

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Eléctrica

**“Análisis y diseño de solución a través de una célula
robotizada”**

Autor/es

Nombres y Apellidos: Emilio Imanol Mendez Annoni

DNI: 18.907.724 **Nro. Legajo Alumno:** 666

Mail de contacto: emi.mendez6@gmail.com

Carrera: Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Dr. Gustavo Eduardo Carr

Mar del Plata, **3 de Marzo de 2026**



FACULTAD DE INGENIERIA
Departamento Ingeniería Eléctrica

Departamento Ingeniería Eléctrica

Proyecto Trabajo Final

Marzo 2026

Análisis y diseño de solución a través de una célula robotizada

Autor: Mendez Annoni, Emilio Imanol

Carrera: Ing. Electromecánica

Tutor: Dr. Gustavo Eduardo Carr

Evaluadores:

Ing. Guillermo MURCIA

Ing. Gustavo BELLISKI

Mg. Ing. Hernán Guillermo KUNERT

Agradecimientos

A mi familia, por su apoyo incondicional, comprensión y aliento constante a lo largo de este desafiante y enriquecedor camino académico.

A la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata, por brindarme una formación integral y de excelencia, y por el compromiso de sus docentes y autoridades.

A mi tutor, por su dedicación, orientación y valiosos consejos durante el desarrollo de este proyecto, aportando siempre su experiencia y motivación.

A las empresas que, de manera desinteresada, compartieron información y experiencias fundamentales para la realización de este trabajo.

A todos quienes, de una u otra manera, contribuyeron con su apoyo y colaboración en este proceso.

Índice general

Índice general	I
Índice de figuras	II
Índice de cuadros	III
Lista de abreviaturas	IV
Resumen	v
Abstract	VI
I Análisis y diseño de solución a través de una célula robotizada	VII
1 Introducción y objetivos del trabajo	1
1.1 Introducción	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivos generales	2
1.2.2 Objetivos específicos	2
2 Diseño Conceptual	4
2.1 Planteo del problema	4
2.1.1 Consideraciones generales	4
2.2 Evaluación preliminar de soluciones	7
2.3 Disposición elegida	8
2.4 Concepto sistema de sujeción	10
2.4.1 Garra toma superior interior	10
2.4.2 Garra toma superior exterior	11
2.4.3 Garra toma lateral exterior	11
2.4.4 Elección de garra	11
3 Diseño Mecánico	13
3.1 Consideraciones previas	15
3.1.1 Organización de piezas	15
3.1.2 Tensiones en piezas	16
3.1.3 Orientación del peso	16
3.1.4 Fuerza normal necesaria	16
3.1.5 Tensión barril	18

3.1.6	Elección del cilindro neumático	19
3.1.7	Material utilizado	20
3.1.8	Soldadura	21
3.2	Solicitaciones con peso en Z	23
3.2.1	Pala	23
3.2.2	Eje soporte	27
3.2.3	Pieza móvil	30
3.2.4	Rodamientos	37
3.2.5	Soporte conjunto móvil	38
3.2.6	Soporte fijo	43
3.3	Solicitaciones con peso en X	45
3.3.1	Pala	45
3.3.2	Eje soporte	47
3.3.3	Pieza móvil	48
3.3.4	Rodamientos	50
3.3.5	Soporte conjunto móvil	51
3.3.6	Soporte fijo	52
3.4	Solicitaciones con peso en Y	53
3.4.1	Soporte fijo	54
3.5	Análisis de vida útil a la fatiga	56
3.5.1	Coefficientes empleados	57
3.5.2	Pala	61
3.5.3	Eje soporte	62
3.5.4	Pieza móvil	63
3.5.5	Soporte del conjunto móvil	66
3.6	Verificación eje según ASME	67
3.7	Diseño de base mediante MEF	68
3.8	Diseño final	72
3.8.1	Dimensiones finales de la garra	72
3.8.2	Disposiciones finales de la célula	73
3.8.3	Anclaje mecánico del robot	76
4	Diseño Eléctrico	78
4.1	Descripción de la instalación	80
4.2	Arquitectura de red	82
4.3	Seguridad	83
4.3.1	Gestor de seguridad: CPU de seguridad	83
4.3.2	Barreras de seguridad	84
4.3.3	Cerradura de acceso	84
4.3.4	Relé de guías forzadas	84
4.3.5	Válvula de corte neumático	85
4.3.6	Pulsador de emergencia	86
4.4	Selección elementos complementarios	87
4.4.1	Módulos complementarios PLC's	87
4.4.2	Panel HMI	87
4.4.3	Switch	88
4.4.4	24VDC	88
4.4.5	Balizas, botoneras, pulsadores	89

4.4.6	Detector fotoeléctrico	89
4.4.7	Detector inductivo	90
4.4.8	Variador de frecuencia	91
4.4.9	Distribución de señales	91
4.5	Esquemas eléctricos	92
4.5.1	Seguridad	93
4.5.2	Barrera de seguridad	95
4.5.3	Cerradura puerta	96
4.5.4	Conexiones robot	96
4.5.5	Variador de frecuencia	99
4.5.6	24 VDC	100
4.5.7	Concentradores de señales	100
5	Análisis Económico	102
5.1	Listado de materiales	103
5.1.1	Elementos mecánicos	103
5.1.2	Elementos eléctricos	103
5.2	Estimación inversión fija	105
5.3	Análisis	108
5.3.1	Producción estimada	108
5.3.2	Estimación cargas sociales	108
5.3.3	Costos operativos instalación	109
5.3.4	Costo mantenimiento	111
5.3.5	Depreciación	111
5.4	Flujo de caja del proyecto	112
5.5	Parámetros de inversión	113
II	Apéndices	114
A	Anexo producción	115
A.1	Proceso productivo general	115
A.2	Grupos de trabajo	119
A.3	Consideraciones para la selección	120
A.3.1	Aspecto ergonómico	120
A.3.2	Particularidades en líneas	122
A.3.3	Aspecto económico	123
A.4	Elección de producto a automatizar	125
A.5	Tiempos de ciclos	126
B	Anexo diseño mecánico	128
B.1	Fuerza de apriete diametral necesaria para la sujeción del barril	128
B.2	Tensión del barril	131
B.3	Elementos auxiliares para actuador	134
B.3.1	Verificación pandeo	134
B.3.2	Verificación pérdida de carga	134
B.3.3	Elementos seleccionados	137
B.4	Dimensiones y consideraciones de pala	140
B.5	Cálculos eje de soporte	142

B.6	Cálculos pieza móvil	147
B.6.1	Momentos estáticos	147
B.6.2	Momentos de inercia de áreas	148
B.7	Rodamiento	149
B.7.1	Fijación	149
B.7.2	Cálculo	151
B.7.3	Recomendaciones de fijación entre soporte y superficie	151
B.8	Cálculos soporte del conjunto móvil	153
B.8.1	Sección o' zona agujero	154
B.8.2	Sección o' zona con soldadura	157
B.9	MEF Base	159
B.9.1	Vínculos del MEF	162
C	Anexo diseño eléctrico	164
C.1	Modos de operación y maniobra	164
C.2	Seguridad	167
C.2.1	Elementos de seguridad	167
C.2.2	Normativas de seguridad	168
C.2.3	Relés de seguridad vs CPU de seguridad	171
C.2.4	Selección barrera de seguridad	172
C.2.5	Distancia de seguridad a barrera	174
C.3	Entradas y salidas contempladas	176
D	Catálogos	179
D.1	Mecánico	179
D.2	Eléctrico	189
	Bibliografía	193

Índice de figuras

1.2.1	Lata cerveza.	3
1.2.2	Botella cerveza 500 ml.	3
1.2.3	Barril 50 Lts.	3
1.2.4	Barril 20 Lts.	3
2.1.1	Ejemplo dosificador de palet.	5
2.1.2	Ejemplo envolvedora automática.	5
2.1.3	Ejes en un robot industrial.	6
2.3.4	Robot Fanuc 1000iA / 100F	8
2.3.5	Disposición provisoria de célula	9
2.4.6	Garra de toma superior interior.	10
2.4.7	Barril 20L con moldura.	10
2.4.8	Garra de toma superior exterior.	11
3.0.1	Esquema de la garra en relación a un SR relativo a la garra.	13
3.1.2	Piezas de la garra por grupo y detalles de soporte del conjunto móvil y la pieza móvil.	15
3.1.3	SR de referencia relativo a la garra con dirección del peso.	16
3.1.4	DCA de barril con peso y fuerza ficticia en la dirección de Z.	17
3.1.5	Barril sin moldura.	18
3.1.6	Valores teóricos de fuerza de cilindros para la serie DSBC de SMC.	19
3.1.7	Categorías de soldadura.	21
3.1.8	Rango de tensión para fatiga cíclica.	21
3.1.9	Tensión del electrodo.	22
3.2.10	Esquema de SR y fuerzas	23
3.2.11	Esquema de la pala.	24
3.2.12	Esquema sistema de referencia de la pala	24
3.2.13	Dimensiones de pala.	25
3.2.14	Corte del conjunto vinculado al eje.	27
3.2.15	Esquema de fuerzas involucradas en el cálculo del eje y DCA.	27
3.2.16	Esquema con cotas del eje.	29
3.2.17	DCA de la pieza móvil con peso en Z.	30
3.2.18	Esfuerzos en plano XZ	30
3.2.19	Diagrama de esfuerzos en plano XY.	31
3.2.20	Concentrador de tensiones principales para placas en flexión de Peterson [4] y Shigley [1]	32
3.2.21	Diagrama con cotas de pieza móvil.	33
3.2.22	Disposición inicial de la unión del conjunto móvil con el cilindro.	34

3.2.23	Anterior y actual disposición del soporte del vinculo interno del conjunto móvil.	35
3.2.24	Dimensiones del soporte interno de la pieza móvil.	35
3.2.25	Rodamiento SKF con su alojamiento ovalado Y.	37
3.2.26	Sistemas de referencias considerados en el soporte de la pieza móvil. . .	38
3.2.27	Corte en la sección o' del soporte móvil con SR.	39
3.2.28	Dimensiones del soporte del conjunto móvil.	40
3.2.29	DCA soporte fijo peso en Z.	43
3.2.30	Dimensiones soporte fijo.	44
3.3.31	SR con peso en X	45
3.3.32	DCA pala con peso en dirección X.	46
3.3.33	Dimensiones de pala.	46
3.3.34	Fuerzas involucradas en el eje soporte con peso en X.	47
3.3.35	Esquema con cotas del eje.	48
3.3.36	DCA de la pieza móvil con peso en X.	49
3.3.37	Concentrador de tensiones principales para placas a la tracción de Shigley [1]	49
3.3.38	Nueva pieza móvil.	50
3.3.39	Concentrador de tensiones placa con pasador a través de agujero en voladizo.[1, Figura A-15-12]	51
3.3.40	Dimensiones del soporte del conjunto móvil.	52
3.4.41	DCA conjunto móvil con soporte y barril.	53
3.4.42	Fuerzas a través de conjunto móvil, barril y pieza fija.	54
3.4.43	DCA soporte fijo peso en Y.	54
3.5.44	Esfuerzos variables con el tiempo.	56
3.5.45	Línea de carga a 45° con diversos criterios de falla.	57
3.5.46	Factor de corrección de acabado superficial para fatiga.	58
3.5.47	Coefficiente para factor de tamaño de fatiga.	58
3.5.48	Coefficiente para factor de carga de fatiga.	58
3.5.49	Factor para corregir fatiga según la temperatura.	59
3.5.50	Coefficiente para factor de confiabilidad de fatiga.	59
3.5.51	Diagrama de sensibilidad según el radio de muesca y S_{ut}	60
3.5.52	Diagrama de fatiga para la pala.	61
3.5.53	Diagrama de fatiga para el eje.	62
3.5.54	Pieza móvil redimensionada según vida útil a la fatiga.	64
3.5.55	Diagrama de fatiga para la pieza móvil.	64
3.5.56	Diagrama de fatiga para el soporte interno del conjunto móvil.	65
3.5.57	Diagrama de fatiga para el soporte del conjunto móvil.	66
3.7.58	Plano anclaje a garra del robot.	68
3.7.59	Tensiones en la base.	69
3.7.60	Relación de esfuerzos en base con coeficiente de seguridad sobre la tensión de fluencia.	70
3.8.61	Diseño final de la garra.	72
3.8.62	Dimensiones principales finales de la garra.	73
3.8.63	Centro de masa de conjunto garra-barril.	74
3.8.64	Diagrama de carga muñeca R-1000iC/130F.	74
3.8.65	Esquema de alcance de R1000iA/130F	75
3.8.66	Esquema de disposición final de la célula.	76

3.8.67	Dimensiones de la base del robot con puntos de anclaje.	76
3.8.68	Anclaje químico y nivelación.	77
3.8.69	Vínculo robot.	77
3.8.70	Plano placa base robot.	77
4.1.1	Esquema topográfico instalación.	80
4.1.2	Ejes en un robot industrial.	81
4.2.3	Arquitectura de red.	82
4.3.4	CPU 1510SP F-1 PN	83
4.3.5	Conjunto cerradura y picaporte D41G.	84
4.3.6	Picaporte con anti-pánico.	84
4.3.7	Relé G7SA Omron	85
4.3.8	Base P7SA Omron	85
4.3.9	Válvula de seguridad.	86
4.3.10	Caja con pulsador emergencia	86
4.4.11	HMI TP700.	87
4.4.12	Switch.	88
4.4.13	Conexión M12 de detector.	89
4.4.14	Dimensiones barril 50 Lts.	90
4.4.15	Detector inductivo M18.	90
4.4.16	Variador de frecuencia.	91
4.4.17	Distribuidor Weidmüller.	91
4.5.18	Clasificación de elementos.[6]	92
4.5.19	Tarjeta F-DI.	93
4.5.20	Conexionado barrera.	96
4.5.21	Operativa de barrera según conexionado con autoreset.	96
4.5.22	Conexión cerradura.	96
4.5.23	30iB Plus-A cabinet.	97
4.5.24	Tarjeta de entradas de emergencia de robot.	97
4.5.25	Tarjeta de salida de emergencias de robot.	97
4.5.26	Interface EE RO/RI.	98
4.5.27	Niveles de seguridad según configuración en manual del variador.	99
4.5.28	Conexión DI.	99
4.5.29	Protección 4 canales.	100
4.5.30	Conexiones distribuidor Weidmuller.	101
5.2.1	Coefficientes de inversión directa.	105
5.2.2	Coefficientes de inversión indirecta.	106
5.3.3	Cuadro tarifario EDEA publicado en enero 2025.	110
5.5.4	Cuadro flujo de caja acumulado.	113
A.1.1	BBF	116
A.1.2	Brew House.	117
A.1.3	Línea de envasado de barriles.	117
A.1.4	Línea de envasado de botellas.	118
A.1.5	Línea de envasado de latas.	118
A.3.6	Imagen paletizado de botellas.	120
A.3.7	Imagen paletizado de barriles.	122
A.5.8	Rotador de barriles.	127

B.1.1	DCA de barril con peso y fuerza ficticia en la dirección de Z.	129
B.1.2	DCA de barril con peso y fuerza ficticia en la dirección de Y	130
B.1.3	DCA de barril con peso en Y y la fuerza ficticia en Z.	130
B.2.4	1/8 de barril.	131
B.2.5	Detalles de malla.	132
B.2.6	Coeficientes de aspecto de la malla.	132
B.2.7	Detalle de las características del mallado.	133
B.2.8	Tensiones en 1/8 de barril.	133
B.3.9	Coeficiente para longitud libre de actuador según fijación.	134
B.3.10	Longitudes equivalentes en metros para accesorios.	136
B.3.11	Abaco para la caída de presión en cañería de 7 metros $\phi_{int}8,4$ mm. . .	137
B.3.12	Unidad de mantenimiento combinada Festo.	138
B.4.13	Ecuación deflexión en una viga empotrada.	140
B.4.14	Esquema del denominado ángulo de apertura de la garra.	141
B.4.15	Esquema de la operación de dejada del barril con la garra rotada. . . .	141
B.4.16	Esquema de arreglo de barriles.	141
B.5.17	Esquema de fuerzas involucradas en el calculo del eje.	142
B.5.18	Diagrama de fuerzas que se trasladan al eje en plano XY.	143
B.5.19	Fuerzas trasladadas en plano XZ	143
B.5.20	Esquemas de esfuerzos del eje debido a la fuerza aplicada en XZ del peso y en YZ a la normal y peso.	144
B.5.21	Detalle de sujeción en extremo del eje.	145
B.5.22	Tamaños de pernos métricos y sus dimensiones.	145
B.6.23	Corte de la pieza móvil.	147
B.6.24	Corte de la pieza móvil.	147
B.7.25	Fijación de rodamientos a eje.	150
B.7.26	Rebaje para el ajuste del rodamiento.	151
B.7.27	Tolerancias de eje.	152
B.8.28	Soportes del conjunto móvil.	153
B.8.29	Corte de la pieza móvil en la zona del eje.	153
B.8.30	Corte en la sección o' del soporte móvil con SR.	154
B.8.31	Concentrador de tensiones en una pieza sometido a flexión lateral.[4, Seccion 4.8.1, gráfica 4.88]	155
B.8.32	Corte para calculo de inercias.	156
B.9.33	Detalle del mallado de la base	160
B.9.34	Coeficientes de aspecto de malla.	161
C.1.1	Esquema punto de toma de barriles.	164
C.2.2	Relación SIL y PL.	169
C.2.3	Código de colores para órganos de accionamiento [11]	169
C.2.4	Croquis vallado de seguridad con barreras y palets.	172
C.2.5	Distancias de seguridad miembros inferiores.	175
D.1.1	Dimensiones del actuador.	179
D.1.2	Ficha con denominación del actuador.	180
D.1.3	Periférico Actuador: Brida SNC.	180
D.1.4	Periférico Actuador: Caballete LBG.	181
D.1.5	Periférico Actuador: Caballete LSNG.	181
D.1.6	Periférico Actuador: Cabeza de vástago con rotula.	182

