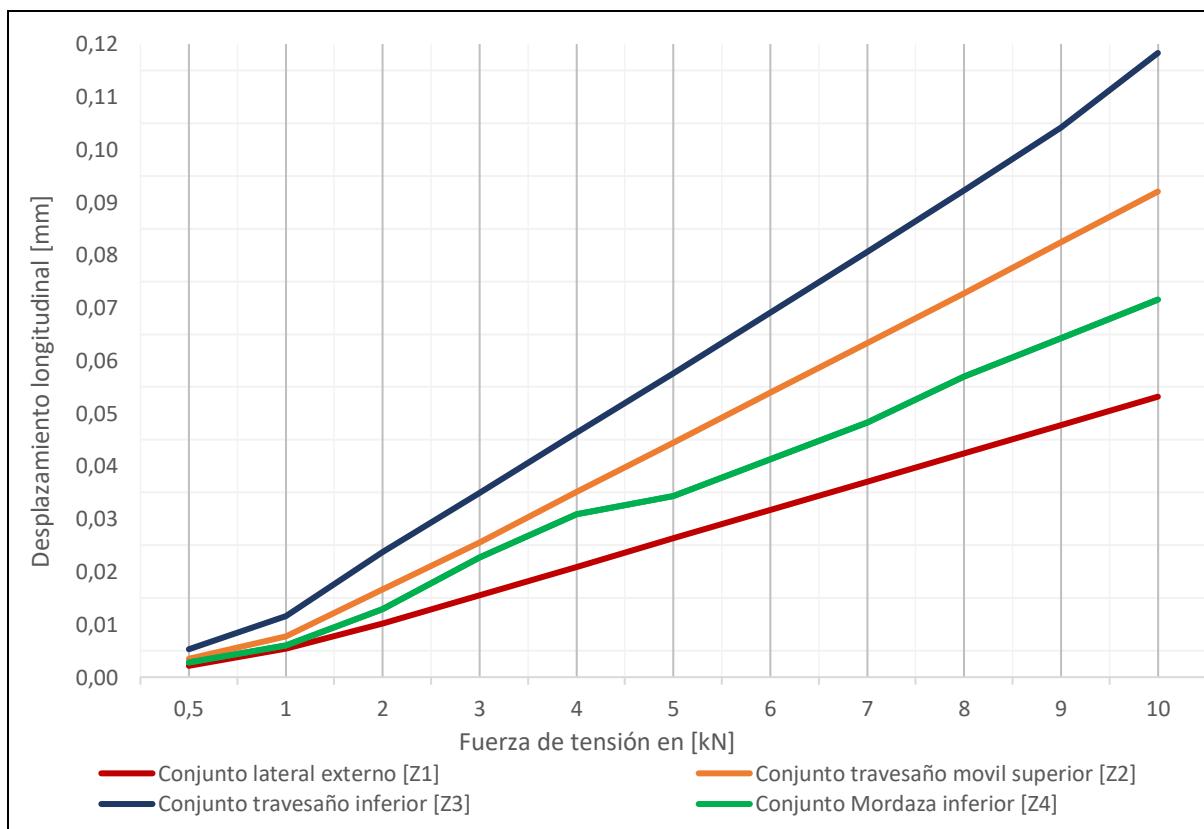


Figura 6-62 Desplazamientos longitudinales por Zona [mm]

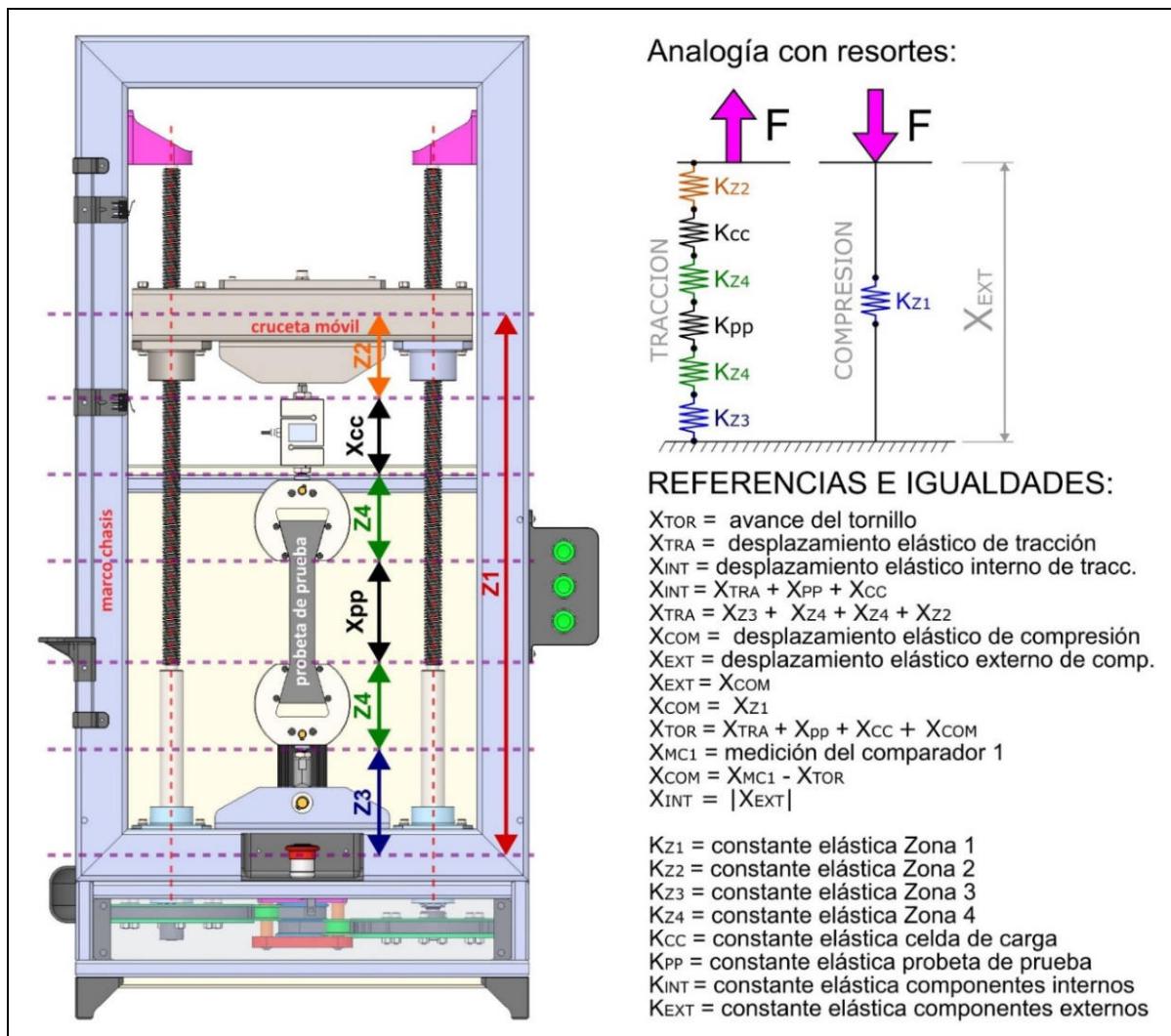


El resultado final debería ser la gráfica de la **DLET** de la máquina para luego poder calcular la rigidez de la máquina **Kmáq**.

6.7.3 Método de medición con tornillo de potencia y un comparador

Luego de razonar el método de los 4 comparadores, se puede llegar a la conclusión que con el simple avance del tornillo se puede calcular la DLET de la máquina.

Figura 6-63 Deformaciones en la máquina por zonas



Pero antes de seguir con el desarrollo hay que recordar a la conclusión que se llegó en la [sección 6.5.4](#), que los desplazamientos deben sumarse al margen de si son compresión o tracción. Es por esto que se trabajará con el valor absoluto, para evitar simplificaciones que no deberían ser al encontrarse un mismo término sumado y restado en la misma ecuación.

$$DLET = X_{TRA} + |X_{COM}|$$

$$X_{TOR} = X_{INT} + |X_{EXT}|$$

$$X_{TOR} = X_{TRA} + X_{PP} + X_{CC} + |X_{COM}| = X_{Z3} + X_{Z4} + X_{PP} + X_{Z4} + X_{CC} + X_{Z2} + |X_{Z1}|$$

$$DLET = X_{TOR} - X_{PP} - X_{CC}$$

6.7.3.1 Justificación

Para entender el comportamiento del sistema con este enfoque se hará un estudio hipotético para ver cómo evolucionan las variables.

Caso hipotético 1: los componentes externos sometidos a compresión son rígidos ideales. Se sabe que las deformaciones son proporcionales al esfuerzo de tensión sometido en la máquina. Esta relación viene de la rigidez de cada parte (K).

Caso 1 → $K_{EXT} = \infty$

$$X_{EXT} = \frac{F}{\infty} \quad X_{EXT} = 0$$

Entonces el avance del tornillo representaría directamente el desplazamiento de los componentes internos traccionados. Llamaremos a este avance del tornillo X'_{TOR}

Caso 1 → $X'_{TOR} = X_{INT}$ para $K_{EXT} = \infty$

Si se evaluara en el caso más extremo de 10[kN] se tendría la deformación máxima en los componentes internos.

$$X_{INT} = \frac{F}{K_{INT}}$$

Caso hipotético 2: Ahora si con la máquina traccionando a 10[kN], los componentes externos sometidos a compresión pasan a tener un valor de rigidez, esto haría que parte de la energía acumulada en los componentes internos se valla hacia los componentes externos. En otras palabras, parte de la deformación de los componentes internos traccionados se trasladaría a una deformación en los componentes externos en compresión.

$$X_{INT} \rightarrow |X_{EXT}|$$

En el equivalente de rigidez con resortes (ver [Figura 6-63](#)) se evidencia que el resorte K_{INT} y el K_{EXT} están en paralelo. Esto significa que el esfuerzo que antes soportaba un resorte ahora lo soportan 2, con esto se evidencia que ahora la fuerza disminuirá. En otras palabras, la fuerza del lado interno, es decir de la celda de carga también disminuiría.

Entonces ahora para volver a llegar a la capacidad de 10[kN] que se registran en la celda de carga se debe tensionar nuevamente el sistema, con otro avance del tornillo. Este nuevo avance lo llamaremos X''_{TOR} .

Caso 2 → $X''_{TOR} = \frac{F}{K_{INT}} + \left| \frac{F}{K_{EXT}} \right|$

$$X''_{TOR} = X_{INT} + |X_{EXT}|$$

Con esto se puede justificar entonces por qué el avance del tornillo depende del desplazamiento interno y también del externo.

6.7.3.2 Obtención de la DLET de la máquina con el tornillo

La distancia longitudinal elástica total de la máquina se puede obtener sabiendo lo siguiente:

- El avance del tornillo al medir cuánto giró, sabiendo que un giro (360°) son 4[mm].
- El valor de desplazamiento longitudinal de la celda de carga, el cual se puede obtener de un análisis FEA (ver [sección 6.6.13](#)) o sacarlo directamente de la hoja de datos del fabricante.
- El valor del desplazamiento longitudinal de la probeta de prueba, el cual se puede obtener de un análisis FEA (ver [Tabla 6-17](#))

$$DLET = X_{TOR} - X_{PP} - X_{CC}$$

Este método es más directo que el de 4 comparadores, pero a costa de no saber cómo se distribuyen las deformaciones en los componentes traccionados (Z2, Z3 y Z4), ni en los comprimidos (Z1).

6.7.3.3 Cálculo de los desplazamientos internos y externos

Para obtener los desplazamientos internos y externo se requiere del comparador 1 visto en la [sección 6.7.2](#).

Con medir el desplazamiento longitudinal de la cruceta móvil a través de la medición de un comparador (Ver [Figura 6-57](#)), se puede obtener el desplazamiento externo:

$$X_{COM} = X_{MC1} - X_{TOR} = X_{EXT}$$

Con el DLET ya calculado ahora se puede calcular el desplazamiento interno:

$$DLET = X_{TRA} + |X_{COM}|$$

$$X_{TRA} = DLET - |X_{EXT}|$$

$$X_{INT} = X_{TRA} + X_{PP} + X_{CC}$$

6.8 Ensayo de tracción sin el uso del extensómetro

En la sección anterior se concluyó que el avance del tornillo representa el desplazamiento longitudinal interno traccionado más el externo comprimido.

$$X_{TOR} = X_{TRA} + X_P + X_{CC} + |X_{COM}|$$

Como X_{TRA} , X_{COM} , y X_{CC} ya son valores conocidos, con saber el avance del tornillo se podría saber directamente la deformación de la probeta.

$$X_P = X_{TOR} - X_{TRA} - X_{CC} - |X_{COM}|$$

Para medir la rotación del tornillo se puede usar un encoder circular en la polea Z6 (ver [Figura 6-64](#)) y así poder registrar la deformación de la probeta a medida que se efectúa el ensayo de tracción. Esto permitiría graficar en tiempo real la curva de esfuerzos – deformaciones.

Si bien se podría recurrir directamente a contabilizar las vueltas del motor PP y aplicar la reducción correspondiente del sistema de transmisión, esto agregaría las

deformaciones de las correas hasta llegar al tornillo de potencia (polea Z6), con lo que se sumaría una deformación más para corregir, de la cual no se conoce su valor.

Entonces al instalarse el encoder directamente en el tornillo de potencia (polea Z6) garantiza que las deformaciones del sistema de transmisión queden exceptuadas del ensayo.

Es importante aclarar que con el encoder no se tiene en cuenta la deformación torsional provocada en el propio tornillo de potencia, pero esta es mínima, con lo cual no afectaría la medición de la deformación de la probeta. Para más información [ver ANEXO C – Cálculo de elementos finitos \(FEA\)](#).

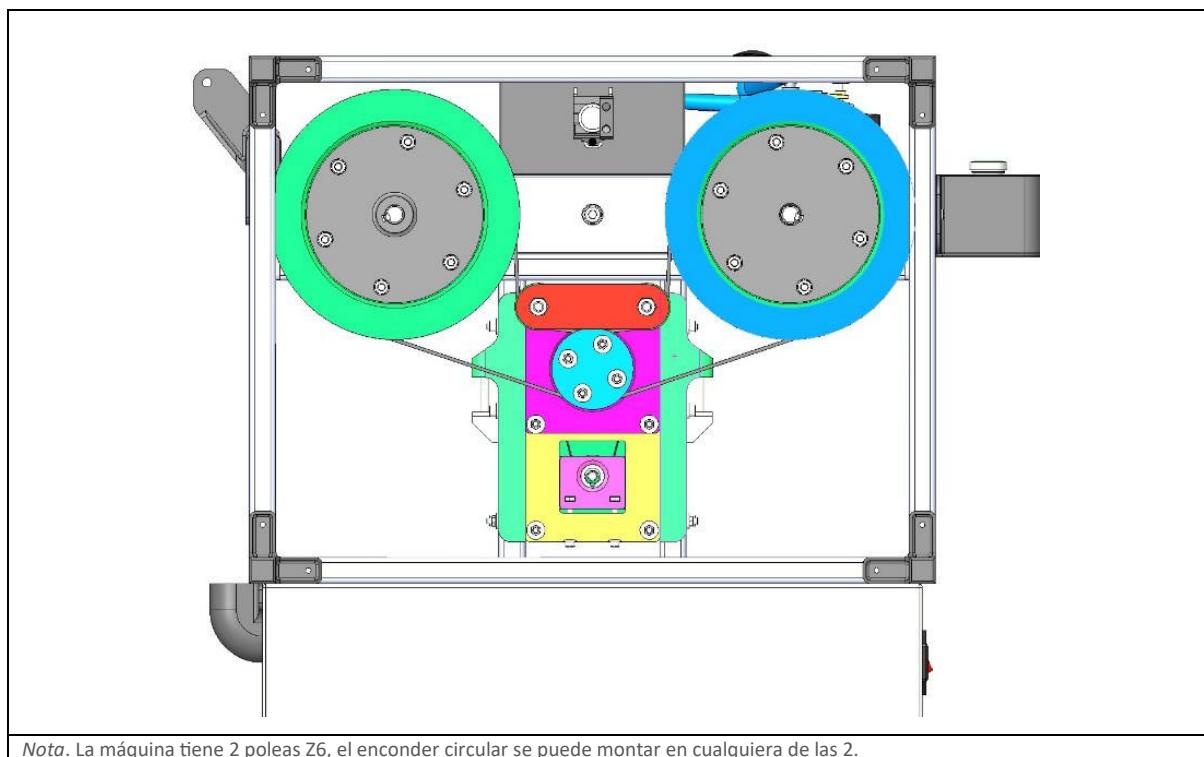
Con este método tampoco se tiene en cuenta la posible desalineación que podría darse en el conjunto (**mordaza inferior – probeta – celda de carga – mordaza superior**) respecto al eje longitudinal de la máquina. Si bien este conjunto se auto alinea, lo que garantiza la correcta medición de la celda de carga, ahora juega en contra ya que se está midiendo la deformación longitudinal fuera del uso del extensómetro (contenido en el conjunto anteriormente mencionado). (ver [Figura 5-93](#))

En conclusión, esta opción resulta especialmente atractiva, ya que permite prescindir de un sistema adicional como lo es un extensómetro, al corregir en tiempo real las deformaciones de la máquina. Para su implementación es necesario conocer los valores de rigidez tanto de la máquina (**K_{máq}**) como de la celda de carga (**K_{cc}**), con el fin de incorporarlos al programa que registra las deformaciones de la probeta.

$$K_{máq} = 25,4 \left[\frac{kN}{mm} \right]$$

$$K_{cc} = 38,1 \left[\frac{kN}{mm} \right]$$

Figura 6-64 Ubicación del encoder circular en la polea Z6 – Vista inferior de la máquina



6.8.1 Cálculo de deformación de probeta

Aprovechando el valor ya obtenido de los cálculos FEA de la rigidez de la máquina $K_{máq}$ y celda de carga K_{cc} , se puede escribir directamente la ecuación que dicta el comportamiento de las deformaciones longitudinales que tendría la probeta en el ensayo de tracción en base a los esfuerzos de tensión registrados por la celda de carga y al giro del tornillo registrado por el encoder circular.

$$X_P = X_{TOR} - DLET - X_{CC}$$

$$DLET = \frac{F[kN]}{25,4 \frac{[kN]}{[mm]}} \quad X_{CC} = \frac{F[kN]}{38,1 \frac{[kN]}{[mm]}}$$

$$X_P = X_{TOR} - \frac{F[kN]}{25,4 \frac{[kN]}{[mm]}} - \frac{F[kN]}{38,1 \frac{[kN]}{[mm]}} \quad X_P = X_{TOR} - F[kN] \left(\frac{1}{25,4} + \frac{1}{38,1} \right) \frac{[mm]}{[kN]}$$

$$X_P = X_{TOR} - 0,065617 \cdot F[kN] \frac{[mm]}{[kN]}$$

$$X_P = \text{vuelta} \cdot 4 \frac{[mm]}{\text{vuelta}} - 0,065617 \cdot F[kN] \frac{[mm]}{[kN]}$$

6.8.1.1 Ejemplo práctico

Se plantea el caso hipotético donde el plástico ensayado rompió a **2,7[kN]** registrados por la celda de carga, se registró que el tornillo de potencia al momento de la rotura giró **16,3 vueltas** y la probeta utilizada fue del **tipo I** con un espesor de **e=4[mm]**.

Entonces para calcular la deformación de la probeta se aplica la fórmula de X_P :

$$X_P = 16,3 \text{ vuelta} \cdot 4 \frac{[\text{mm}]}{\text{vuelta}} - 0,065617 \cdot 2,7[\text{kN}] \frac{[\text{mm}]}{[\text{kN}]}$$

$$X_P = 65,2[\text{mm}] - 0,1640[\text{mm}]$$

$$X_P = 65,036[\text{mm}]$$

Nota aclaratoria. Si bien el método sin extensómetro cuantifica lo que se deforma la probeta entre las sujeciones de las cuñas, es decir 115[mm], el propio diseño “dog bone” de la probeta hace que sea de esperarse que las mayores deformaciones longitudinales y por lo tanto la rotura ocurra en la zona de medición “gage length”. Esta apreciación es importante tenerla en cuenta y está abierta a discusión, pero como no es el objetivo de este proyecto se asumirá lo arriba mencionado.

Dicho esto, para calcular la elongación a la rotura porcentual $e\%$, se toma al igual que un extensómetro el “gage length” como distancia inicial longitudinal de la probeta.

$$e\% = \frac{X_P}{\text{“gage length”}} \cdot 100\%$$

$$e\% = 1,3 \cdot 100\%$$

$$e\% = \frac{65,036[\text{mm}]}{50[\text{mm}]} \cdot 100\%$$

$$e\% = 130\%$$

Para calcular la tensión de rotura se puede sacar la sección de la probeta del **tipo I** y con el valor del esfuerzo F hacer los cálculos.

$$S = \text{sección probeta} = W[\text{mm}] \cdot e[\text{mm}]$$

$$S = 13[\text{mm}] \cdot 4[\text{mm}]$$

$$S = 52[\text{mm}]$$

$$\text{tensión de rotura} = \sigma = \frac{F}{S}$$

$$\sigma = \frac{2700[N]}{52[mm]}$$
$$\sigma = 51.9[Mpa]$$

El plástico ensayado entonces se podría decir que tiene un comportamiento similar a un PETG [5] de la [Tabla \[Muestra de Plásticos\] del \(Plano 01\)](#).

7. Diseño Final de la Máquina

El presente capítulo reúne y sintetiza las decisiones de diseño tomadas a lo largo del proyecto, con el fin de establecer la configuración final de la máquina de ensayo de tracción para plásticos. El diseño definitivo es el resultado de un proceso iterativo que integró el análisis de requerimientos normativos (**ASTM D638**), la evaluación de alternativas, cálculos de dimensionamiento, simulaciones por elementos finitos (FEA) y la selección de componentes comerciales.

Además de la descripción general de la máquina y de los principales conjuntos que la conforman, en este capítulo se presentan las **últimas actualizaciones realizadas sobre ciertos subsistemas** en relación con lo discutido en [el capítulo 5 de selección de componentes](#), detallando los cambios introducidos y su justificación técnica. Finalmente, se incorporan las **partes accesorias y complementarias** que no fueron tratadas en secciones anteriores, pero que resultan indispensables en el diseño final, ya sea por su función operativa, de seguridad o de ergonomía, consolidando así la visión integral de la máquina en su versión definitiva.

7.1 Resumen de la máquina

La máquina adopta una disposición vertical con dos tornillos de potencia que transmiten el movimiento a la cruceta móvil. El travesaño inferior se encuentra fijo y solidario al chasis, mientras que la cruceta móvil, ubicada en la parte superior, se desplaza generando la fuerza de tracción sobre la probeta.

El conjunto se sustenta en un bastidor metálico de perfiles estructurales soldados, garantizando rigidez y estabilidad durante los ensayos. La celda de carga, montada en la cruceta móvil mediante rótulas, permite registrar la fuerza aplicada sin errores por desalineación.

7.2 Componentes principales seleccionados

- **Sistema de transmisión:** caja reductora de poleas dentadas, optimizada mediante iteraciones de diseño y fabricada por manufactura aditiva (versión 7), lo que reduce costos y facilita su replicación.
- **Tornillos de potencia:** de tipo trapezoidal TR20x4, dimensionados para soportar la carga máxima de 10 [kN] sin riesgo de pandeo ni pérdida de estabilidad.
- **Rodamientos:** configurados en soportes rígidos para absorber los esfuerzos axiales y radiales, garantizando un movimiento suave y confiable.
- **Tuerca de potencia:** diseñada con geometría adaptada a los requerimientos de montaje y fabricable en materiales disponibles en el mercado local.
- **Mordazas:** del tipo cuña con autoajuste, con sistema de resortes y palanca para apertura/cierre rápido, cumpliendo con lo recomendado por la norma **ASTM D638**.
- **Celda de carga:** tipo S de 1000 [kg], con precisión $\pm 1\%$ del valor medido, garantizando confiabilidad en los resultados de ensayo.
- **Sistema extensométrico:** implementado mediante correlación digital de imágenes (DIC) con una Raspberry Pi y una cámara Arducam de 108 MP, asegurando una resolución suficiente para cumplir con los requisitos de la **norma**.
- **Sistema de control:** basado en un motor paso a paso NEMA 23 con controlador DM542E, gestionado mediante una electrónica open source que integra interfaz gráfica (GUI) y controles físicos de seguridad.

7.3 Cumplimiento normativo

El diseño cumple con los lineamientos de la **ASTM D638**, garantizando:

- Capacidad máxima de ensayo de **10 [kN]**, superior al valor necesario para cubrir más del 90 % de los plásticos analizados.
- Deformación total elástica de la máquina menor al **1 % de la deformación de la probeta**, según lo requerido por el punto 5.1.6 de la **norma**.
- Exactitud de la celda de carga y extensómetro dentro del $\pm 1\%$ establecido.
- Mordazas autoalineables, dimensiones de trabajo adecuadas y velocidades de ensayo dentro del rango normativo.

7.4 Diseño integrado

El diseño definitivo resulta en una máquina **compacta, modular y replicable**, con un peso menor a 75 [kg] y dimensiones máximas de $600 \times 600 \times 1200$ [mm], lo que permite su traslado por dos personas. La integración de componentes comerciales accesibles con elementos fabricados por manufactura aditiva posibilita una reducción significativa de costos

ya sea frente a alternativas comerciales o de otro tipo de manufactura, sin comprometer la funcionalidad ni la precisión de los ensayos.

La configuración final no solo cumple con los requerimientos técnicos, sino que también mantiene la filosofía de **open hardware**, facilitando su replicación y mejora por parte de terceros.

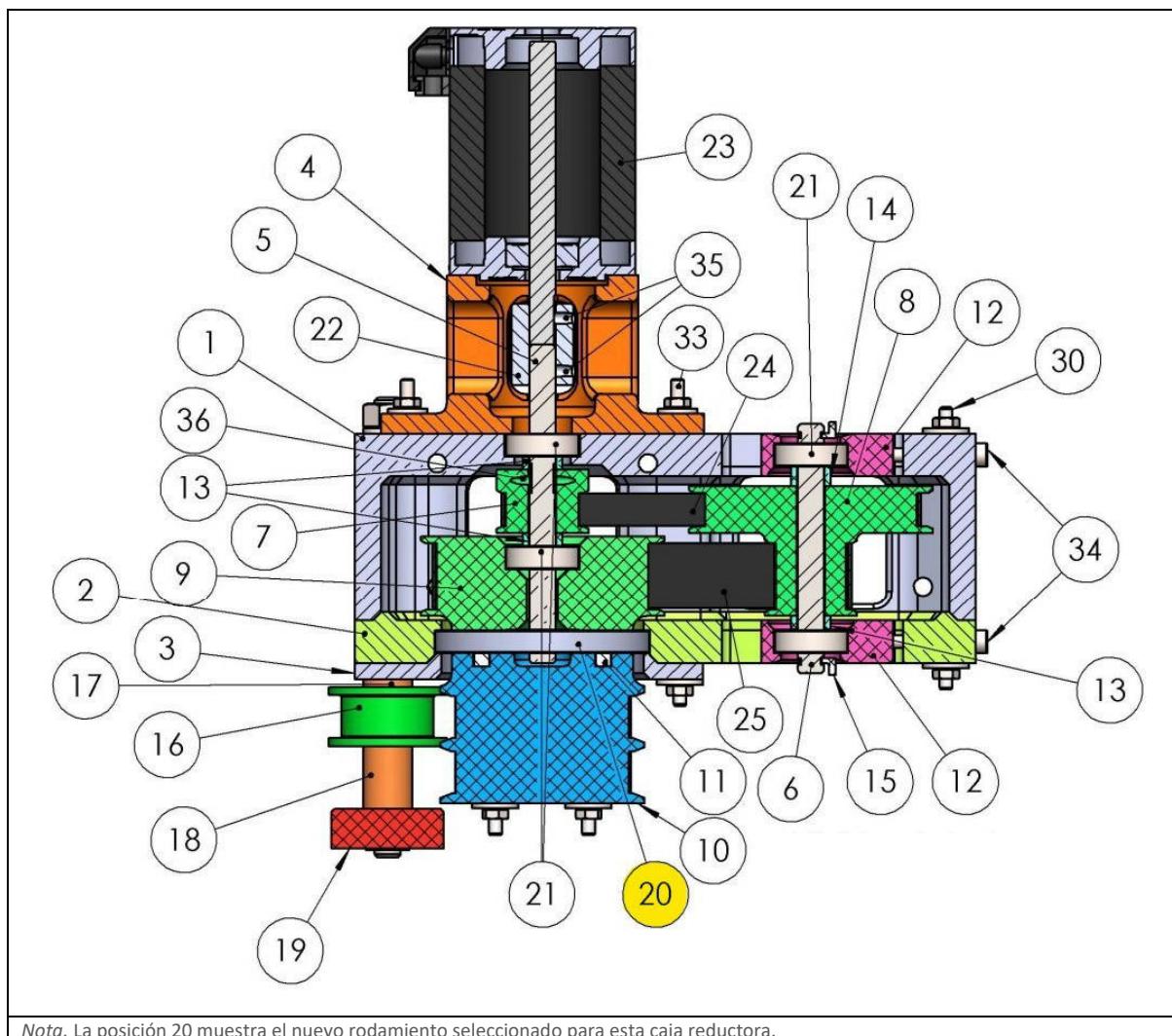
7.5 Diseño final de conjuntos

En esta sección se presentan las versiones definitivas de los conjuntos que conforman la máquina y que sufrieron modificaciones respecto a lo desarrollado en [el capítulo 5 Selección de componentes](#). Estas actualizaciones responden a la necesidad de optimizar aspectos constructivos, mejorar la confiabilidad en el funcionamiento y simplificar los procesos de montaje y mantenimiento. Cada conjunto se muestra en su iteración final, acompañado de las justificaciones técnicas correspondientes, de manera que quede documentada la evolución del diseño hasta alcanzar su configuración definitiva.

7.5.1 Sistema de transmisión

En este sistema el mayor cambio se dio en la caja reductora, donde la última revisión fue la V6 y como se observa a continuación se finalizó con la versión V7. En esta iteración se cambió el **rodamiento 16010** (que dependía de aplicar una lubricación ya que no la tenía incorporada), por el **rodamiento 61810 2RS**, el cual no necesita de algún lubricante ya que viene incorporado, al igual que los sellos (2RS). (Ver plano mecánico [MET-PMC-400](#))

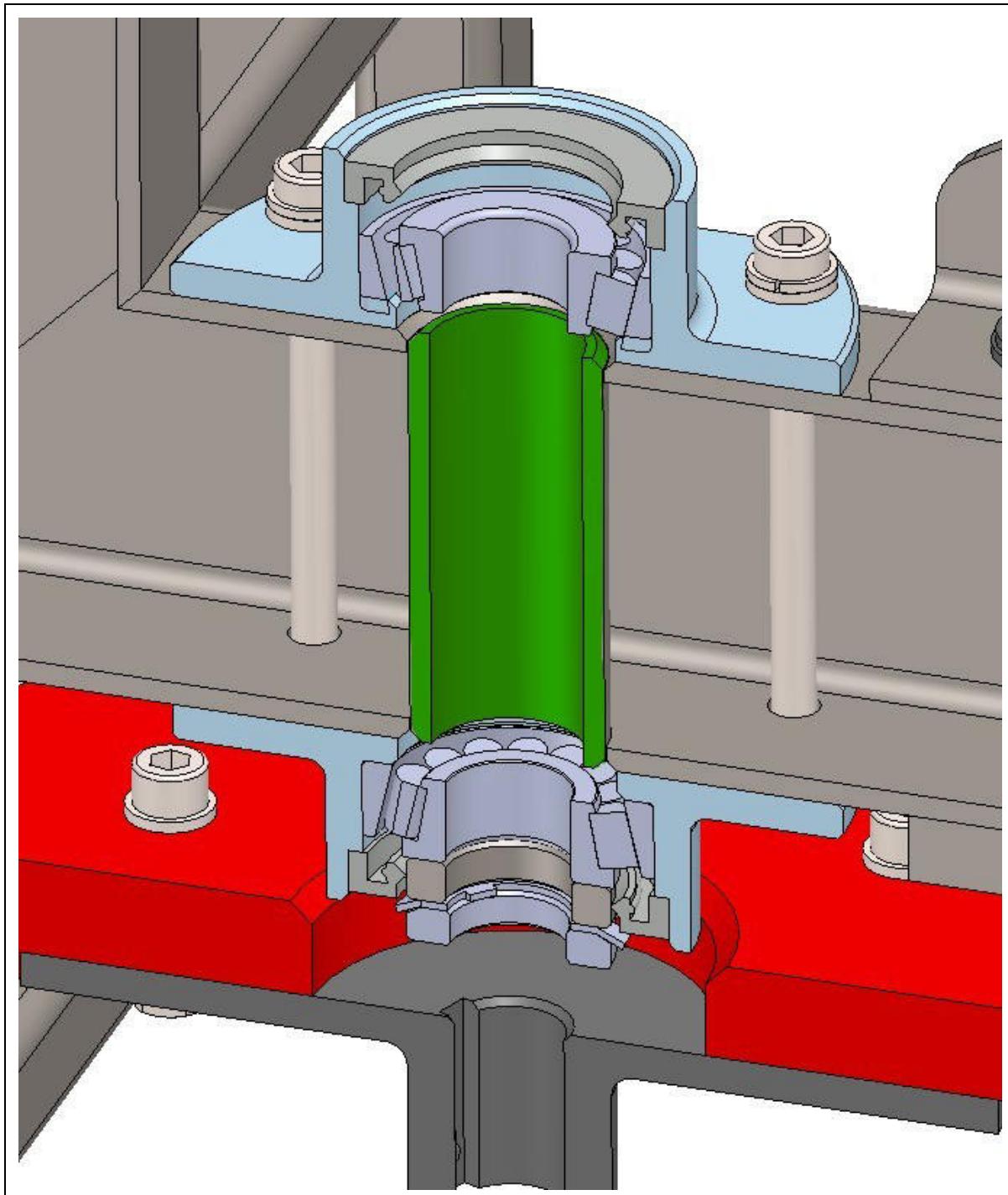
Figura 7-1 Vista en corte de la caja reductora V7



7.5.2 Marco chasis

Al marco chasis además de incluir todas las perforaciones para sujetar todas las partes accesorias de la máquina, se adicionan dos caños que unifican los 2 rodamientos cónicos de cada tornillo, para evitar la dispersión del lubricante dentro de los caños estructurales y permitir su distribución entre los rodamientos.

Figura 7-2 Caño de comunicación del lubricante



Nota. Se observa caño pintado de verde soldado al marco chasis. Este comunica internamente los rodamientos cónicos para asegurar que la grasa no se pierda y se pueda compartir entre ellos. En esta vista en corte se ocultó el tornillo para una mejor visualización.

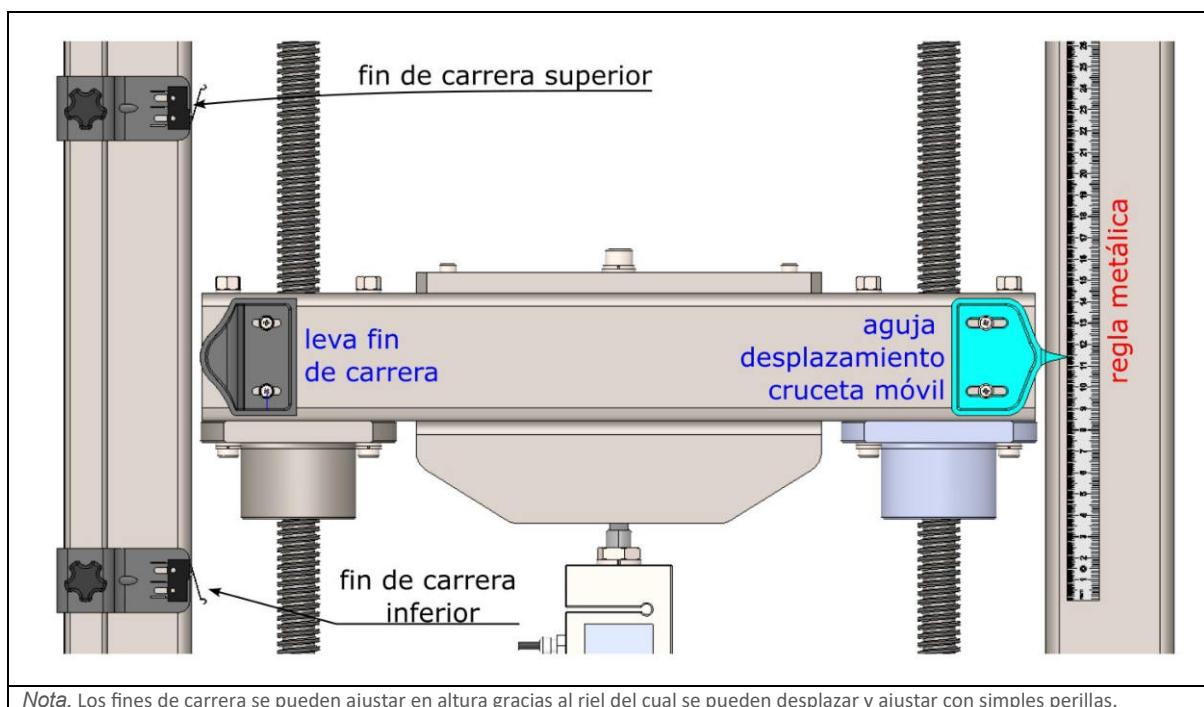
7.6 Partes accesorias complementarias

En esta sección se verán las partes accesorias de la máquina.

7.6.1 Accesorios en la cruceta móvil

En la “cruceta móvil” se monta la “leva fin de carrera” para limitar el desplazamiento de esta en los ensayos a través de los fines de carrera. Además, se adiciona una “aguja indicadora” para registrar las deformaciones en la probeta cuando ocurren grandes deformaciones, esto se hace gracias a una “regla metálica” adherida al “marco chasis”. Con esta regla metálica se cumple con lo que pide la [norma en el punto 5.2.3](#).

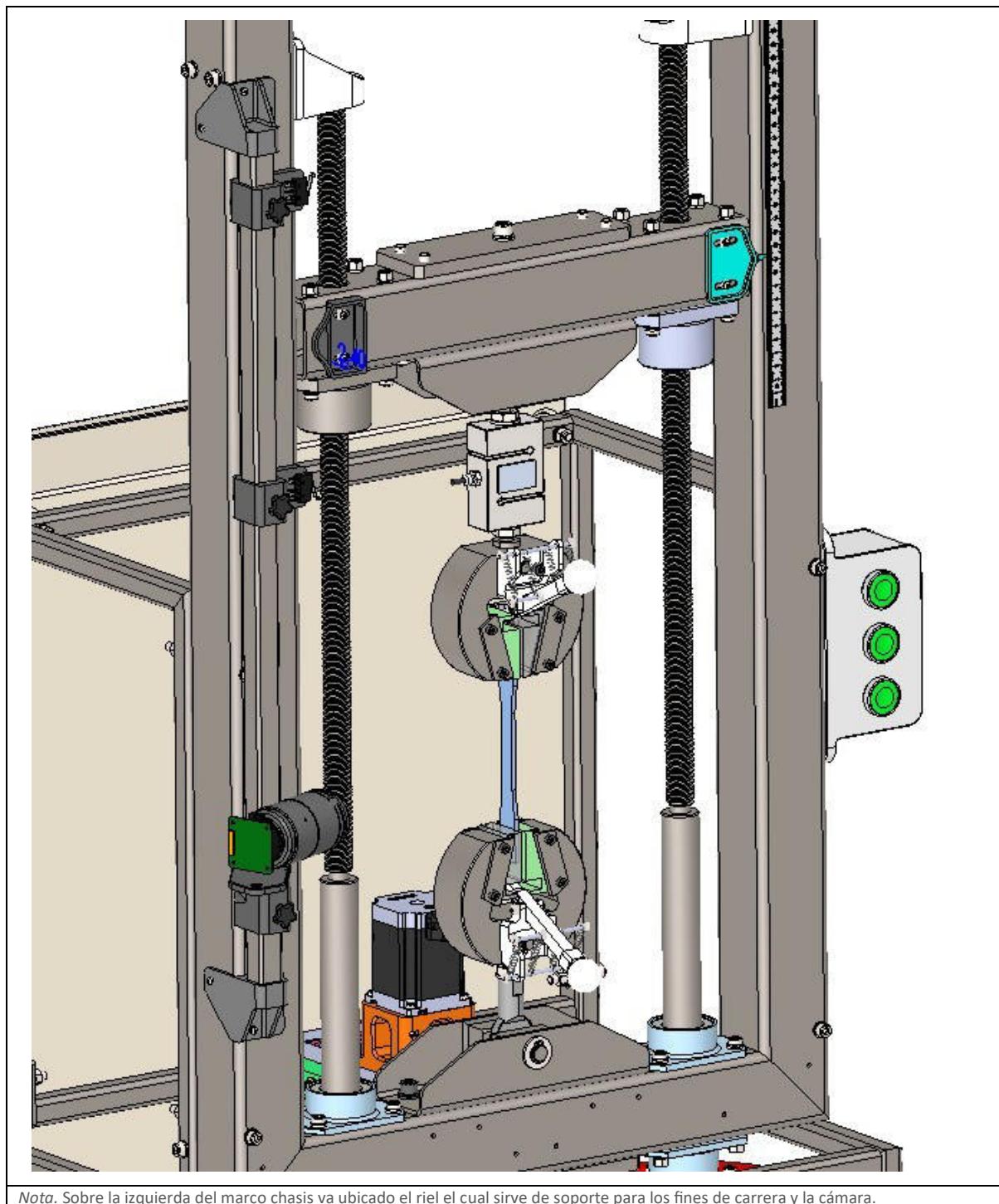
Figura 7-3 Vista frontal de la cruceta móvil con sus accesorios.



7.6.2 Riel porta fines de carrera y cámara

Sobre el “marco chasis” se monta este “riel” fabricado con estructural de 20x20 [mm] por sobre el cual se posicionan los fines de carrera y también la cámara que sirve para medir las deformaciones en la probeta a la hora de ensayar a través del software (DIC). Estos 3 elementos se pueden regular en altura y ajustar gracias a perillas.

Figura 7-4 Riel guía montado en el marco chasis



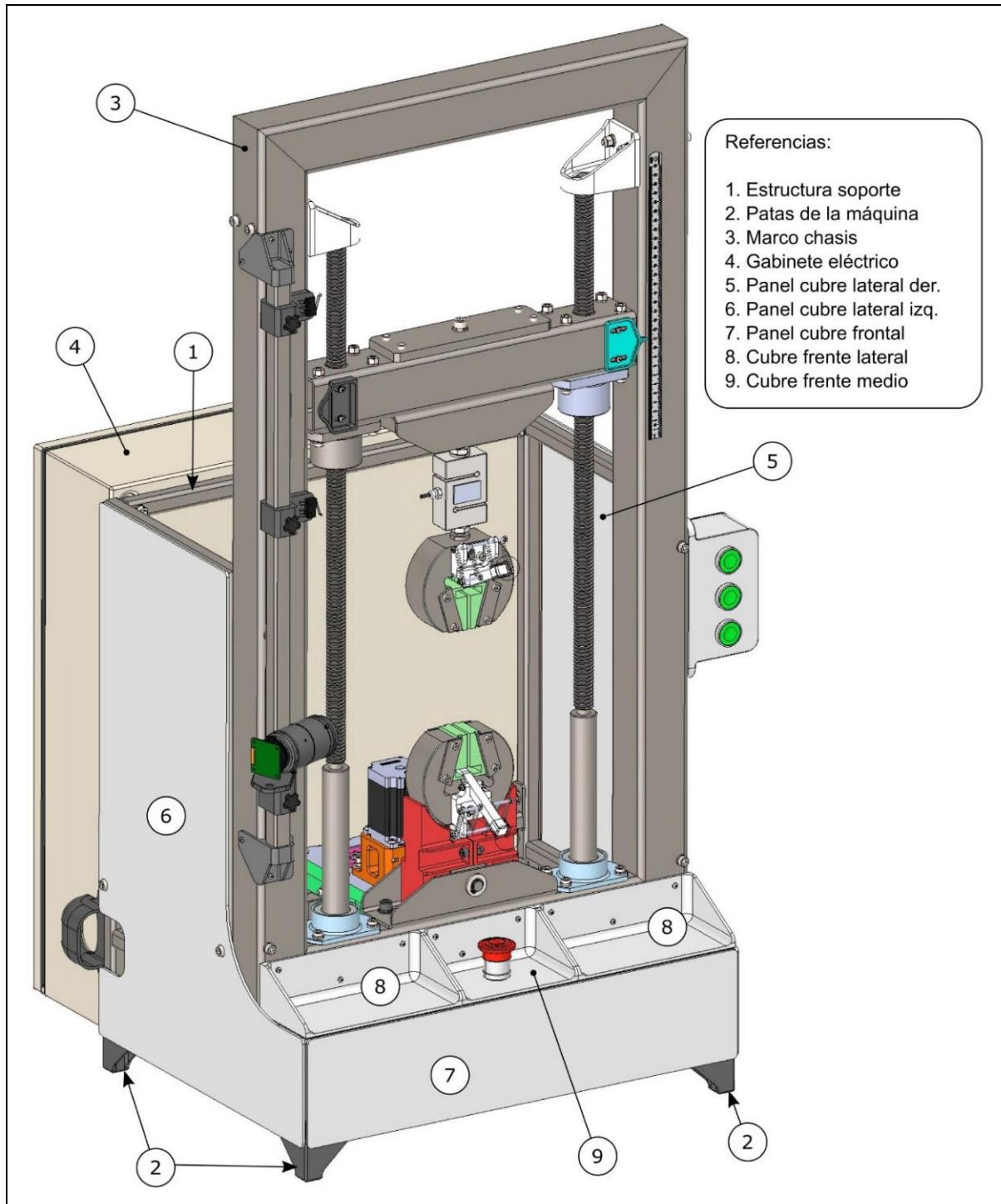
Nota. Sobre la izquierda del marco chasis va ubicado el riel el cual sirve de soporte para los fines de carrera y la cámara.

7.6.3 Estructura soporte

Además del **marco chasis**, la máquina requiere de una estructura adicional que actúe como base portante. Esta **estructura soporte** no solo sirve de asiento para el marco principal, sino que también sostiene el gabinete eléctrico y, mediante cuatro patas, distribuye el peso total de la máquina garantizando su estabilidad. Adicionalmente, cumple la función

de soporte para los **cubres o protectores** que encierran los mecanismos internos, aportando seguridad al usuario y mejorando el aspecto visual del conjunto.

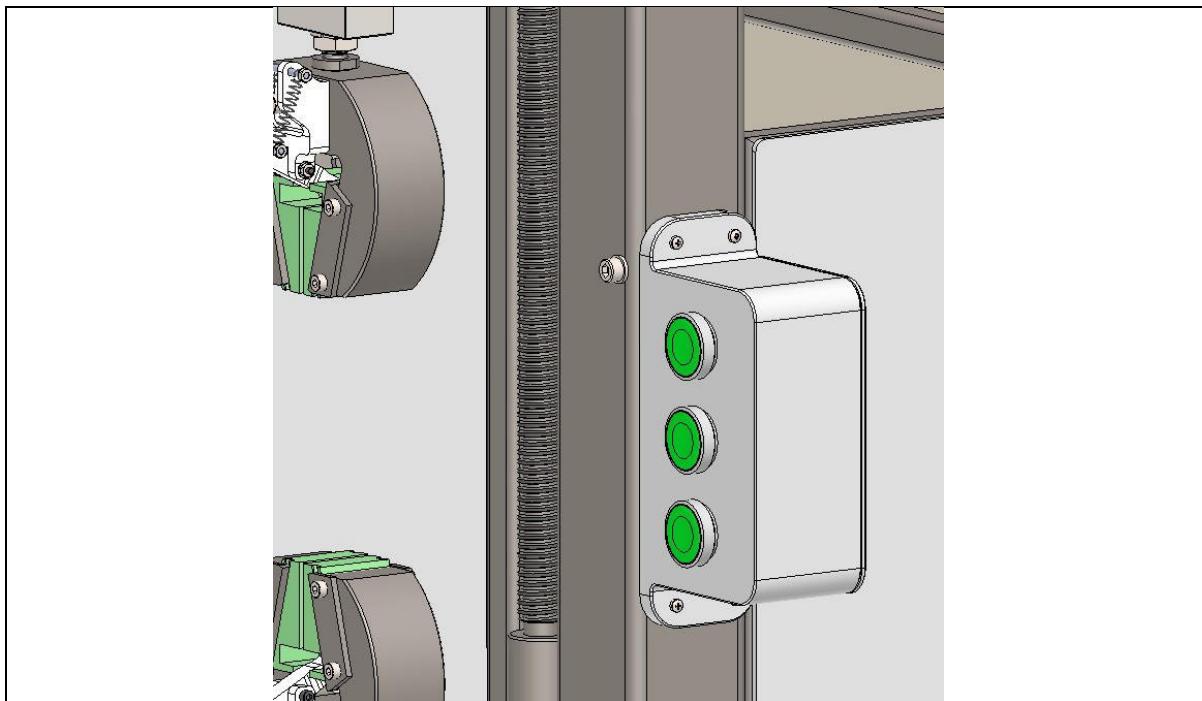
Figura 7-5 Elementos sujetos a la "estructura soporte"



7.6.4 Pulsador de parada de emergencia y botonera de control

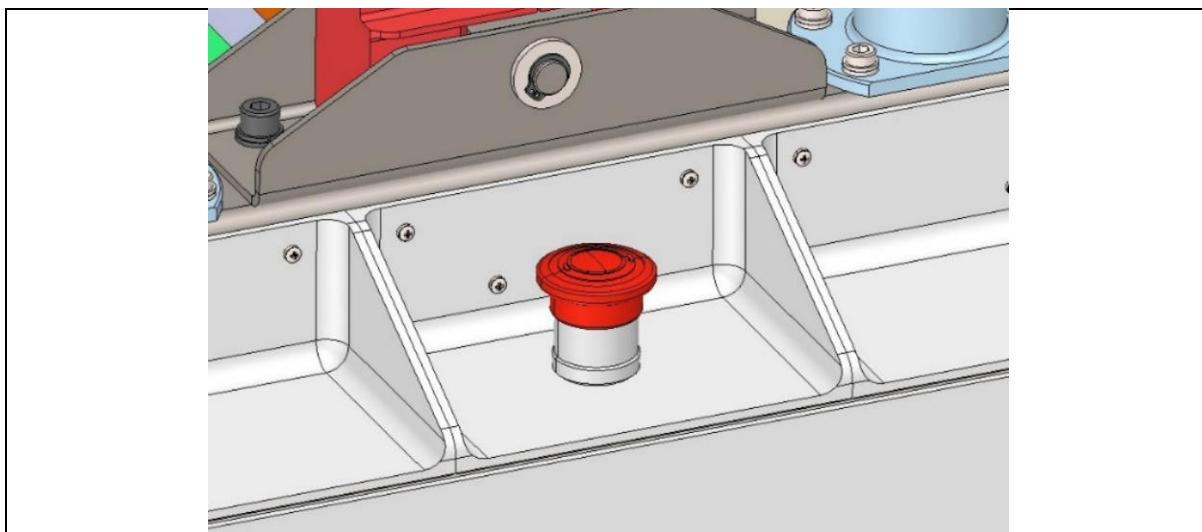
Aprovechando el “marco chasis” se ubica a su derecha la botonera de control vista en la [sección 5.12.2](#). Esta botonera consta de una caja impresa en 3D que contiene a los 3 pulsadores. El cableado se dirige por medio de grampas hasta el gabinete eléctrico.

Figura 7-6 Botonera de control



En cuanto al pulsador de parada de emergencia, este se ubica en el “panel cubre frontal” justo debajo de la mordaza inferior, para un acceso rápido y accesible.

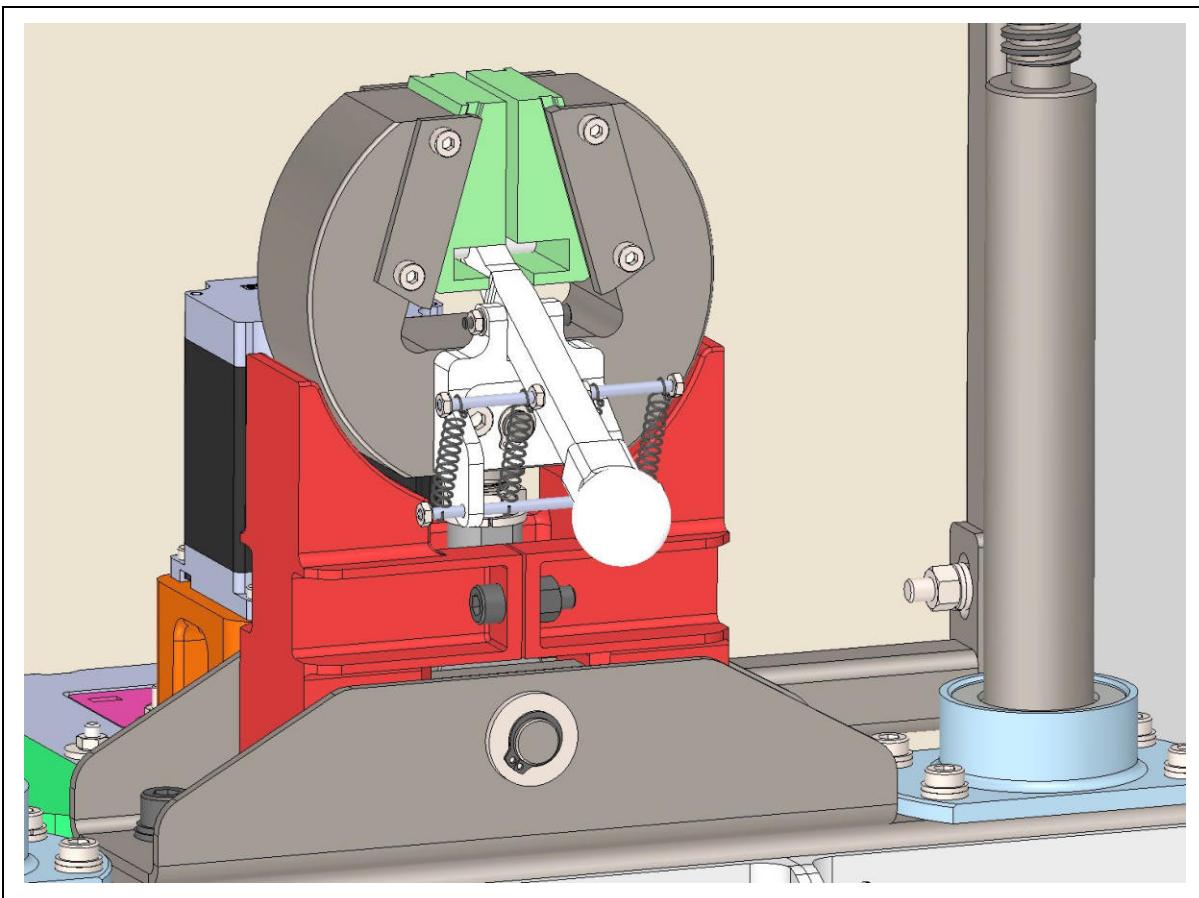
Figura 7-7 Pulsador de parada de emergencia “golpe de puño”



7.6.5 Asiento de mordaza

Dado a que la mordaza inferior esta soportada solamente por la rótula inferior, la misma al dejar 3 grados de libertad provoca que la mordaza se caiga, es por esto que se ubica por debajo de ella el conjunto “asiento de mordaza” el cual consta de 2 piezas impresas en 3D abulonadas entre sí y en el cual se apoya la mordaza mientras la máquina este en reposo.

Figura 7-8 Asiendo de mordaza

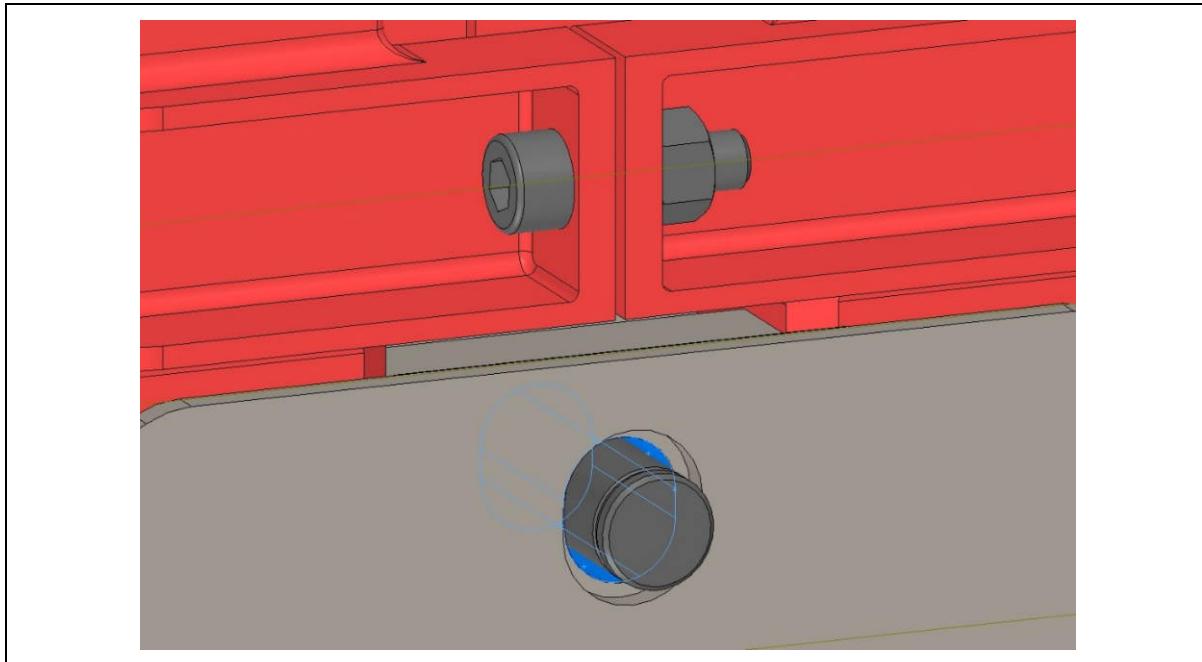


7.6.5.1 Funcionamiento del asiento mordaza

A la hora de querer realizar un ensayo, el operador debe centrar las mordazas respecto a la probeta y con una fuerza de precarga las mismas se van a alinear. En este esfuerzo de precarga la mordaza inferior se va a desplazar unos milímetros hasta que el conjunto (mordaza superior – probeta – mordaza inferior) quede tensionada. Esto es gracias a que la “horquilla inferior” tiene un juego vertical de 3 [mm] en la zona que sujeta el “pasador rotula inferior” para lograr que la mordaza **se libere** del asiento. Finalizado el

ensayo el operador debe procurar que la mordaza quede bien centrada respecto al asiento, para terminar de apoyarse en él.