D.1.7	Periférico Actuador: Dimensiones cabeza de vástago con rotula.	182
D.1.8	Rodamiento Y con alojamiento de fundición, brida ovalada y fijación por prisioneros.	183
D.1.9	Periférico Actuador: Sensor de proximidad magnetoresistivo.	183
D.1.10	Características del tubo PAN de Festo.	183
D.1.11	Dimensiones del tubo PAN de Festo.	184
D.1.12	Conjunto de accesorios del filtro-regulador.	184
D.1.13	Válvula de apertura FESTO con bloqueo mediante candado.	185
D.1.14	Imagen con cotas del actuador.	185
D.1.15	Sensor magnetoresistivo para actuador de Festo.	186
D.1.16	Silenciadores Festo.	186
D.1.17	Válvula antiretorno HGL.	186
D.1.18	Dimensiones válvula antiretorno HGL.	187
D.1.19	Selección de familia.	187
D.1.20	Selección modelo EV.	188
D.1.21	Dimensiones válvulas.	188
D.2.22	Datos técnicos de la CPU.	189
D.2.23	Asignación conexiones de F-DI.	189
D.2.24	Asignación conexiones de F-DI.	190
D.2.25	Modelos barrera Omron, familia F3SJ-E.	190
D.2.26	Conexiones pines de cerradura Omron D41G.	190
D.2.27	Consumo HMI.	191
D.2.28	Datos técnicos fotocélula.	191
D.2.29	Consumo corriente variador.	191
D.2.30	Consumos de armario según modelo de robot.	192

Índice de cuadros

2.4.1	Cuadro comparativo entre distintos diseños de garras	12
3.1.1	Resistencia a la tracción y límite elástico para aceros SAE 1020 y SAE 1045 según Shigley [1, Tabla A-20]	20
3.1.2	Composición química típica de los aceros SAE1020 y SAE1045.	20
3.2.3	Parámetros de la pala con peso en Z.	26
3.2.4	Parámetros eje soporte con peso en Z.	29
3.2.5	Parámetros pieza móvil con peso en Z.	33
3.2.6	Parámetros soporte interno del conjunto móvil con peso en Z.	36
3.2.7	Parámetros soporte conjunto móvil en unión con eje con peso en Z.	41
3.2.8	Parámetros soporte conjunto móvil en unión base con peso en Z. e= 2 mm	42
3.2.9	Parámetros soporte conjunto móvil en unión base con peso en Z. e= 3 mm	42
3.2.10	Parámetros soporte conjunto fijo con peso en Z. e= 3 mm	44
3.3.11	Parámetros de la pala con peso en X.	47
3.3.12	Parámetros eje soporte con peso en X.	48
3.3.13	Parámetros pieza móvil con peso en Z.	50
3.3.14	Tensiones sección unión con la base e=2,5mm.	52
3.4.15	Dimensiones y tensiones calculadas en el soporte fijo con peso en Y.	55
3.5.16	Parámetros de fatiga en pala.	61
3.5.17	Parámetros de fatiga en el eje del soporte del conjunto móvil.	62
3.5.18	Nuevas tensiones en pieza móvil a la fatiga.	63
3.5.19	Tensiones sección unión con la base.	63
3.5.20	Parámetros de fatiga soporte interno pieza móvil.	65
3.5.21	Parámetros de fatiga soporte del conjunto móvil.	66
4.4.1	Lista de módulos para CPU 1510SP F-1 PN	87
4.4.2	Calculo consumos.	88
4.5.3	Entradas y salidas de seguridad	94
5.1.1	Lista de materiales y costos de elementos mecánicos.	103
5.1.2	Lista de componentes y costos de elementos eléctricos.	104
5.3.3	Producción anual de barriles y promedio diario.	109
5.3.4	Costos según operarios y proyecto.	109
5.3.5	Cargos fijos y variables anuales en U\$D.	111
5.4.6	Fuentes y usos proyecto en U\$D.	112
5.4.7	Flujo caja final.	112
A.3.1	Precio de venta por litro de cerveza según envase.	124

A.3.2	Precio de venta por litro de cerveza de latas.	124
A.3.3	Margen de ganancia por litro de cerveza según envase.	124
A.3.4	Margen de ganancia por litro de cerveza de latas.	124
B.3.1	Actuador neumático y periféricos.	138
B.3.2	Conjunto grupo mantenimiento.	138
B.3.3	Tabla elementos circuito neumático.	139
B.9.4	Sensibilidad de mallado.	159
C.3.1	Tabla de entradas y salidas contempladas.	178

Lista de abreviaturas

a,a',b,b',c: Distancias lineales que involucran el punto de aplicación de las fuerzas.
CM: Conjunto móvil.
DCA: Diagrama de Cuerpo Aislado.
EDM: External Device Monitoring.
EV: Electroválvula.
e: Espesor.
 F_A : Fuerza propia del actuador.
 F_a : Fuerza de apriete.
 F_F : Fuerza pala fija.
 F_R : Fuerza radial sobre rodamiento.
 F_r : Fuerza de roce.
 f^* : Fuerza ficticia producto de una parada de emergencia.
H,h: Altura de pieza entre caras externas/internas.
MEF: Método de elementos finitos.
N: Fuerza normal sobre el barril.
P: Peso.
SR: Sistema de Referencia.
STO: Safety Torque Off.

Resumen

Este proyecto se desarrolla como parte del trabajo final de grado para la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico** y tiene como objetivo el **análisis, diseño y desarrollo de una célula de automatización** utilizando un **robot industrial**.

Para definir el alcance del proyecto, se llevó a cabo un **análisis de tres líneas de producción** en una planta: *barriles de cerveza, latas y botellas*. Se estudiaron los **volúmenes de producción, ganancias y la ergonomía de los puestos de trabajo**. Como resultado del análisis, se determinó que la **línea de barriles** era la más conveniente para la automatización, ya que representa el **80 % de la producción** y es la que genera mayor cantidad de **bajas laborales por problemas físicos** en los operarios.

Una vez seleccionada la línea, se evaluaron distintas alternativas de diseño hasta definir una configuración óptima de la instalación. Se desarrolló el **diseño mecánico** de la **garra del robot**, se seleccionaron los **componentes eléctricos** para garantizar el correcto funcionamiento del sistema y se elaboraron los **esquemas neumáticos** necesarios.

Posteriormente, se realizó un **análisis económico** para comparar el costo operativo en un escenario **automatizado versus no automatizado**. El estudio concluyó con una **Tasa Interna de Retorno (TIR) del 13 %** y un **tiempo de repago de la inversión de 6 años**, lo que, en el contexto del mercado argentino y tratándose de un proyecto en dólares, se considera una **inversión rentable**.

Este trabajo integra de manera práctica y aplicada los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Electromecánica, abordando aspectos de **diseño mecánico, eléctrico, neumático y análisis económico**, y demostrando los beneficios de la automatización en términos de **productividad, ergonomía y seguridad laboral**.

Abstract

This project was developed as part of the final degree for obtaining the title of **Electromechanical Engineer**, and its main objective is the **analysis, design, and development of an automation cell** using an **industrial robot**.

To define the scope of the project, an **analysis of three production lines** was conducted: *beer kegs, cans and bottles*. The **production volumes, profit margins, and workplace ergonomics** were studied. As a result, the **keg line** was identified as the most suitable for automation as it accounts for **80 % of total production** and is the leading cause of **work-related injuries due to physical strain** on operators.

Once the line was selected, various design alternatives were evaluated until an optimal configuration was defined. The **mechanical design** of the **robot gripper** was developed, the **electrical components** were selected to ensure proper system operation, and the necessary **pneumatic diagrams** were developed.

Subsequently, an **economic analysis** was carried out to compare operating costs in an **automated versus non-automated** scenario. The study concluded with an **Internal Rate of Return (IRR) of 13 %** and a **payback period of 6 years**, which—given the Argentine market conditions and the fact that it is a dollar-based investment—is considered a **profitable investment**.

This work practically applies the knowledge acquired throughout the Electromechanical Engineering program, addressing aspects of **mechanical, electrical, and pneumatic design, as well as economic analysis**, and demonstrating the benefits of automation in terms of **productivity, ergonomics, and workplace safety**.

Parte I

**Análisis y diseño de solución a través
de una célula robotizada**

Capítulo 1

Introducción y objetivos del trabajo

1.1. Introducción

El concepto de automatizar en la industria, hace referencia a reemplazar una tarea que se realiza de forma manual por una serie de elementos electromecánicos que trabajan de forma ordenada y secuencial para realizar las mismas tareas. Hoy en día la automatización es una opción sin duda para todos los procesos industriales debido a una serie de beneficios que otorgan a la industria una ventaja respecto a su competencia:

- Minimizar los costos: Se reducen los costos fijos de la producción.
- Minimizar los errores: Se eliminan los errores humanos o los debidos a la comunicación.
- Aumentar los rendimientos: Se reducen los tiempos que conllevan las tareas y eliminan los tiempos muertos.
- Mejora en la calidad: Se dedica más personal para control y calidad de procesos. Esto sumado a la mayor precisión brindada por el trabajo automatizado, reducen los desperfectos en los productos.

En este caso se analiza el caso de una fábrica cervecera. Todo proceso productivo estandarizado y constante en el tiempo puede ser idóneo para la automatización, ya que los elementos a manipular no sufren variaciones significantes a lo largo de los años y las tareas que se realizan en las líneas de producción son totalmente monótonas y repetitivas. Por lo que al final éste trabajo se podrá evaluar la opción de implementar o no una célula robotizada en el proceso productivo con el fin de destinar mayor personal a tareas de mayor calidad.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivos generales

- Analizar las líneas de llenado de envases de la fábrica para evaluar las posibilidades de mejora mediante la implementación de una célula robotizada.

1.2.2. Objetivos específicos

- Analizar el proceso de carga y descarga de las envasadoras de botellas, latas y barriles.
- Diseñar una herramienta de manipulación.
- Seleccionar un robot acorde a las capacidades de carga y el espacio disponible.
- Elección de elementos según necesidad: Detectores fotoeléctricos, PLC, cilindros neumáticos o eléctricos, cintas transportadoras, formadoras de cajas, enfardadora, controles de accesos, etc
- Realizar los correspondientes esquemas eléctricos y neumáticos de la instalación.
- Diseñar el vallado y circuitos eléctricos de seguridad.
- Realizar un análisis de la inversión.

Se analizan las líneas de envasado del producto en busca de la mejor opción para automatizar y realizar sobre esta el diseño completo de la célula. Para ello se tendrán en cuenta los siguientes elementos a manipular:

- Latas de cerveza de 355 ml y 473 ml figura 1.2.1.
- Botellas de cerveza de 500 ml fig 1.2.2 .
- Barriles de cerveza de 20,30 y 50 Lts, figuras 1.2.3 y 1.2.4.



Figura 1.2.1: Lata cerveza.



Figura 1.2.2: Botella cerveza 500 ml.



Figura 1.2.3: Barril 50 Lts.



Figura 1.2.4: Barril 20 Lts.

Para la elección de la línea sobre la cual se trabajará a lo largo del proyecto, se tendrán en cuenta los aspectos económicos, ergonómicos y las particularidades de cada línea. A través de el constante diálogo con el personal, responsables de diversas áreas, y en múltiples visitas a la planta se podrán esclarecer estos 3 aspectos, para poder definir finalmente sobre que línea se trabajará.

Capítulo 2

Diseño conceptual

En este capítulo, se evaluarán diversas soluciones al problema de mejora de eficiencia de la línea de barriles mediante la implementación de una célula robotizada. Se establecerán las premisas y consideraciones iniciales, así como posibles alternativas de solución. El análisis de todas las líneas se desarrolla en el anexo A. Donde se aclara:

- Proceso productivo general de la planta.
- Grupos de trabajo de las líneas.
- Detalles de los 3 puntos que se tienen en cuenta para la definición de la línea a automatizar (ergonomía, particularidades de cada línea y aspecto económico).

Luego en el anexo A.4 se desarrolla la decisión por la cual se elige la línea de barriles para automatizar siendo, básicamente, la que mayor volumen de cerveza mueve y la más propensa a bajas laborales. También se analizan los tiempos productivos de la línea de barriles en el anexo A.5. Datos que luego se tienen en cuenta para el planteo del sistema de sujeción y en el análisis económico capítulo 5.

2.1. Planteo del problema

El objetivo de nuestro diseño es lograr una mejora de la capacidad productiva de la línea de envasado de barriles mediante la instalación de una célula robotizada. Para ello se tendrán en cuenta las dimensiones, capacidades de envasado de la línea, trabajos manuales, manipulación de barriles y complejidad de la automatización necesaria.

2.1.1. Consideraciones generales

Se establecen una serie de premisas que influirán en el diseño de la célula:

- Los barriles tienen un peso de 12 Kg vacíos y 60 Kg llenos.
- Los barriles están fabricados según la norma DIN 6647 para recipientes a presión en acero AISI 304.
- La superficie de los barriles está siempre seca.
- La capacidad de producción de la envasadora es de 75 barriles/hs (independientemente del volumen de los barriles).

- Se depaletizan distintas configuraciones de palet.
- Se paletiza solo 1 piso con 8 barriles en un mismo arreglo.
- La línea de envasado esta controlado por un PLC Siemens.
- Los palets son de madera y tamaño americano (1200x1000mm).

El grado de automatización determinará directamente la inversión necesaria. Y esto se definirá en el sistema de transporte a emplear.

En cuanto a la manipulación de los palets se puede optar por un sistema automático donde el mismo robot es el que toma el palet de una torre y lo sitúa en un transportador. Otra opción es montar un dosificador automático (figura 2.1.1) que los deposite directamente en el sistema de transporte, para desplazarlo hasta el puesto de paletizado del robot y luego continuar.



Figura 2.1.1: Ejemplo dosificador de palet.

Al montar un sistema de transporte automático en línea hay que contemplar la necesidad de estrecharlo automáticamente (figura 2.1.2) o ser capaz de acumular palets para que luego el operario los retire de la línea y estreche manualmente cuando pueda. Lo que hace necesario tener varios puestos de acumulación.



Figura 2.1.2: Ejemplo envolvedora automática.

Luego el simple hecho de gestionar dificulta el control del sistema, haciendo necesarios variadores, motores y un controlador lógico programable (PLC), además de una serie de transportadores que aumentan más la inversión.

El tipo de herramienta que se diseñará para el robot debe hacerse acorde a un tipo de robot a emplear. Existen diversas marcas y modelos de robots con mayor o menos representación en el país, todas con opciones de robots de menores y mayores capacidades de cargas, cantidades de ejes y principios de funcionamiento. Un planteo de garra que trabaje todo el tiempo de forma vertical (manipulando barriles sólo por arriba) se podría emplear con robots de 3 o 4 ejes (ejes en figura 2.1.3) que reducen los costos, pero implican montajes mas precisos. O si fuese necesario hacer rotaciones con el producto en el aire serían necesarios robots de entre 5 y 6 grados de libertad que son opciones mucho más versátiles.

Para poder armar una disposición inicial de la instalación se selecciona un robot de 6 ejes de la marca FANUC, de la serie R1000i/100. Siendo un robot con un buen alcance y una carga de 100 Kg en su garra. Considerando que el barril pesa cerca de 62 Kg hay un margen de 40 Kg para el peso final de la garra. Y con un alcance que cuadra con el área de trabajo de la instalación.

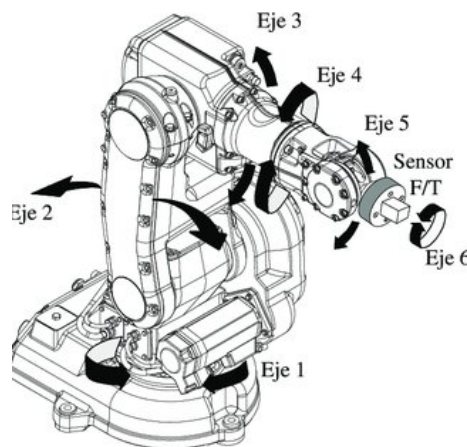


Figura 2.1.3: Ejes en un robot industrial.

2.2. Evaluación preliminar de soluciones

Para aumentar la capacidad productiva de la línea de barriles se partió de la base que la máquina envasadora tiene la capacidad de funcionar sin interrupciones, cualidad que no se está aprovechando actualmente. Por lo tanto se plantea como objetivo aumentar el tiempo de funcionamiento de la línea manteniendo constante el número de operarios. Esto surgió a partir del planteo de que la línea está encendida 11 horas respecto a las 24 que podría estar, y que la empresa tiene un volumen de producción proyectado para esta máquina para los próximos 10 a 15 años y se planea aumentar los tanques de fermentación que es la etapa cuello de la producción actual.