Figura 7-9 Ranura de corredera vertical de 3 [mm] de juego



7.6.6 Sujeción y transporte de la máquina

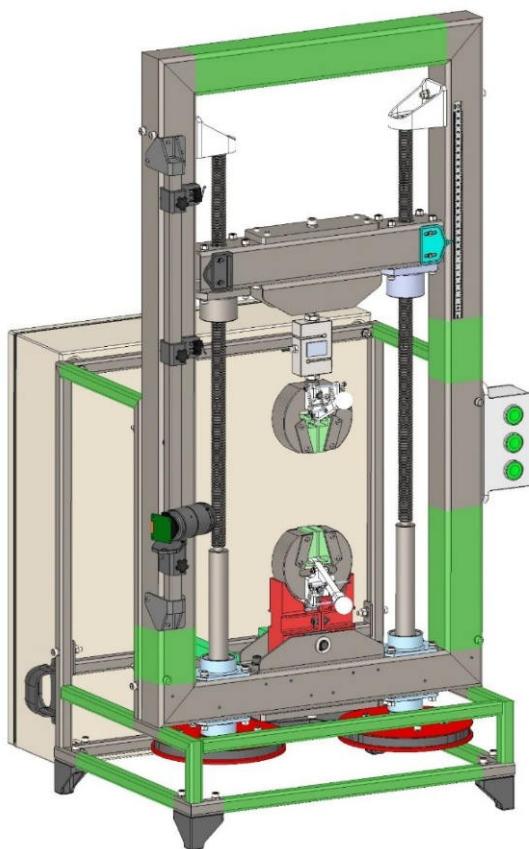
La máquina, con un peso aproximado de 75 [kg], puede ser trasladada manualmente por dos personas, siempre que se garantice un movimiento cómodo y seguro. Inicialmente se evaluó la incorporación de manijas impresas en 3D fijadas al marco o a la estructura soporte; sin embargo, se consideró suficiente el agarre que proporcionan los caños estructurales de 20×20 [mm] que conforman la “estructura soporte”.

Para realizar el traslado es necesario retirar los paneles laterales y frontales sujetos magnéticamente, así como los tres cubre-frentes atornillados (ver [Figura 7.5](#)). Esta operación permite acceder de manera segura a los caños de la estructura, para ser utilizados como zonas de sujeción.

El procedimiento de elevación requiere que cada persona tome la máquina desde un lateral, distribuyendo el esfuerzo de forma equilibrada. Como alternativa, puede

considerarse la remoción del “gabinete eléctrico”, fijado a la estructura mediante cuatro tornillos M6. No obstante, para esta opción es necesario desconectar previamente todos los cables, por lo que resultaría conveniente evaluar la incorporación de conectores rápidos que permitan realizar esta operación de manera ágil. Si bien ello incrementaría los costos, reduciría el peso a trasladar de 75 [kg] a aproximadamente 50 [kg], facilitando notablemente la manipulación del equipo.

Figura 7-10 Zonas aptas para la sujeción de la máquina para el transporte



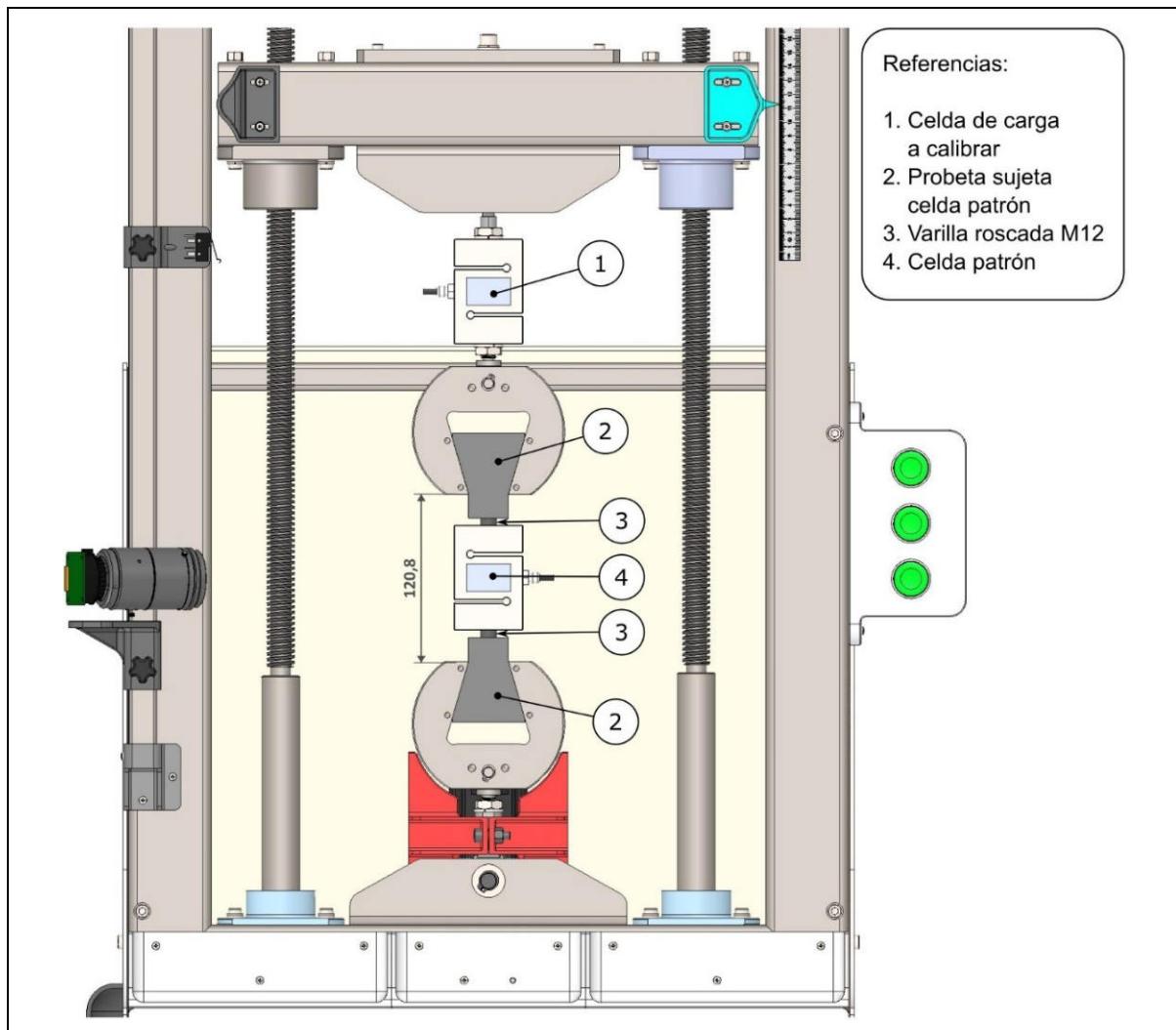
7.6.7 Accesorio para calibración de la máquina

Un aspecto clave en el uso de la máquina es garantizar que la **celda de carga** mantenga su calibración dentro de los márgenes de precisión requeridos. Este procedimiento no es necesario antes de cada ensayo, sino de manera **periódica** (se recomienda cada 12 meses) o en situaciones donde se sospeche una desviación en la medición.

Para llevar a cabo la calibración se emplea una **celda patrón**, utilizando un accesorio especialmente diseñado a partir de la “*probeta de prueba*” presentada en [sección 6.7.1](#). Este accesorio el cual se llamará “probeta sujetada celda patrón” permite alojar la celda patrón en su parte central mediante dos varillas roscadas M12, y colocarse entre las mordazas para simular los esfuerzos que se generan en un ensayo de tracción típico.

La operación de contraste se realiza con la misma **distancia entre mordazas** prevista para una probeta **tipo I**, que constituye la referencia principal en los ensayos de tracción según la norma **ASTM D638**.

Figura 7-11 Calibración con celda patrón



De igual forma que sucede con la “*probeta de prueba*”, para este caso también se deberán quitar varias piezas de las mordazas para poder hacer la calibración.

7.7 Capacidad máxima de extensión en probetas

En base a las dimensiones finales del diseño ya se puede calcular cual sería la extensión máxima posible que pudiera darse en esta máquina para cada tipo de probeta en el ensayo de tracción, antes de que se produzca la rotura. Esto es importante saber sobre todo para plásticos más flexibles que tienen una elongación de más del 100%, por ejemplo, para algunos náilones.

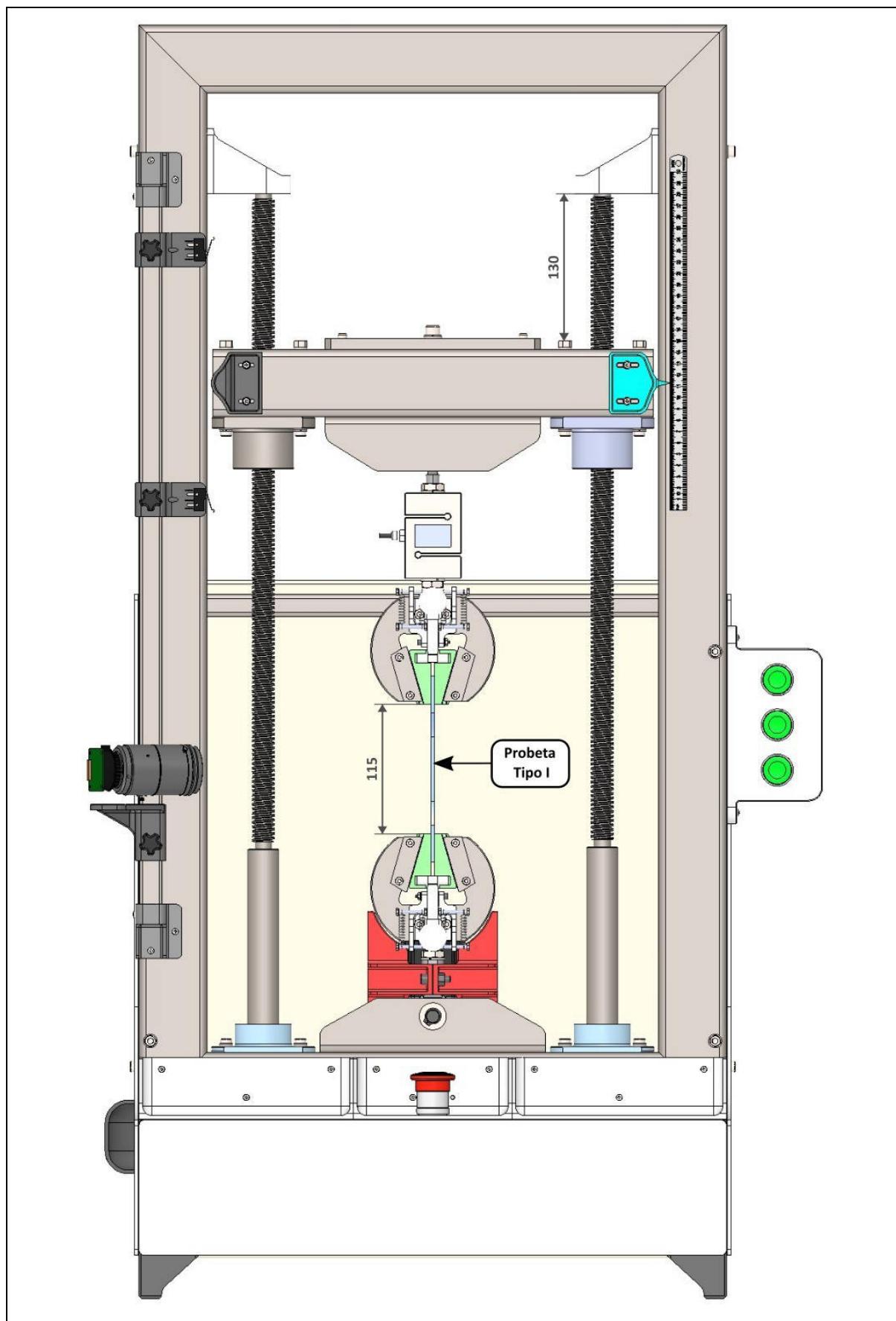
Para saber esto se parte de la distancia de sujeción entre cuñas de las mordazas que se debe respetar para cada tipo de probeta. Con la ayuda del plano [del Anexo B “Muestra de materiales”](#) se puede extraer estas distancias y obtener la siguiente tabla.

Otro valor importante para calcular la elongación es saber el recorrido máximo que permite la máquina verticalmente en la “cruceta móvil”, partiendo desde el contacto entre las cuñas de la mordaza, esto es 245 [mm].

Tabla 7-1 Elongación máxima permitida para cada tipo de probeta

Tipo de Probeta	Distancia de sujeción entre cuñas de la mordaza [mm]	Recorrido máximo disponible en la “cruceta móvil”	% de elongación máxima permitida por la máquina
Tipo I	115	130	113%
Tipo II	135	110	81%
Tipo III	115	130	113%
Tipo IV	65	180	276%
Tipo V	25.4	219.6	864%

Figura 7-12 Máquina posicionada para ensayar una probeta Tipo I



7.8 Posibilidad de adaptar la máquina para otros ensayos

La máquina, al compartir la misma estructura básica y concepto de diseño de una **máquina universal de ensayos (UTM)**, presenta la ventaja de poder ser adaptada con relativa facilidad a otros tipos de ensayos además del de tracción.

Un ejemplo representativo es el **ensayo de flexión en tres puntos (ASTM D790)**, muy utilizado para la caracterización de materiales plásticos y compuestos. Para implementar este ensayo bastaría con incorporar un accesorio específico de apoyo y un punzón central que reemplace las mordazas de tracción, manteniendo la capacidad de registro de fuerza y desplazamiento.

De manera similar, podrían desarrollarse adaptaciones para:

Ensayo de compresión: sustituyendo las mordazas por platos de compresión paralelos.

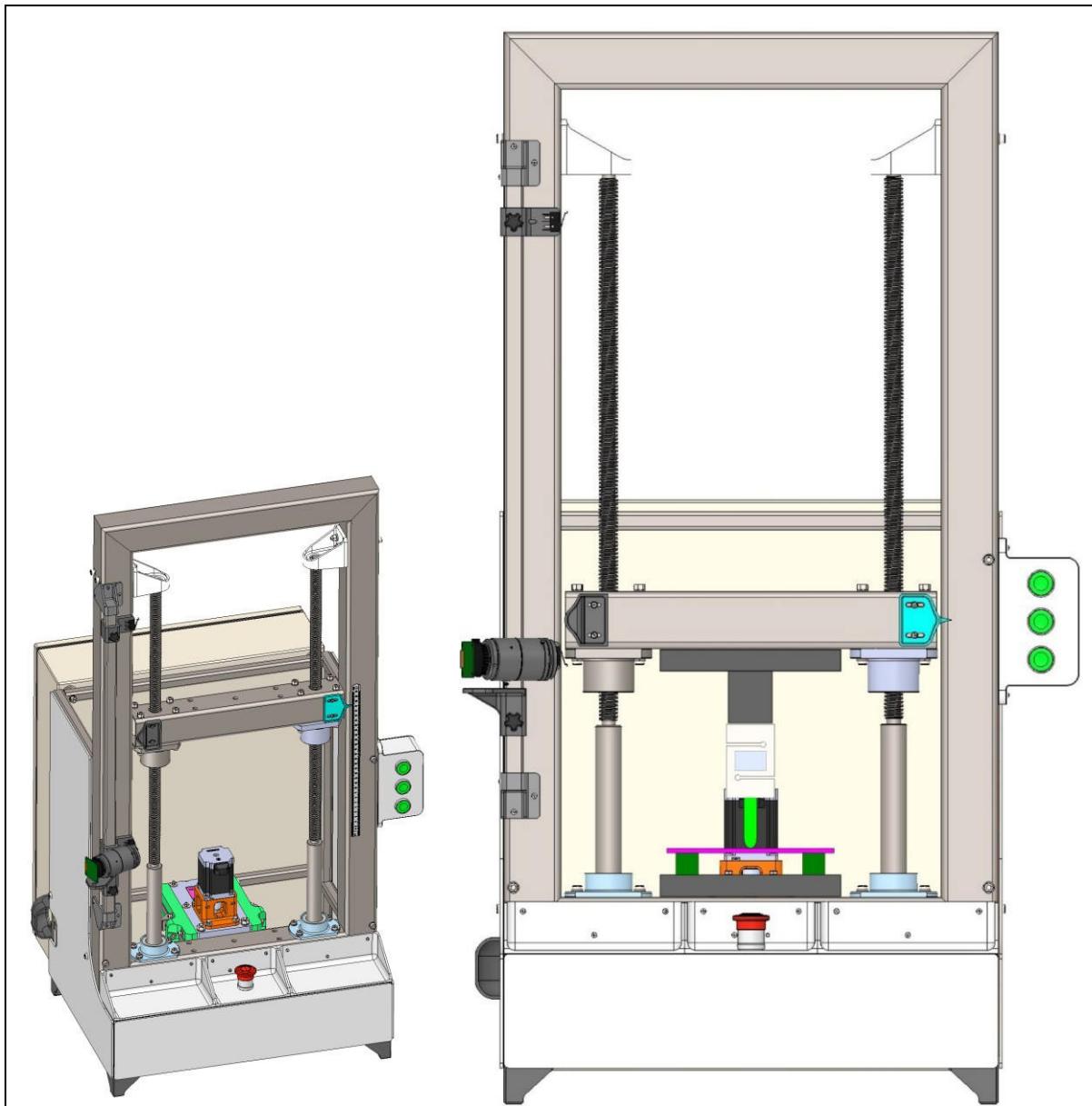
Ensayo de corte o cizallamiento: incorporando utensilios adecuados para transmitir la carga.

Ensayo de pelado o despegue en materiales laminados o adhesivos, mediante accesorios diseñados a medida.

Estas posibilidades refuerzan el carácter **modular y versátil** de la máquina, permitiendo ampliar su rango de aplicación sin necesidad de rediseñar la estructura principal, y ofreciendo así una herramienta flexible para investigación y ensayos en el ámbito académico e industrial.

En la siguiente figura se aprecia que, al liberar la zona central de la máquina de las mordazas, se dispone de un espacio adecuado para el montaje de accesorios. Estos pueden fijarse con facilidad tanto al **marco chasis** como a la **cruceta móvil**, aprovechando las perforaciones existentes. De esta manera, la máquina puede adaptarse sin dificultad, por ejemplo, para la realización de un **ensayo de flexión**.

Figura 7-13 Máquina adaptada para realizar ensayos de flexión



Nota. En la figura de la izquierda se observa la zona central de la máquina liberada, que puede adaptarse para realizar otro tipo de ensayos.

En la figura de la derecha se observa a la máquina ya adaptada para realizar un ensayo de flexión típico, donde se puede observar la probeta en color violeta.

8. Análisis de Costos de Fabricación

8.1 Alcance del análisis

El presente capítulo tiene como objetivo determinar el costo de fabricación de la máquina de ensayo de tracción diseñada en este proyecto.

El análisis abarca exclusivamente los siguientes ítems:

- **Piezas mecanizadas y de calderería liviana:** se considera el costo final de cada pieza según plano y proceso de manufactura.
- **Piezas fabricadas por manufactura aditiva (impresión 3D):** únicamente se contabiliza el gasto en material (filamento), sin tener en cuenta los costos asociados al proceso de impresión ni al postprocesado.
- **Componentes comerciales:** se incluyen costos de bulonería, rodamientos, acoplamientos, perfiles y demás elementos normalizados adquiridos en el mercado local.
- **Electrónica y componentes eléctricos:** se considera el costo de controladores, fuentes de alimentación, sensores, cableado y demás elementos eléctricos asociados.
- **No se incluyen en este análisis los siguientes rubros:**
 - Costos de montaje, ensamblaje o puesta a punto de la máquina.
 - Mano de obra de desarrollo de ingeniería, diseño CAD o simulaciones.
 - Mano de obra en configuración de parámetros de software para el control de la máquina por medio del microcontrolador o para la parametrización del software de DIC.
 - Costos indirectos como energía, transporte o mantenimiento futuro.

Conversión a dólares [USD]: todos los valores se convierten finalmente a dólares estadounidenses con un valor de cambio \$1.350 a fecha 26 de agosto 2025.

Enfoque del análisis de costos: el costo estimado refleja el valor necesario para la adquisición y fabricación de todas las piezas y componentes que conforman la máquina de ensayo de tracción, bajo el esquema planteado de exclusión de mano de obra de montaje y costos indirectos. Este enfoque se asemeja al de los **kits disponibles en el mercado educativo y DIY**, como el *Tensile Tester 3D Printed Kit* (Franker, 2023) o los sistemas modulares de PASCO (PASCO scientific, s. f.) , donde el usuario recibe el conjunto de partes y se responsabiliza del ensamblaje y la puesta a punto. **De esta manera, el análisis de costos no representa el valor de un equipo comercial terminado, sino el de un kit completo de fabricación abierta**, coherente con la filosofía de accesibilidad y replicabilidad que guía el presente proyecto.

8.2 Conjunto de piezas necesarias para ensamblar la máquina

En esta sección se muestran en 3 tablas todas las piezas que se deben fabricar según planos, necesarias para armar la máquina de ensayo de tracción.

En estas tablas se muestra la cantidad requerida y el peso de cada una de ellas entre otras cosas.

Tabla 8-1 Parte 1 del listado de piezas según planos

Nº	ID Plano	Nombre Pieza	Pertenece al conjunto	Tipo de manufactura	Peso [g] x un.	Cantidad	Peso [g] Total
1	MET-PMP-101	MARCO CHASIS	MET-PMC_100	Calderería liviana	15151	1	15151
2	MET-PMP-102	HORQUILLA INFERIOR	MET-PMC_100	Mecanizado y Calderería liviana	1040	1	1040
3	MET-PMP-103	PLACA DE SUJECION	MET-PMC_100 Y 200	Calderería liviana	793	2	1586
4	MET-PMP-104	PASADOR ROTULA INFERIOR	MET-PMC_100	Mecanizado	70	1	70
5	MET-PMP-105	PORTARODAMIENTO 30203	MET-PMC_100	Mecanizado	258	4	1032
6	MET-PMP-106	BUJE SEPARADOR RODAMIENTO 30203	MET-PMC_100	Mecanizado	18	2	36
7	MET-PMP-107	TORNILLO TR20x4	MET-PMC_100	Mecanizado	2180	2	4360
8	MET-PMP-108	PORTARODAMIENTO 6002	MET-PMC_100	Manufactura aditiva	77	2	154
9	MET-PMP-109	BRIDA POLEA EJE TORNILLO	MET-PMC_100	Mecanizado	611	2	1222
10	MET-PMP-110	POLEA Z6 L60	MET-PMC_100	Manufactura aditiva	516	2	1032
11	MET-PMP-201	CRUCETA MOVIL	MET-PMC-200	Calderería liviana	2068	1	2068
12	MET-PMP-202	HORQUILLA SUPERIOR	MET-PMC-200	Mecanizado y Calderería liviana	1028	1	1028
13	MET-PMP-203	PASADOR ROTULA SUPERIOR	MET-PMC-200	Mecanizado	37	1	37
14	MET-PMP-204	BRIDA PORTA TUERCA	MET-PMC-200	Mecanizado	519	2	1038
15	MET-PMP-205	TUERCA TR20	MET-PMC-200	Mecanizado	427	2	854
16	MET-PMP-206	LEVA FIN DE CARRERA	MET-PMC-200	Manufactura aditiva	11	1	11
17	MET-PMP-207	AGUJA DESPLAZAMIENTO CRUCETA MOVIL	MET-PMC-200	Manufactura aditiva	6	1	6
18	MET-PMP-301	CUERPO MORDAZA	MET-PMC-300	Mecanizado	1648	2	3296
19	MET-PMP-302	PERNO DE SUJECION MORDAZA	MET-PMC-300	Mecanizado	56	2	112
20	MET-PMP-303	PIVOTE TENSOR	MET-PMC-300	Manufactura aditiva	13	2	26
21	MET-PMP-304	PASADOR MORDAZA	MET-PMC-300	Mecanizado	19	2	38
22	MET-PMP-305	CUÑA MORDAZA	MET-PMC-300	Mecanizado	212	4	848
23	MET-PMP-306	GUIA CUÑA	MET-PMC-300	Mecanizado	18	8	144
24	MET-PMP-307	BRAZO DE SUJECION CUÑAS	MET-PMC-300	Manufactura aditiva	12	2	24
25	MET-PMP-308	MANGO BRAZO	MET-PMC-300	Manufactura aditiva	7	2	14
26	MET-PMP-309	RODILLO LEVA CUÑA	MET-PMC-300	Manufactura aditiva	1	4	4

Tabla 8-2 Parte 2 del listado de piezas según planos

Nº	ID Plano	Nombre Pieza	Pertenece al conjunto	Tipo de manufactura	Peso [g] x un.	Cantidad	Peso [g] Total
27	MET-PMP-401	CUERPO CAJA REDUCTORA	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	340	1	340
28	MET-PMP-402	TAPA CAJA REDUCTORA	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	207	1	207
29	MET-PMP-403	TAPA RODAMIENTO 61810	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	50	1	50
30	MET-PMP-404	SOPORTE MOTOR	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	95	1	95
31	MET-PMP-405	EJE MANDO CAJA	MET-PMC-400	Mecanizado	38	1	38
32	MET-PMP-406	EJE TENSOR CAJA	MET-PMC-400	Mecanizado	29	1	29
33	MET-PMP-407	POLEA Z1 XL14 075	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	10	1	10
34	MET-PMP-408	POLEA Z2-Z3 XL40 037_XL14 075	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	70	1	70
35	MET-PMP-409	POLEA Z4 XL40 075	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	114	1	114
36	MET-PMP-410	POLEAS Z5 L18 050	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	126	1	126
37	MET-PMP-411	ACOPLE FLEXIBLE TPU	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	1	4	4
38	MET-PMP-412	TENSOR Z2-Z3	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	26	2	52
39	MET-PMP-413	BUJE SEPARADOR Z1-Z3-Z4	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	1	3	3
40	MET-PMP-414	BUJE SEPARADOR Z2	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	1	1	1
41	MET-PMP-415	SEGURO SEEGER EJE TENSOR	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	1	2	2
42	MET-PMP-416	TENSOR Z5-Z6	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	12	2	24
43	MET-PMP-417	BUJE CORTO SEPARADOR TENSOR	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	1	2	2
44	MET-PMP-418	BUJE LARGO SEPARADOR TENSOR	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	3	2	6
45	MET-PMP-419	VIGA TENSORES	MET-PMC-400	Manufactura aditiva	52	1	52

Tabla 8-3 Parte 3 del listado de piezas según planos

Nº	ID Plano	Nombre Pieza	Pertenece al conjunto	Tipo de manufactura	Peso [g] x un.	Cantidad	Peso [g] Total
46	MET-PMP-501	ESTRUCTURA SOPORTE	MET-PMC-500	Calderería liviana	6361	1	6361
47	MET-PMP-502	SOPORTE CAJA REDUCTORA	MET-PMC-500	Calderería liviana	1565	1	1565
48	MET-PMP-503	PATA MAQUINA	MET-PMC-500	Manufactura aditiva	44	4	176
49	MET-PMP-601	PORTA RIEL	MET-PMC-600	Manufactura aditiva	25	2	50
50	MET-PMP-602	PORTA FIN DE CARRERA	MET-PMC-600	Manufactura aditiva	26	2	52
51	MET-PMP-603	PORTA CAMARA	MET-PMC-600	Manufactura aditiva	30	1	30
52	MET-PMP-801	PANEL CUBRE LATERAL IZQUIERDO	MET-PMC-800	CNC Laser	56	1	56
53	MET-PMP-802	PANEL CUBRE LATERAL DERECHO	MET-PMC-800	CNC Laser	58	1	58
54	MET-PMP-803	PANEL CUBRE FRONTAL	MET-PMC-800	CNC Laser	18	1	18
55	MET-PMP-804	CUBRE FRENTE LATERAL	MET-PMC-800	Manufactura aditiva	155	2	310
56	MET-PMP-805	CUBRE FRENTE MEDIO	MET-PMC-800	Manufactura aditiva	119	1	119
57	MET-PMP-001	CODO SALIDA DE CABLES	MET-PME-01	Manufactura aditiva	38	1	38
58	MET-PMP-002	BOTONERA DE CONTROL	MET-PME-01	Manufactura aditiva	159	1	159
59	MET-PMP-003	TAPA BOTONERA DE CONTROL	MET-PME-01	Manufactura aditiva	51	1	51
60	MET-PMP-004	ASIENTO DE MORDAZA INFERIOR	MET-PME-01	Manufactura aditiva	85	2	170
61	MET-PMP-005	SUJETA CAJA REDUCTORA A RIEL	MET-PME-01	Manufactura aditiva	191	2	382
62	MET-PMP-006	PROBETA DE PRUEBA	MET-PME-01	Mecanizado	1990	1	1990
63	MET-PMP-007	PROBETA SUJETA CELDA PATRON	MET-PME-01	Mecanizado	634	2	1268

Peso total estimado de todas las partes 49,309 [kg]

En estas tablas también se discrimina el tipo de manufactura requerida para su fabricación, en base a esto se elige dividir en 3 grupos para encarar el análisis de costos.

- **Grupo 1:** Mecanizado y calderería liviana.
- **Grupo 2:** Manufactura aditiva.
- **Grupo 3:** Corte por CNC laser.

8.3 Cotización de piezas hechas con mecanizado y calderería liviana

El costo de cada pieza fue obtenido a partir de una estimación de las horas necesarias para fabricarla y en base al valor⁵¹ de esa hora, se calcula el valor final de dicha pieza.

51 - Valor promedio de mano de obra para Argentina en agosto 2025, extraídos de foros argentinos de mecanizado y herrería. El promedio tiene una variación de ± %8 aproximadamente.

Además, se consiguieron cotizaciones realizadas en distintos talleres nacionales de mecanizado y calderería las cuales dieron un valor aproximado en algunos casos y hasta duplicándose para otros (zona sur del país → ver [Tabla 8-5](#)).

Tabla 8-4 Cálculo estimativo de fabricación de piezas mecanizadas y de calderería liviana

Nº	ID Plano	Nombre Pieza	Tipo de manufactura	Cantidad	tiempo estimado [hs]	tiempo total [hs]	valor hora [USD]	Costo Total
23	MET-PMP-006	PROBETA DE PRUEBA	Mecanizado	1	4	4	USD 40	USD 160
24	MET-PMP-007	PROBETA SUJETA CELDA PATRON	Mecanizado	2	4	8	USD 40	USD 320
1	MET-PMP-101	MARCO CHASIS	Calderería liviana	1	7	7	USD 35	USD 245
2	MET-PMP-102	HORQUILLA INFERIOR	Mecanizado y Calderería liviana	1	5	5	USD 40	USD 200
3	MET-PMP-103	PLACA DE SUJECION	Calderería liviana	2	2	4	USD 35	USD 140
4	MET-PMP-104	PASADOR ROTULA INFERIOR	Mecanizado	1	1	1	USD 40	USD 40
5	MET-PMP-105	PORTARODAMIENTO 30203	Mecanizado	4	3	12	USD 40	USD 480
6	MET-PMP-106	BUJE SEPARADOR RODAMIENTO 30203	Mecanizado	2	1	2	USD 40	USD 80
7	MET-PMP-107	TORNILLO TR20x4	Mecanizado	2	7	14	USD 40	USD 560
8	MET-PMP-109	BRIDA POLEA EJE TORNILLO	Mecanizado	2	5	10	USD 40	USD 400
9	MET-PMP-201	CRUCETA MOVIL	Calderería liviana	1	3	3	USD 35	USD 105
10	MET-PMP-202	HORQUILLA SUPERIOR	Mecanizado y Calderería liviana	1	4	4	USD 40	USD 160
11	MET-PMP-203	PASADOR ROTULA SUPERIOR	Mecanizado	1	1	1	USD 40	USD 40
12	MET-PMP-204	BRIDA PORTA TUERCA	Mecanizado	2	5	10	USD 40	USD 400
13	MET-PMP-205	TUERCA TR20	Mecanizado	2	4	8	USD 40	USD 320
14	MET-PMP-301	CUERPO MORDAZA	Mecanizado	2	7	14	USD 40	USD 560
15	MET-PMP-302	PERNO DE SUJECION MORDAZA	Mecanizado	2	4	8	USD 40	USD 320
16	MET-PMP-304	PASADOR MORDAZA	Mecanizado	2	1	2	USD 40	USD 80
17	MET-PMP-305	CUÑA MORDAZA	Mecanizado	4	3	12	USD 40	USD 480
18	MET-PMP-306	GUIA CUÑA	Mecanizado	8	2	16	USD 40	USD 640
19	MET-PMP-405	EJE MANDO CAJA	Mecanizado	1	2	2	USD 40	USD 80
20	MET-PMP-406	EJE TENSOR CAJA	Mecanizado	1	1	1	USD 40	USD 40
21	MET-PMP-501	ESTRUCTURA SOPORTE	Calderería liviana	1	7	7	USD 35	USD 245
22	MET-PMP-502	SOPORTE CAJA REDUCTORA	Calderería liviana	1	5	5	USD 35	USD 175

Costo total de manufactura USD 5.790

Costo total estimado de mano de obra USD 5.790 (dólares)

Tabla 8-5 Cotización de referencia según valores en la región patagónica

Información				Proceso									
Plano	Revisión	Peso kg	Cantidad	Pantografo	Sierra	Plegadora	Torno	Centro Mecanizado de	Calderería	Soldadura	Granallado	Pintura	Armado mecánico
MET-PMP-006	1	1,99	1	0,2				2					
MET-PMP-007	1	1,268	2	0,4				4					
MET-PMP-101	1	15,15	1	0,2	1			2	2	1	1	1	
MET-PMP-102	1	1,04	1	1		1		3	1	1	0,25	0,25	
MET-PMP-103	1	1,586	2	0,4				2			0,25	0,25	
MET-PMP-104	1	0,07	1		0,1		2						
MET-PMP-105	1	1,032	4		1,5		24	8					
MET-PMP-106	1	0,036	2		0,1		1						
MET-PMP-107	1	4,36	2		0,4		48	8					
MET-PMP-109	1	1,222	2	0,5	0,2		2	4	1	1	0,25	0,25	
MET-PMP-201	1	2,068	1		0,2			2			0,25	0,25	
MET-PMP-202	1	1,028	1	1		1		3	1	1	0,25	0,25	
MET-PMP-203	1	0,037	1		0,1		2						
MET-PMP-204	1	1,038	2		1		24	4					
MET-PMP-205	1	0,854	2		0,2		16	2					
MET-PMP-301	1	3,296	2		1			16					
MET-PMP-302	1	0,112	2		0,2		6	2					
MET-PMP-304	1	0,038	2		0,2			3					
MET-PMP-305	1	0,848	4	0,4			48						
MET-PMP-306	1	0,144	8	0,2				12					
MET-PMP-405	1	0,122	1		0,1		2	2					
MET-PMP-406	1	0,29	1		0,1		2						
MET-PMP-501	1	6,361	1		2				12	4	2	2	
MET-PMP-502	1	1,565	1		1				6	2	1	1	
Movimientos chapas				4									
Movimientos redondos				4									
Armando de conjunto													0
Resumen de Horas													
Total de horas por Operación		8,3	13,4	2	129	127	23	10	5,25	5,25			
Costos de horas	\$	113.103	\$ 49.094	\$ 49.094	\$ 49.094	\$ 49.094	\$ 39.653	\$ 39.653	\$ 39.653	\$ 39.653	\$ 39.653		
Costos de Mano de Obra y Equipos	\$	938.755	\$ 657.860	\$ 98.188	\$ 6.333.126	\$ 6.234.938	\$ 912.019	\$ 396.530	\$ 208.178	\$ 208.178	\$ -		
Costos Total Mano de Obra y Equipos	\$	15.987.772											
Costo de Materiales													
Peso Total		64											
Costo USD por kg		3											
Costo total de Materiales USD		173											
Costo de Materiales Peso Arg.		233.328											
Cotización Dólar al 27/8/2025 \$ 1.350,00													
Total de Proyecto Peso Arg		16.221.100											
Total de Proyecto USD		12.016											

Costo total de mano de obra USD 12.016 (dólares)

8.3.1 Materiales para la manufactura de mecanizados o calderería liviana

En la siguiente tabla se listan los materiales necesarios para poder fabricar las

distintas piezas listadas en la tabla anterior.

Tabla 8-6 Materiales necesarios para piezas mecanizadas y de calderería liviana

Denominación	Material	Cantidad	Unidad
Chapa 1/8"	ASTM A36	0,06	[m ²]
Planchuela 3/4" x 1/8"	ASTM A36	450	[mm]
Planchuela 2,1/4" x 3/8"	ASTM A36	400	[mm]
Laminado cuadrado 3/4"	AISI 1045	540	[mm]
Laminado cuadrado 1,1/4"	AISI 1045	355	[mm]
Laminado cuadrado 2"	ASTM A36	395	[mm]
Laminado Ø1/2"	AISI 1045	130	[mm]
Laminado Ø3/4"	AISI 1045	55	[mm]
Laminado Ø7/8"	AISI 1045	150	[mm]
Laminado Ø1"	AISI 1045	80	[mm]
Laminado Ø4"	AISI 1045	270	[mm]
Laminado Ø5"	AISI 1045	120	[mm]
Laminado Ø6"	AISI 1045	80	[mm]
Trefilado Ø8	AISI 1045	220	[mm]
Trefilado Ø28	AISI 1045	2025	[mm]
Barra Ø50	SAE 64	120	[mm]
Caño sch 40 3/4"	ASTM A53	160	[mm]
Estructural 60x60x3,2	ASTM A36	3450	[mm]
Estructural 20x20x2	ASTM A36	8000	[mm]

De lo requerido según los planos mecánicos, se dejó un margen para corte, sujeción en torno, etc. Quizás algunos perfiles se puedan unificar a un Ø mayor, pero de ser así se debería desbastar más material para llegar a la medida requerida por el plano.

Para estimar y calcular el costo de estos materiales se buscó en diferentes fuentes como por ejemplo Mercado Libre, páginas web de proveedores de perfilerías y cotizaciones directa de locales comerciales.

Hay que considerar que el pedido se realizó a la menor unidad posible de comprar, con lo cual se va a tener excedente en muchos casos y en otros se van a tener que ajustar los cortes necesarios para cada pieza.

Por ejemplo, de la planchuela de $\frac{3}{4}$ " x 1/8" del cual se requiere solo 450 [mm] se termina cotizando un corte de 1000 [mm]. No quita que se pueda conseguir de menor medida, pero conseguir este tipo de proveedores que vendan por cortes es más difícil.

Tabla 8-7 Costo de materiales para piezas mecanizadas y de calderería liviana

DENOMINACION	MATERIAL	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO	PRECIO POR	LARGO PERFIL
CHAPA1/8"	ASTM A36	0,06	[m ²]	\$ 152.000	1 RECORTE	
PLANCHUELA 3/4" x 1/8"	ASTM A36	450	[mm]	\$ 1.200	1 perfil	1
PLANCHUELA 2,1/4" x 3/8"	ASTM A36	400	[mm]	\$ 1.500	1 perfil	1
LAMINADO CUADRADO 3/4"	AISI 1045	540	[mm]	\$ 63.000	1 perfil	0,5
LAMINADO CUADRADO 1,1/4"	AISI 1045	355	[mm]	\$ 70.000	1 perfil	0,5
LAMINADO CUADRADO 2"	ASTM A36	395	[mm]	\$ 35.000	1 perfil	0,5
LAMINADO Ø1/2"	AISI 1045	130	[mm]	\$ 8.000	1 perfil	0,5
LAMINADO Ø3/4"	AISI 1045	55	[mm]	\$ 14.000	1 perfil	0,5
LAMINADO Ø7/8"	AISI 1045	150	[mm]	\$ 13.500	1 perfil	0,5
LAMINADO Ø1"	AISI 1045	80	[mm]	\$ 15.000	1 perfil	0,5
LAMINADO Ø4"	AISI 1045	270	[mm]	\$ 80.000	1 perfil	0,3
LAMINADO Ø5"	AISI 1045	120	[mm]	\$ 56.000	1 perfil	0,15
LAMINADO Ø6"	AISI 1045	80	[mm]	\$ 58.000	1 perfil	0,1
TREFILADO Ø8	AISI 1045	220	[mm]	\$ 2.500	1 perfil	0,5
TREFILADO Ø28	AISI 1045	2025	[mm]	\$ 112.000	2 perfiles	1
BARRA Ø50	SAE 64	120	[mm]	\$ 136.500	1 perfil	0,12
CAÑO SCH 40 3/4"	ASTM A53	160	[mm]	\$ 4.000	1 perfil	0,5
ESTRUCTURAL 60x60x3,2	ASTM A36	3450	[mm]	\$ 69.600	4 perfiles	1
ESTRUCTURAL 20x20x2	ASTM A36	8000	[mm]	\$ 40.000	2 perfiles	6

Esto da un total estimado de \$931.800 (pesos) → USD 690 (dólares)

8.4 Cotización de piezas hechas con manufactura aditiva

Para las piezas fabricadas por manufactura aditiva, se calculó el consumo total de material (en función de lo calculado para cada pieza). Al cálculo de material se le suma un porcentaje del 30% más por posibles fallas en impresión y de ser necesario por tener que modificar la geometría de la pieza para dar con las tolerancias necesarias.

El material elegido para la casi la totalidad de las piezas es PLA+, con lo cual se calculará solo en base a este. El precio del PLA+ de la marca **GST-3D** es de \$17.000 el kilo.

El peso calculado según planos y cantidad de piezas necesarias en manufactura aditiva da un total de 3.966 [g] lo cual se podría redondear a 4 [kg]. Si se estima agregar un 30% más, se debería terminar comprando 6 [kg] de filamento.

$$6 \text{ [kg]} \times \$17.000/\text{[kg]} = \$ 102.000$$

Lo que si se transforma a dólares [USD] da un total de \$102.000 / \$1350 = **USD 75,55 (dólares)**

Para finalizar con el costo a considerar en las piezas impresas en 3D, si bien no se considera el precio de la manufactura en sí (tiempo empleado en largar las impresiones, sacar las piezas, costo eléctrico, etc.) si se va a considerar el costo de una impresora 3D estándar la cual pueda ser capaz de imprimir la totalidad de las piezas. Para tal objetivo se elige como impresora económica a la **Artillery X2** la cual ronda en los \$332.000, que transformado a dólares [USD] da un total de \$332.000 / \$1350 = **USD 246 (dólares)**

Con esto ya se tiene todo lo necesario para poder reproducir las piezas.

Entonces el costo total para fabricar las piezas con manufactura aditiva es de unos USD 321,55 (dólares).

8.5 Costo de cortes por CNC laser

Las piezas necesarias para cortar con CNC laser son 3 en total y estas son los paneles cubres protectores de la máquina los cuales van a estar hechos de melamina de

3[mm], se elige este tipo de manufactura porque si bien se puede hacer de forma manual, la terminación del CNC es superior.

Las cotizaciones obtenidas para estas 3 placas son de unos \$150.000 (pesos) o USD 111,11 (dólares).

El costo de la placa de melamina se contempla en la tabla de costos de otros componentes.

8.6 Costo de componentes comerciales

Los componentes comerciales se valoraron según precios de mercado relevados en proveedores nacionales.

Estos se dividen en 3 grandes grupos:

- Grupo 1 → Bulonería.
- Grupo 2 → Componentes eléctricos y electrónicos.
- Grupo 3 → Otros componentes.

Tabla 8-8 Costo en bulonería

DENOMINACION	CANTIDAD	PRECIO/UN	PRECIO TOTAL
ARANDELA PLANA M12	1	\$ 88	\$ 88
ARANDELA GROWER M12	2	\$ 98	\$ 196
TUERCA M12	2	\$ 101	\$ 202
TORNILLO M8 x 80 [mm] (DIN 912)	8	\$ 566	\$ 4.528
TORNILLO M8 x 85 [mm] (DIN 912)	2	\$ 600	\$ 1.200
VARILLA ROSCADA M8 x metro	1	\$ 1.555	\$ 1.555
ARANDELA GROWER M8	10	\$ 44	\$ 440
ARANDELA PLANA M8	12	\$ 51	\$ 612
TUERCA M8	4	\$ 32	\$ 128
TORNILLO M6 x 16 [mm] (DIN 912)	6	\$ 83	\$ 498
TORNILLO M6 x 30 [mm] (DIN 912)	12	\$ 112	\$ 1.344
TORNILLO M6 x 35 [mm] (DIN 912)	12	\$ 120	\$ 1.440
TORNILLO M6 x 50 [mm] (DIN 912)	2	\$ 172	\$ 344
TORNILLO M6 x 80 [mm] (DIN 912)	20	\$ 445	\$ 8.900
TORNILLO M6 x 100 [mm] (DIN 912)	4	\$ 708	\$ 2.832
ARANDELA GROWER M6	50	\$ 26	\$ 1.300
ARANDELA PLANA M6	82	\$ 21	\$ 1.722
TUERCA M6	44	\$ 16	\$ 704
TORNILLO M5 x 30 [mm] (DIN 912)	6	\$ 85	\$ 510
VARILLA ROSCADA M5 x metro	1	\$ 954	\$ 954
ARANDELA PLANA M5	23	\$ 12	\$ 276
TUERCA M5	6	\$ 14	\$ 84
TORNILLO M4 x 40 [mm] (DIN 912)	4	\$ 122	\$ 488
TORNILLO M4 x 25 [mm] (DIN 912)	8	\$ 75	\$ 600
TORNILLO M4 x 12 [mm] (DIN 912)	10	\$ 62	\$ 620
VARILLA ROSCADA M4 x metro	1	\$ 1.968	\$ 1.968
ARANDELA PLANA M4	16	\$ 12	\$ 192
TUERCA M4	26	\$ 12	\$ 312
TORNILLO M3 x 8 [mm] (DIN 7985)	16	\$ 28	\$ 448
TORNILLO M3 x 8 [mm] (DIN 912)	2	\$ 63	\$ 126
TORNILLO M3 x 12 [mm] (DIN 912)	2	\$ 72	\$ 144
TORNILLO M3 x 25 [mm] (DIN 912)	1	\$ 96	\$ 96
VARILLA ROSCADA M3 x metro	1	\$ 2.000	\$ 2.000
TUERCA M3	7	\$ 11	\$ 77
TORNILLO M2 x 8 [mm] (DIN 7985)	4	\$ 25	\$ 100
TUERCA M2	4	\$ 10	\$ 40
TORNILLO M3 x 15 [mm] (DIN 7985)	4	\$ 31	\$ 124
TORNILLO M6 x 20 [mm] (DIN 912)	2	\$ 88	\$ 176

Esto da un total de \$37.368 (pesos) → USD 27,68 (dólares)

Tabla 8-9 Costo de componentes eléctricos y electrónicos

DENOMINACION	CANTIDAD	PRECIO/UN	PRECIO TOTAL
FUENTE 5V - 5A	1	\$ 1.500	\$ 1.500
FUENTE 24V - 10A	1	\$ 25.000	\$ 25.000
ARDUINO UNO R3	1	\$ 9.500	\$ 9.500
RASPBERRY PI 5 (4gb RAM)	1	\$ 110.000	\$ 110.000
Micro SD 16 GB	1	\$ 12.000	\$ 12.000
RASPBERRY PI CAMERA HQ	1	\$ 120.000	\$ 120.000
LENTE FOCAL FIJA 50[mm]	1	\$ 75.000	\$ 75.000
CONTROLADOR (LEADSHINE DM542E)	1	\$ 110.000	\$ 110.000
MOTOR PASO A PASO (LEADSHINE D57CM31-5A)	1	\$ 105.000	\$ 105.000
MODULO AMPLIFICADOR HX711	1	\$ 2.500	\$ 2.500
CELDA DE CARGA CZC DE 1000[kg]	1	\$ 384.000	\$ 384.000
CABLE CANAL RANURADO 40x40	2	\$ 7.500	\$ 15.000
RIEL DIN	1	\$ 7.000	\$ 7.000
BORNERA DE PASO 2,5 [mm] (ZOLODA)	37	\$ 2.200	\$ 81.400
EXTREMO BORNERA ALTO DOBLE TORNILLO (ZOLODA)	3	\$ 2.100	\$ 6.300
SEPARADOR BORNERA 64X52 [mm]	2	\$ 1.900	\$ 3.800
CONECTOR C14 CON SWITCH Y PORTA FUSIBLE	1	\$ 6.200	\$ 6.200
REJILLA DE VENTILACION TABLERO ELECTRICO 15 x 15 [cm]	2	\$ 6.500	\$ 13.000
GABINETE ELECTRICO (GABEXEL GE-6050)	1	\$ 217.000	\$ 217.000
MICRO INTERRUPTOR FIN DE CARRERA	2	\$ 5.500	\$ 11.000
PULSADOR XB4 METALICO VERDE	3	\$ 6.500	\$ 19.500
PULSADOR HONGO XB4 GOLPE DE PUÑO	1	\$ 8.250	\$ 8.250
CABLE UNIPOLAR 0,25 [mm ²] CLASE 5 (KALOP)	50 [m]	\$ 8.500	\$ 8.500
CABLE UNIPOLAR 1 [mm ²] CLASE 5 COLOR TIERRA (KALOP)	25 [m]	\$ 9.750	\$ 9.750
CABLE UNIPOLAR 1 [mm ²] CLASE 5 COLOR ROJO (KALOP)	25 [m]	\$ 9.750	\$ 9.750
CABLE UNIPOLAR 1 [mm ²] CLASE 5 COLOR BLANCO (KALOP)	25 [m]	\$ 9.750	\$ 9.750

Esto da un total de \$1.380.700 (pesos) → USD 1.022,74 (dólares)

Tabla 8-10 Costo de otros componentes

DENOMINACION	CANTIDAD	PRECIO/UN	PRECIO TOTAL
PERILLA TIPO ESTRELLA M4 x 12 [mm]	3	\$ 2.500	\$ 7.500
INSERTO M5 PARA IMPRESIÓN 3D	6	\$ 650	\$ 3.900
CORREA 322-L 050	2	\$ 18.500	\$ 37.000
CORREA 124-XL 037	1	\$ 8.500	\$ 8.500
CORREA 124-XL 075	1	\$ 12.500	\$ 12.500
ROTULA SKF SI-12C	1	\$ 7.800	\$ 7.800
ROTULA SKF SA-12C	1	\$ 7.800	\$ 7.800
RODAMIENTO 30203	2	\$ 4.800	\$ 9.600
RODAMIENTO 61810 2RS	1	\$ 26.000	\$ 26.000
RODAMIENTO 6002 2RS	2	\$ 5.200	\$ 10.400
RODAMIENTO 608 2RS	4	\$ 1.750	\$ 7.000
RETEN 28x40x8 HMS5 RG	4	\$ 3.200	\$ 12.800
ARANDELA MB3	2	\$ 1.400	\$ 2.800
TUERCA KM3	2	\$ 3.500	\$ 7.000
CHAVETA 5x5x32 (DIN 6885A)	2	\$ 1.000	\$ 2.000
PRISIONERO M4 (DIN 916)	4	\$ 350	\$ 1.400
ANILLO SEEGER PARA EJE Ø12 (DIN 471)	2	\$ 900	\$ 1.800
ANILLO SEEGER PARA EJE Ø8 (DIN 471)	1	\$ 800	\$ 800
RESORTE (LE 034C 02 M)	4	\$ 2.000	\$ 8.000
ACOPLE FLEXIBLE DE ALUMINIO 8 [mm]	1	\$ 4.500	\$ 4.500
CINTA MAGNETICA ADHESIVA (ROLLO 5 [m])	1	\$ 5.000	\$ 5.000
PLACA MELAMINA (MEDIA PLACA)	1	\$ 17.000	\$ 17.000
REGLA METALICA 300 [mm]	1	\$ 3.500	\$ 3.500

Esto da un total de \$204.600 (pesos) → USD 151,55 (dólares)

8.7 Costo total de la máquina

Tabla 8-11 Sumatoria total de costos

CONJUNTO DE GASTO	COSTO (USD)
Piezas mecanizadas y con calderería liviana	5.790
Materiales necesarios para piezas mecanizadas y con calderería liviana	690
Piezas fabricadas con manufactura aditiva	321,55
Piezas cortadas con CNC laser	111,11
Bulonería	27,68
Componentes eléctricos y electrónicos	1.022,74
Otros componentes	151,55

Esto da un total de USD 8.114,63 (dólares)

Entonces, considerando las posibles variaciones de precios en los diferentes mercados, tanto en materiales y componentes como en los costos asociados a mano de obra, se estima que **el valor total de los componentes necesarios para la construcción de la máquina de ensayo de tracción de plásticos es de aproximadamente USD 8.000 ± 10%.**

8.8 Amortización de la máquina

Una vez estimado el costo de fabricación de la máquina, resulta pertinente evaluar su **viabilidad económica a mediano plazo** mediante un análisis de amortización. Esta sección presenta los supuestos adoptados, el cálculo del punto de equilibrio y distintos escenarios de utilización, con el fin de determinar en cuántos ensayos y en qué plazo de tiempo puede recuperarse la inversión inicial. El objetivo es ofrecer una visión realista de la rentabilidad potencial del proyecto, considerando tanto la prestación de servicios de ensayo como los beneficios indirectos derivados de su uso en investigación, docencia y desarrollo tecnológico.

8.8.1 Supuestos de cálculo

- **Norma de referencia:** **ASTM D638**. Tamaño de lote recomendado: **5 probetas por condición** (mínimo aconsejable para estadística básica).
- Precio local por ensayo: USD 50 por muestra/probeta (cotización provista).
- Costo de inversión (kit de componentes): USD 8.000.
- **Enfoque del servicio:** el cliente provee el material/probetas; **costos variables internos por probeta bajos** (consumibles/energía/tiempo de operación), por lo que el margen se aproxima al precio de lista por probeta.

Nota: Cuando existe anisotropía (p. ej., piezas impresas 3D con dirección de capas),

el lote recomendado es de **15 probetas** (5 por plano).

8.8.2 Estructura de ingresos por lote

- Lote estándar (5 probetas): $5 \times \text{USD } 50 = \text{USD } 250$ por lote.
- Lote anisotrópico (15 probetas): $15 \times \text{USD } 50 = \text{USD } 750$ por lote.

8.8.3 Punto de equilibrio (break-even)

Se calcula como **Inversión / Margen por lote**. Dado que el costo variable es bajo, se aproxima **Margen ≈ Ingreso**.

- **Escenario inversión para USD 8.000:**

- BE en probetas: $8.000 / 50 = 160$ probetas
- BE en lotes de 5: $160 / 5 = 32$ lotes
- BE en lotes de 15: $160 / 15 = 10,66$ lotes → 11 lotes

8.8.4 Plazo estimado de amortización

Depende del flujo de trabajos mensuales. A modo orientativo:

- **2 lotes/mes (10 probetas/mes):**
 - 32 lotes → **16 meses**
- **4 lotes/mes (20 probetas/mes):**
 - 32 lotes → **8 meses**
- **8 lotes/mes (40 probetas/mes):**

➤ 32 lotes → 4 meses

Si se trabajan **lotes de 15 probetas**, el número de **lotes** para amortizar se reduce a un tercio, manteniendo iguales probetas/mes.

8.8.5 Factores que reducen el plazo de amortización

- **Ahorro por no tercerizar:** evitar pagos externos y tiempos muertos (logística y plazos).
- **Time-to-data reducido:** decisiones de ingeniería más rápidas (menos iteraciones fallidas).
- **Servicios agregados facturables:** preparación de probetas, acondicionamiento (humedad/temperatura), informes ampliados con análisis estadístico, certificaciones internas, calibraciones/verificaciones periódicas de la máquina.
- **I+D y docencia:** uso intensivo en proyectos, convenios con terceros, cursos y prácticas de laboratorio.
- **Open hardware/kit:** posibilidad de vender **kits de armado**, asistencia técnica y/o servicio de integración a terceros.

8.8.6 Observaciones operativas

- Mantener un **protocolo de preparación y control** (medición de sección, acondicionamiento, velocidad de cruceta, extensometría) homologa el servicio y mejora la trazabilidad de resultados.
- Programar **verificaciones/calibraciones** periódicas (celda de carga, extensómetro/medición de desplazamiento) mantiene la **confiabilidad metrológica**, habilitando cobrar informes premium.
- Registrar **Tiempos Estándar de Proceso** (preparación/ensayo/reportes) ayuda a afinar el precio y la capacidad mensual real (y, por ende, el plazo de amortización).

8.8.7 Resumen

Con un precio local de USD 50/probeta, la inversión de USD 8.000 se amortiza en 160 ensayos (equivalentes a 32 lotes de 5 muestras). Dependiendo del flujo (2, 4 u 8 lotes/mes), **el plazo típico de recuperación oscila entre 4 a 16 meses**, pudiendo acortarse mediante servicios de valor agregado y trabajo en lotes de 15 probetas cuando aplique.

8.9 Comparación con UTM comerciales

A modo de referencia, se presentan los costos de adquisición de máquinas universales de ensayo (UTM) comerciales con capacidades similares (5 – 10 [kN]) disponibles actualmente en el mercado (ver [ANEXO G – UTM comerciales](#)). Dichos equipos se encuentran en un rango de precios que oscila entre **USD 10.000 y USD 20.000**, pudiéndose encontrar opciones de menor costo en equipos usados o de origen chino. Cabe aclarar que estos valores no incluyen impuestos, aranceles de importación ni transporte, por lo que el costo final para un laboratorio o institución local puede ser sensiblemente mayor.

Es importante señalar que el presente proyecto **no busca competir directamente con las UTM comerciales consolidadas**, las cuales cuentan con certificaciones, software propietario y servicios postventa. En cambio, la propuesta se orienta a **abrir un abanico de posibilidades en investigación, desarrollo y docencia**, ofreciendo un diseño abierto, replicable y de bajo costo relativo. A futuro, este modelo puede servir como base para **escalar hacia una versión comercial más accesible**, especialmente si se plantea una fabricación en serie que permita reducir costos unitarios y mejorar prestaciones.

Tabla 8-12 Comparativa con una UTM comercial

Criterio	UTM comercial (5–10 kN)	UTM diseñada (proyecto)
Precio de adquisición	USD 10.000–20.000 (nuevas); más baratas usadas o chinas. No incluye impuestos ni transporte.	USD 8.000 ±10% (kit de componentes, sin mano de obra ni montaje).
Modelo de entrega	Equipo terminado, calibrado y listo para usar.	Kit de componentes; requiere ensamblaje y puesta a punto.
Certificación y normas	Certificación ISO/ASTM de fábrica; calibración acreditada.	Cumple ASTM D638 en alcance funcional, pero requiere calibración local.
Software	Propietario, con soporte técnico y actualizaciones.	Basado en herramientas open source; flexible y modificable.
Sistema extensométrico	Extensómetros comerciales certificados.	DIC (Digital Image Correlation) con Raspberry Pi y cámara de 108 MP.
Escalabilidad	Costos unitarios altos; dependencia de importación.	Costos potencialmente menores al producir en serie localmente.
Soporte postventa	Garantía, repuestos y servicio técnico oficial.	No hay soporte formal; requiere autogestión y comunidad open hardware.
Flexibilidad de diseño	Configuración fija y cerrada.	Diseño abierto y modular; posibilidad de modificar o mejorar.
Orientación principal	Laboratorios certificados, control de calidad industrial.	Investigación, docencia, I+D y prototipado accesible.

9. Conclusión

La realización de este proyecto permitió diseñar una **máquina de ensayo de tracción de plásticos** que cumple con los requisitos de la norma **ASTM D638**, integrando en un mismo desarrollo aspectos de **mecánica, electrónica, control y manufactura aditiva**. El proceso incluyó el análisis preliminar de las exigencias normativas, la selección y cálculo de componentes críticos mediante **análisis por elementos finitos (FEA)**, así como la definición de un sistema extensométrico innovador basado en **correlación digital de imágenes (DIC)** utilizando hardware de bajo costo.