En primer instancia se plantea cubrir los dos extremos de la línea productiva con un sólo robot y un sistema de cintas transportadoras. Pero la entrada de los barriles (etapa de depaletizado) es un proceso muy complejo, que para ser posible su automatización sería necesario un complejo sistema de visión y descartado debido varios puntos:

- El arreglo de barriles que se intenta estandarizar es de 2 niveles de barriles con 8 barriles por nivel. Pero la entrega de barriles suele variar entre 1 y 3 niveles y pueden venir con más barriles por nivel. Por lo que es necesario un sistema de visión que sea capaz de actuar a 3 niveles distintos de altura lo que incurre en un gran costo en diversas lentes, sólo para el arreglo de los barriles.
- Los barriles deben ingresar a la línea sin el correspondiente tapón de seguridad y collarín con el estilo de cerveza. Lo que no siempre así sucede.
- Los barriles deben contar con un cierto estándar de limpieza al ingresar que complejiza el sistema de visión para reconocer la limpieza de los barriles.
- Las condiciones de los separadores de los pisos no están en iguales condiciones, ni pueden ser los mismos según el proveedor que los envía.
- Los barriles que de alguna forma no cumplan con los requisitos de admisión a la envasadora deberían ser enviados por otra línea para ser adecuados manualmente y reingresados al paletizado lo que requeriría nuevamente mano de obra.

Expuestos estos puntos con el equipo de operaciones, se concluye que la entrada de barriles es un proceso que carece de la estandarización necesaria para un desarrollo como el que se busca implementar. La inversión en los sistemas necesarios elevaría en exceso el coste de la solución a implementar, siendo una etapa que funciona sin dificultades con los mecanismos actuales. Finalmente se dispone trabajar únicamente sobre la salida de barriles, por lo que el robot tendrá que trabajar con paletizados a un piso. Luego son los carretilleros los que remontan los palets para almacenarlos mejor.

2.3. Disposición elegida

Junto con la dirección de la empresa, se plantea establecer el proceso semiautomático, con un bajo nivel de inversión para evitar la manipulación de los barriles llenos por operarios, lo que permitirá aumentar el rendimiento de la envasadora y conforme aumente la producción se podrán aumentar las horas de trabajo de la línea sin tener que aumentar el personal y reduciendo así los costos fijos por unidad producida.

Debido al factor económico se plantea el sistema más compacto posible y con la intención de liberar al operario la manipulación del barril. El sistema comprenderá un robot con una disposición central y puestos de paletizado al suelo. Los operarios colocarán el palet vacío en la zona delimitada para que el robot coloque los barriles encima de estos. Una vez paletizados, los operarios lo retiran con los barriles para colocar los tapones y estrecharlos y dejarlos en la zona de espera para ser recogidos por los carretilleros.

Actualmente el rendimiento de la línea es de un 61 % cuando hay un solo operario en la línea y de un 72 % cuando son 2 los operarios (respecto a la capacidad nominal de producción de las máquinas involucradas). El problema para aumentar el rendimiento del sistema radica en las pausas debido a relevos, descansos necesarios debido a los esfuerzos realizados, movimientos de palets y la adecuación del producto propio del proceso. Actualmente los operarios paletizan directamente sobre la máquina de estrechado, estando obligados a estrechar ni bien es paletizado, lo que penaliza directamente a la producción de la línea.

En el anexo A.5 se desarrolla sobre los tiempos de producción esperados y tiempos de manipulación de producto.

Para definir una disposición seleccionamos un robot de la marca Fanuc, modelo R-1000iA/100F (figura 2.3.4). Es un robot que puede manejar una carga máxima de 100 Kg y con un alcance máximo de 2,23 metros. Es una primer aproximación considerando un alcance mediano de un robot, para un paletizado en un mismo piso.



Figura 2.3.4: Robot Fanuc 1000iA / 100F

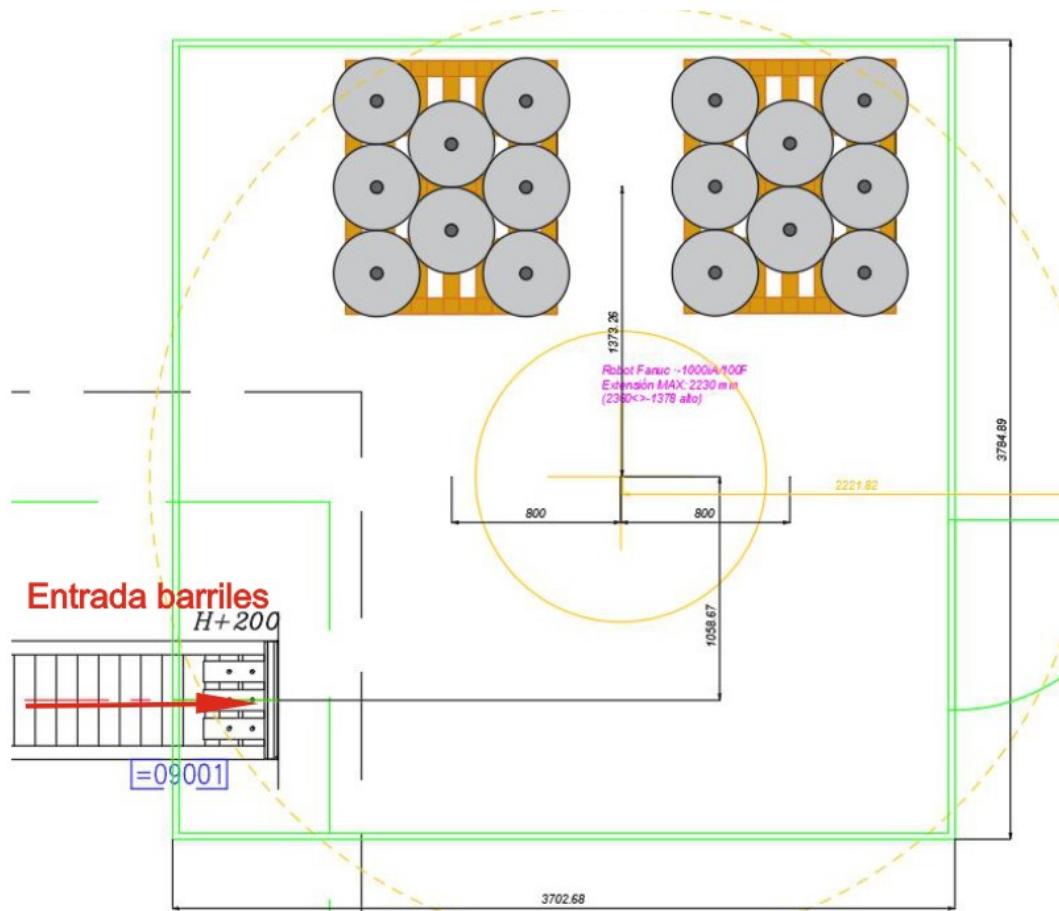


Figura 2.3.5: Disposición provisoria de célula

2.4. Concepto sistema de sujeción

En cuanto al diseño de la garra se tuvieron en cuenta diversos aspectos, principalmente el punto de sujeción y la seguridad del agarre del mismo. Por lo que se plantearon dos puntos posibles de tomas, uno desde un lateral y otro desde la parte superior. Los cuales serán desarrollados a lo largo de ésta sección.

2.4.1. Garra toma superior interior

En una primera etapa se consideró implementar algún tipo de mecanismo que permita la toma de los barriles a través de la moldura interna de los mismos. Esto representaba un agarre seguro, y que no requeriría un diseño muy robusto como sí lo sería una garra que trabajara por fricción.

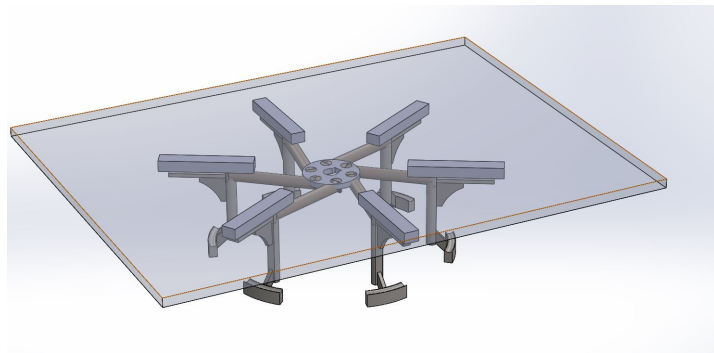


Figura 2.4.6: Garra de toma superior interior.

Pero el problema principal de éste tipo de garra es la abertura que tiene el barril para tomar con la mano. Esta abertura presenta un pliegue hacia adentro del barril de igual diámetro que la moldura del barril (figura 2.4.7). Para evitar ésta moldura se plantean diversos mecanismos con piezas móviles pero que resultan poco eficientes ya que dejan de asegurar en su totalidad la fijación del barril.



Figura 2.4.7: Barril 20L con moldura.

Otro inconveniente que se tuvo en cuenta es que no sería factible la rotación del barril, movimiento que sería necesario a la entrada de la envasadora (pensando en posibles futuros proyectos para la empresa, deberíamos poder implementar una garra similar). También el mecanismo es complejo de robustecer, serían necesarias guías y elementos que son complejos de rigidizar. Por lo que diseñarlo para soportar esfuerzos laterales encarecería mucho el costo del mecanismo.

2.4.2. Garra toma superior exterior

Una vez descartada la garra de toma interior se plantea nuevamente una toma superior, considerando la uniformidad del barril externamente y la fiabilidad de la toma. Siempre que se toma el barril se sabe perfectamente que las piezas estarán en contacto, a diferencia del caso anterior, que era necesario emplear algún mecanismo que permitiera evitar las aberturas del barril.

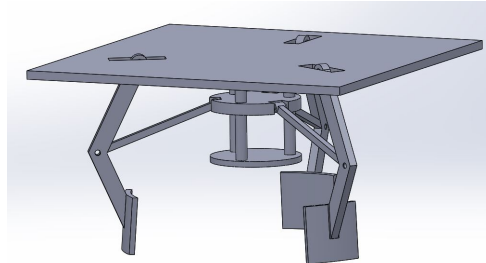


Figura 2.4.8: Garra de toma superior exterior.

El mecanismo consiste en tres garras conformadas por una superficie de contacto de chapa plegada, a la cual se fija un material con un alto coeficiente de roce para aumentar la fricción. Estas superficies van soldadas a un perfil de chapa que estaría sujeto a un vínculo en su extremo que solo permitiría una rotación y vinculado por la mitad a un disco montado sobre tres guías lineales que controlarían su rotación respecto del vínculo extremo. El desplazamiento lineal del disco sería controlado por un cilindro neumático, y todo esto iría montado sobre una placa de un espesor considerable.

2.4.3. Garra toma lateral exterior

Esta garra tiene como principal ventaja la fiabilidad y la facilidad del agarre. Al agarrar desde afuera de los barriles no requerirá que el acercamiento para la toma sea tan precisa como respecto a los agarres de interior, donde hay obstáculos. Pero en este tipo de agarre nos permitirá una total libertad a la hora de realizar movimientos con el robot. El inconveniente puede ser que los elementos de la garra estarán sometidos a cargas superiores que al resto de las garras.

Uno de los inconvenientes que se encuentra con esta garra es que no hay un mecanismo que trabe el barril sino que el barril está fijado por roce por lo tanto se necesita una fuerza externa constante que sujete el mismo.

2.4.4. Elección de garra

Una vez presentados los diseños se elabora el cuadro comparativo 2.4.1 considerando las características mencionadas de cada diseño, y asignando a cada ítem un puntaje:

- Funcionalidad: La función que deben realizar la cumplen por completo?
- Principio efectivo: Se produce el efecto deseado? Se pueden esperar malos funcionamientos?
- Cantidad de piezas móviles: Cuantas piezas móviles posee el mecanismo? Cuanto menos sean, menos pérdidas de energía y menos elementos a mantener y a romper.

- Mantenimiento necesario

Tabla 2.4.1: Cuadro comparativo entre distintos diseños de garras

Item	Ponderación	Sup interior	Sup exterior	Lat exterior
Funcionalidad	1	3	3	10
Efectividad del principio	1	5	5	10
Piezas móviles	0.5	3	3	10
Necesidad de mantenimiento	0.5	5	5	10
Esfuerzos involucrados	0.5	10	5	5
Sujeción	1	10	5	5
Total	3.5	27	19.5	32.5

Con lo expuesto se sigue trabajando sobre un diseño de toma lateral exterior.

Capítulo 3

Diseño mecánico de la garra

En este capítulo se desarrollan los pasos que se tuvieron en cuenta para el diseño completo de la garra de toma lateral. El diseño se fue llevando a cabo de la parte más extrema del mecanismo a la parte más general que es la base. El orden de cada cálculo se realizó lo más próximo a lo que fue la secuencia de diseño posible.

La evaluación de los esfuerzos se analizará según la pieza y la dirección del peso. La garra está sujeta a dos fuerzas: el peso del barril y fuerza del actuador. Como la garra está montada sobre la muñeca del robot, la cual tiene libertad de movimiento por estar montada en un robot antropomórfico de 6 ejes, la dirección de la componente del peso variará, mientras que la fuerza del actuador se mantiene siempre en la misma dirección.

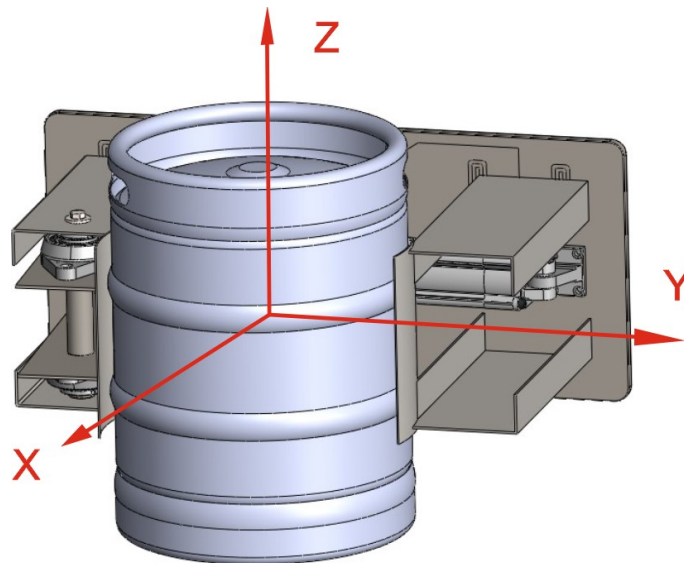


Figura 3.0.1: Esquema de la garra en relación a un SR relativo a la garra.

Se definen consideraciones de diseño que son necesarias de profundizar antes de seguir con el resto de los cálculos.

Dicho esto, en las siguientes secciones se llevan a cabo los cálculos de los esfuerzos estáticos y se contemplan, mediante un coeficiente provisto, los esfuerzos dinámicos. Dentro de los cálculos de sollicitaciones se desglosan en función de la dirección en la que se encuentra la componente del peso. Y por último se evalúa la fatiga de todas las piezas en su variante con mayor sollicitación.

Cada sección se organizará de forma que se mencionarán las ecuaciones generales para cada tipo de sollicitación y se presentarán los resultados. Mientras que los procedimientos

de cálculo se encontrarán en el anexo B.

Para los cálculos de las tensiones en cada parte de la garra se empleará el criterio de Von Mises y se empleará un coeficiente de seguridad de 4 para contemplar efectos dinámicos no contemplados y para robustecer la vida de los diseños. Este coeficiente se adopta por recomendación del departamento técnico de Inser-Robótica ¹ y su experiencia en diseños de este estilo y ante la carencia de normas específicas que provean factores para estos casos.

¹Empresa integradora de robots industriales en España.

3.1. Consideraciones previas

En esta sección se desarrollan distintos puntos que se tienen en cuenta a la hora de realizar el diseño.

3.1.1. Organización de piezas

Las piezas de la garra se pueden organizar según su funcionalidad en 4 grupos (Figura 3.1.2):

- Base: Todos los elementos están vinculados a la base, y es ésta la que genera el vínculo con la muñeca del robot.
- Conjunto fijo: Es el conjunto de piezas que sujetan el barril pero no tiene ningún elemento móvil vinculado a él. Esta compuesto por los brazos y la pala.
- Soportes de conjunto fijo: Compuesto por los soportes móviles y el eje soporte. Estas piezas componen la estructura que sujeta al conjunto móvil.
- Conjunto móvil: Es el conjunto de piezas que, a través de un movimiento, sujetan y sueltan los barriles. Esta compuesto por:
 - Pala: Pieza curva que está en contacto con el barril. Por la importancia que tiene se la calcula independiente del conjunto móvil.
 - Soporte interno pieza móvil: Es el vínculo entre la fuerza del cilindro y la pieza móvil.
 - Pieza móvil: Son las chapas que conforman la parte principal del conjunto móvil y son las que transfieren esfuerzos entre la pala, el soporte interno de la pieza móvil.

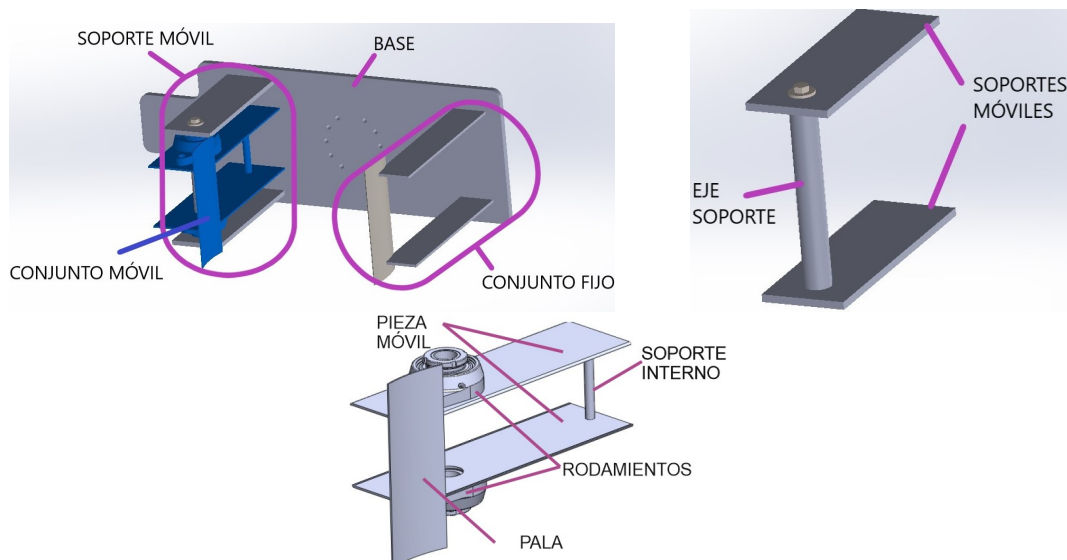


Figura 3.1.2: Piezas de la garra por grupo y detalles de soporte del conjunto móvil y la pieza móvil.

Para el análisis de la base y de las tensiones del barril, se realizará un estudio por Método de Elementos Finitos (MEF) debido a que por geometrías los cálculos aproximados mediante modelos analíticos resultan inexactos.

3.1.2. Tensiones en piezas

En todas las piezas sometidas a esfuerzos se desglosan las tensiones producto de cada fuerza involucrada en la pieza. Luego se calculan las tensiones máximas que produce cada una (tanto tensión principal como corte) y se tienen en cuenta los valores máximos para la tensión equivalente de Von Mises.

3.1.3. Orientación del peso

Siempre se analiza el estado en el que la garra está vinculada con un barril. Entonces en este estado, el cilindro neumático está haciendo una fuerza constante, y la única variación que habrá es en la dirección del peso a medida que se traslade el barril en el espacio. Por lo que el análisis se realiza teniendo en cuenta un SR (sistema de referencia) solidario a la garra mientras que el peso se va desplazando entre las componentes tal como se indica en la figura 3.1.3.

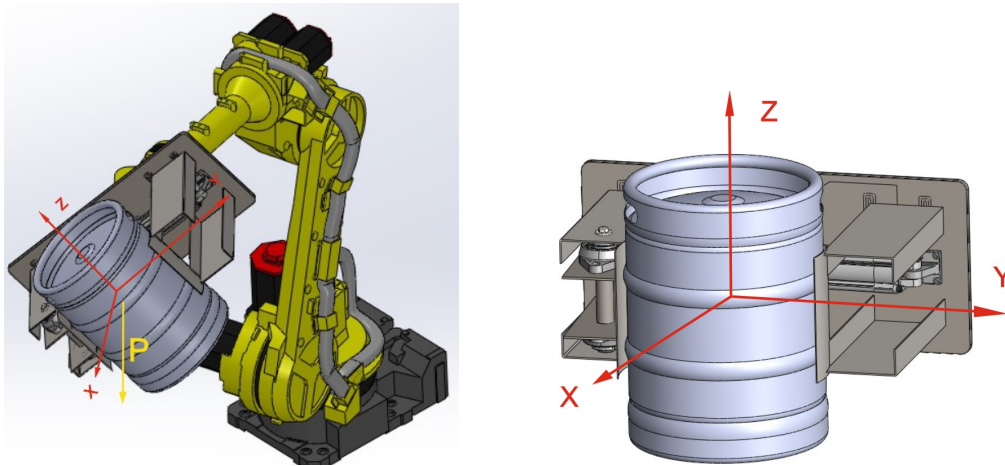


Figura 3.1.3: SR de referencia relativo a la garra con dirección del peso.

3.1.4. Fuerza normal necesaria

Para calcular la fuerza necesaria mínima se considera que en una parada de emergencia el peso del barril y su deceleración aplicarán una fuerza considerada ficticia para el sistema no acelerado que plantea el diagrama de cuerpo aislado (DCA). Por lo que el caso crítico de sujeción se presenta en el caso de que la fuerza ficticia y el peso coincidan y estén en la dirección Z respecto al SR de la garra tal como se indica en la figura 3.1.4.

Considerando la fuerza ficticia como $f^* = m \cdot a = 1100N$, el peso del barril es de 620 N y que se dispone de un material especial en la garra para aumentar la fricción entre el acero y la garra (0,61) se calcula la normal necesaria según:

$$N_{mindinamica} = \frac{f^* + P}{2\mu} = 1400N \quad (3.1)$$

Este caso junto con el caso de que ambas fuerzas coincidan sobre la pala móvil y no la venzan son los casos más críticos para la sujeción del barril. En el anexo B.1 se profundiza sobre estos cálculos y otras condiciones de fuerza contempladas para definir la normal mínima.

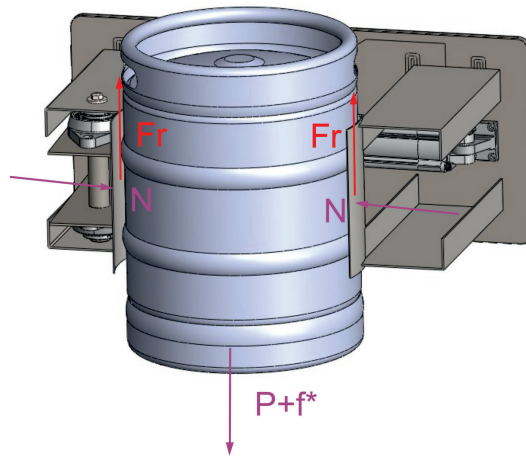


Figura 3.1.4: DCA de barril con peso y fuerza ficticia en la dirección de Z.

A raíz de dicho análisis se resume que será necesario tener un actuador que genere una fuerza normal sobre el barril de por lo menos $N_{min} = 1910N$.

3.1.5. Tensión barril

Para verificar que el apriete del barril es viable, se realiza una simulación por el método de elementos finitos (MEF) sobre un barril de 50 Lt sin molduras en los extremos (figura 3.1.5) siendo apretado a una tensión mayor que la que se emplea en el diseño. Se contempla que los puntos de presión son solamente sobre los aros mayores del barril cuando realmente esta fuerza estaría distribuida a lo largo de toda la cara. Se desarrolla el proceso de simulación en el anexo B.2.



Figura 3.1.5: Barril sin moldura.

A partir del estudio se verifica que aplicando un coeficiente de seguridad de 2 al barril no se detectan puntos en los que se sobrepase la fluencia.

3.1.6. Elección del cilindro neumático

Para seleccionar el cilindro neumático se tiene en cuenta el brazo de palanca producto del punto en que pivotea la garra. Se estima a priori una relación de 2:1 en el brazo de palanca, lo que duplicará la fuerza del cilindro en el punto de aplicación sobre el barril. La presión disponible en la fábrica varía entre 6 y 7 bares, por lo que para tener una presión constante en la instalación se adoptan 5 bares como presión de trabajo de la instalación. Por lo que necesitaremos un cilindro capaz de ejercer la mitad de la normal calculada según el anexo B.1 (955 N, ecuación B.10). Se busca un cilindro seco de doble efecto convencional y con sistema de amortiguación auto-regulable.

Con respecto a la carrera necesaria del cilindro se busca que la pala desde el punto de contacto con el barril hasta la apertura máxima, tenga una distancia de 60 mm (para entrar al punto de toma con cierto margen) y luego unos 40 mm al cierre en vacío. Por lo que viendo la relación de distancias estimadas y estimando que los brazos medirán alrededor de 200 mm y 100 mm, hablamos de poco más de 30° de apertura lo que indicaría una carrera de 115 mm como mínimo.

Fuerzas [N] y energía del impacto [J]								
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63
Fuerza teórica a 6 bar, avance								
-	68	121	188	295	483	754	1178	1870
S1	-	-	-	295	-	754	-	1870
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750
Fuerza teórica a 6 bar, retroceso								
-	51	90	141	247	415	686	1057	1750
S1	-	-	-	247	-	633	-	1681
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750

Figura 3.1.6: Valores teóricos de fuerza de cilindros para la serie DSBC de SMC.

Con esta información y con los valores de fuerzas de la serie DSBC de SMC seleccionamos el diámetro del cilindro considerando la fuerza en avance. Por lo tanto el actuador elegido es el DSBC-63-150-PPV-N3. La elección de los elementos complementarios al sistema neumático se desarrollan en el anexo B.3. La fuerza que desarrolla este actuador para 5 Bar es de 1460N.

También se tendrá en cuenta la necesidad de emplear un actuador para la cinta transportadora de entrada de barriles. Este cálculo excede los límites del trabajo, por lo que se estima el empleo del mismo cilindro a fines de realizar los cálculos neumáticos.

3.1.7. Material utilizado

A la hora de realizar el diseño, se consideró el empleo de un acero SAE 1020. Es un acero de bajo contenido de carbono permitiendo fácil mecanizado y soldado, detalle no menor considerando que la mayor parte de las piezas están soldadas. Luego, el eje que hace de vínculo del soporte del conjunto móvil y la base de la garra se contemplan en un acero SAE 1045. En las tablas 3.1.1 y 3.1.2 se indican propiedades mecánicas y composiciones químicas promedio de estos acero.

Tabla 3.1.1: Resistencia a la tracción y límite elástico para aceros SAE 1020 y SAE 1045 según Shigley [1, Tabla A-20]

Tipo de Acero	Tratamiento	Resistencia a la Tracción (MPa)	Límite Elástico (MPa)
SAE 1020	Laminado en caliente	380	210
SAE 1020	Laminado en frío	470	390
SAE 1045	Laminado en caliente	570	310

Tabla 3.1.2: Composición química típica de los aceros SAE1020 y SAE1045.

Tipo de Acero	C (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Fe (%)
SAE 1020	0.18-0.23	0.30-0.60	≤0.04	≤0.05	Resto
SAE 1045	0.43-0.50	0.60-0.90	≤0.04	≤0.05	Resto

Con esto dicho, en los cálculos de las solicitaciones se emplea un coeficiente de seguridad de 4, por lo que las tensiones calculadas no deberán superar los valores de:

- Para el eje soporte del conjunto móvil: 97,5 MPa
- Para el resto de las piezas : 52,5 MPa

3.1.8. Soldadura

Todas las soldaduras cumplirán con la normativa AWS D1.1/D1-1M [2] (American Welding Society) respecto a su forma y confección y serán debidamente tratadas para su protección. Las soldaduras que se emplean en el diseño de la garra son uniones a tope y de penetración total. Este tipo de uniones soldadas es considerada como una categoría B según la normativa AWS (figura 3.1.7) la cual engloba piezas con soldaduras a tope y de penetración total con inspecciones por radiografías o ultrasonidos. Según esta categoría y las uniones que se emplean la tensión admisible a contemplar para el análisis estático es la del material **base** y no el aportado por la soldadura. Pero para el diseño de solicitaciones cíclicas se establece un rango admisible de tensiones que se obtiene gráficamente de la figura 3.1.8 que consideraremos $\Delta\sigma = 100$ MPa. Esta tensión se tiene en cuenta junto con el coeficiente de seguridad empleado.

Stress Category	Situation	Kinds of Stress ^a
A	Plain unwelded pipe	TCBR
B	Pipe with longitudinal seam	TCBR
B	Butt splices, CJP groove welds, ground flush and inspected by RT or UT (Class R)	TCBR
B	Members with continuously welded longitudinal stiffeners	TCBR
C ₁	Butt splices, CJP groove welds, as welded	TCBR
C ₂	Members with transverse (ring) stiffeners	TCBR

Figura 3.1.7: Categorías de soldadura.

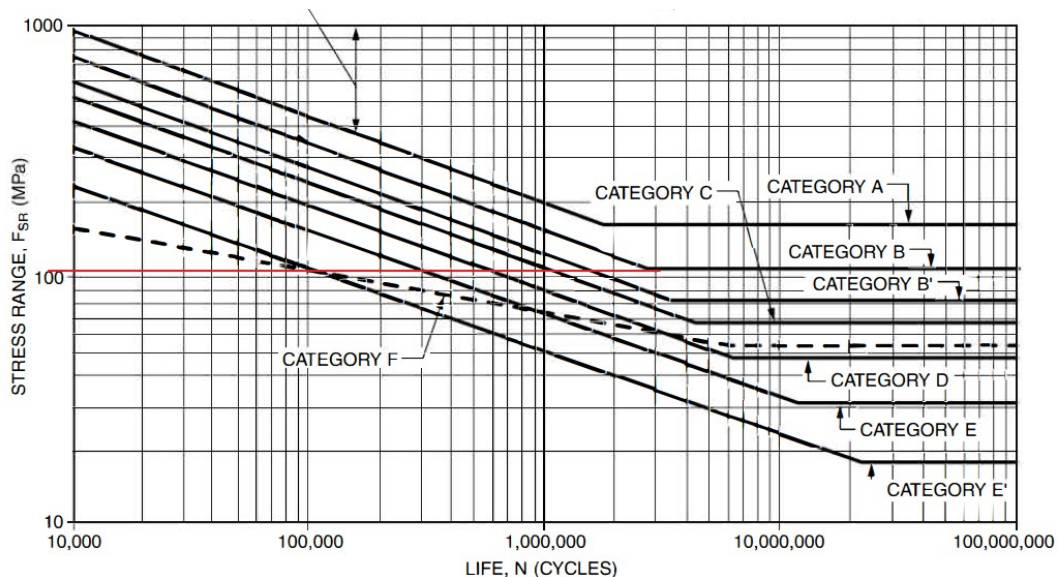


Figura 3.1.8: Rango de tensión para fatiga cíclica.

Siguiendo la recomendación de la cátedra de Soldadura de la FI-UNMDP se emplea un electrodo de ER70S-6 gas 80 % Ar-20 % CO₂. En la figura 3.1.9 se indican las tensiones del electrodo empleado.

AWS Classification ^a		Shielding Gas	Tensile Strength (minimum)		Yield Strength ^b (minimum)	
A5.18	A5.18M		psi	MPa	psi	MPa
ER70S-2	ER48S-2	CO ₂ ^c	70 000	480	58 000	400
ER70S-3	ER48S-3					
ER70S-4	ER48S-4					
ER70S-6	ER48S-6					
ER70S-7	ER48S-7					

Figura 3.1.9: Tensión del electrodo.

3.2. Solicitaciones con peso en Z

En este capítulo se analiza el comportamiento mecánico de las partes que componen la garra. Las principales fuerzas que actúan son el peso del barril y la fuerza normal que sostiene el barril.

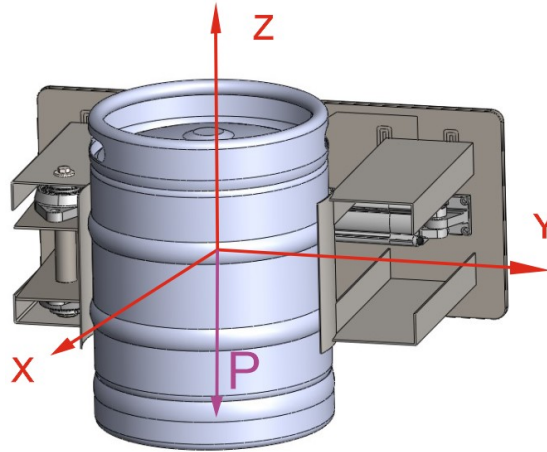


Figura 3.2.10: Esquema de SR y fuerzas

3.2.1. Pala

La pala es una chapa metálica curva cuya normal necesaria para mantener el barril es siempre perpendicular a su cara cóncava. Mientras que la dirección del peso dependerá de la orientación que posea la garra.

Considerando que la relación entre el radio de curvatura de la chapa (204 mm) y el espesor será mucho mayor que 8 veces, puede despreciarse la curvatura de la pieza y asumirla como recta. Con esta aproximación se espera un error en los cálculos de tensiones de un 4 o 5 % según Roarks [3], lo cual se considera más que aceptable con los márgenes de seguridad optados. Según el diseño, la pala estará vinculada con todo el elemento móvil soldado por una artista recta a lo largo de la mitad del lado convexo de la placa y estará apoyado, de la mitad hacia adentro de la garra, como se aprecia en la figura 3.2.11. Visto esto, la verificación real se hace para la mitad de la garra que queda en voladizo, donde la sujeción se considera que es un empotramiento en el punto de unión soldado al resto de la pieza. En cuanto al diseño real de esta pieza, toda su superficie de contacto con el barril lleva adherido un polímero que distribuye uniformemente las tensiones a lo largo del barril y la pala.

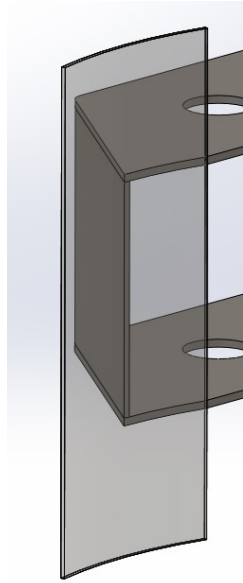


Figura 3.2.11: Esquema de la pala.