El diseño obtenido logra una **capacidad nominal de 10 [kN]**, con rigidez suficiente para asegurar la validez de los ensayos y con mordazas adaptadas a las probetas normalizadas. Se incorporaron soluciones económicas y accesibles, como una **caja reductora fabricada por impresión 3D**, que reducen los costos de fabricación manteniendo la funcionalidad requerida. A su vez, se consideraron los costos de materiales, componentes comerciales y electrónicos, demostrando que el prototipo propuesto puede ser más económico que las **UTM comerciales** de prestaciones similares.

Este trabajo constituye un aporte tanto académico como tecnológico: por un lado, brinda a estudiantes e investigadores una herramienta accesible para el estudio de las propiedades de los plásticos empleados en manufactura aditiva; por otro, ofrece una alternativa de bajo costo y **replicable bajo licencia open hardware (CERN-OHL-S v2)**, lo cual facilita su reproducción, mejora y eventual transferencia tecnológica en talleres e instituciones con recursos limitados.

Como todo desarrollo, presenta limitaciones: no se abordaron en esta etapa los costos de ensamblaje y puesta a punto, ni se evaluó experimentalmente la calibración de los sistemas de medición, lo cual queda como tarea futura. Asimismo, la modularidad de la máquina abre la posibilidad de incorporar ensayos complementarios (flexión, compresión, cizallamiento), consolidando así su carácter de **máquina de ensayos universal**.

En conclusión, el proyecto cumplió con los objetivos planteados: diseñar y documentar una máquina de ensayo de tracción para plásticos que sea **normativamente válida, económicoaccesible y tecnológicamente abierta**, aportando a la formación profesional y a la generación de conocimiento en un campo de creciente relevancia como es la manufactura aditiva.

10. Referencias

Amend, J. R., & Lipson, H. (2011). FreeLoader: An Open Source Universal Testing Machine for High-Throughput Experimentation. *Volume 6: 35th Mechanisms and Robotics Conference, Parts A and B*, 685-693. <https://doi.org/10.1115/DETC2011-48296>

Arntz Optibelt Group. (s. f.). *Technical manual: Rubber timing belt drives*. Arntz Optibelt Group. <https://www.optibelt.com/sp/productos/correas-dentadas-de-caucho/optibelt-green-garden/>

Arntz Optibelt Group. (2012). *Technical data sheet: Optibelt Alpha linear / V L - HF*. Arntz Optibelt Group. <https://www.optibelt.com/en/microsites/data-sheet-selector/>

Arntz Optibelt Group. (2017). *Technical data sheet optibelt: Alpha linear / V XL - ST*. Arntz Optibelt Group. <https://www.optibelt.com/en/microsites/data-sheet-selector/>

Arntz Optibelt Group. (s.f.). *Technical manual polyurethane timing belts*. Arntz Optibelt Group. <https://www.optibelt.com/sp/productos/correas-dentadas-de-pu/optibelt-alpha-power/>

ASTM International. (2002). *Standard Practice for Verification and Classification of Extensometer Systems (ASTM E83-02)*.

ASTM International. (2022a). *Standard Terminology Relating to Plastics (ASTM D883-22)*. <https://www.astm.org/d0883-22.html>

ASTM International. (2022b). *Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics (ASTM D638-22)*. <https://dx.doi.org/10.1520/D0638-22>

Automotion Components. (2021). *Linear Motion: Lead screws*. automotioncomponents.co.uk

CNCKitchen. (2022). *Open-Pull [C++]*. <https://github.com/CNCKitchen/Open-Pull> (Obra original publicada en 2019)

Das, P. P., Elenchezian, M. R. P., Vadlamudi, V., Reifsnider, K., & Raihan, R. (2021). RealPi2dDIC: A Low-cost and open-source approach to in situ 2D Digital Image Correlation (DIC) applications. *SoftwareX*, 13, 100645. <https://doi.org/10.1016/j.softx.2020.100645>

De Baere, I., Van Paepengem, W., & Degrieck, J. (2008). Design of Mechanical Clamps with Extra Long Wedge Grips for Static and Fatigue Testing of Composite Materials in Tension and Compression. *Experimental Techniques*, 32(3), 62-69. <https://doi.org/10.1111/j.1747-1567.2007.00225.x>

Dejan. (2025). What is THE BEST 3D Printed Drive for Your Next Robotic Project. *How to mechatronics*. <https://howtomechatronics.com/how-it-works/what-is-the-best-3d-printed-drive-for-your-next-robotic-project/>

Emilostuff (Director). (2020). *3D Printed NEMA 17 Precision Gearbox with Position Feedback!* [Video recording]. <https://www.youtube.com/watch?v=e12YoNOyO6M>

Ferró, J. C. (2021). *Máquina de ensayos para muestras de impresión 3D. 3.*

Franker, S. (2023). FrankerFab Tensile Tester 3D Printed Kit. *frankerfab*. <https://www.frankerfab.com/products/frankerfab-tensile-tester-3d-printed>

Ji-Hye, L., Sung-Won, B., & Han-Yong, J. (2006). Evaluation of friction properties between geostrip/sandpaper interface. *Journal of the Korean Geosynthetics Society*, 5(4), 27-33.

Kramer, S., Reu, P., & Bonk, S. (2017). A Speckle Patterning Study for Laboratory-Scale DIC Experiments. En M. Sutton & P. L. Reu (Eds.), *International Digital Imaging Correlation Society* (pp. 33-35). Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-319-51439-0_8

Kranjec, M., Korinšek, J., Ambrož, M., & Kunc, R. (2020). Control System for a Tensile-Testing Device Using Low-Cost Hardware and Open-Source Software. *Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 66(3), 155-163. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2019.6418>

Leadshine Technology. (2023). *Stepper products*. Leadshine Technology.
<https://www.leadshine.com/download/Catalogs.html>

Lomboy, G., Sundararajan, S., & Wang, K. (2013). Micro- and macroscale coefficients of friction of cementitious materials. *Cement and Concrete Research*, 54, 21-28.
<https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2013.08.006>

Mathew, S. J., & Francis, V. (2019). *Development, Validation and Implementation of Universal Testing Machine*. JÖNKÖPING UNIVERSITY - School of Engineering.

Milanovic, I., Stojanovic, B., Blagojevic, M., & Marjanovic, N. (2011). *Influence of torque variation on timing belt drive's load distribution*. <https://scidar.kg.ac.rs/handle/123456789/17321>

Nisbett, K., & Budynas, R. (2012). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley* (9.^a ed.). Mc Graw-Hill Interamericana Editores.

PASCO scientific. (s. f.). *Comprehensive Materials Testing System* [Comprehensive Materials Testing System]. <https://www.pasco.com/products/lab-apparatus/mechanics/materials-testing/comprehensive-materials-testing-system>

ReCalc. (s. f.). *ReCalc—A collaboration focused mechanical design calculator*. Recuperado 2 de abril de 2024, de <https://www.reca.lc/belts>

Reu, P. L., Toussaint, E., Jones, E., Bruck, H. A., Iadicola, M., Balcaen, R., Turner, D. Z., Siebert, T., Lava, P., & Simonsen, M. (2018). DIC Challenge: Developing Images and Guidelines for Evaluating Accuracy and Resolution of 2D Analyses. *Experimental Mechanics*, 58(7), 1067-1099.
<https://doi.org/10.1007/s11340-017-0349-0>

SKF. (2019). *Rodamientos*. <https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings>

Soluciones de alta precisión universal testing machine para resultados de pruebas confiables. (s. f.). Recuperado 27 de julio de 2025, de <https://spanish.alibaba.com/g/universal-testing-machine.html>

Universal Testing Machine Cost: 2025 Comprehensive Guide. (s. f.). Recuperado 27 de julio de 2025, de <https://www.wtsmachinery.com/universal-testing-machine-cost-a-comprehensive-guide/>

What Is the Price of a Universal Test Machine? - TestResources. (s. f.). Recuperado 27 de julio de 2025, de <https://www.testresources.net/blog/what-is-the-price-of-a-universal-test-machine>

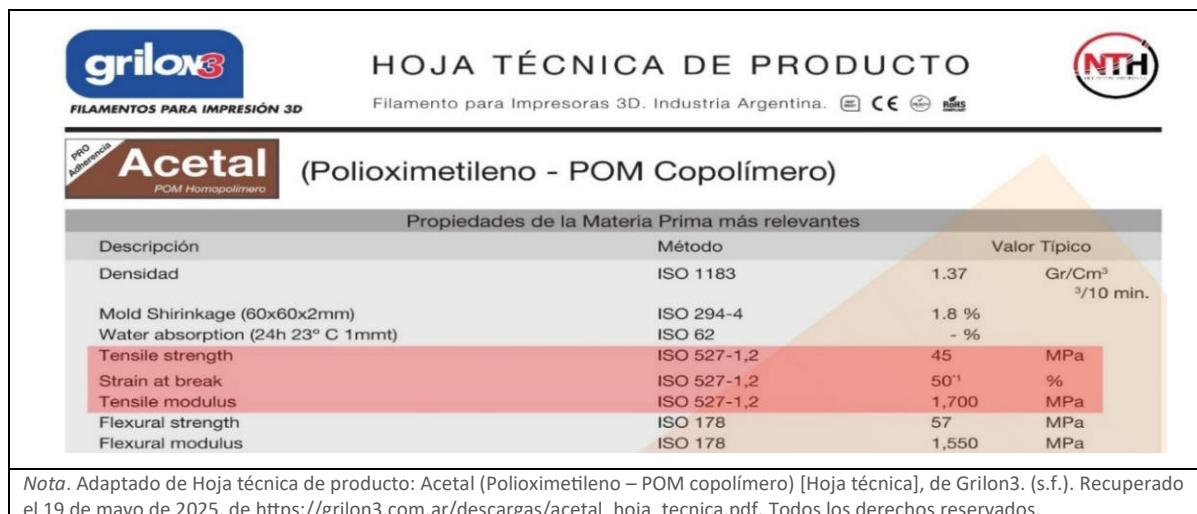
Yang, L., Smith, L., Gothe kar, A., & Chen, X. (2010). *Measure Strain Distribution Using Digital Image Correlation (DIC) for Tensile Tests* (p. 26). Oakland University, Departamento de Ingeniería Mecánica.

11. Anexos

11.1 ANEXO A - Hoja de datos de insumos para la MA

En este anexo se presentan ejemplos de las propiedades mecánicas extraídas de diferentes hojas de datos⁵² de materiales para manufactura aditiva: filamento (FFF), resina (SLA) y polvo (SLS). Los valores resaltados en rojo son los que se emplean en el [Anexo B](#) para conformar la muestra de 100 plásticos con sus respectivas propiedades mecánicas de tracción.

Figura 11-1 Grilon3 – Acetal (para FFF)



HOJA TÉCNICA DE PRODUCTO
Filamento para Impresoras 3D. Industria Argentina. 

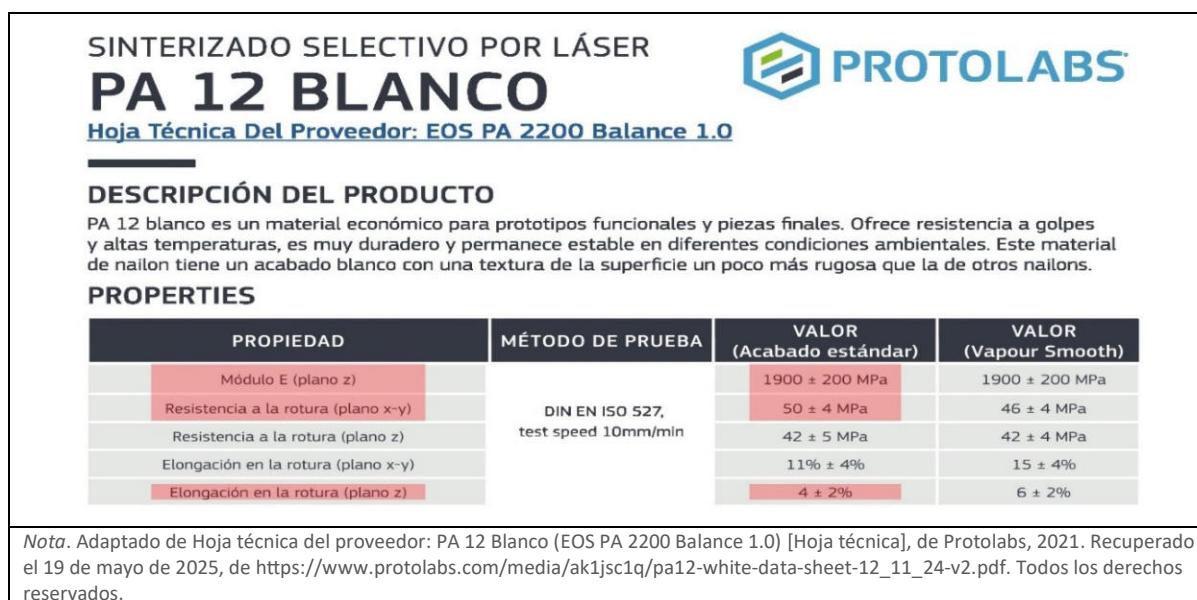
Acetal (Polioximetileno - POM Copolímero)

Propiedades de la Materia Prima más relevantes

Descripción	Método	Valor Típico
Densidad	ISO 1183	1.37 Gr/Cm ³
Mold Shrinkage (60x60x2mm)	ISO 294-4	1.8 %
Water absorption (24h 23° C 1mm)	ISO 62	- %
Tensile strength	ISO 527-1,2	45 MPa
Strain at break	ISO 527-1,2	50% %
Tensile modulus	ISO 527-1,2	1,700 MPa
Flexural strength	ISO 178	57 MPa
Flexural modulus	ISO 178	1,550 MPa

Nota. Adaptado de Hoja técnica de producto: Acetal (Polioximetileno – POM copolímero) [Hoja técnica], de Grilon3. (s.f.). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de https://grilon3.com.ar/descargas/acetal_hoja_tecnica.pdf. Todos los derechos reservados.

Figura 11-2 Protolabs – PA 12 Blanco (para SLS)



SINTERIZADO SELECTIVO POR LÁSER
PA 12 BLANCO
Hoja Técnica Del Proveedor: EOS PA 2200 Balance 1.0

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO
PA 12 blanco es un material económico para prototipos funcionales y piezas finales. Ofrece resistencia a golpes y altas temperaturas, es muy duradero y permanece estable en diferentes condiciones ambientales. Este material de nailon tiene un acabado blanco con una textura de la superficie un poco más rugosa que la de otros nailons.

PROPERTIES

PROPIEDAD	MÉTODO DE PRUEBA	VALOR (Acabado estándar)	VALOR (Vapour Smooth)
Módulo E (plano z)	DIN EN ISO 527, test speed 10mm/min	1900 ± 200 MPa	1900 ± 200 MPa
Resistencia a la rotura (plano x-y)		50 ± 4 MPa	46 ± 4 MPa
Resistencia a la rotura (plano z)		42 ± 5 MPa	42 ± 4 MPa
Elongación en la rotura (plano x-y)		11% ± 4%	15 ± 4%
Elongación en la rotura (plano z)		4 ± 2%	6 ± 2%

Nota. Adaptado de Hoja técnica del proveedor: PA 12 Blanco (EOS PA 2200 Balance 1.0) [Hoja técnica], de Protolabs, 2021. Recuperado el 19 de mayo de 2025, de https://www.protolabs.com/media/ak1jsc1q/pa12-white-data-sheet-12_11_24-v2.pdf. Todos los derechos reservados.

52 - También conocida como "hoja técnica" o "datasheet".

Figura 11-3 Bambu Lab – ABS-GF (para FFF)

ABS-GF

- **Basic Info**

Bambu Filament
Technical Data Sheet V1.0



Bambu ABS-GF is a glass fiber-reinforced ABS filament, enhanced in both mechanical and aesthetic properties. Compared with regular ABS, ABS-GF outperforms in strength, stiffness, temperature resistance and dimensional stability, while being less prone to deformation and warping. Glass fiber imparts a smooth matte finish with micro-spot gloss, blurring layer line. ABS-GF is ideal for both mechanical parts and decorations due to the inherited water resistance, wear resistance, durability and vibrant colors.

Mechanical Properties

Subjects	Testing Methods	Data
Young's Modulus (X-Y)	ISO 527, GB/T 1040	3160 ± 170 MPa
Young's Modulus (Z)	ISO 527, GB/T 1040	2250 ± 130 MPa
Tensile Strength (X-Y)	ISO 527, GB/T 1040	36 ± 3 MPa
Tensile Strength (Z)	ISO 527, GB/T 1040	29 ± 3 MPa
Breaking Elongation Rate (X-Y)	ISO 527, GB/T 1040	6.3% ± 1.2%
Breaking Elongation Rate (Z)	ISO 527, GB/T 1040	2.3% ± 0.8%
Bending Modulus (X-Y)	ISO 178, GB/T 9341	2860 ± 130 MPa
Bending Modulus (Z)	ISO 178, GB/T 9341	1970 ± 110 MPa
Bending Strength (X-Y)	ISO 178, GB/T 9341	68 ± 4 MPa
Bending Strength (Z)	ISO 178, GB/T 9341	46 ± 3 MPa
Impact Strength (X-Y)	ISO 179, GB/T 1043	14.5 ± 1.5 kJ/m ² ; 4.2 ± 1.1 kJ/m ² (notched)
Impact Strength (Z)	ISO 179, GB/T 1043	5.3 ± 1.4 kJ/m ²

- **Specimen Test**

Specimen Printing Conditions

Subjects	Data
Nozzle Temperature	270 °C
Bed Temperature	80 °C
Printing Speed	150 mm/s
Infill Density	100%

* All the specimens were annealed and dried at 80 °C for 12 h before testing. And the suggested annealing temperature of models printed with Bambu ABS-GF is 80 to 90 °C, and the time is 6 to 12 hours.

Nota. Adaptado de Technical Data Sheet V1.0: ABS-GF (filamento ABS reforzado con fibra de vidrio) [Hoja técnica], de Bambu Lab (s.f.). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de https://cdn.shopify.com/s/files/1/0574/3116/2995/files/Bambu_ABS-GF_Technical_Data_Sheet.pdf. Todos los derechos reservados.

Figura 11-4 Loctite – 3843 HDT60 High Toughness (para SLA)




PROPERTIES

Mechanical Properties	Measure	Method	Green	Post Processed
Tensile Stress at Yield	MPa	ASTM D638	44 ± 1 [5]	53 ± 2 [1]
Tensile Stress at Break	MPa	ASTM D638	38 ± 1 [5]	51 ± 2 [1]
Young's Modulus	MPa	ASTM D638	1572 ± 31 [5]	1806 ± 47 [1]
Elongation at Break	%	ASTM D638	52 ± 10 [5]	43 ± 10 [1]
Flexural Modulus	MPa	ASTM D790	1113 ± 23 [6]	1783 ± 45 [2]
Flexural Elongation at Break	%	ASTM D790	> 5 [6]	> 5 [2]
Flexural Stress at Break	MPa	ASTM D790	-	-
Other Properties				
HDT at 0.455 MPa	°C	ASTM D648	-	63°C [3]
IZOD Impact (Notched)	J/m	ASTM D256	-	53 ± 4 [4]

Nota. Adaptado de Loctite 3D 3843 HDT60 High Toughness Photoplastic: Technical Data Sheet [Hoja técnica], de Henkel Corporation, 2022. Recuperado el 19 de mayo de 2025, de <https://dm.henkel-dam.com/is/content/henkel/Loctite-3D-3843-HDT60-High-Tough>. Todos los derechos reservados.

Figura 11-5 Stratasys – Nylon 12CF (para FFF)




HOJA DE DATOS

PROPIEDADES MECÁNICAS ¹	MÉTODO DE PRUEBA	Eje XZ	
		Eje XZ	Eje ZX
Resistencia a la tracción, producción (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) PSI	ASTM D638	63.4 MPa	28.8 MPa
Resistencia a la tracción, extrema (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) PSI	ASTM D638	75.6 Mpa	34.4 MPa
Módulo de tracción (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) PSI	ASTM D638	7515 MPa	2300 MPa
Elongación por tracción hasta la rotura (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) %	ASTM D638	1.9%	1.2%
Elongación por tracción al límite elástico (tipo 1, 0,125", 0,2"/min) %	ASTM D638	0.9%	1.1%
Resistencia a la flexión (método 1, 0,05"/min) PSI	ASTM D790	142 MPa	58.1 MPa
Módulo de flexión (método 1, 0,05"/min) PSI	ASTM D790	10,620 Mpa	1830 MPa
Deformación por flexión en la rotura (método 1, 0,05"/min) PSI	ASTM D790	3%	3%
Impacto IZOD, muescas (Método A, 23 °C) libra pie/pulg.	ASTM D256	85 J/m	21.4 J/m
Impacto IZOD, sin muescas (Método A, 23 °C) libra pie/pulg.	ASTM D256	310 J/m	85 J/m
Resistencia a la compresión, Esfuerzo máximo (Método 1, 0.050 in/min) psi	ASTM D695-15	67 MPa (9,670 psi)	92 MPa (13,310 psi)
Módulo de compresibilidad (Método 1, 0.050 in/min) psi	ASTM D695-15	2,670 MPa (387,720 psi)	2,170 MPa (314,740 psi)

Nota. Adaptado de NYLON 12 CF Hoja de datos [Hoja técnica], de Stratasys (s.f.). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de https://www.stratasys.com/siteassets/materials/materials-catalog/fdm-materials/nylon-12cf/mds_fdm_nylon-12cf_0921a.pdf. Todos los derechos reservados.

Figura 11-6 Piocreat – High Precision Resin (para SLA)



创想三帝
PIOCREAT

High Precision Resin

高精度树脂

*Product introduction 产品介绍

High precision resin is a high adaptation UV curable resin for 3D printing suitable for mono/color screen. It has low shrinkage, high fidelity, high hardness and outstanding matte effect. Suitable for mass-produced products such as garage kit, teaching, toy design, handicraft design, footwear design, architectural design, industrial parts design, etc.

*Resin property 树脂特性: Post cure 固化后(固态)

Measurement 测试项目	Test method 测试方法	Value 测试数值
Hardness 硬度, Shore D	ASTM D 2240	85-90
Flexural modulus 弯曲模量, Mpa	ASTM D 790	1500-2500
Flexural strength 弯曲强度, Mpa	ASTM D 790	60-90
Tensile modulus 拉伸模量, Mpa	ASTM D 638	1100-1500
Tensile strength 拉伸强度, Mpa	ASTM D 638	40-65
Elongation at break 断裂延伸率, %	ASTM D 638	10-14
Impact strength,notched Izod, J/m 缺口冲击强度	ASTM D 256	40-55
Heat deflection temperature, °C 热变形温度	ASTM D648 @66PSI	70-80

Nota. Adaptado de High Precision Resin [Hoja técnica], de Piocreat (s.f.). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de <https://www.piocreat3d.com/wp-content/uploads/2024/04/TDS-High-Precision-Resin.pdf>. Todos los derechos reservados.

Figura 11-7 Printalot – PC/ABS (para FFF)

Hoja de datos técnicos

Producto: Filamento PC/ABS

Versión 1
Página 1/2
Fecha: 12FEB17



Surge del blend de ABS y policarbonato, obteniéndose lo mejor de cada polímero. Pueden imprimirse piezas excepcionalmente fuertes y resistentes a la temperatura. Su resistencia al impacto es notable.

Propiedades	Valor típico	Método de ensayo	Condiciones de ensayo
Mecánicas			
Resistencia a la tracción	45	ISO 527	5 mm/min
Elongación a la rotura	100%	ISO 527	Type I, 5 mm/min
Módulo elástico en tracción	2,3 GPa	ISO 178	2 mm/min
Dureza, Rockwell R	115	ISO 2039-2	
Resistencia a la flexión	80 Mpa	ISO 178	2 mm/min
Resistencia al impacto	587 J/m	ASTM D 256	izod con entalla, @23°C

Nota. Adaptado de Hoja de datos técnicos: Filamento PC/ABS (Versión 1) [Hoja técnica], de Printalot (2017). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de <https://drive.google.com/file/d/1HzhVyzdyZvEPS70biMXhjNwtXJGmoEH-/view?usp=sharing>. Todos los derechos reservados.

Figura 11-8 Matterhackers – PRO ABS (para FFF)

3D Printing Filament		
TECHNICAL DATA SHEET - PRO ABS		
Material Specifications		
PROPERTY	VALUE	TEST METHOD - ISO
Tensile Strength at Break	5800 PSI	ASTM D638
Yield Strength	6520 PSI	ASTM D638
Tensile Elongation	2.6%	ASTM D638
Notched IZOD Impact	1.12 ft-lb/in	ASTM D256

Nota. Adaptado de Technical data sheet – PRO ABS [Hoja técnica], de Matterhackers (s.f.). Recuperado el 19 de mayo de 2025, de <https://www.matterhackers.com/r/eTmXdZ.pdf>. Todos los derechos reservados.



11.2 ANEXO B – Muestra de plásticos (tabla y gráficas)

[Ver plano 01 del Anexo B.](#)

11.2.1 Análisis de la tabla “Muestra de Plásticos”

Para comprender las capacidades que tiene que cumplir la máquina para satisfacer los requerimientos de la norma, se realizó una muestra de 100 materiales diferentes. En la [Tabla \[Muestra de Plásticos\] del \(Plano 01\)](#) se observa la marca del plástico, el tipo de material y luego las diferentes propiedades extraídas de cada hoja de datos.

Estas propiedades son:

Tensión [Mpa]	Puede ser la máxima o de rotura (se extrae el valor máximo).
Probeta	Si se brinda este dato, sería la probeta con la cual se obtuvieron los valores mecánicos en dicha hoja de datos.
E [Mpa]	Módulo de elasticidad.
e [%]	Elongación a la rotura ó máxima registrada en el ensayo [%] (si son varios, se toma el valor más bajo)

Como se ve en la [Figura 11-5](#) por ejemplo, con esta hoja de datos se tomaron los valores más desfavorables para la máquina, es decir, las tensiones máximas y las elongaciones mínimas.

En la tabla [\[Muestra de Plásticos\] del \(Plano 01\)](#) se ven los valores de tracción en [N] que requiere la máquina para romper el material dependiendo de la probeta que se requiera ensayar para un espesor e [mm] (ver [Tabla 11-1](#)).

Tabla 11-1 Muestra de Plásticos - Fuerza de Tracción

Muestra de Plásticos											[mm] traccionado en probeta Tipo I, II, III	[mm] traccionado en probeta Tipo IV, V		
Valores mecánicos de 100 plásticos diferentes (hojas de datos)				Tensión [Mpa]	Probeta	E [Mpa]	e [%]	Fuerza de Tracción [N] requerida para romper la probeta						
Marca	ID	Material del insumo (filamento, resina, polvo)	Tensión [Mpa]	Probeta	E [Mpa]	e [%]	e=4[mm]		e=7[mm]		e=3,2[mm]		e=7[mm]	
							Tipo I	Tipo II	Tipo III	Tipo IV	Tipo V	Tipo I	Tipo I	Tipo I
Grilon 3	1	PLA (Ingeo)	60		524	6	3120	1440	7980	1152	611	5460	3,000	0,457
	2	PLA 850 (Ingeo)	51			3,3	2652	1224	6783	979	519	4641	1,650	0,251
	3	PLA 870 (Ingeo)	40		416		2080	960	5320	768	407	3640	0,000	0,000
	4	ABS	47,56			15	2473	1141	6325	913	484	4328	7,500	1,143
	5	PETG	53			130	2756	1272	7049	1018	539	4823	65,000	9,906
	6	NYLON 12 (Grilon EMS)	55		1400	50	2860	1320	7315	1056	560	5005	25,000	3,810
	7	ACETAL	45		1700	50	2340	1080	5985	864	458	4095	25,000	3,810
	8	HIPS	17		1350	50	884	408	2261	326	173	1547	25,000	3,810

Nota. Extraída del Plano 01 – Anexo B

También se observa en base a la elongación [%], cuanto se traciona la probeta en [mm], dato importante para calcular el tiempo [min] de ensayo para cada material (ver [Tabla 11-2](#)).

Tabla 11-2 Muestra de Plásticos - Tiempo de ensayo

Muestra de Plásticos											Tiempo de ensayo [min]				
Valores mecánicos de 100 plásticos diferentes (hojas de datos)				Tensión [Mpa]	Probeta	E [Mpa]	e [%]	Probeta Tipo I, II, III;			Probeta Tipo IV		Probeta Tipo V		
Marca	ID	Material del insumo (filamento, resina, polvo)	Tensión [Mpa]	Probeta	E [Mpa]	e [%]	Tiempo a 5mm/min	Tiempo a 50[mm/min]	Tiempo a 500[mm/min]	Tiempo a 5mm/min	Tiempo a 50[mm/min]	Tiempo a 500[mm/min]	Tiempo a 1[mm/min]	Tiempo a 10[mm/min]	Tiempo a 100[mm/min]
	1	PLA (Ingeo)	60		524	6	0,60	0,06	0,01	0,09	0,01	0,00	0,46	0,05	0,00
Grilon 3	2	PLA 850 (Ingeo)	51			3,3	0,33	0,03	0,00	0,05	0,01	0,00	0,25	0,03	0,00
	3	PLA 870 (Ingeo)	40		416		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	4	ABS	47,56			15	1,50	0,15	0,02	0,23	0,02	0,00	1,14	0,11	0,01
	5	PETG	53			130	13,00	1,30	0,13	1,98	0,20	0,02	9,91	0,99	0,10
	6	NYLON 12 (Grilon EMS)	55		1400	50	5,00	0,50	0,05	0,76	0,08	0,01	3,81	0,38	0,04
	7	ACETAL	45		1700	50	5,00	0,50	0,05	0,76	0,08	0,01	3,81	0,38	0,04
	8	HIPS	17		1350	50	5,00	0,50	0,05	0,76	0,08	0,01	3,81	0,38	0,04

Nota. Extraído del Plano 01 – Anexo B

Con esto se puede saber a qué velocidad se debería ensayar dicho material para que cumpla con la norma ([Ver referencias de colores del Plano 01 – anexo B](#)).