Los esfuerzos puntuales en la pala, pueden resumirse en **cargas puntuales** producto de los esfuerzos distribuidos del contacto con el barril. Estas cargas puntuales se van a considerar como la mitad del peso (mitad soportada por cada pala) y normal. Estas son aplicadas en la mitad de la cara cóncava del voladizo de la pala, por lo que a efectos prácticos es la cuarta parte del peso y la mitad de la normal las que aplican en este punto. Por simplicidad en los conocimientos de los cálculos de esfuerzos en secciones rectangulares se selecciona un sistema de referencia ubicado en el baricentro de la pieza:

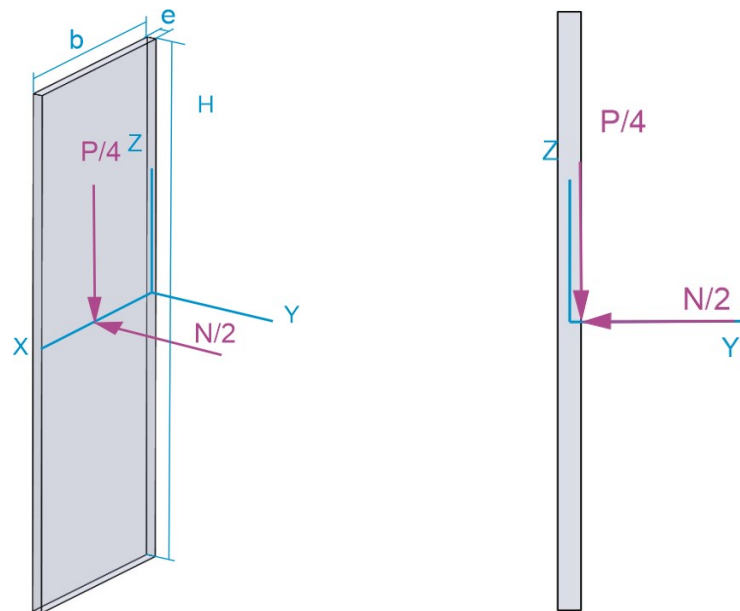


Figura 3.2.12: Esquema sistema de referencia de la pala

Con respecto a este sistema de referencia se calculan los esfuerzos y las tensiones máximas en la zona más solicitada (el empotramiento). La acción de la normal en dirección del eje Y genera un momento flector en Z, lo que producirá una tensión principal y otra de corte. Mientras que el peso en la dirección de Z genera un momento flector en Y además

de un corte. Y como no está aplicada en el baricentro de la pieza sino que en la superficie, también genera un momento torsor en X que se desprecia. Por lo que las ecuaciones para las tensiones máximas quedan:

- Considerando la normal :

$$\sigma_{xx1} = \frac{M_z y_{max}}{I_{zz}} \quad (3.2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{3(N/4)}{2A_t} \quad (3.3)$$

- Considerando el peso:

$$\sigma_{xx2} = \frac{M_y z_{max}}{I_{yy}} \quad (3.4)$$

$$\tau_{xz1} = \frac{3(P/4)}{2A_t} \quad (3.5)$$

En el anexo B.4 se desarrolla el cálculo de dimensionamiento de la pala. Como resultado se obtienen las dimensiones y tensiones mostradas a continuación en la tabla 3.2.3.

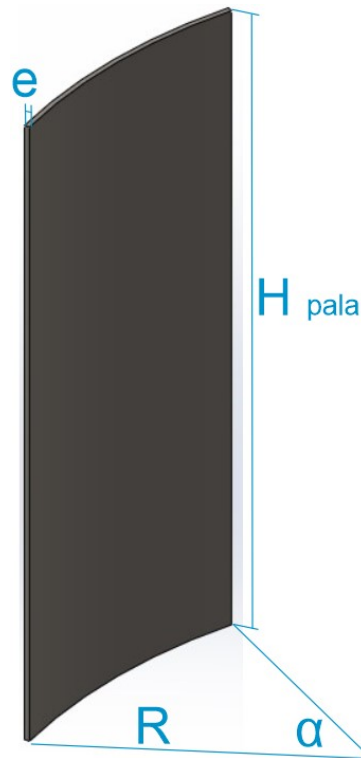


Figura 3.2.13: Dimensiones de pala.

Tabla 3.2.3: Parámetros de la pala con peso en Z.

Variable	Resultado	Unidades
H_{pala}	240	mm
Espesor, e	5	mm
Radio curvatura, R	204	mm
α	24	°
σ_{xx1}	33,79	MPa
τ_{xy}	0,28	MPa
σ_{xx2}	3,95	MPa
τ_{xz}	0,39	MPa
σ_{VM}	34,48	MPa

3.2.2. Eje soporte

Antes de adentrarse en el diseño de la pieza móvil, es necesario definir las dimensiones del eje que atraviesa el mecanismo móvil. Sobre él van montados los rodamientos que sostienen a la pieza móvil suspendida. Se presenta un esquema de cómo está montado el conjunto de la pieza móvil con el eje en la figura 3.2.14 y luego un esquema con las fuerzas resultantes en el eje y los esfuerzos a los que está sometido el eje en la figura 3.2.15.

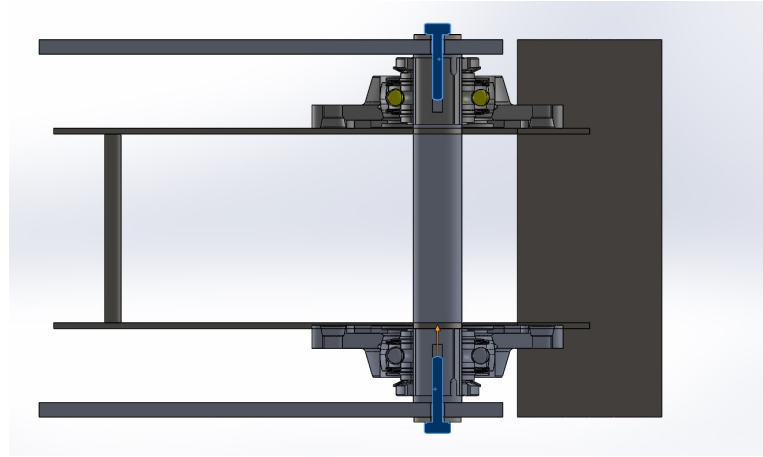


Figura 3.2.14: Corte del conjunto vinculado al eje.

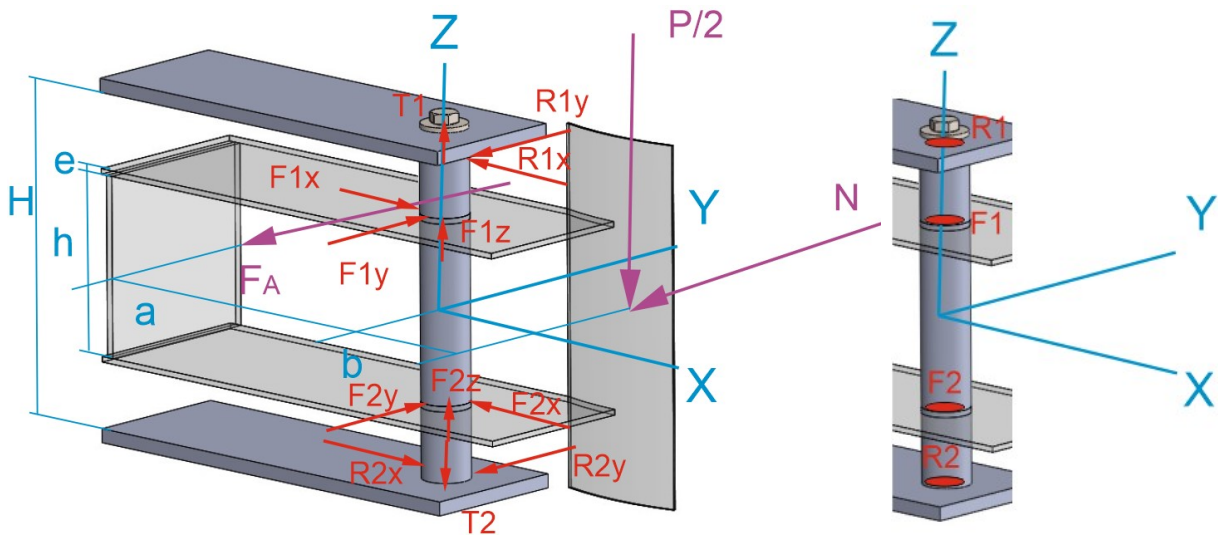


Figura 3.2.15: Esquema de fuerzas involucradas en el cálculo del eje y DCA.

Para el cálculo de los esfuerzos del eje soporte se tienen en cuenta la fuerza del actuador (F_A), la normal (N) entre la pala y el barril (que es igual a F_A por la relación entre los puntos de aplicación de las fuerzas) y, en un plano perpendicular a las fuerzas mencionadas, el peso ($P/2$) de medio barril. También se considera la tracción y los esfuerzos cortantes debido a los tornillos en ambos extremos. Los cálculos de los esfuerzos que se producen en el eje se desarrollan en el anexo B.5, donde se calcula también la fuerza de apriete (F_a) que debe tener la unión ($F_a = 11\,800\text{N}$), y se selecciona el tamaño del perno a emplear.

Con esto mencionado se pasa a calcular las tensiones que se producen en el eje. Para ser conservativos, se calculan las tensiones en un punto donde se vincula la pieza móvil

con el eje. En este punto se produce la máxima tensión debido al momento flector, y se considera que coincide con la zona de apriete del perno. A lo largo del eje se generarán 3 tensiones principales y un corte:

- σ_{zz1} : Tensión axial generada a lo largo del eje debido a la fuerza de apriete y a la componente del peso debido al vínculo con la pieza móvil.
- σ_{zz2} : Tensión debida a la flexión transmitida del peso por el vínculo con la pieza móvil en el plano ZX. Se desprecian los efectos del peso en el plano ZY por ser muy pequeños respecto a los efectos de N en ese plano ($F1_x$ y $F2_x$).
- σ_{zz3} : Tensión generada por la flexión, producto de las fuerzas del cilindro y la normal del barril ($F1_y$ y $F2_y$).
- τ_{zx} : Corte debido a las fuerzas cortantes en el eje considerando principalmente los efectos de la normal y el actuador.

$$\sigma_{zz1} = \frac{F_a}{A_T} \quad (3.6)$$

$$\sigma_{zz2} = \frac{M_{yP} \cdot r_e}{I_{xx}} \quad (3.7)$$

$$\sigma_{zz3} = \frac{M_{x_{FA+N}} \cdot r_e / 2}{I_{xx}} \quad (3.8)$$

$$\tau_{xy} = \frac{F_{FA+N} \cdot m_x}{I_{xx} \cdot D_{eje}} \quad (3.9)$$

Donde $M_{x_{FA+N}}$ hace referencia al momento en X generado por la acción de la fuerza del actuador y la normal del barril y M_{xP} generado por la acción del peso. Para todos estos cálculos, la inercia considerada corresponderá al de un cilindro hueco, ya que se considera que el largo de los tornillos podría llegar a coincidir con la posición de los rodamientos.

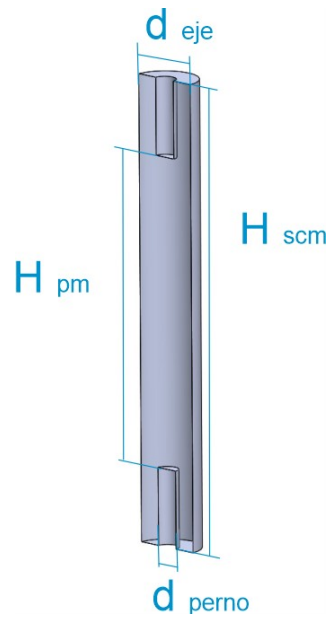


Figura 3.2.16: Esquema con cotas del eje.

Nótese que las dimensiones del eje están condicionadas por las dimensiones de la altura de la pieza móvil (pm) y el soporte del conjunto móvil (scm). Con todo esto en consideración se calcula que el diámetro mínimo del eje es de 40 mm y un perno con 20 mm de diámetro mayor.

Tabla 3.2.4: Parámetros eje soporte con peso en Z.

Variable	Resultado	Unidades
H_{pm}	120	mm
H_{scm}	240	mm
d_{eje}	40	mm
d_{perno}	20	mm
σ_{zz1}	39,83	MPa
σ_{zz2}	12,63	MPa
σ_{zz3}	47,09	MPa
τ_{yx}	4,58	MPa
σ_{VM}	96,41	MPa

3.2.3. Pieza móvil

Para la consideración de las tensiones en ésta pieza se tendrá en cuenta el esquema de la figura 3.2.17, donde las zonas circulares representan los orificios donde irán dispuestos los rodamientos que permiten la rotación de esta pieza respecto del soporte de la pieza móvil. Las fuerzas que intervienen en este sistema son: la fuerza del actuador (F_A), la normal por el contacto con el barril (N) y se considera la mitad del peso del barril (el peso se reparte por igual entre ambas palas por fricción).

Se calculan también las reacciones en los vínculos (ecuaciones 3.10, 3.11 y 3.12). Luego a partir de los valores calculados, se calcula el valor de la fuerza radial aplicada en el eje soporte (ecuación 3.13), que se utilizará para el cálculo de los rodamientos, para las fuerzas involucradas en el eje y el soporte del conjunto móvil.

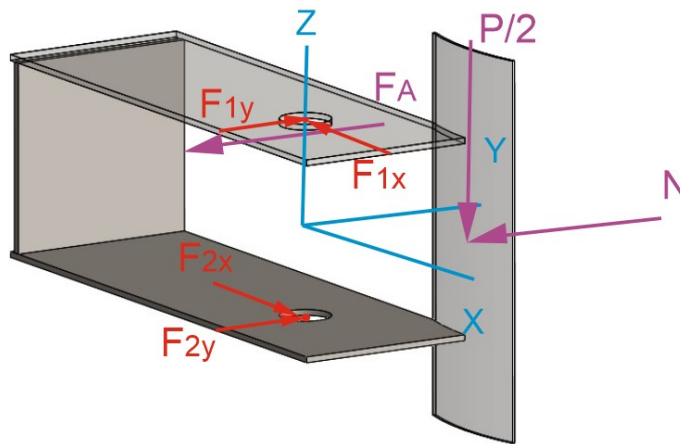


Figura 3.2.17: DCA de la pieza móvil con peso en Z.

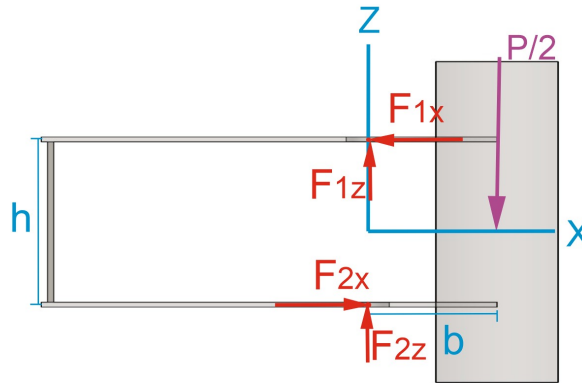


Figura 3.2.18: Esfuerzos en plano XZ

Según este diagrama se calculan las reacciones en el vínculo y la fuerza entre el mecanismo y el barril (esta fuerza es la normal entre el barril y la pala):

$$\sum M_z = 0 \rightarrow F_A \cdot a = N \cdot b \rightarrow N = \frac{F_A \cdot b}{a} \quad (3.10)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{1y} = F_{2y} = \frac{F_A + N}{2} = \frac{F_A}{2} \left(1 + \frac{a}{b}\right) \quad (3.11)$$

$$\sum M_y^1 = \sum M_y^2 = 0 \rightarrow F_{1x} = F_{2x} = \frac{P \cdot b}{2 \cdot h} \quad (3.12)$$

$$F_1 = F_2 = \sqrt{F_{1y}^2 + F_{1x}^2} \quad (3.13)$$

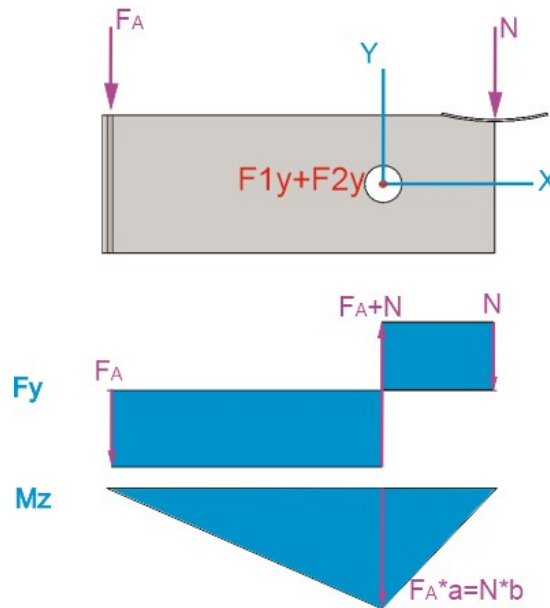


Figura 3.2.19: Diagrama de esfuerzos en plano XY.

Las tensiones máximas en esta pieza se apreciarán en el punto del vínculo con los rodamientos donde hay un concentrador de tensiones debido al agujero para su disposición. Por lo tanto las tensiones en este punto son:

- Según N y F_A :

$$\sigma_{xx1} = \frac{M_z \cdot y_{max}}{I_{zz}} K_{tn} \quad (3.14)$$

$$\tau_{xy} = \frac{N \cdot m_y}{2 \cdot e_{pm} \cdot I_{zz}} \quad (3.15)$$

Con m_y momento estático respecto del eje y .

- Según $P/2$:

$$\sigma_{xx2} = \frac{M_y \cdot z_{max}}{I_{yy}} K_{tn} \quad (3.16)$$

$$\tau_{xz} = \frac{P \cdot m_z}{a_{pm} \cdot I_{yy}} \quad (3.17)$$

En este punto se dificultan los cálculos debido a que no hay una sección homogénea, sino que debemos plantear las integrales, para calcular los momentos estáticos y de inercia para las distintas tensiones. Todo esto se desarrolla en la sección B.6. Luego las ecuaciones finales quedan de la siguiente manera:

$$\sigma_{xx1} = \frac{M_z \cdot y_{max}}{I_{zz}} K_{tn} = \frac{(N \cdot b)(a_{pm}/2)}{I_{zz}} K_{tn} \tag{3.18}$$

$$\tau_{xy} = \frac{N \cdot m_y}{2 \cdot e_{pm} \cdot I_{zz}} = \frac{N \cdot m_{xy}}{2 \cdot e_{pm} \cdot I_{zz}} \tag{3.19}$$

$$\sigma_{xx2} = \frac{(P/2 \cdot b) \cdot h/2}{I_{yy}} K_{tn} \tag{3.20}$$

$$\tau_{xz} = \frac{P \cdot m_z}{a_{pm} \cdot I_{yy}} \tag{3.21}$$

Donde K_{tn} es el concentrador de tensiones para la flexión según la figura 3.2.20. Donde se contempla que la relación entre en ancho de la pieza y el agujero es 0,42 y que la relación del diámetro sobre el espesor es 0,5. Y se obtiene que $K_{tn} = 2$ para la flexión producto de M_y (σ_{xx1}) y que $K_t = 1,4$ producto de M_z (σ_{xx2}).

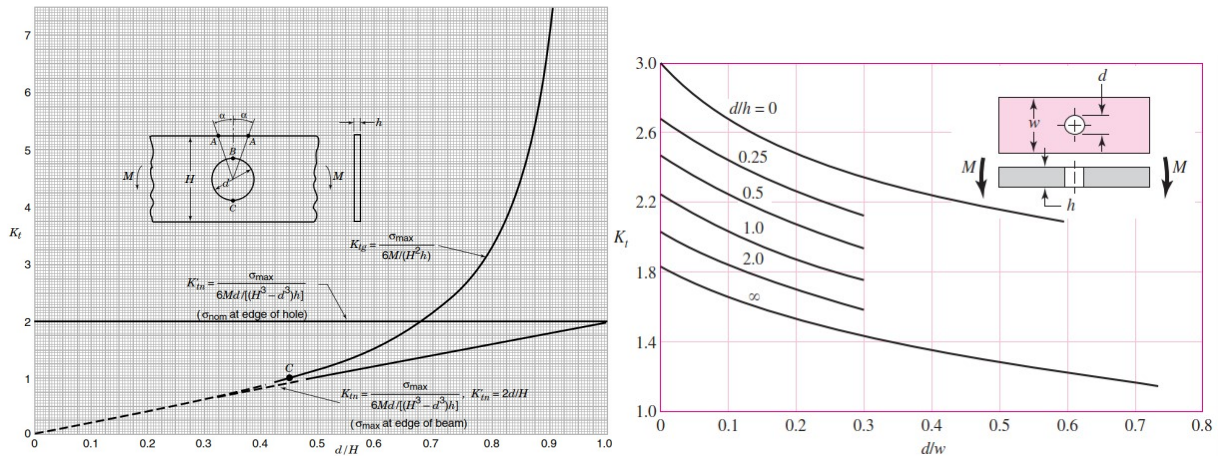


Figura 3.2.20: Concentrador de tensiones principales para placas en flexión de Peterson [4] y Shigley [1]

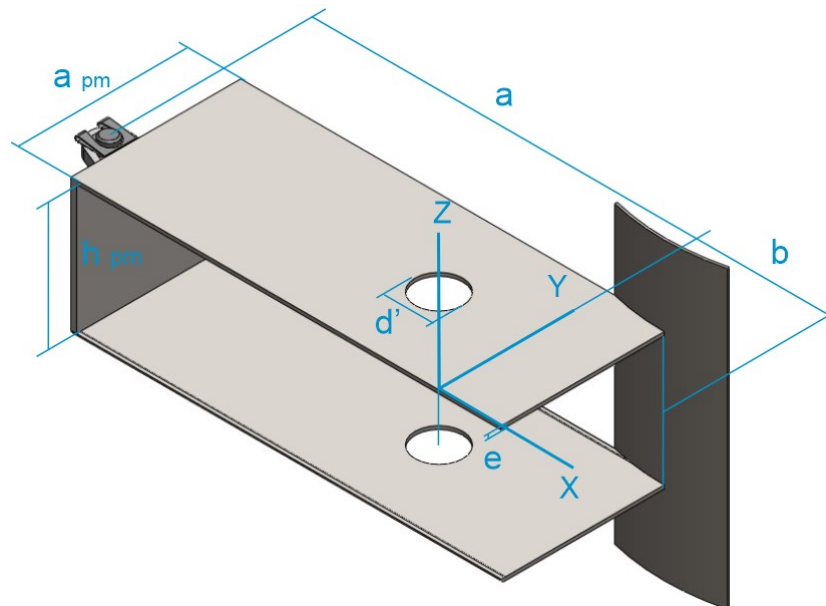


Figura 3.2.21: Diagrama con cotas de pieza móvil.

Con todas estas consideraciones, llegamos a las siguientes dimensiones para las placas principales del conjunto móvil que hacen referencia a la figura 3.2.21.

Donde:

- a_{PM} : Ancho de las piezas
- e : Espesor de las piezas.
- a : Brazos de palanca del eje hacia la aplicación de la fuerza del vástago.
- b : Brazos de palanca del eje hacia la pala.
- d' : Agujero para el eje de soporte.

Tabla 3.2.5: Parámetros pieza móvil con peso en Z.

Variable	Resultado	Unidades
a_{pm}	125	mm
a	260	mm
b	120	mm
a/b	2,17	
e	2,85	mm
d'	42	mm
h_{pm}	120	mm
K_t	1,4 - 2	-
σ_{xx1}	49,41	MPa
τ_{xy1}	5,71	MPa
σ_{xx2}	1,83	MPa
τ_{xz}	0,03	MPa
σ_{VM}	52,18	MPa

Soporte interno pieza móvil

La pieza que conecta internamente la pieza móvil en el extremo opuesto a la pala, consiste de una placa del mismo acero que las placas de la pieza móvil, mismo espesor y ancho. La unión con el resto del conjunto móvil esta hecha con una soldadura de penetración total y a la mitad de la misma, va montado un caballete LBG (amarre de la rótula oscilante del vástago del cilindro) que vincula el cilindro con el conjunto móvil. La tensión en todas estas piezas se genera en el momento en el que el conjunto está apretando sobre el barril, en el resto de los movimientos el cilindro llega a su final de carrera pero el conjunto móvil no tiene tensiones asociadas. Teniendo esto en cuenta, se define la posición del mencionado soporte interno, para que al generarse la máxima tensión la dirección de aplicación de F_a sea perpendicular al conjunto móvil, para minimizar al máximo la aparición de esfuerzos de torsión en esta pieza.

En la figura 3.2.22 se muestra una vista de la pieza. Para los cálculos se considerará solo la chapa donde se amarra el caballete y se considerará empotrada por los extremos.

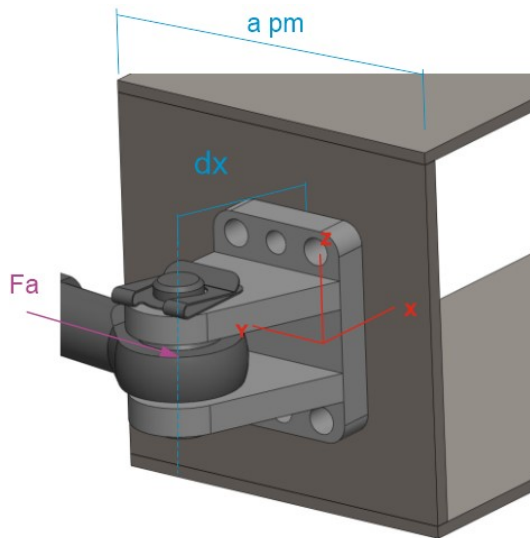


Figura 3.2.22: Disposición inicial de la unión del conjunto móvil con el cilindro.

Con estas tensiones, se calculan los esfuerzos a lo largo de la pieza y en los extremos soldados. Entonces se genera: una tensión σ_{zz} debido al momento flector del DCA en el plano zy y una tensión τ_2 debido al corte producto de la aplicación de la fuerza del actuador.

Al calcularse el momento torsor y considerándose el coeficiente de seguridad se decide mover el sistema de unión para que la dirección de la fuerza que aplica sea perpendicular a la superficie de unión. Por lo que la pieza puede calcularse considerando el caso de una fuerza aplicada puntualmente en el centro de una viga empotrada en los extremos. Para cuyo caso corresponden las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{zz} = \frac{M_x \cdot a_{vi}/2}{I_{xx}} \quad (3.22)$$

$$\tau_2 = \frac{3 F}{2 A} \quad (3.23)$$

Siendo a_{vi} el ancho del vinculo interno. Para cuyo caso se consideró el ancho de la pieza

a amarrar. Esta modificación no alcanza para verificar las tensiones en la zona, por que se agrega una cartela por detrás perpendicular, que aumenta la rigidez de la pieza.

Por lo que la sujeción resulta como se muestra a continuación:

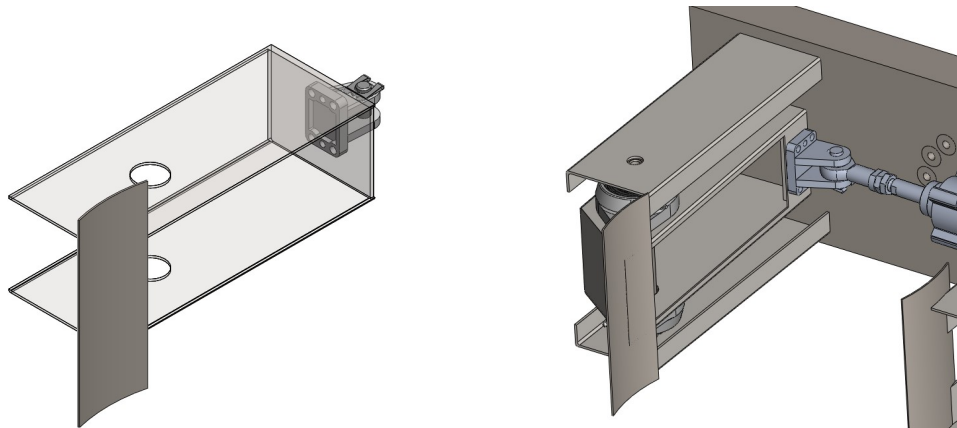


Figura 3.2.23: Anterior y actual disposición del soporte del vinculo interno del conjunto móvil.

Teniendo en cuenta todo lo expuesto anteriormente se calculan las tensiones de la pieza.

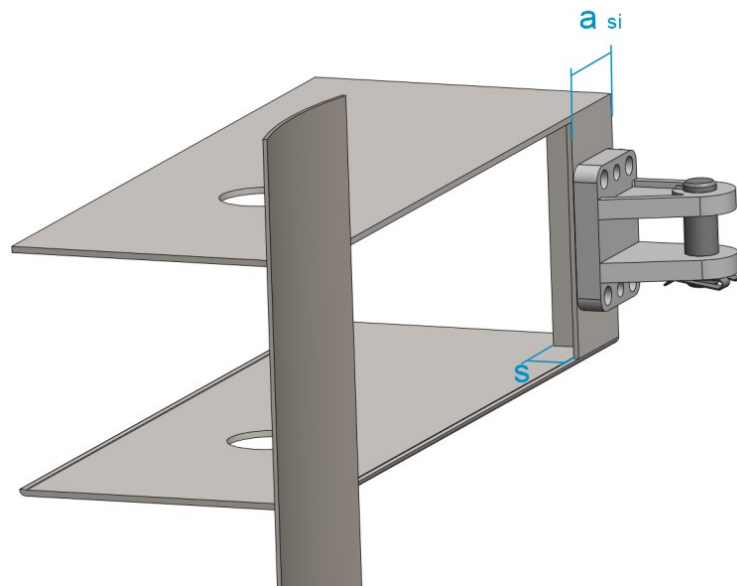


Figura 3.2.24: Dimensiones del soporte interno de la pieza móvil.

Donde:

- a_{si} : ancho de la pieza principal, de igual ancho que el soporte LBG de SMC.
- e : espesor de las piezas, que en el caso son del mismo espesor que el resto de la pieza móvil.
- S : alto de la cartela soldada detrás del apoyo del soporte.

Tabla 3.2.6: Parámetros soporte interno del conjunto móvil con peso en Z.

Variable	Resultado	Unidades
a_{si}	50	mm
e	2,85	mm
S	20	mm
σ_{zz}	25,38	MPa
τ_{zx}	15,37	MPa
σ_{VM}	36,78	MPa

3.2.4. Rodamientos

Para el movimiento de oscilación que permitirá el apriete y la liberación del barril, es necesario un elemento que permita el deslizamiento entre dos superficies, que no requiera un montaje/desmontaje complejo y a la vez sea compacto. Para esto se decide montar rodamientos. En este caso rodamiento soporta una carga alternante en una situación en la que no llega a dar más de un cuarto de vuelta y lo hace a baja velocidad. Bajo estas condiciones los rodamientos se seleccionan según su capacidad de carga estática y no bajo la dinámica. Esta carga es la que provocaría una deformación permanente de la bola o el camino de rodadura del rodamiento.

En el anexo B.7 se define el método de unión de los rodamientos al eje y se calcula la capacidad de carga estática C_0 del rodamiento a elegir, teniendo en cuenta que la carga estática equivalente se calcula como $P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a$. Dando como resultado una $C_0 = 11,76kN$.

Con este valor de capacidad estática se busca dentro del catálogo los rodamientos opcionales para la aplicación. Las combinación de capacidad de carga requiere la selección de un alojamiento de fundición gris aptos para cargas de impacto.

Dentro de este grupo se elije el mecanismo de fijación con prisioneros, que consta de 2 tornillos dispuestos a 120° grados que admite movimientos en direcciones alternadas. Lo siguiente es elegir el tipo de alojamiento, que es de fundición gris pero de forma ovalada, para ocupar el menor espacio posible a lo ancho del conjunto móvil (figura 3.2.25). Al buscar en el catálogo de SKF se encuentra la unidad deseada: FYTB 40 TF (D.1.8).



Figura 3.2.25: Rodamiento SKF con su alojamiento ovalado Y.

3.2.5. Soporte conjunto móvil

Para el soporte del conjunto móvil se emplearon dos perfiles en U dispuestos simétricamente. Estas son atravesadas por los pernos que vinculan el eje soporte con estas dos piezas. Los cálculos de tensiones se realizan en 2 puntos: el agujero por donde atraviesa el perno del eje soporte (punto o') y la unión con la placa base (punto o).

La figura 3.2.26 indica los SR considerados para realizar los cálculos en los distintos puntos del elemento. La fuerza F_y es la fuerza resultante máxima que se podrá aplicar en el eje producto del equilibrio de fuerzas entre el eje y la fuerza normal del barril, todas fuerzas en el eje Y. Luego en la componente Z tenemos el peso del barril que se considera la mitad del peso del barril ya que la otra mitad estará soportada por el soporte del brazo fijo.

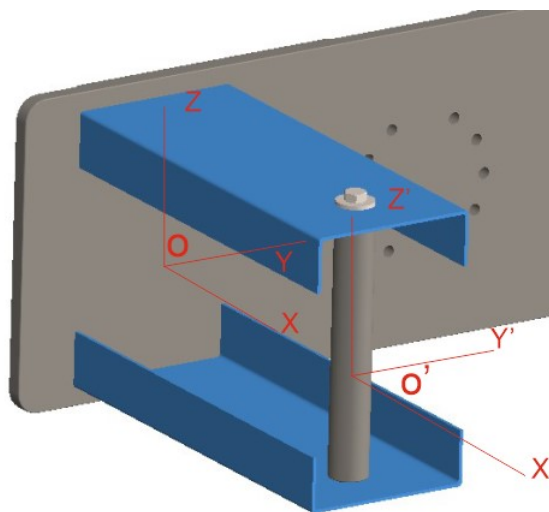


Figura 3.2.26: Sistemas de referencias considerados en el soporte de la pieza móvil.

Sección o'

Para los cálculos en este punto se considera la sección indicada en la figura 3.2.27. En el anexo B.8 se desarrollan los cálculos de los momentos estáticos e inercias empleados en los cálculos de tensiones (m_y , m_z , I_{zz} e I_{yy}).