11.2.2 Análisis de gráficas del anexo B

11.2.2.1 Gráfica 1

Siguiendo con el tema de velocidad a la cual se debería realizar en ensayo. En la [gráfica 1](#) se observa que para la mayoría de los materiales la velocidad de 5 [mm/min] es la

más adecuada, ya que está dentro de los parámetros que pide la norma. Por otro lado, tanto 100 [mm/min] como 500 [mm/min], no cumplen con la norma para ninguno de los materiales de la muestra, con lo cual en el planteo de los requerimientos de la máquina se desestiman estas velocidades a la hora de diseñar el sistema de transmisión.

Otra velocidad que cumple en más del 55% de los casos es la de 1 [mm/min], pero esto es solo para probetas **tipo V**. Recordar que el ensayo debe realizarse preferiblemente siempre con probeta **tipo I**.

11.2.2.2 Gráfica 2

En la gráfica se observa que tanto se elongan los materiales de la muestra. Por ejemplo, se ve que la mayoría está en el rango del 3% al 6% de elongación (26% de la muestra), del 10% al 20% de elongación (13% de la muestra), mientras que solo 1 material (1%), se elonga hasta el 1% (Resina Ceramic de Protolabs).

Partiendo de la [gráfica 2](#), se puede estimar con la [gráfica 15](#), que sistema extensométrico es el más adecuado para la máquina (ver [capítulo 5.10.5 MP requeridos según la elongación de la probeta](#)).

11.2.2.3 Gráfica 3

En la gráfica se observa para una probeta **tipo I** de espesor $e=4[\text{mm}]$, el % de la muestra que se rompe a cierto rango de esfuerzo de tracción. Por ejemplo, el 43% de la muestra rompe en el rango de los $2[\text{kN}] – 3 [\text{kN}]$, mientras que solo el 1% está en el rango de $8 [\text{kN}] – 9[\text{kN}]$.

11.2.2.4 Gráfica 4

En la gráfica se muestra, para una probeta **tipo I** de espesor $e=4 [\text{mm}]$, qué porcentaje de la muestra puede ensayarse en función de la capacidad de tracción de la máquina [kN]. Por ejemplo, con una máquina de $1 [\text{kN}]$ podría ensayarse solo el 2 % de la muestra, mientras que con una de $5 [\text{kN}]$ sería posible cubrir el 93 %.

11.2.2.5 Gráfica 5

En la gráfica se observa para una probeta **tipo I** de espesor $e=7[\text{mm}]$, el % de la muestra que se rompe a cierto rango de esfuerzo de tracción. Por ejemplo, el 45% de la muestra rompe en el rango de los $3[\text{kN}] – 5 [\text{kN}]$, mientras que solo el 2% está por encima de los $10 [\text{kN}]$.

11.2.2.6 Gráfica 6

En la gráfica se muestra, para una probeta **tipo I** de espesor $e=7 [\text{mm}]$, qué porcentaje de la muestra puede ensayarse en función de la capacidad de tracción de la máquina [kN]. Por ejemplo, con una máquina de $1 [\text{kN}]$ podría ensayarse solo el 1 % de la muestra, mientras que con una de $5 [\text{kN}]$ sería posible cubrir el 58 %.

11.2.2.7 Gráfica 7

En la gráfica se observa para una probeta **tipo II** de espesor $e=4[\text{mm}]$, el % de la muestra que se rompe a cierto rango de esfuerzo de tracción. Por ejemplo, el 54% de la muestra rompe en el rango de los $1[\text{kN}] – 2 [\text{kN}]$, mientras que solo el 2% está por encima de los $2,5 [\text{kN}]$.

11.2.2.8 Gráfica 8

En la gráfica se muestra, para una probeta **tipo II** de espesor $e=4 [\text{mm}]$, qué porcentaje de la muestra puede ensayarse en función de la capacidad de tracción de la máquina [kN]. Por ejemplo, con una máquina de $1 [\text{kN}]$ podría ensayarse el 33 % de la muestra, mientras que con una de $5 [\text{kN}]$ sería posible cubrir el 100 %.

11.2.2.9 Gráfica 9

En la gráfica se observa para una probeta **tipo III** de espesor $e=7[\text{mm}]$, el % de la muestra que se rompe a cierto rango de esfuerzo de tracción. Por ejemplo, el 30% de la muestra rompe en el rango de los $6[\text{kN}] – 8 [\text{kN}]$, mientras que el 17% está por encima de los $10 [\text{kN}]$.

11.2.2.10 Gráfica 10

En la gráfica se muestra, para una probeta **tipo III** de espesor $e=7$ [mm], qué porcentaje de la muestra puede ensayarse en función de la capacidad de tracción de la máquina [kN]. Por ejemplo, con una máquina de 5 [kN] podría ensayarse el 23 % de la muestra, mientras que con una de 10 [kN] sería posible cubrir el 83 %.

11.2.2.11 Gráfica 11

En la gráfica se observa para una probeta **tipo IV** de espesor $e=3,2$ [mm], el % de la muestra que se rompe a cierto rango de esfuerzo de tracción. Por ejemplo, el 45% de la muestra rompe en el rango de los 750 [N] – 1250 [N], mientras que solo el 1% está por encima de los 2250 [N].

11.2.2.12 Gráfica 12

En la gráfica se muestra, para una probeta **tipo IV** de espesor $e=3,2$ [mm], qué porcentaje de la muestra puede ensayarse en función de la capacidad de tracción de la máquina [kN]. Por ejemplo, con una máquina de 1 [kN] podría ensayarse el 55 % de la muestra, mientras que con una de 4 [kN] sería posible cubrir el 100 %.

11.2.2.13 Gráfica 13

En la gráfica se observa para una probeta **tipo V** de espesor $e=3,2$ [mm], el % de la muestra que se rompe a cierto rango de esfuerzo de tracción. Por ejemplo, el 40% de la muestra rompe en el rango de los 250 [N] – 500 [N], mientras que solo el 1% está por encima de los 1250 [N].

11.2.2.14 Gráfica 14

En la gráfica se muestra, para una probeta **tipo V** de espesor $e=3,2$ [mm], qué porcentaje de la muestra puede ensayarse en función de la capacidad de tracción de la máquina [kN]. Por ejemplo, con una máquina de 1 [kN] podría ensayarse el 93 % de la muestra, mientras que con una de 2 [kN] sería posible cubrir el 100 %.

11.2.2.15 Gráfica 15

En la gráfica se muestra los Mega Pixelles requeridos en el sensor de la cámara del sistema extensométrico respecto al % de elongación en la probeta. Esto es para cumplir con el requerimiento de la norma de medir el módulo de elasticidad, es decir que sea un extensómetro de **clase B-2**. (ver [5.10.2 Requerimientos de la norma](#)).

El análisis ya se hizo en la sección [5.10.5 MP requeridos según la elongación de la probeta](#).

11.1 ANEXO C – Cálculo de elementos finitos (FEA)

El informe con los estudios FEA se puede encontrar en el repositorio **RIA de la UTN**, en la página de este proyecto final. <https://ria.utn.edu.ar>

11.1 ANEXO D – Selección de parámetros para ensayos de tracción.

Independientemente de la máquina UTM, sea cual fuera su tipo, marca o modelo, en un ensayo de tracción siempre van a existir las siguientes variables de entrada, como lo son:

- a. **El tipo de probeta que se quiere usar:** Esta según norma **ASTM D638** puede ser del **tipo I, tipo II, tipo III, tipo IV y tipo V**.
- b. **El espesor de la probeta:** Dependiendo del tipo de probeta elegido, el espesor puede ir desde los 3,2[mm] hasta los 14 [mm]. La máquina del proyecto se limita a 11[mm].
- c. **El plástico que se desea ensayar:** Sabiendo el plástico que se desea ensayar se puede saber de antemano cual es aproximadamente la tensión de rotura. Por ejemplo, un ABS se estima que va a romper en el rango de los 30~60 [Mpa].
- d. **La capacidad de la máquina:** Es la capacidad que tiene la máquina para realizar en ensayo de tracción. La del proyecto es de 10[kN].
- e. **La velocidad del ensayo:** La elección depende en primera instancia del tipo de probeta utilizada y en segundo de que se cumpla que la duración del ensayo sea de 30 a 300 segundos.

Con las primeras 5 gráficas ([Figura 11-9](#) - [Figura 11-10](#) - [Figura 11-11](#) - [Figura 11-12](#) - [Figura 11-13](#)) se puede trabajar con las primeras 4 variables (**a, b, c y d**).

11.1.1 Variables (tipo de probeta, espesor, tensión y esfuerzo de tensión)

11.1.1.1 Ejemplo 1

Se quiere ensayar un plástico **Policarbonato** el cual se estima romperá a **75 [Mpa]** y se necesita que el ensayo de tracción no supere los **5[kN]**. Se quiere averiguar cual es su módulo de elasticidad con lo cual se deberá usar una probeta **tipo I**.

Para este caso se debe trabajar con la [Figura 11-9](#) ya que es para probeta **tipo I** y entrando con las variables mencionadas arriba se puede estimar cual sería la 4° , en este caso cual debería ser el espesor de la probeta o hasta que valor.

Plástico a ensayar	Tensión estimada de rotura [Mpa]	Esfuerzo límite para rotura [kN]	Probeta	Espesor máximo [mm]
PC	75	5	tipo I	5,1

11.1.1.2 Ejemplo 2

Se quiere ensayar un plástico **ABS** al cual ya se calculó su módulo de elasticidad, este se sabe que rompe a **40 [Mpa]** y como se requiere hacer muchos ensayos de forma rápida se utilizará una probeta **tipo V** de espesor de 3,2[mm].

Para este caso se debe trabajar con la [Figura 11-13](#) ya que es para probeta **tipo V** y entrando con las variables mencionadas arriba se puede estimar cual sería la 4° , en este caso cual sería el esfuerzo de tensión estimado en la celda de carga.

Plástico a ensayar	Tensión estimada de rotura [Mpa]	Probeta	Espesor [mm]	Esfuerzo estimado para rotura [kN]
ABS	40	tipo I	3,2	menor a 1

11.1.1.3 Ejemplo 3

Se quiere ensayar un plástico **Nylon con fibra de carbono** para conocer su módulo de elasticidad, este se estima que rompa a **102 [Mpa]** y se necesita usar el máximo espesor posible para obtener la mayor área tensionada en la probeta.

En este caso para calcular el módulo de elasticidad se debe trabajar con la [Figura 11-9](#) que es para probeta **tipo I**, su espesor máximo pude ser de hasta **7[mm]**.

Entrando con las variables mencionadas arriba se puede estimar cual sería la 4° , en este caso cual sería el esfuerzo de tensión estimado en la celda de carga.

Plástico a ensayar	Tensión estimada de rotura [Mpa]	Probeta	Espesor [mm]	Esfuerzo límite para rotura [kN]
PA6CF	102	tipo I	7	~ 9,2

Nota. Se hizo una interpolación gráfica para obtener el valor de 9,2 [kN].

Figura 11-9 Selección para probeta tipo I

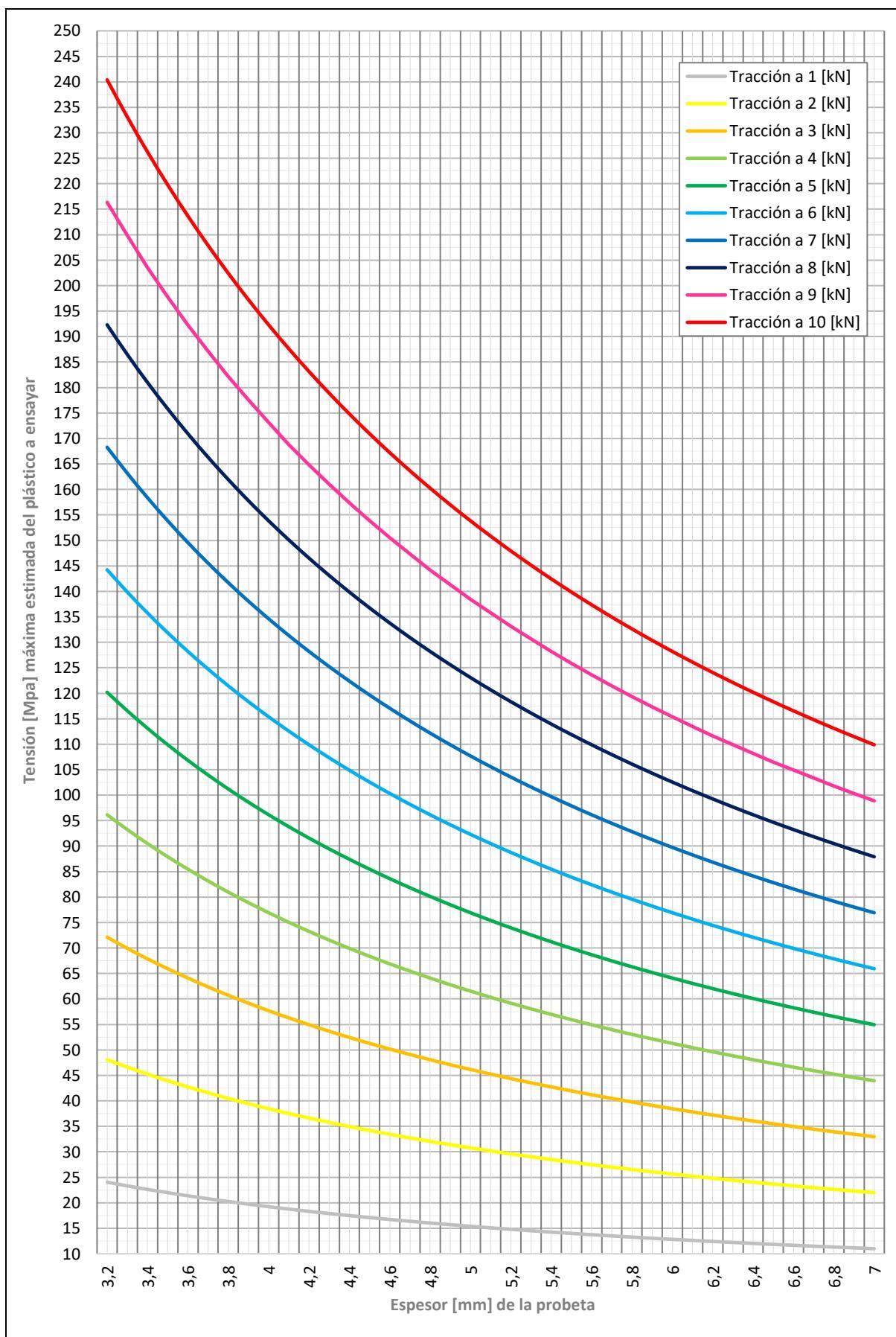


Figura 11-10 Selección para probeta tipo II

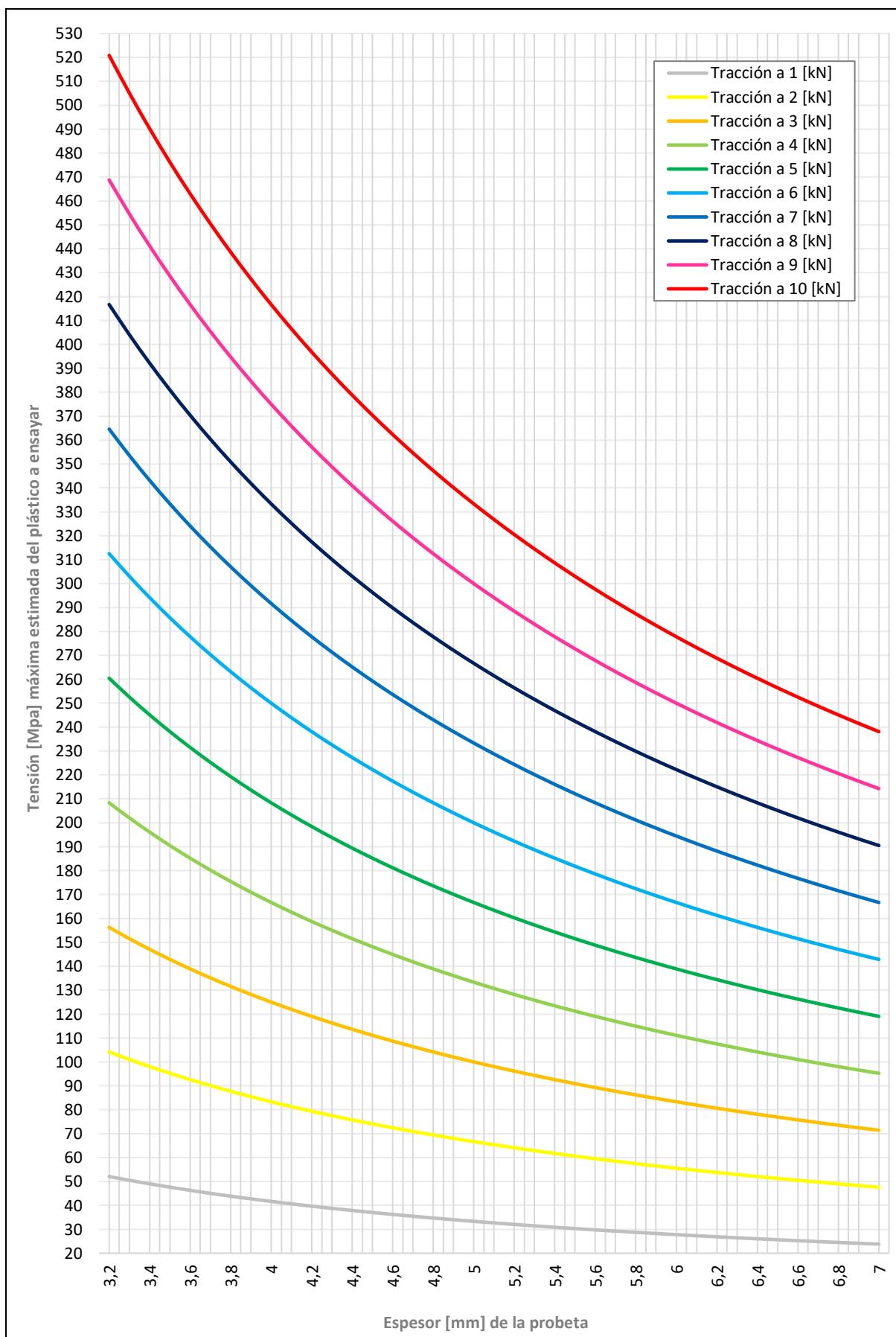


Figura 11-11 Selección para probeta tipo III

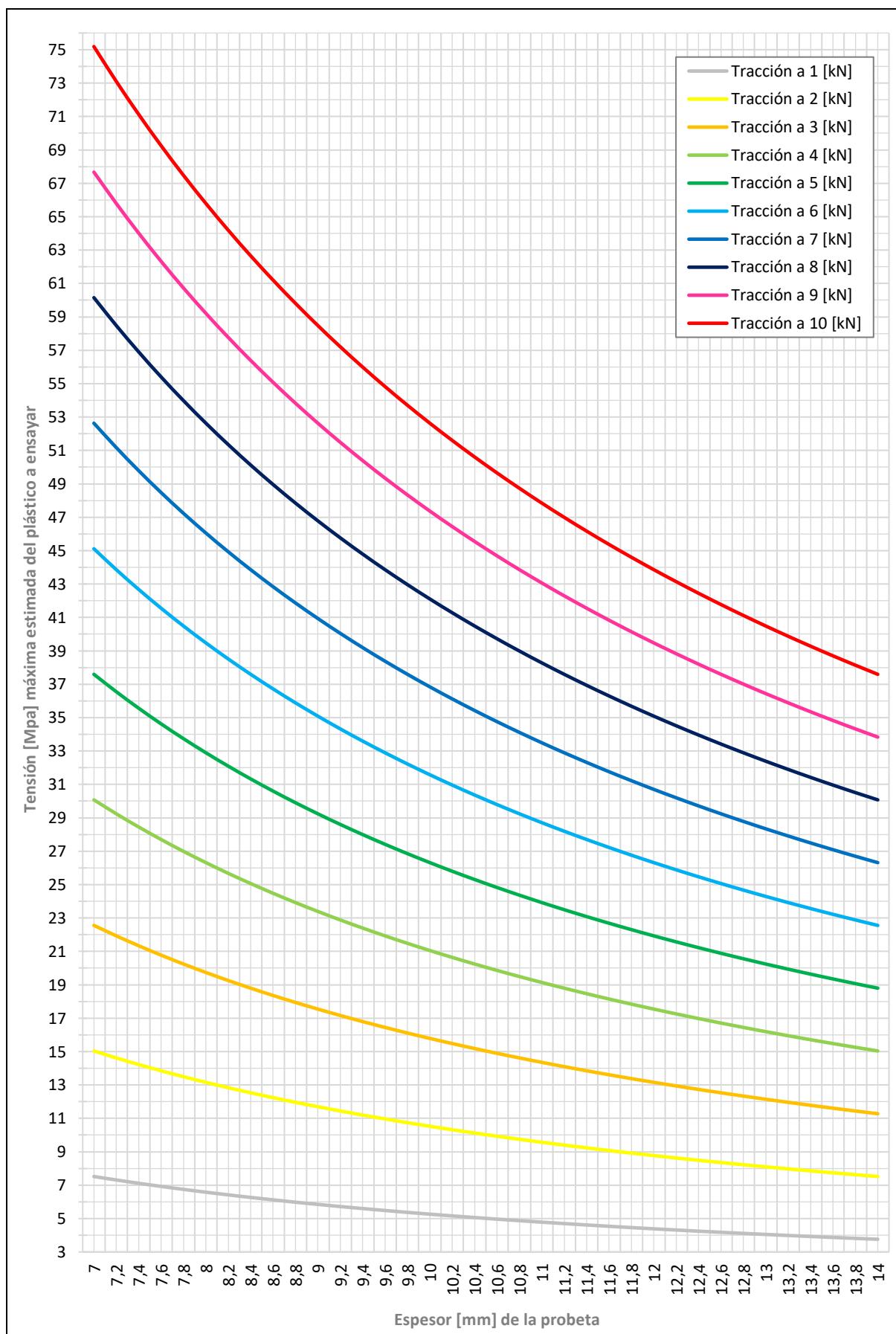


Figura 11-12 Selección para probeta tipo IV

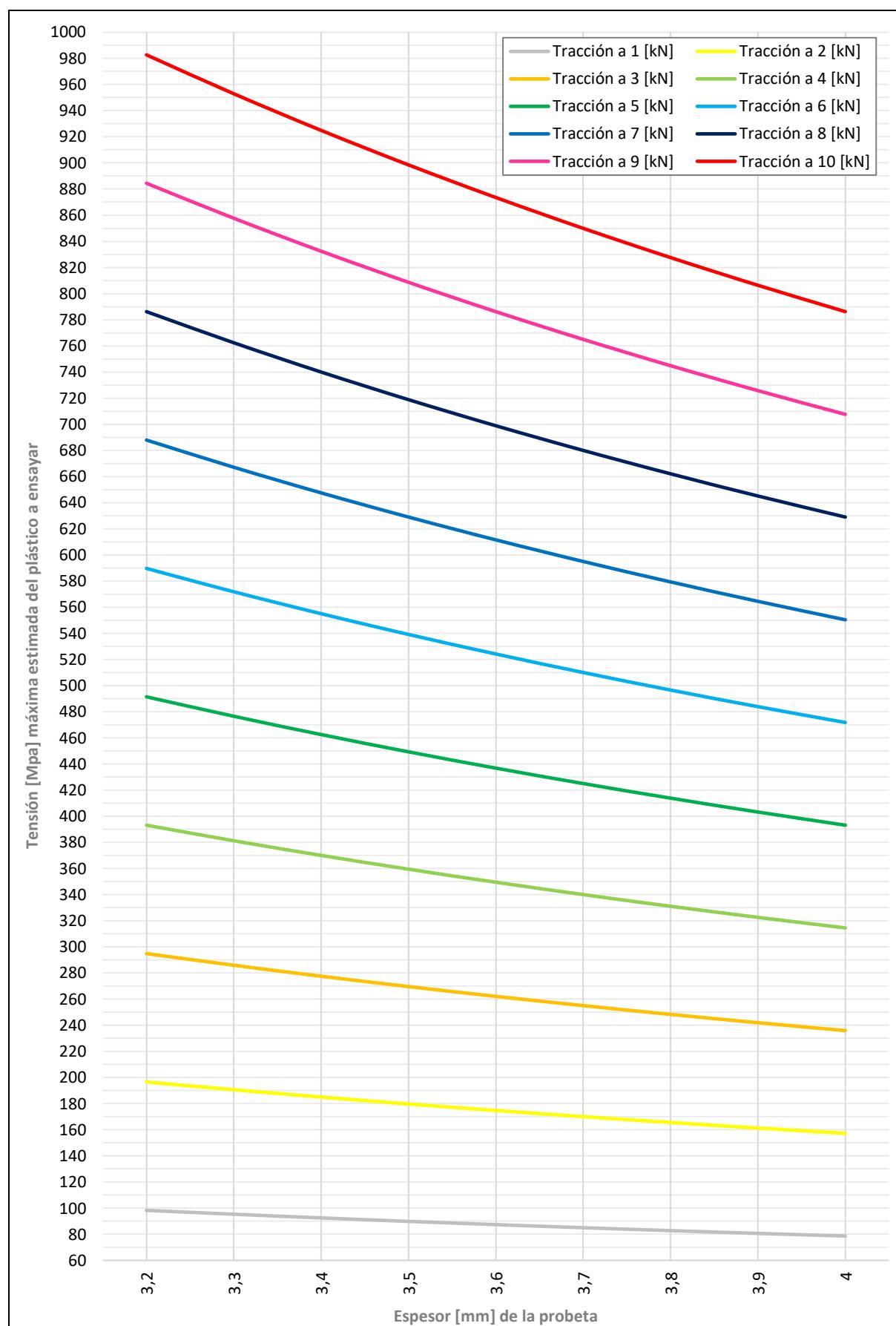
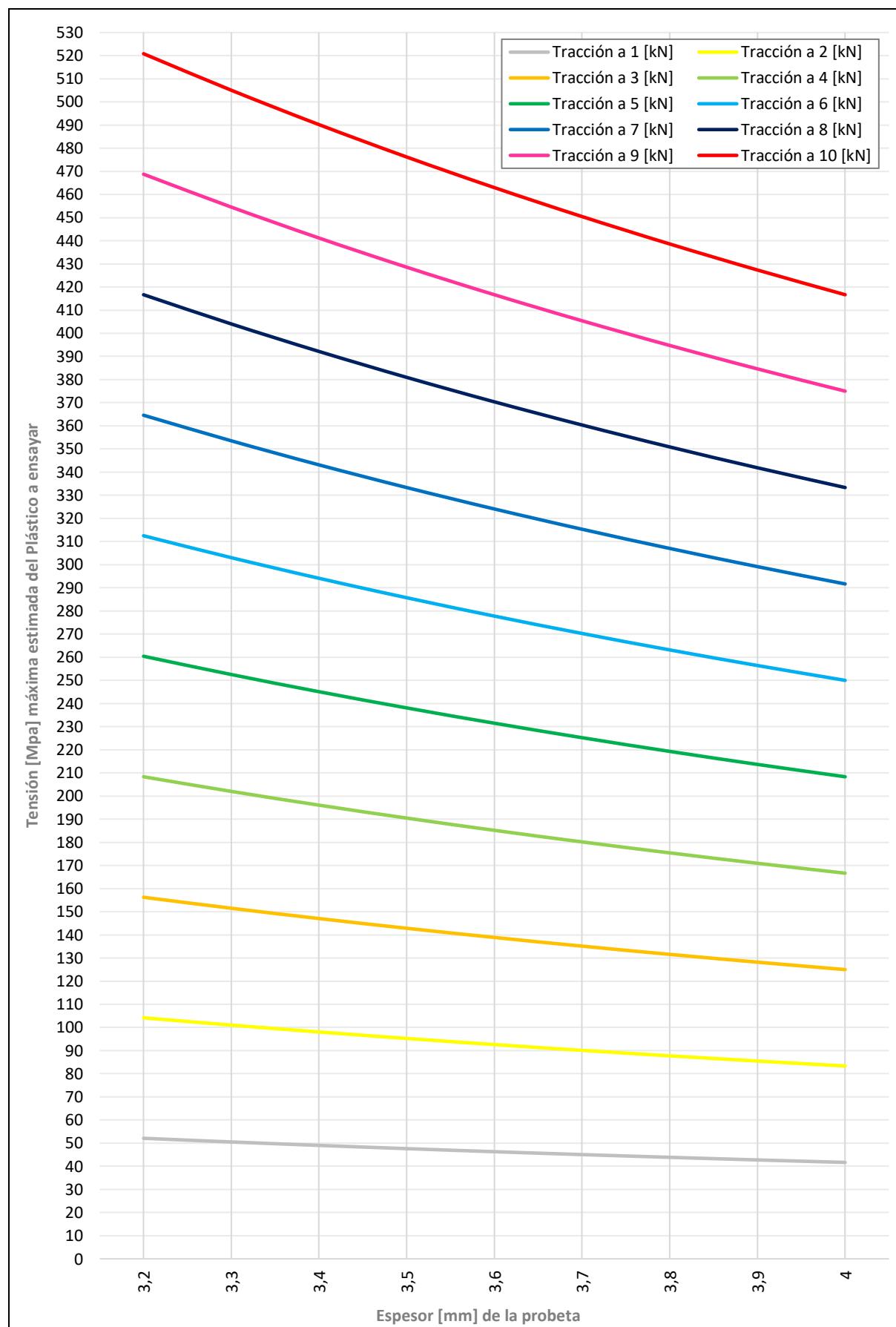


Figura 11-13 Selección para probeta tipo V



11.1.2 Variables (tipo de probeta, e% a la rotura, velocidad del ensayo)

Las siguientes gráficas son para trabajar con las variables (**a, c y e**), todo esto es para asegurar que se cumpla que el ensayo de tracción ocurra en el rango de los 30 – 300 segundos como lo pide la norma.

Hay que considerar que todo ensayo parte de la elección de la probeta, de ahí luego se buscará el cumplir con el tiempo de ensayo en base a la velocidad elegida. Se pueden sacar ejemplos prácticos de la [Tabla 11-2](#).

También es importante recordar que en las siguientes gráficas no se tiene en cuenta la velocidad inicial del ensayo, la cual es más baja que velocidad elegida, esta agrega segundos adicionales al ensayo antes de hacer el cambio de velocidad. Para más información ver [Tabla 5-1 Velocidades en los ensayos](#).

11.1.2.1 interpretación de graficas de velocidad

Una vez que se elige el tipo de probeta a ensayar se elige la velocidad para que quede dentro del rango de 30 - 300 segundos.

Por ejemplo, la [Figura 11-14](#) es para el caso de que se quiera trabajar con probetas **tipo I, tipo II y tipo III**. En base al plástico a ensayar se estima cual va a ser el e% de rotura y con eso luego se puede elegir una velocidad tentativa. Se observa en esta gráfica que para un e% de 0% hasta 50% sería adecuado comenzar a realizar el estudio con una velocidad de **5[mm/min]±25%**. La [Figura 11-15](#) es la continuación de la [Figura 11-14](#) pero para un e% de 50% hasta 150%. Para este último caso de grandes deformaciones, ya se aprecia que será adecuado optar por una velocidad mayor de **50[mm/min]±10%**. Esto se podría dar en un plástico del tipo **petg o nylon**, que se estiran más de 50% antes de romperse.

De igual forma la [Figura 11-16](#) y [Figura 11-17](#) son para una probeta del **tipo IV** y la [Figura 11-18](#) y [Figura 11-19](#) son para una probeta del **tipo V**.

Figura 11-14 Selección de velocidad de ensayo para probetas (tipo I, II y III) - e%(0-50)

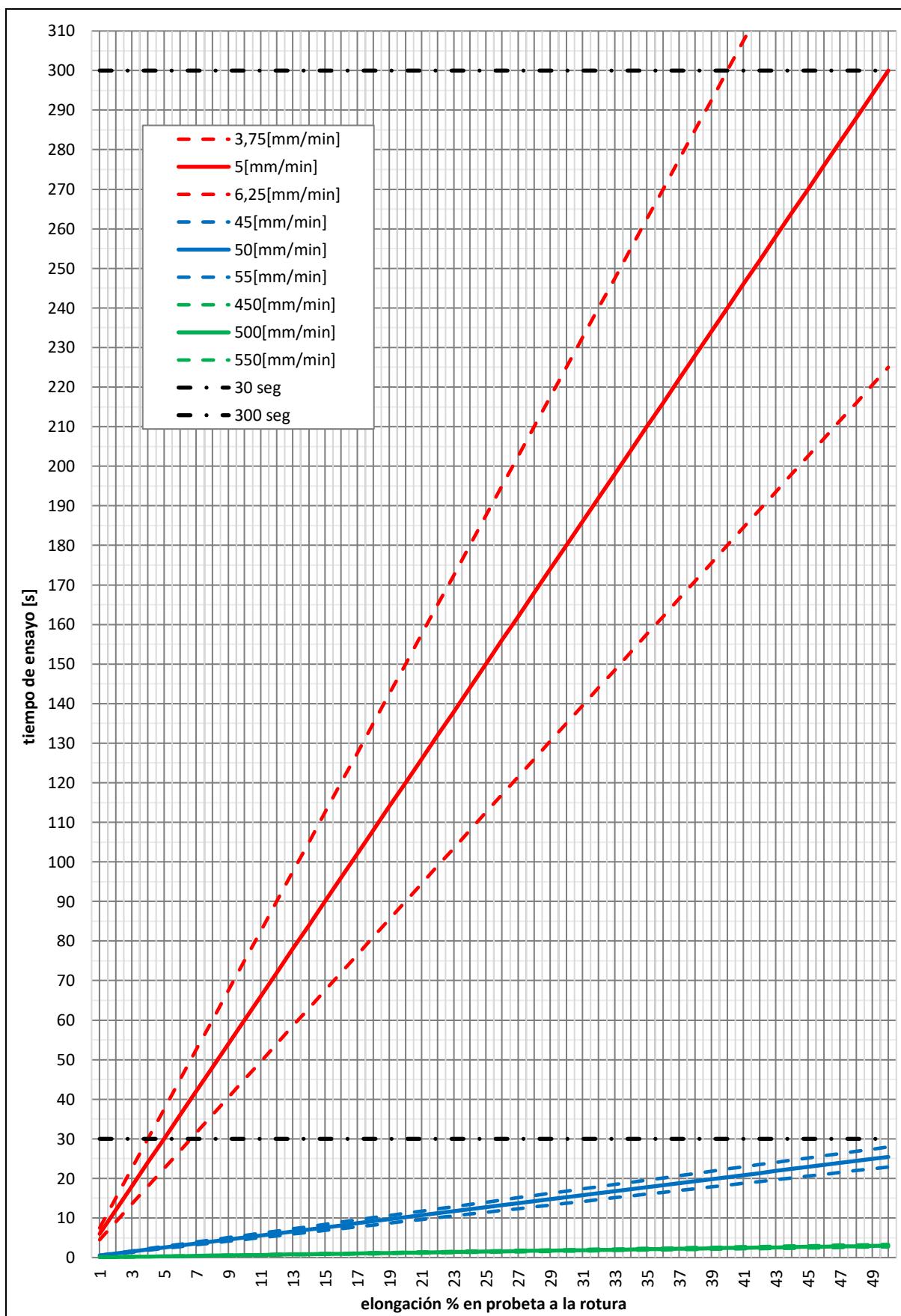


Figura 11-15 Selección de velocidad de ensayo para probetas (tipo I, II y III) - e%(50-150)

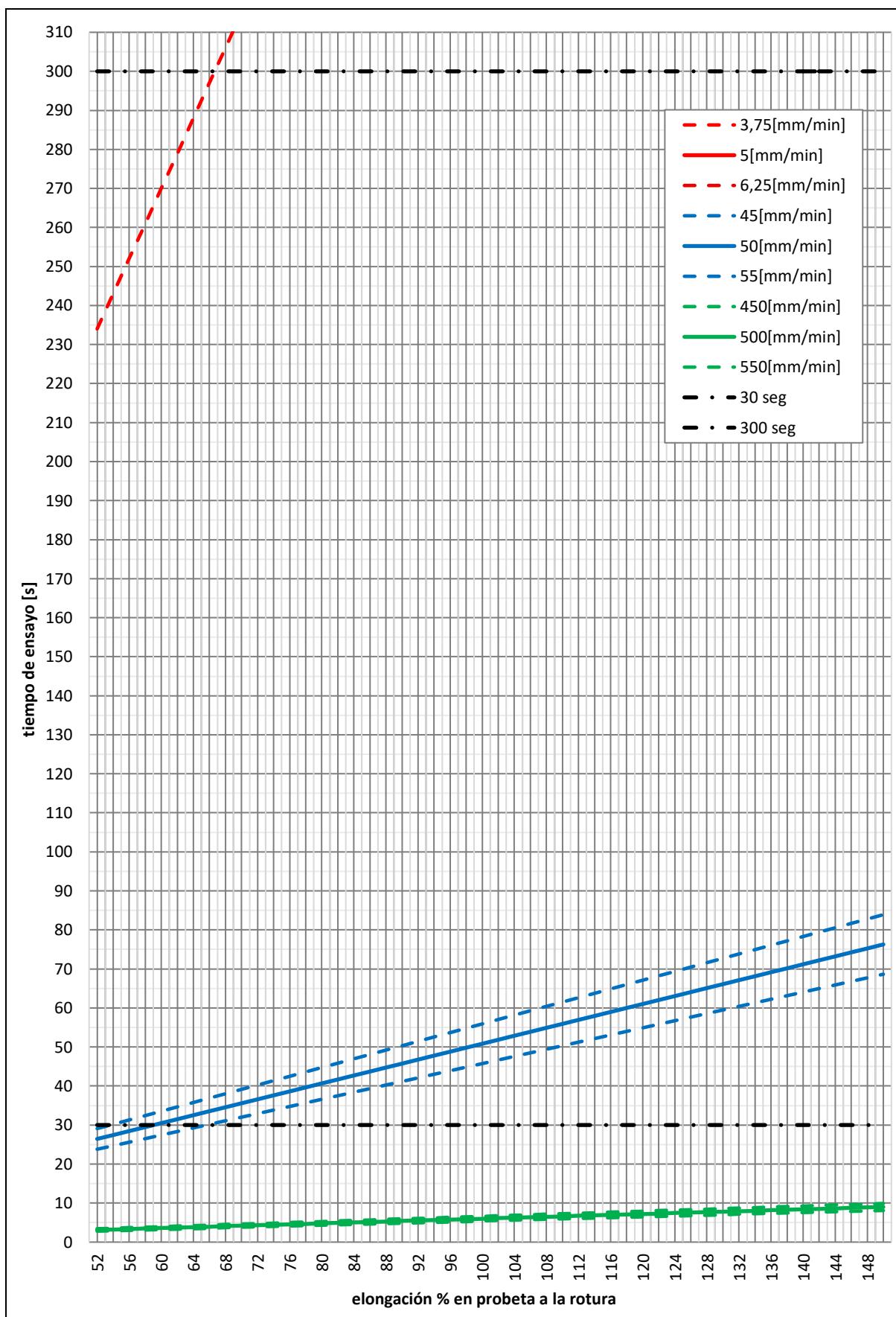


Figura 11-16 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo IV - e%(0-50)

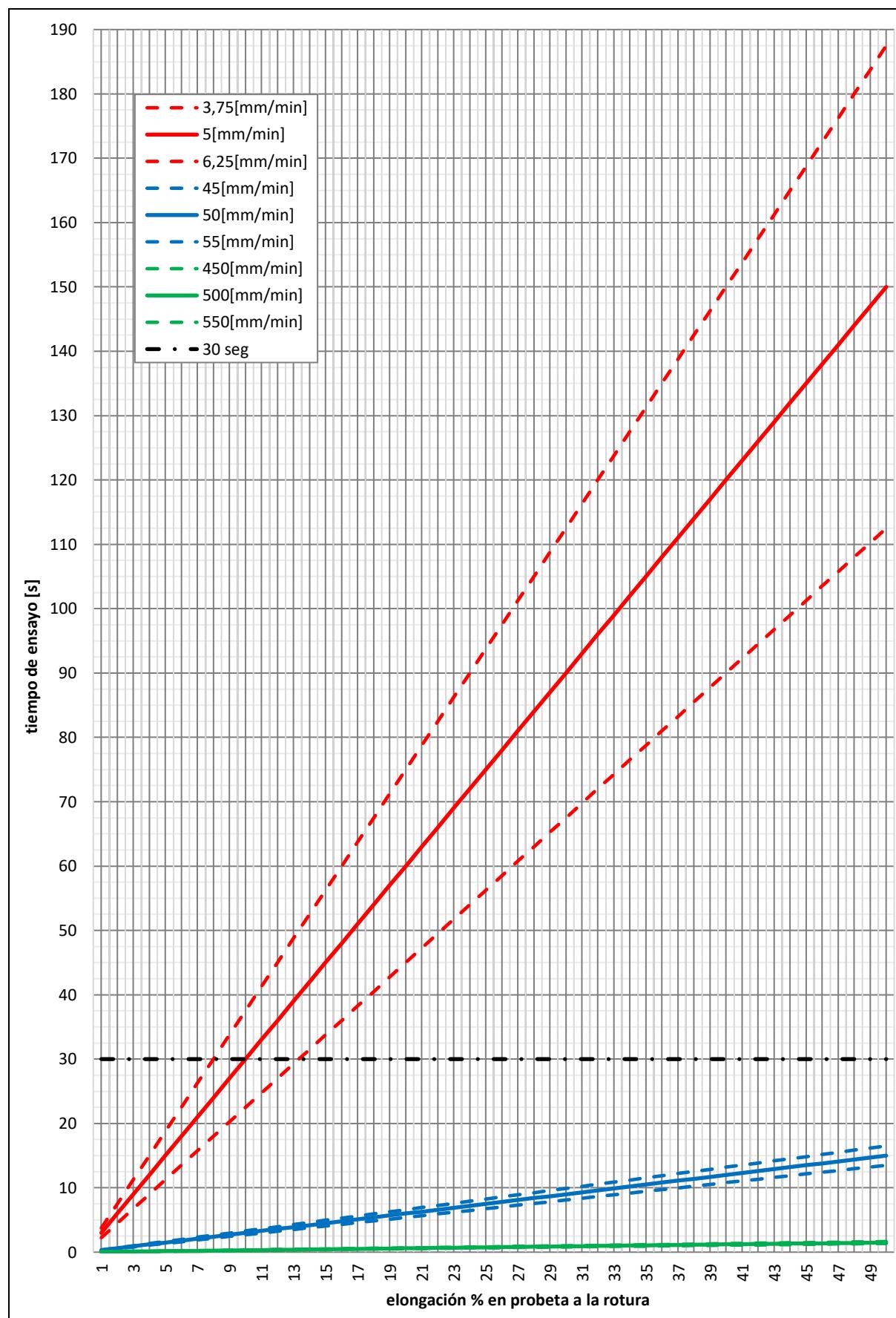


Figura 11-17 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo IV - e%(50-150)

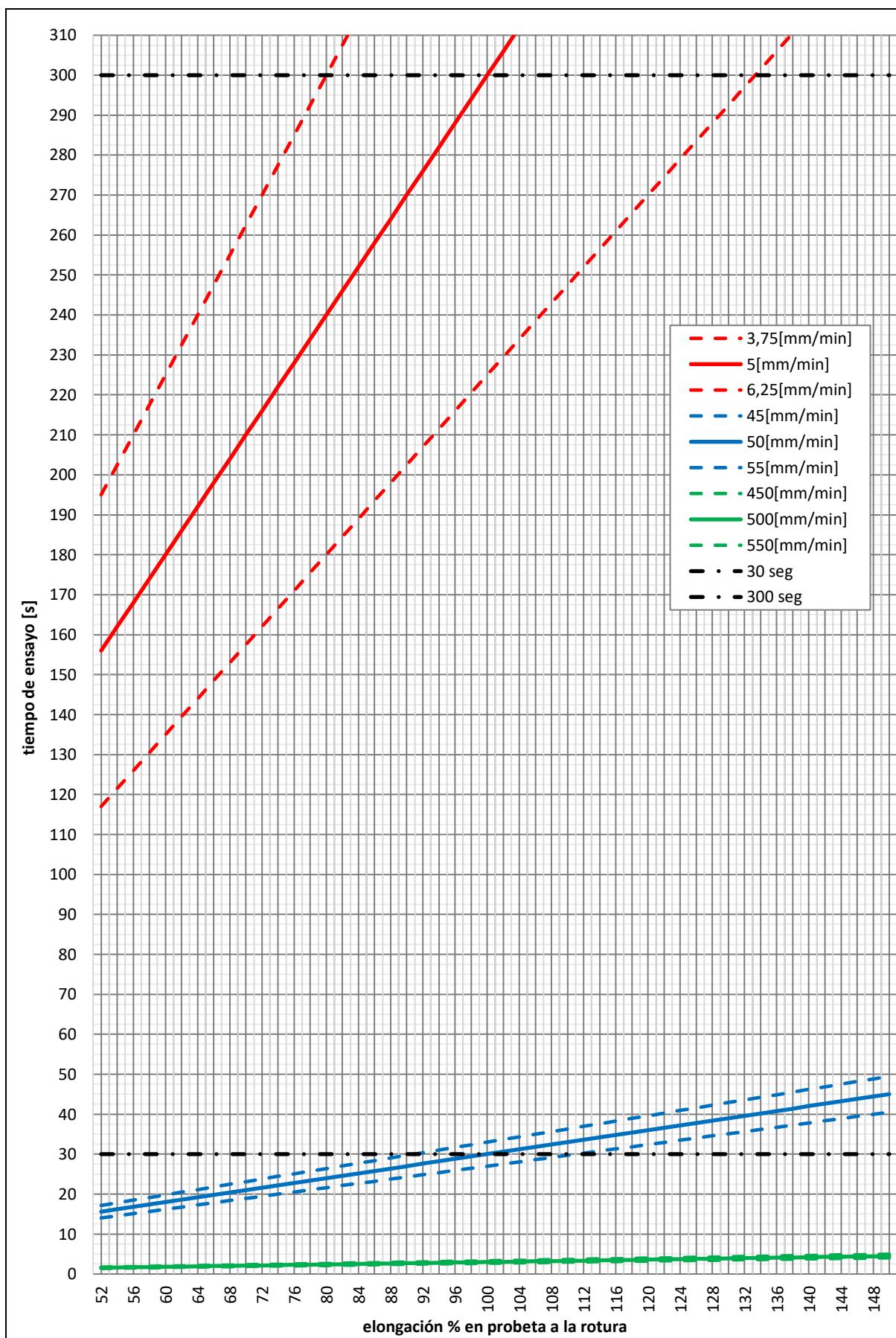


Figura 11-18 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo V - e%(0-50)

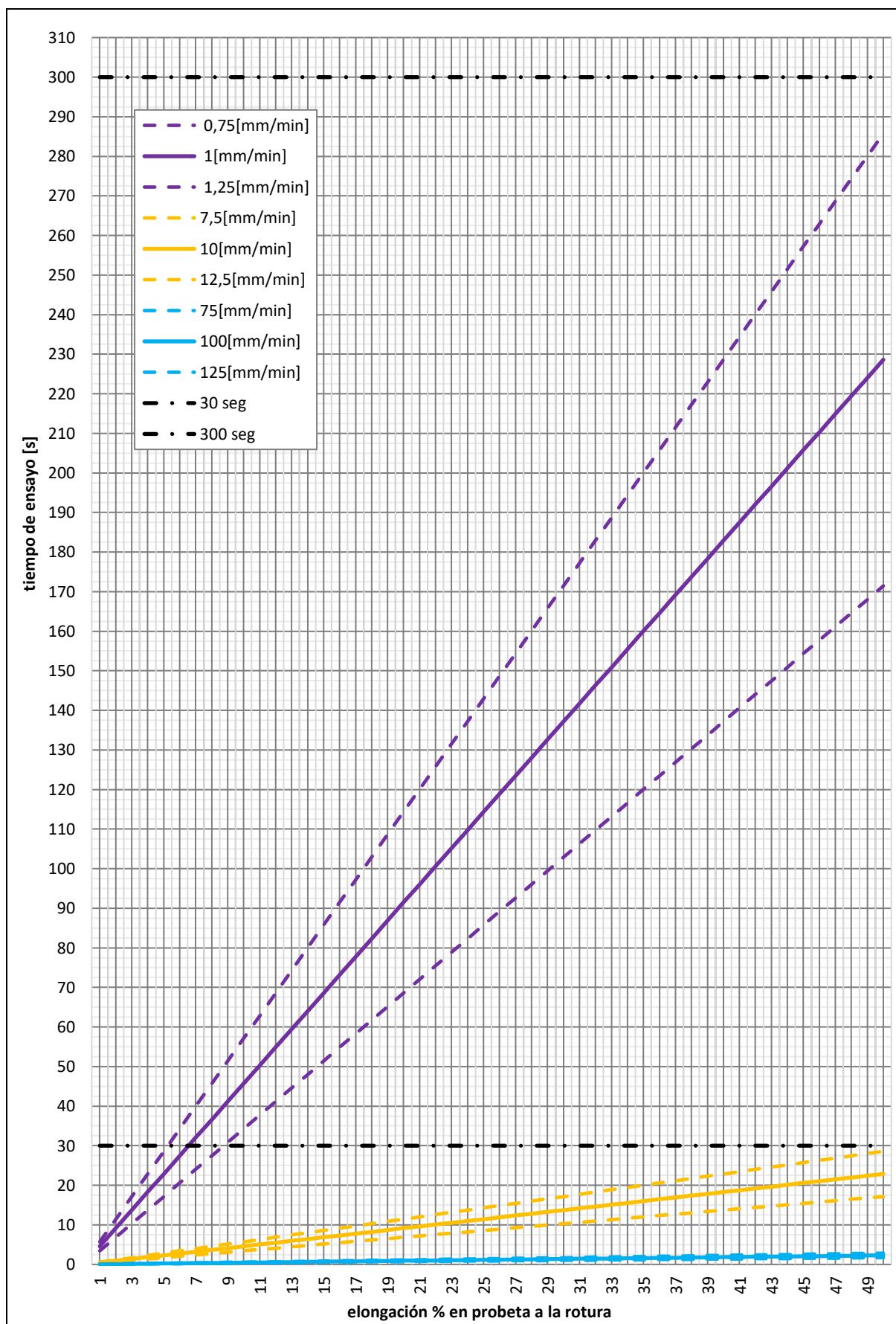
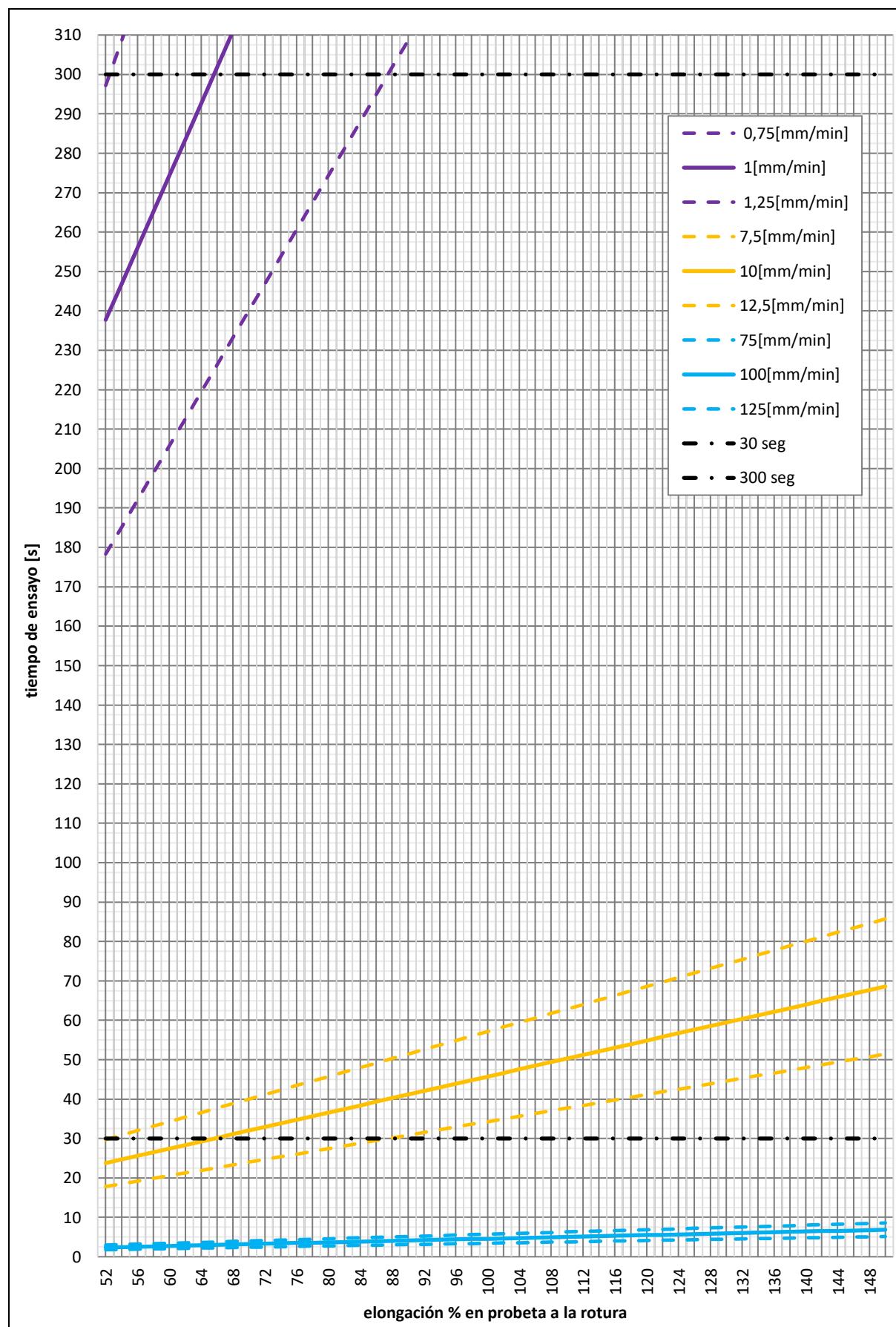


Figura 11-19 Selección de velocidad de ensayo para probeta tipo V - e%(50-150)



11.2 ANEXO E – Planos eléctricos

Los planos eléctricos son 2 y se pueden encontrar en el repositorio **RIA de la UTN**, en la página de este proyecto final. <https://ria.utn.edu.ar>

Nombre del plano	Descripción
MET-PE-001	Componentes eléctricos Topográfico y cableado en gabinete eléctrico.
MET-PE-002	Esquema eléctrico. Conexionado en bornes

11.3 ANEXO F – Planos mecánicos

Los planos mecánicos son 71 en total y se pueden encontrar en el repositorio **RIA de la UTN**, en la página de este proyecto final. <https://ria.utn.edu.ar>

Estos planos se dividen en 2 categorías, los principales son 8 y son **planos de ensamble** ya sea de la máquina en si o de conjuntos propios de ella. Los 63 restantes son **planos de piezas** que componen los conjuntos. Estas piezas pueden tener diferentes tipos de manufacturas dependiendo de su geometría y función, para la fabricación de esta máquina se emplean 3 tipos de manufacturas.

Manufactura aditiva: Es el conjunto de tecnologías que construyen piezas a partir de un modelo 3D, añadiendo material de forma controlada capa a capa permitiendo realizar geometrías complejas. En todas las piezas de esta máquina se utiliza impresión 3D por filamento.

Como se observa en la **Figura 11-20**, en cada plano se muestra con una o varias imágenes (*Vistas del código G*), como sería la conformación y terminación de la pieza, su ubicación óptima en la cama de impresión y en caso de requerir soportes, donde irían.

También se informa con una tabla los parámetros elegidos para la impresión 3D, dentro de esos valores se destaca la cantidad de material utilizado y los posibles tiempos de impresión. Estos parámetros pueden variar dependiendo del tipo de impresora utilizada, para este proyecto se usó una impresora estándar como referencia con parámetros también estándar.

En las “Vistas del código G” se observan las líneas que van conformando la pieza, donde cada una de ellas dependiendo del color define su tipo en el proceso de manufactura. En la **Figura 11-21** se detalla el significado de cada color, esta GUI al igual que las capturas de los códigos G provienen del software de fileteado **CURA 5.10.2**.

Figura 11-20 Rótulo y referencias de pieza con manufactura aditiva

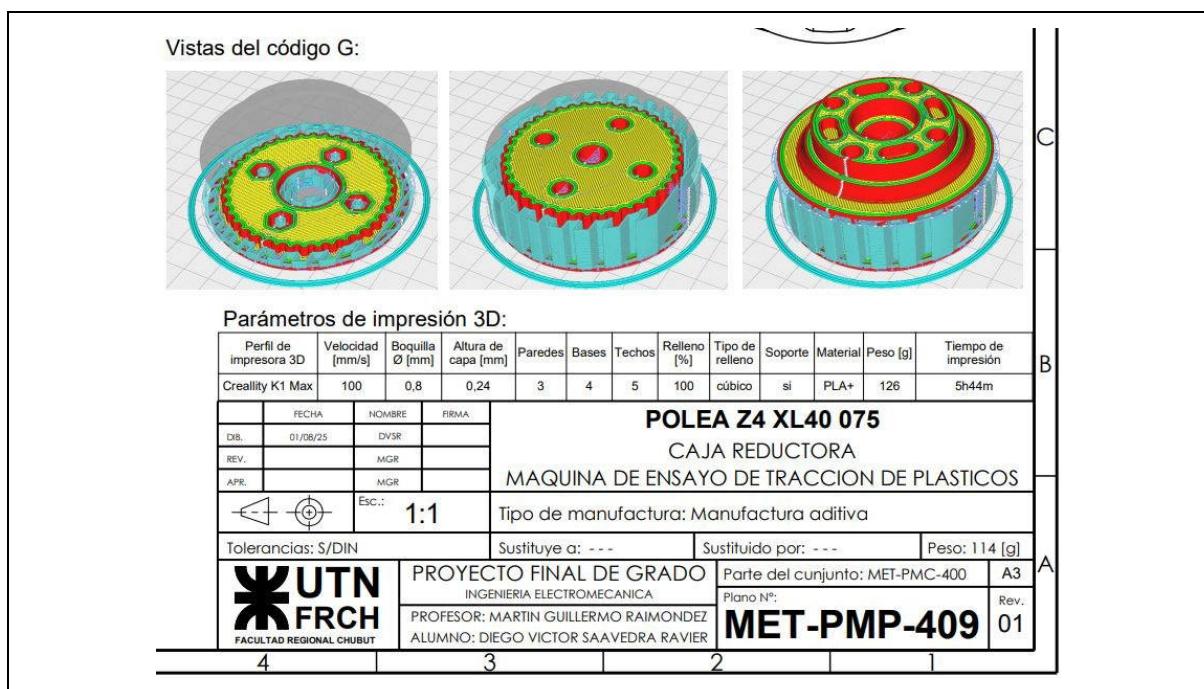


Figura 11-21 Tipos de línea en el código G



Mecanizado: Son las piezas hechas con fabricación sustractiva que elimina material de una pieza en bruto para darle una forma, dimensión y acabado específicos, utilizando herramientas de corte controladas o métodos abrasivos, pudiendo ser tradicionales o con Control Numérico Computarizado (CNC) para mayor precisión y automatización. Los procesos más comunes incluyen el torneado, fresado, taladrado y cepillado, aplicados a materiales como metales, plásticos y madera.