En el anexo B.8.1 se desarrollan los concentradores de tensiones de este punto. Resumidamente se contempla un coeficiente producto de la flexión en $M_{y'}$ debido al peso que toma el valor de $K_{tn} = 1,69$.

Luego hay un pequeño caso de torsión en la pieza debido a que el punto de aplicación de la fuerza del eje sobre los soportes no está en el centro geométrico de los perfiles, pero se lo considera despreciable frente al resto de esfuerzos.

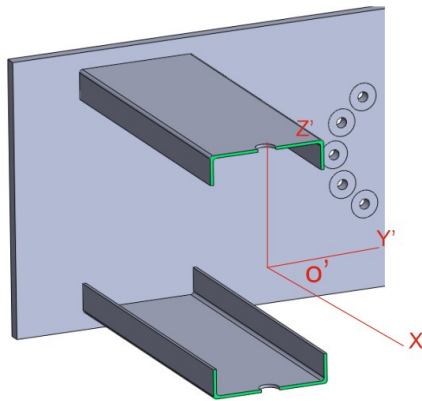


Figura 3.2.27: Corte en la sección o' del soporte móvil con SR.

Para el análisis de las fuerzas, se aprecia que el eje transmite al agujero una fuerza en Y (F_y) que se ve transmitida al soporte del conjunto pero que no genera momento alguno, ya que el rodamiento montado sobre el eje no lo permite. Esto no sucede con el peso que si tiene un corte asociado y un brazo de palanca que tenderá a flexionar los soportes, donde el momento será el peso por la distancia entre el eje y el centro de la pala (calculada en la sección 3.2.3 como distancia b). Se realizan los cálculos contemplando un perfil comercial en U de ancho de 120 mm (seleccionado teniendo en cuenta el ancho del rodamiento), una altura de 30 mm (limitada por interferencias con el rodamiento) y espesor de 2 mm. En el cuadro 3.2.7 se resumen los resultados de los cálculos producto de las tensiones en este punto.

- F_y :

$$\tau_{xy} = \frac{m_z \cdot F_y}{2e \cdot I_{zz}} \quad (3.24)$$

- P:

$$\sigma_{xx} = K_{tn} \frac{M_y \cdot z_{max}}{I_{yy}} = K_{tn} \frac{(b \cdot P) \cdot (H/2 + e_{sop})}{I_{yy}} \quad (3.25)$$

$$\tau_{xz} = \frac{m_y \cdot y}{a_{sop} I_{yy}} = \frac{m_y \cdot H/2}{a_{sop} I_{yy}} \quad (3.26)$$

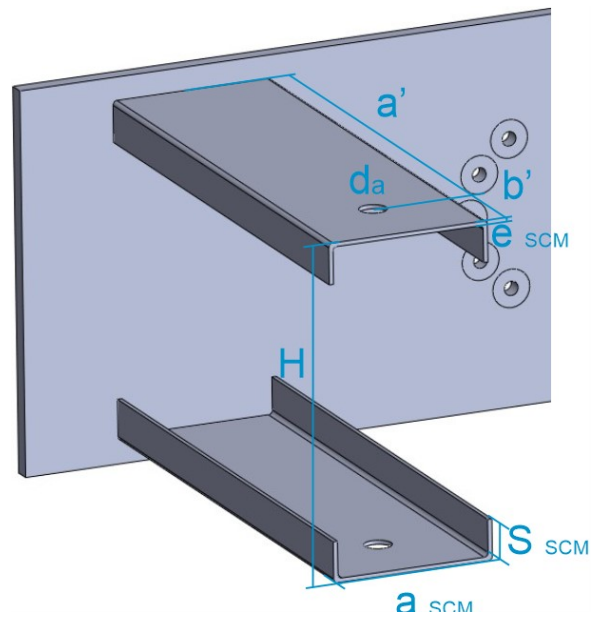


Figura 3.2.28: Dimensiones del soporte del conjunto móvil.

Donde:

- a' : Es la dimensión del eje a la base de la garra. Que es igual al brazo de acción desde el eje al actuador más un gap.
- b' : Distancia del eje al extremo del perfil en voladizo.
- H : Distancia vertical entre los planos exteriores de los perfiles en U.
- d_a : Diámetro del agujero.
- e_{SOP} : Espesor de los perfiles en U.
- a_{SOP} : Ancho de los perfiles del soporte.
- S_{SOP} : Alto total de los pliegues de los perfiles en U.

Tabla 3.2.7: Parámetros soporte conjunto móvil en unión con eje con peso en Z.

Variable	Resultado	Unidades
a_{SCM}	120	mm
S_{SCM}	30	mm
a'	310	mm
b'	50	mm
e_{SCM}	2	mm
H	240	mm
d_a	20	mm
σ_{xx1}	0	MPa
τ_{xy}	11,62	MPa
σ_{xx2}	0,90	MPa
τ_{xz}	0,01	MPa
σ_{VM}	20,15	MPa

Sección o

En esta sección se aprecia que no hay un agujero por lo que la geometría cambia y el momento de inercia es mayor. Pero existe ahora un brazo de acción de la fuerza F_y que genera tensiones por flexión y aumenta el brazo de acción del peso, por lo que las tensiones principales por la flexión que genera el peso serán mayores.

Entonces para esta sección tenemos los siguientes esfuerzos involucrados:

- F_y :

$$\sigma_{xx1} = K_{tn} \frac{M_z \cdot y_{max}}{I_{zz}} = K_{tn} \frac{F_y \cdot (a') \cdot y_{max}}{I_{zz}} \quad (3.27)$$

$$\tau_{xy} = \frac{m_z \cdot F_y}{2e \cdot I_{zz}} \quad (3.28)$$

- P:

$$\sigma_{xx2} = K_{tn} \frac{M_y \cdot z_{max}}{I_{yy}} = K_{tn} \frac{(a' + b) \cdot P \cdot (H/2 + e_{sop} + S)}{I_{yy}} \quad (3.29)$$

$$\tau_{xz} = \frac{m_y \cdot y}{a_{sop} I_{yy}} = \frac{m_y \cdot H/2}{a_{sop} I_{yy}} \quad (3.30)$$

Se considera una distancia a' que no es la misma empleada en la sección 3.2.3 ya que hay una separación del conjunto móvil hasta la placa base. Por lo tanto, será una distancia unos 50 mm mayor que la dimensión a de la pieza móvil.

Verificamos las tensiones en esta sección de la pieza:

Tabla 3.2.8: Parámetros soporte conjunto móvil en unión base con peso en Z. $e = 2$ mm

Variable	Resultado	Unidades
σ_{xx1}	63,43	MPa
τ_{xy}	11,77	MPa
σ_{xx2}	1,70	MPa
τ_{xz}	0,01	MPa
σ_{VM}	66,63	MPa

Como se aprecia, realmente esta sección es la que tiene mayores tensiones, y con la que se dimensionará la pieza. Se aumenta el espesor a 3 mm y se re calculan las tensiones:

Tabla 3.2.9: Parámetros soporte conjunto móvil en unión base con peso en Z. $e = 3$ mm

Variable	Resultado	Unidades
a_{SCM}	120	mm
S_{SCM}	30	mm
a'	310	mm
b'	50	mm
e_{SCM}	3	mm
H	240	mm
d_a	20	mm
σ_{xx1}	43,58	MPa
τ_{xy}	7,92	MPa
σ_{xx2}	1,31	MPa
τ_{xz}	0,01	MPa
σ_{VM}	45,70	MPa

3.2.6. Soporte fijo

Para el caso del soporte fijo, se involucran los mismos esfuerzos desarrollados para el soporte del conjunto móvil, sección 3.2.5 pero en este caso con una distancia al punto de aplicación de la fuerza (C, figura 3.2.30) que es mayor que la distancia a' de la tabla 3.2.9 pero con una fuerza aplicada menor. En la imagen 3.2.29 se muestra un DCA del soporte fijo.

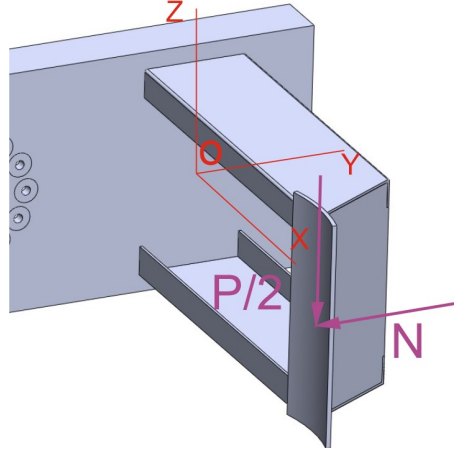


Figura 3.2.29: DCA soporte fijo peso en Z.

Y a continuación las ecuaciones según las fuerzas involucradas:

- N :

$$\sigma_{xx1} = \frac{M_z \cdot y_{max}}{I_{zz}} = \frac{N \cdot (a' + b) \cdot y_{max}}{I_{zz}} \quad (3.31)$$

$$\tau_{xy} = \frac{m_z \cdot N}{2e \cdot I_{zz}} \quad (3.32)$$

- P :

$$\sigma_{xx2} = \frac{M_y \cdot z_{max}}{I_{yy}} = \frac{(a' + b) \cdot P \cdot (H/2 + e_{sop} + S)}{I_{yy}} \quad (3.33)$$

$$\tau_{xz} = \frac{m_y \cdot y}{a_{sop} I_{yy}} = \frac{m_y \cdot H/2}{a_{sop} I_{yy}} \quad (3.34)$$

Para este caso, repetimos las dimensiones del soporte del conjunto móvil pero sin el agujero donde se vincula en eje. Por lo que repitiendo las dimensiones mencionadas anteriormente se obtienen los siguientes resultados:

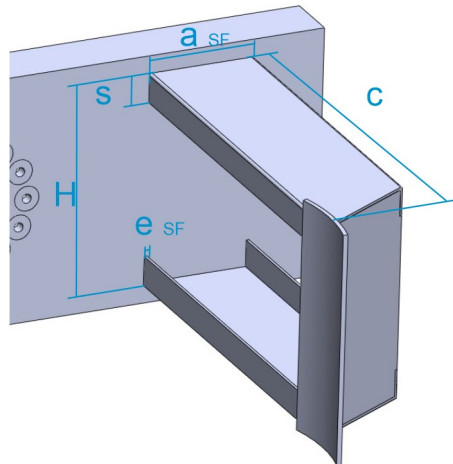


Figura 3.2.30: Dimensiones soporte fijo.

Tabla 3.2.10: Parámetros soporte conjunto fijo con peso en Z. $e = 3$ mm

Variable	Resultado	Unidades
a_{SCF}	120	mm
S_{SCF}	30	mm
C	310	mm
e_{SCF}	2	mm
H	240	mm
σ_{xx1}	41,36	MPa
τ_{xy}	5,42	MPa
σ_{xx2}	1,46	MPa
τ_{xz}	0,01	MPa
σ_{VM}	42,43	MPa

Como se puede apreciar, las tensiones son menores que en el soporte del conjunto móvil, a pesar de que tiene un brazo de palanca mayor. Esto se debe a que el eje del soporte, transmite una fuerza (F_y) que es la suma de la normal (N) y la fuerza del actuador (F_A), cuya diferencia es mayor que la producida por el aumento del brazo de palanca.

3.3. Solicitaciones con peso en X

En esta sección se considerarán los esfuerzos que se presentan cuando el peso se encuentra en la dirección X respecto al sistema de referencia solidario a la garra según la imagen 3.3.31. Se tendrán en cuenta las modificaciones de las piezas en función de la nueva componente del peso.

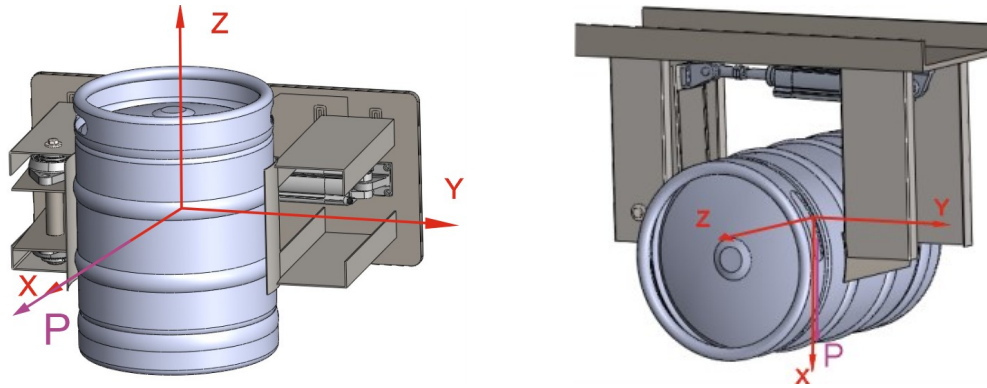


Figura 3.3.31: SR con peso en X

3.3.1. Pala

Con la nueva componente del peso cambian las tensiones calculadas según las ecuaciones 3.35 a 3.5. Con el nuevo diagrama de cuerpo aislado (figura 3.3.32) las tensiones se calculan como :

- Considerando la normal :

$$\sigma_{xx1} = \frac{M_z y_{max}}{I_{zz}} \quad (3.35)$$

$$\tau_{xy} = \frac{3N}{2A_t} \quad (3.36)$$

- Considerando el peso:

$$\sigma_{xx2} = \frac{M_z y_{max}}{I_{zz}} \quad (3.37)$$

$$\sigma_{xx3} = \frac{P}{A_t} \quad (3.38)$$

La diferencia es que en el eje en el que se aplica el peso, representa un momento flector (ya que la fuerza se aplica en la superficie de la pala) y una tensión axial. Y en este caso, a diferencia del peso en Z, se contempla que el peso está dispuestos sobre la mitad en voladizo de la pala por ello se contempla $P/2$ y no $P/4$ como en la sección 3.2.1.

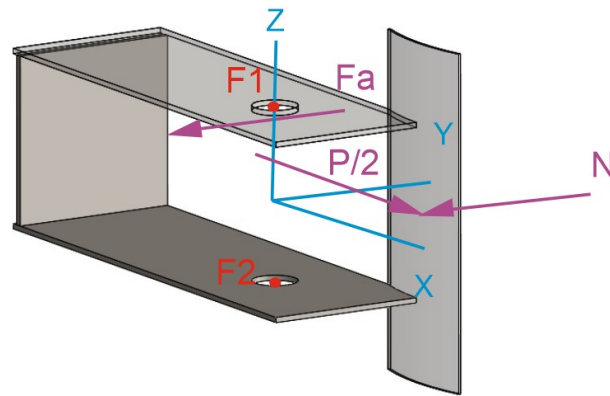


Figura 3.3.32: DCA pala con peso en dirección X.

Las tensiones debidas a la normal no tienen efecto alguno, y sigue siendo predominante en el cálculo de tensiones. Por lo que las dimensiones de la pieza no se ven modificadas por la misma.

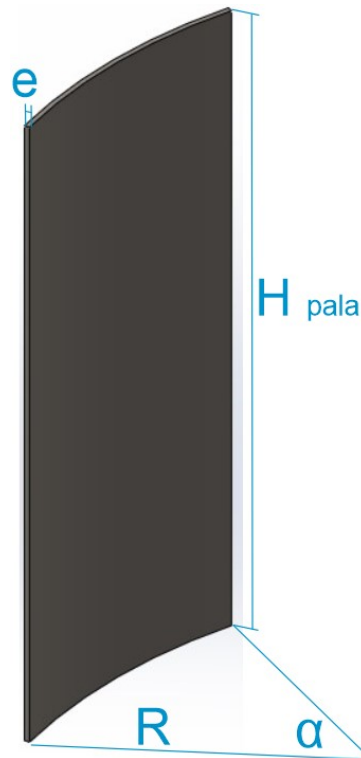


Figura 3.3.33: Dimensiones de pala.

Tabla 3.3.11: Parámetros de la pala con peso en X.

Variable	Resultado	Unidades
H_{pala}	240	mm
Espesor	5	mm
Radio curvatura	204	mm
α	24	°
σ_{xx1}	33,79	MPa
τ_{xy}	0,28	MPa
σ_{xx2}	3,95	MPa
τ_{xz}	0,39	MPa
σ_{VM}	34,48	MPa

3.3.2. Eje soporte

En cuanto al eje soporte, la variación de la componente del peso hace que el momento que inducía en la pieza móvil desaparezca, y en cambio produzca un corte en el eje que se transmite como dos fuerzas aplicadas puntualmente en el vínculo entre el eje y la pieza móvil, de magnitud igual a la cuarta parte del peso en cada punto.

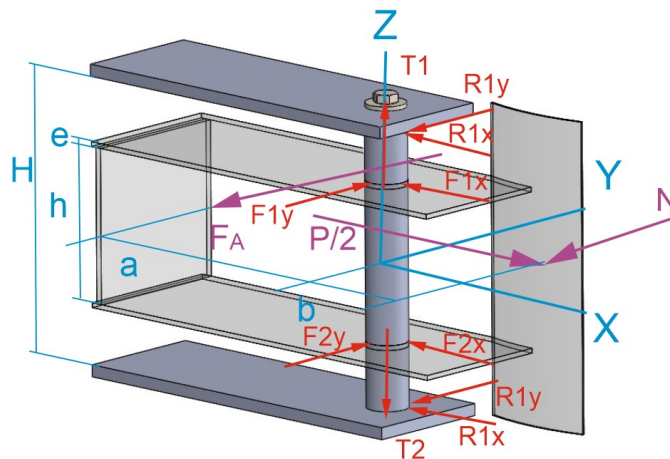


Figura 3.3.34: Fuerzas involucradas en el eje soporte con peso en X.