Calderería liviana: Es el conjunto de operaciones industriales (corte, plegado, conformado y unión) sobre chapas y perfiles metálicos de espesor reducido, destinadas a obtener componentes estructurales o accesorios con requisitos de carga moderados. Se caracteriza por geometrías sencillas, bajo mecanizado posterior y el uso de técnicas económicas y repetibles (por ejemplo: corte por láser/plasma, plegado en prensa y soldadura MIG/TIG).

11.4 ANEXO G – UTM comerciales

Para comparar las capacidades de la máquina de ensayo de tracción propuesta en este proyecto es bueno tener como marco de referencia a las máquinas comerciales, también en cuanto a sus características, accesorios e incluso el precio.

11.4.1 Precios

En internet se puede conseguir variedad de precios de Máquinas de ensayo de tracción o también conocidas como UTM. (*Universal Testing Machine Cost: 2025 Comprehensive Guide*, s. f.)

Como se concluyó en este proyecto, para ensayar plásticos se debería partir de 1[kN] de capacidad, hasta los 20 [kN], pero con una de 10[kN] se puede cubrir la mayoría de las necesidades.

Los precios de las más chicas de 1[kN] a 5 [kN] van de los USD 2.000 a 6.000 dólares, mientras de los de 10 a 20 [kN] van de los USD10.000 a USD 20.000, ya de 50[kN] pasan a valer arriba de los USD 40.000. (*What Is the Price of a Universal Test Machine? - TestResources*, s. f.)

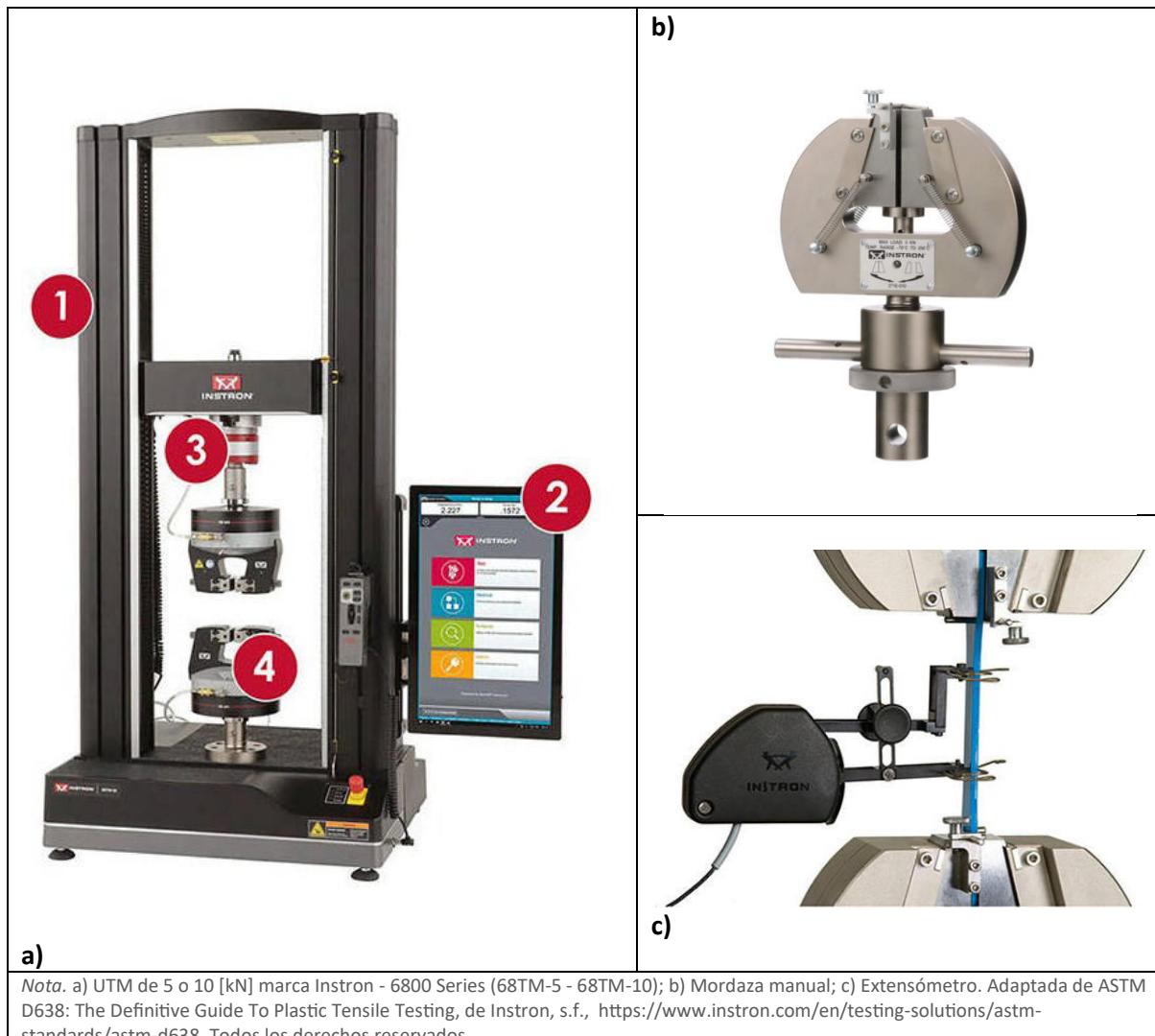
Una máquina de similares características a la propuesta en este proyecto está en el orden de los USD 10.000 nueva, pudiéndose conseguir a mitad de precio usadas.

El mercado chino es una opción muy atractiva ya que los precios suelen ser la mitad del costo de marcas reconocidas de occidente. (*Soluciones de alta precisión universal testing machine para resultados de pruebas confiables.*, s. f.)

11.4.2 Opciones comerciales

A continuación, se listan 4 modelos de máquinas comerciales que están en el orden de 5 [kN] a 10 [kN] de capacidad. Para más información consultar sus hojas de datos.

Figura 11-22 UTM marca Instron serie 6800 - Modelos 68TM-5 y 68TM-10



Nota. a) UTM de 5 o 10 [kN] marca Instron - 6800 Series (68TM-5 - 68TM-10); b) Mordaza manual; c) Extensómetro. Adaptada de ASTM D638: The Definitive Guide To Plastic Tensile Testing, de Instron, s.f., <https://www.instron.com/en/testing-solutions/astm-standards/astm-d638>. Todos los derechos reservados.

Figura 11-23 UTM marca Ametek serie LSPlus - hasta 5 [kN]



Nota. Replicada de LSPlus Series - Up to 5 kN, de Ameket 2023., <https://www.ametektest.com/products/material-testers/single-column-test-stands/lsplus>. Todos los derechos reservados.

Figura 11-24 UTM marca Galdabini serie Quasar 25 de escritorio – hasta 10[kN]



Nota. Replicada de Benchtop Universal Testing Machines, de Universal Rip Co. 2025. , <https://www.universalgripco.com/universal-testing-machines/benchtop>. Todos los derechos reservados.

Figura 11-25 UTM marca Nextgen NG-EML serie B – hasta 10[kN]



Nota. Replicada de NG-EML Series B – Dual Column Bench Top Universal Testing Machine (100 N – 10 kN) de Nettgen 2025,
<https://www.nextgentest.com/metal-testing-equipment/universal-testing-machines/electromechanical-universal-testing-machines-for-metal-testing/class-b-dual-column-bench-top-units>. Todos los derechos reservados.

11.5 ANEXO H – UTM open hardware

Este anexo explora diversas alternativas de máquinas de ensayo de tracción para materiales plásticos, tanto de proyectos open hardware⁵³ como de diseños surgidos de trabajos de tesis. Se realizará una comparativa centrada en la capacidad de carga, el tipo de licencia con que se difunden, la facilidad de replicación y los materiales empleados en su construcción.

11.5.1 Open Pull – CNC Kitchen (2019)

Esta máquina surge del conocido youtuber e ingeniero mecánico Stefan Hermann en su canal “**CNC Kitchen**”. El mismo realiza investigaciones referidas a la impresión 3D, uno de sus proyectos fue el diseño de esta máquina para realizar pruebas de tracción de distintos filamentos de impresión 3D.

Capacidad y diseño. El diseño emplea dos motores paso a paso NEMA 17 con reductora 14:1 y husillos trapezoidales de Ø 10 [mm] y de paso 2 [mm]. Las cargas se miden mediante una celda de carga AEP TC4 de 5 [kN] o similar. La estructura combina madera tipo fenólico, piezas impresas en 3D con pequeños rodamientos y tuercas trapezoidales, formando una máquina compacta de bajo coste.

Licencia. El repositorio de GitHub donde esta alojada, está licenciado bajo **GPL v3**, permitiendo modificar y redistribuir el diseño bajo la misma licencia. La documentación, código Arduino y archivos CAD (STL, STEP y ficheros de Fusion 360) se incluyen en el repositorio.

Planos y replicabilidad. Open-Pull proporciona archivos CAD completos, lista de materiales y esquemas electrónicos. El proyecto incluye una lista de materiales con motores, husillos, tuercas, rodamientos, Arduino Nano, drivers de motor A4988, un ventilador de 24 V y fuente de alimentación. Los usuarios pueden imprimir las piezas en 3D

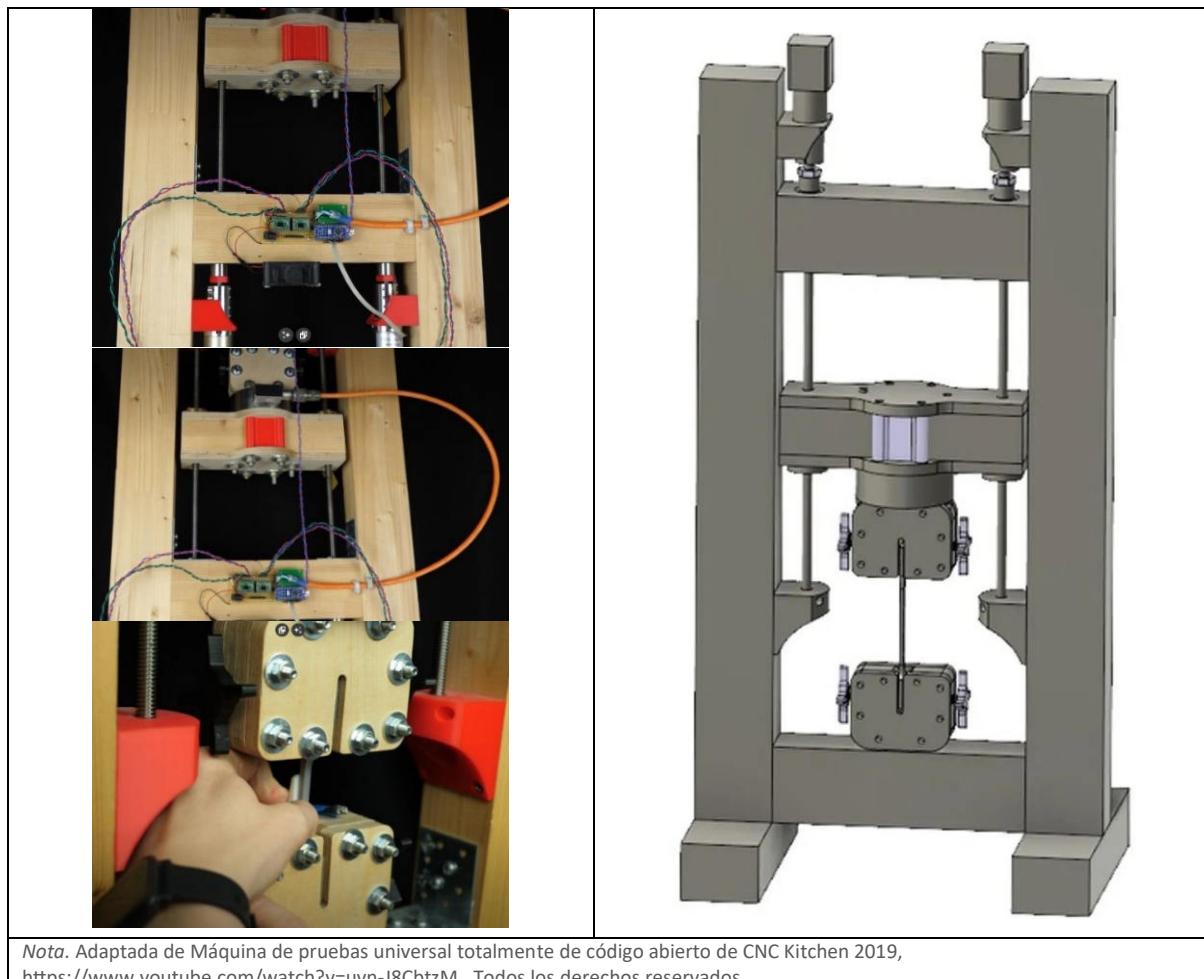
53 - Open hardware es la práctica de liberar los planos, esquemas y software de un dispositivo físico de manera que cualquier persona pueda estudiarlo, reproducirlo, modificarlo y redistribuirlo sin restricciones.

y ensamblar la máquina siguiendo el vídeo tutorial. Existe también un controlador web opcional desarrollado por la comunidad.

Materiales. La mayor parte de la estructura se fabrica con **Madera, piezas impresas en 3D** y husillos de acero. Los elementos de transmisión incluyen tuercas de acero y latón, rodamientos angulares y de bolas, y guías lineales sencillas. La celda de carga es externa y se selecciona según la capacidad deseada.

Característica principal. Open-Pull destaca por ser **totalmente reproducible y de bajo coste**: con componentes fácilmente disponibles (motores NEMA 17 y Arduino) permite construir una máquina de tracción de 5 [kN] apta para pequeños laboratorios o makers. El empleo de la licencia GPL-3.0 y la comunidad en torno al proyecto garantizan una evolución continua del diseño. (CNCKitchen, 2019/2022)

Figura 11-26 UTM Open Pull de CNC Kitchen



11.5.2 freeLoader - Cornell University (2011)

Capacidad y diseño. La *freeLoader* es una máquina universal de ensayos abierta de sobremesa pensada para ensayos de tracción y compresión de plásticos. Puede aplicar fuerzas de hasta 5 [kN] con velocidades controladas entre 2 [mm/min] y 30 [mm/min]. El diseño original emplea **dos cabezales** independientes accionados por servomotores y husillos ACME para realizar dos ensayos en paralelo, lo que multiplica el rendimiento. La seguridad se controla mediante software (la máquina concluye el ensayo automáticamente si la fuerza alcanza 5 [kN]). Las estructuras empleadas (cruzetas de aluminio, rieles ópticos de aluminio y puertas de seguridad de acrílico) pueden soportar hasta 7,1 [kN] en cálculo; el software limita la carga a 5 kN para mantener un factor de seguridad de 1,4.

Licencia. El proyecto está regido por la licencia **BSD Open Source**; las instrucciones recomiendan tratar tanto el software como los diseños de hardware como código sujeto a la licencia BSD. Se permite redistribución y modificación siempre que se mantengan avisos de copyright y exención de responsabilidad.

Planos y replicabilidad. El manual ofrece una lista de piezas y procedimientos de mecanizado, así como planos en PDF y archivos CAD. La mayoría de los componentes son comerciales (motores RC, celdas de carga, rodamientos, extrusiones) y sólo algunas piezas requieren fabricación sencilla (placas de aluminio, soportes de motor). El objetivo es que cualquier usuario con herramientas básicas pueda fabricar la máquina y modificarla para sus fines.

Materiales. La estructura consta de placas y barras de **aluminio**, husillos ACME, rodamientos de bolas y carga en viga, protectores de **acrílico** y una base tipo “breadboard” de aluminio. Los motores se montan sobre placas de acrílico cortadas con láser y se utilizan tuercas ACME de bronce para las crucetas.

Característica principal. Su mayor virtud es la **alta productividad**: con dos cabezales la *freeLoader* permite realizar dos ensayos simultáneos y, fabricando varias

unidades, multiplicar la capacidad de un laboratorio. Además, su coste USD 4.000 es considerablemente inferior al de un equipo comercial. (Amend & Lipson, 2011)

Figura 11-27 UTM freeLoader de Cornell University



11.5.3 UTM para polímeros - Universidad de Jönköping (Suecia, 2020)

Capacidad y diseño. La tesis de Jönköping describe el diseño y construcción de una **máquina universal de ensayos** capaz de soportar **hasta 10 [kN]** para materiales poliméricos. La máquina utiliza una **celda de carga de 10 [kN]** y un marco construido con **perfiles de aluminio extruido** para soportar la carga. Los motores paso a paso, controlados por Arduino, accionan husillos a través de una caja de engranajes planetaria; la plataforma modular permite sustituir componentes para variar capacidades. El sistema incluye una interfaz de MATLAB con procesamiento de imágenes en tiempo real para medir la deformación.

Licencia. La tesis destaca que el sistema operativo y los componentes electrónicos son **open-source** (Arduino, MATLAB), pero no se especifica una licencia formal para los diseños de hardware. El código fuente y los archivos CAD se encuentran en un repositorio en línea (GitHub), pero carecen de un archivo de licencia oficial.

Planos y replicabilidad. Se ofrecen descripciones detalladas del diseño en SolidWorks, cálculos de esfuerzo y simulaciones; los perfiles de aluminio TC40 y placas de acero se dimensionan y taladran manualmente. La tesis incluye instrucciones de ensamblaje y enlaces al código Arduino/MATLAB, así como un video de montaje.

Materiales. El bastidor se compone de **perfiles de aluminio extruido** y placas de acero que distribuyen la carga. Las mordazas (*grippers*) fueron optimizadas mediante simulaciones y finalmente se utilizan mordazas prefabricadas de **acero**. Los soportes y sujeteciones para motores se imprimen en **PLA** mediante impresión 3D.

Característica principal. Esta máquina destaca por su **modularidad**: su diseño permite intercambiar componentes (motor, célula de carga, mordazas) para adaptarse a distintas necesidades. Además, incorpora **procesamiento de imágenes** para determinar la deformación sin extensómetros costosos, y está pensada como una alternativa de bajo coste frente a máquinas comerciales de 10 [kN]. (Mathew & Francis, 2019)

Figura 11-28 UTM de 10 [kN] de Universidad de Jönköping



Nota. Replicada de Figura 43 "Initial assembly > Testing Phase > Final product" de Development, Validation and Implementation of Universal Testing Machine, 2019. De Stephen Jose Mathew Vijay Francis. Todos los derechos reservados.

11.5.4 UTM para impresión 3D – Universidad Politécnica de Valencia (2021)

Capacidad y diseño. Este proyecto de fin de máster propone una máquina portátil de tracción y compresión para **muestras de impresoras 3D**, con un objetivo de **carga máxima de 5 [kN]**. El cálculo de par y fuerza concluye que sólo un **motor paso a paso NEMA 23 de alto par** puede proporcionar la fuerza necesaria (≈ 7.634 [N]), por lo que se selecciona ese motor. El movimiento se realiza mediante un husillo trapezoidal y un riel **C-Beam** de aluminio de 500 [mm], sobre el que se desplaza el soporte de la mordaza. La celda de carga elegida es una de vigas en S modelo 101BH (capacidad 5 [kN]), montada mediante un soporte en L.

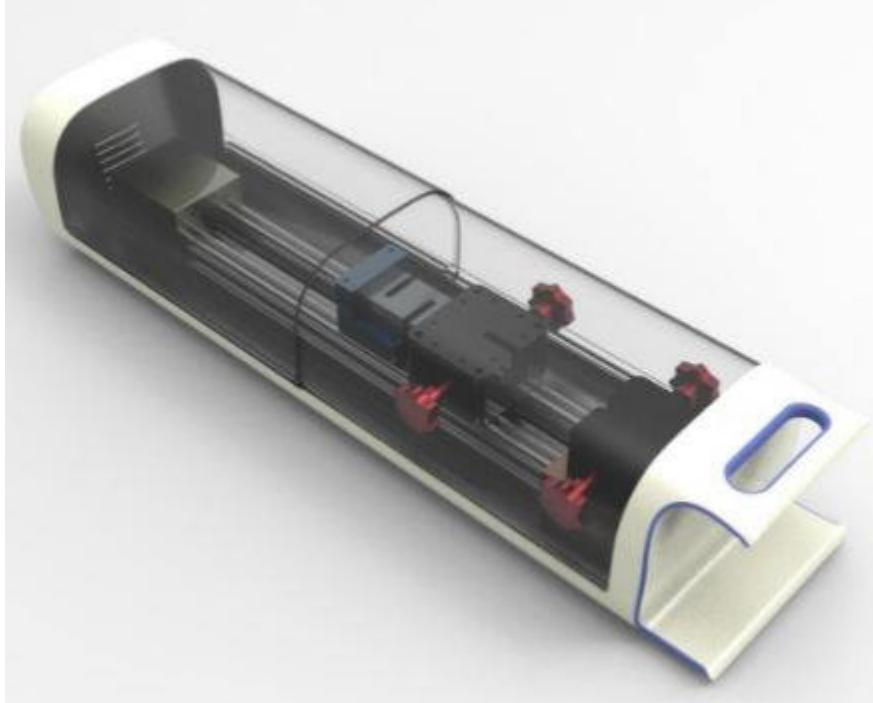
Licencia. El documento no especifica una licencia concreta; se trata de un trabajo académico orientado a que otros puedan replicar el diseño. Se detallan planos, bocetos y modelos CAD, pero no se menciona una licencia de tipo GPL u otra.

Planos y replicabilidad. La tesis proporciona despieces, modelos 3D y dibujos generados en Fusion 360 de todos los componentes: carcasa, mordazas, soportes y mecanismo. También describe la selección de componentes comerciales (motor, husillo, riel *OpenBuilds*, célula de carga) y sus enlaces a proveedores. Esto permite que cualquier aficionado con acceso a impresora 3D o mecanizado básico replique la máquina.

Materiales. La estructura se basa en una **viga de aluminio extruido** tipo C-Beam; los soportes de mordaza y la carcasa se fabrican en **plástico** mediante impresión 3D o mecanizado. Se emplean rodamientos y husillos metálicos, y una carcasa exterior de plástico con tapas y correderas para protección.

Característica principal. El diseño busca una **máquina compacta y asequible** para usuarios de impresoras 3D domésticas. Al utilizar componentes estándar de *OpenBuilds* (viga C-Beam) y un único motor NEMA 23 de alto par, consigue la fuerza necesaria manteniendo la portabilidad y un coste reducido. (Ferró, 2021)

Figura 11-29 UTM para muestras impresas en 3D de Universidad Politécnica de Valencia



Nota. Replicada de Figura 70 “Máquina de ensayos de rotura, propuesta final”, de MÁQUINA DE ENSAYOS PARA MUESTRAS DE IMPRESIÓN 3D, 2021, de Javier Camino Ferró. Todos los derechos reservados.

11.5.1 Comparación general

Estas cuatro máquinas demuestran diferentes enfoques en el desarrollo de ensayos de tracción open hardware para plásticos: desde la **freeLoader**, enfocada en alta productividad y modularidad con un diseño doble de 5 [kN], pasando por la máquina portátil de la **Universidad Politécnica de Valencia** destinada a usuarios de impresoras 3D hasta 5 [kN], hasta la **UTM de Jönköping University** que amplía la capacidad a 10 [kN] con estructura de aluminio extruido y software de medición avanzado. El proyecto comunitario **Open-Pull** completa el panorama con una opción DIY de 5 [kN] licenciada bajo GPL-3.0. Todas comparten el uso de componentes comerciales y la disposición de planos o código para facilitar su replicación.

11.6 ANEXO I – Licenciamiento Open Hardware

En línea con los principios de apertura, colaboración y libre acceso al conocimiento, el diseño de la máquina de ensayo de tracción desarrollada en este proyecto está licenciado bajo la **CERN Open Hardware Licence Version 2 – Strongly Reciprocal (CERN-OHL-S v2)**. Esta licencia permite que cualquier persona pueda **fabricar, modificar, estudiar y distribuir** el hardware desarrollado, bajo la condición de que los trabajos derivados **se distribuyan bajo la misma licencia**, garantizando así la continuidad del acceso abierto.

La licencia se aplica a todos los diseños originales generados durante el proyecto, incluyendo planos mecánicos, esquemas electrónicos, listados de materiales, documentación técnica y toda la información necesaria para la fabricación, montaje y uso de la máquina.

Asimismo, se informa que en este trabajo se han utilizado tecnologías desarrolladas por terceros, como el sistema de correlación digital de imágenes **RealPi2dDIC**, entre otras. Estas herramientas **mantienen sus propias licencias originales**, que deben ser respetadas de forma independiente. Se recomienda consultar su documentación oficial para conocer las condiciones de uso y redistribución.

Esta decisión busca fomentar la reutilización, la mejora continua y el acceso abierto al conocimiento técnico, en coherencia con el espíritu académico y la vocación de utilidad pública de este desarrollo.

Referencia de la licencia completa:



CERN Open Hardware Licence v2 – Strongly Reciprocal
Disponible en: <https://cern-ohl.web.cern.ch>

54 - El logo de Open Source Hardware es propiedad de OSHWA. Su uso aquí indica cumplimiento con los principios de hardware abierto, sin implicar certificación formal por parte de OSHWA.

11.7 ANEXO J – Manual de lectura

11.7.1 Citas y referencias

En este proyecto se usa la **norma APA** para realizar las citas y referencias. A continuación, se muestran algunos ejemplos de citas para el lector no familiarizado con las mismas.

Cita parafraseada parentética:

Estos valores establecen los límites de precisión y resolución que el extensómetro debe cumplir para clasificarse como **Clase B-2**. (ASTM International, 2002)

Por último, para realizar la selección del tornillo de potencia se utilizará de guía el catálogo del fabricante (Automotion Components, 2021)

Cita parafraseada narrativa:

Según Nisbett y Budynas (2012), la rosca del tornillo se desarrolla exactamente una vuelta.

Dejan (2025), analiza los 3 tipos de cajas reductoras impresas en 3d, concluyendo que la de correas sincrónicas la mejor en términos generales.

Cita textual larga en estilo parentético:

The fixed member, movable member, drive mechanism, and grips shall be constructed of such materials and in such proportions that the total elastic longitudinal strain of the system constituted by these parts does not exceed 1 % of the total longitudinal strain between the two gage marks on the test specimen at any time during the test and at any load up to the rated capacity of the machine. (ASTM International, 2022, p. 3)

11.7.2 Estilo editorial

Con el objetivo de facilitar la lectura y mantener una coherencia visual a lo largo del proyecto, se emplean ciertos estilos tipográficos y colores con un significado específico.

A continuación, se presenta una tabla que describe cómo deben interpretarse estos formatos dentro del documento:

Contenido	Tipografía	Ejemplo
Palabras en inglés	Entre comillas y en cursiva	...para probetas del tipo "dog bone"...
Referencia a figuras	Negrita en color azul	Entonces para esto primero se verá en la Figura 5-36 cuales son los rodamientos...
Referencia a tablas	Negrita en color azul	...por eso se verá con atención lo que dicta la Tabla 5-1 ...
Referencias al documento: Puede ser una referencia a una sección, capítulo o anexo del documento.	Negrita en color cian	Para más detalles del estudio FEA ver ANEXO C – Cálculo de elementos finitos (FEA) .
Resultados: Son resultados exactos que se obtienen de alguna ecuación matemática.	Negrita color verde	$P = 293,49[N]$
Selección: Aquello que se seleccionó en base a un criterio elegido. Puede ser una selección de un componente comercial en base a sus requerimientos.	Negrita color verde flúor	...se seleccionará una celda de carga del tipo S que es la más adecuada para tracción, será de la marca CZC y de 1000[kg].
Conclusión: Aquel resultado o razonamiento al que se llega después de evaluar varios factores.	Negrita color verde flúor	En simples palabras, la máquina se debe deformar elásticamente hasta el 1% de lo que se deformó la probeta a la rotura para el valor de esfuerzo al cual rompió.
Supuestos e hipótesis: Son afirmaciones que se adoptan como ciertas para simplificar o definir el marco del cálculo.	Negrita color lavanda	...en los cálculos se va a asumir que este rodamiento [8] puede introducir una tensión de hasta 50 [N] provocado por la desalineación del eje.
Nota: Nota aclaratoria o para brindar información extra de interés, sin cortar el hilo conductor del texto.	Cursiva color gris	Nota. La introducción de rótula SI 12 C en la mordaza inferior provocaría que la misma se caiga por efecto de la gravedad ya que solo depende de 3 grados de libertad en su fijación a la máquina. Para evitar esto y también para que sea más fácil acomodar la probeta en un ensayo de tracción, se diseñó un "asiento de mordaza" que restringe los restantes 3 grados de libertad...
Palabra importante muy usada en el documento:		
ASTM D638	Negrita color purpura	El desarrollo comenzará con la definición de los requerimientos de ensayo según la norma ASTM D638 ...
ISO 527 probeta	Negrita color rosa Negrita color rojo	...más accesibles a comparación a su equivalente ISO 527 . Para las cuñas sujetando una probeta Tipo I o Tipo II en el espesor mínimo 3,2[mm], se tiene...