Ahora las tensiones antes calculadas variarán según:

- σ_{zz1} : El peso desaparece del cálculo de la tensión genera por las solicitaciones axiales. Por lo que solo se considerará el peso.
- σ_{zz2} : El eje sigue sometido a una flexión debido a los esfuerzos del peso, pero varían en dirección y valor.
- σ_{zz3} : No varía la flexión producto de la fuerza del cilindro y la normal del barril.
- τ_{zx} : Se mantienen los esfuerzos debido al corte ya que la fuerza del actuador y barril no varían.

Con esto dicho, las tensiones del peso varían en direcciones y magnitudes. Ahora el peso se considera distribuido equitativamente entre $F_{1y} = F_{2y} = P/4$. Esto produce que el

diagrama de carga cambie con respecto a los puntos donde se contempla principalmente el efecto del peso ecuación 3.7. Pero las ecuaciones planteadas anteriormente siguen siendo válidas y con estos nuevos cálculos las dimensiones y tensiones quedan como:

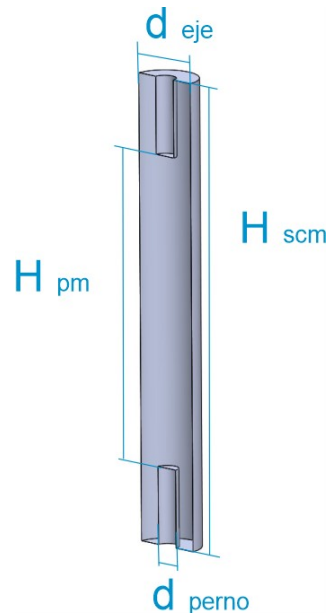


Figura 3.3.35: Esquema con cotas del eje.

Tabla 3.3.12: Parámetros eje soporte con peso en X.

Variable	Resultado	Unidades
H_{pm}	120	mm
H_{scm}	240	mm
d_{eje}	40	mm
d_{perno}	20	mm
σ_{zz1}	38,84	MPa
σ_{zz2}	1,58	MPa
σ_{zz3}	47,09	MPa
τ_{zx}	4,58	MPa
σ_{VM}	93,1	MPa

3.3.3. Pieza móvil

Se analizan nuevamente las tensiones que se producen en la pieza móvil. Para el peso en esta dirección solo variarán las tensiones que dependían del peso. Ahora en vez de haber un momento flector y un corte, hay una tensión axial igual a la fuerza sobre el área de la sección.

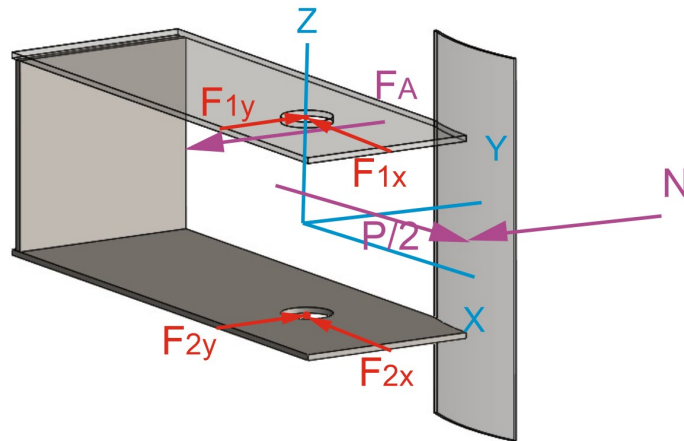


Figura 3.3.36: DCA de la pieza móvil con peso en X.

- Según P:

$$\sigma_{xx2} = \frac{P/2}{2 \cdot (e_{pm} \cdot (a_{pm} - d))} K_{tn} \quad (3.39)$$

Aquí hay que tener en cuenta la concentración por tensiones de un agujero sometido a tracción debido al peso. Donde se contempla el factor $K_{tn} = 2, 3$.

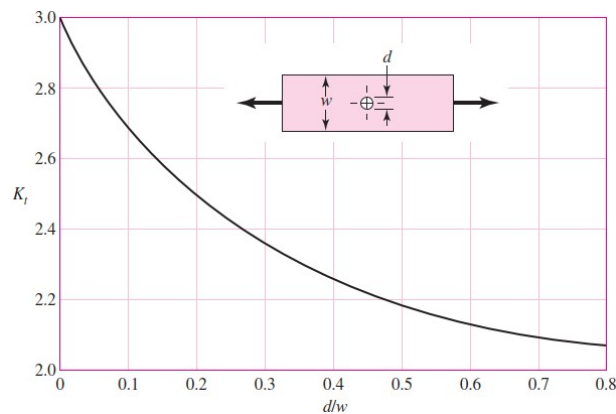


Figura 3.3.37: Concentrador de tensiones principales para placas a la tracción de Shigley [1]

Con este cambio se aumenta la tensión principal producto del peso con respecto a la producida por el momento flector en el caso anterior (de 1,83 MPa a 3,01 MPa, lo que hace pasar la tensión de 52,1 MPa a 53,34 MPa pasando el límite marcado de 52,5 MPa). En este punto la tensión aumenta superando la tensión establecida como límite y se decide modificar la geometría de la pieza, a un perfil en U igual que en el soporte del conjunto móvil. Por lo que se emplean las ecuaciones planteadas para la sección o' en 3.2.5. El ancho de la pieza se mantiene en 100 mm de mínimo, por que es el ancho del rodamiento que se monta sobre él. Agregándose la dimensión S a las dimensiones anteriores para indicar el alto del pliegue de las solapas.

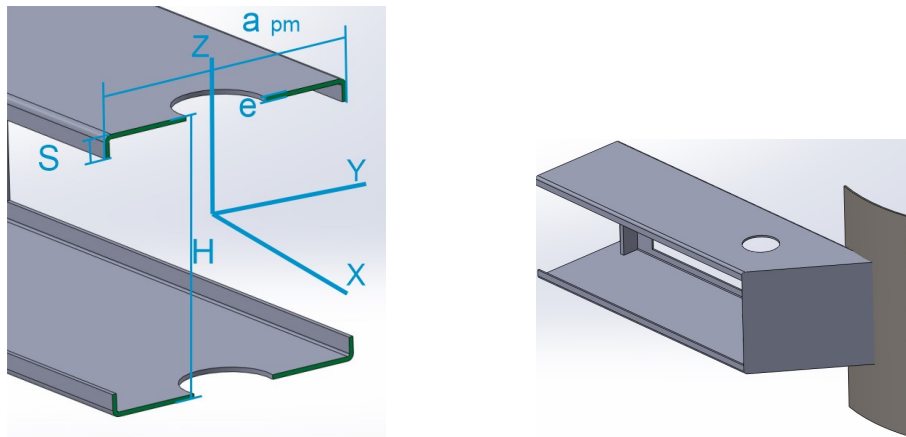


Figura 3.3.38: Nueva pieza móvil.

Y con esto las tensiones quedan como:

Tabla 3.3.13: Parámetros pieza móvil con peso en Z.

Variable	Resultado	Unidades
a_{pm}	100	mm
S	20	mm
a	260	mm
b	120	mm
a/b	2,17	
e	2	mm
d'	42	mm
h_{pm}	120	mm
K_t	2,3	-
σ_{xx1}	44,84	MPa
τ_{xy1}	8,97	MPa
σ_{xx2}	4,05	MPa
τ_{xz}	0	MPa
σ_{VM}	51,30	MPa

Soporte interno pieza móvil

En cuanto a esta pieza, debido a que la fuerza del peso es absorbida por el eje soporte y a su vez transmitida a los soportes del conjunto móvil. Esta pieza solo debe soportar la fuerza del actuador. Por lo tanto no se analiza la variación del peso.

3.3.4. Rodamientos

El efecto sobre los rodamientos no varía respecto del caso anterior. La fuerza radial se veía aumentada en 190 N producto del momento que generaba el peso en la dirección de Z, ahora la tensión que se produce radialmente debido al peso en la dirección de X es de 160 N por rodamiento (la cuarta parte del peso en cada rodamiento). Por lo tanto esta condición de carga es menor para los rodamientos.

3.3.5. Soporte conjunto móvil

En cuanto al soporte móvil, la variación de la dirección del peso genera una tensión axial en los dos puntos en los que se analiza la tensión. El peso deja de generar una flexión y pasa a una tracción, mientras que los esfuerzos generados por la fuerza de sujeción del barril no varían. Por lo tanto:

En la sección o' no hay tensión de corte τ_{xz} (ecuación 3.30) y el cálculo de σ_{xx2} (ecuación 3.29) queda reemplazada por:

$$\sigma_{xx2} = \frac{P/2}{2[e_{sop} \cdot (a_{sop} - d_{sop} + 2 \cdot S)]} \quad (3.40)$$

Y en la sección o, las ecuaciones que dependen del peso son las ecuaciones 3.30 y 3.29. Por lo que ahora la 3.29 pasará a ser:

$$\sigma_{xx1} = \frac{P/2}{2[e_{sop} \cdot (a_{sop} + 2 \cdot S)]} \quad (3.41)$$

En el caso de la sección o' genera una mayor tensión principal pero se compensa con la desaparición de la tensión de corte 3.30. Y en el caso de la sección o, la tensión que se produce es mucho menor que las tensiones debidas a la flexión. Pero aparece un concentrador de tensiones debido al agujero en voladizo.

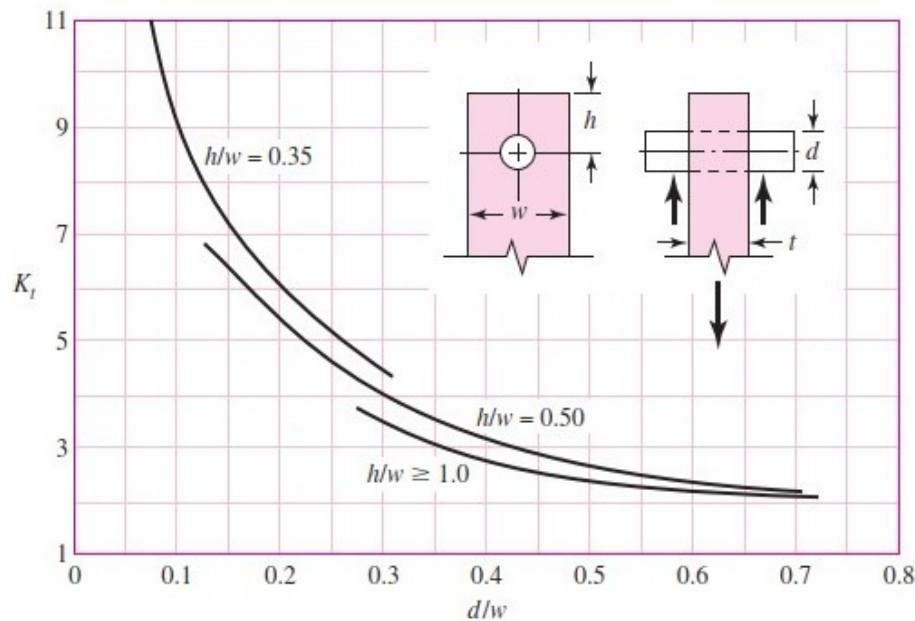


Figura 3.3.39: Concentrador de tensiones placa con pasador a través de agujero en voladizo.[1, Figura A-15-12]

Teniendo en cuenta que respecto del agujero se dejan unos 60 mm de voladizo, por lo que la relación $h/w \approx 0,5$ y $d/w \approx 0,17$. Dando un coeficiente $K_t = 6$. Esta nueva distribución de esfuerzos no conlleva una necesidad de cambios en las dimensiones de la pieza.

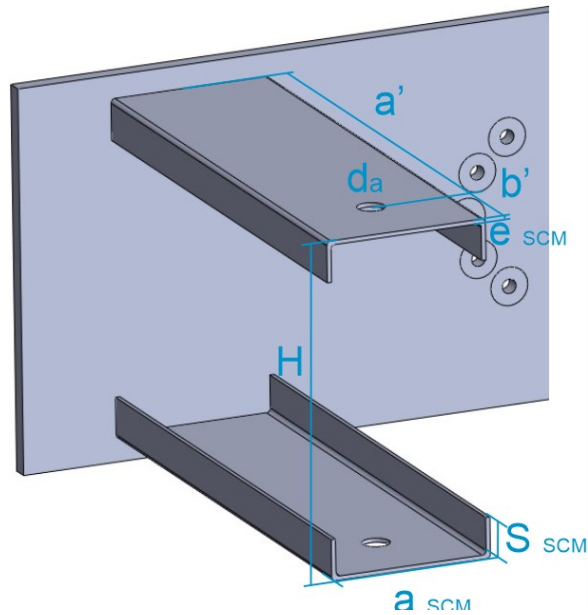


Figura 3.3.40: Dimensiones del soporte del conjunto móvil.

Tabla 3.3.14: Tensiones sección unión con la base $e=2,5\text{mm}$.

Variable	Resultado	Unidades
a_{SCM}	2	mm
S_{SCM}	30	mm
a'	310	mm
b'	50	mm
e_{SCM}	3	mm
H	240	mm
d_a	20	mm
σ_{xx1}	43,58	MPa
τ_{xy}	7,92	MPa
σ_{xx2}	0,29	MPa
τ_{xz}	0	MPa
σ_{VM}	45,69	MPa

3.3.6. Soporte fijo

En cuanto al soporte fijo, la variación de la dirección del peso genera el mismo efecto que en la sección o del soporte móvil. Desaparece la tensión de corte producto del peso, y aparece una tensión axial:

$$\sigma_{x2} = \frac{P/4}{0,707 \cdot 2 \cdot (e_{pf} + a_{pf})} \quad (3.42)$$

Por lo tanto el estado tensional es menor que el considerado en el caso anterior, por lo que se

3.4. Solicitaciones con peso en Y

En esta sección se pretende analizar como varían las tensiones en las piezas al variar la dirección del peso. Según el DCA de la garra en la imagen 3.4.41 se aprecia que la fuerza entre el barril y la pala es siempre igual al brazo de palanca del actuador a través del eje soporte. Si esta fuerza (F_A) fuese menor a la del peso del barril, el conjunto rotaría y se caería, pero como ha sido diseñado para mantener fijado el barril en condiciones más severas, esto no sucede.

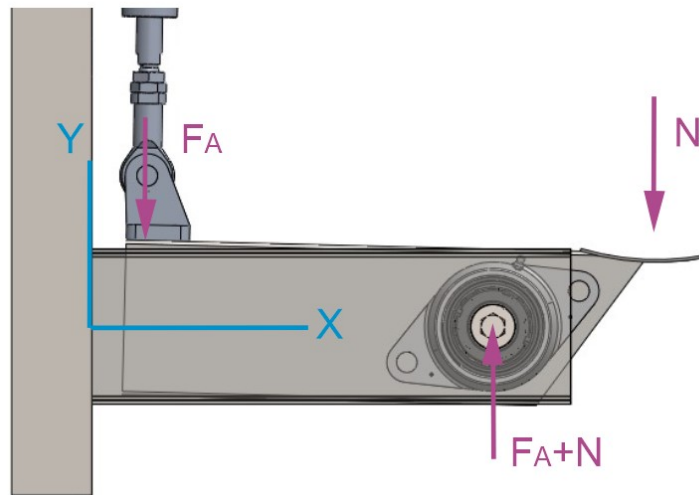


Figura 3.4.41: DCA conjunto móvil con soporte y barril.

Ahora, cuando el peso está en la dirección Y (en la dirección de la fuerza N , calculada en la sección 3.2.2), esta condición se sigue cumpliendo. Pero estas fuerzas se trasladan a través de los cuerpos (conjunto móvil, barril y pieza fija), y al estar el peso en esta dirección lo que sí variará será el esfuerzo aplicado en la pieza fija, tal como se aprecia en la figura 3.4.42. La fuerza aplicada en la pieza fija, entonces es igual a la fuerza N más el peso del barril.

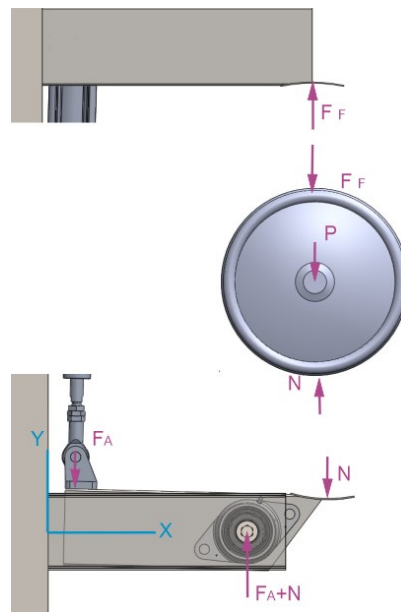


Figura 3.4.42: Fuerzas a través de conjunto móvil, barril y pieza fija.

Habiendo dicho esto, las fuerzas del conjunto móvil no se analizan con el peso en esta dirección, por lo que se analizará la variación en el soporte fijo.

3.4.1. Soporte fijo

Al girar el sistema de la figura 3.4.42 se aprecia que en el soporte fijo, la componente del peso y la normal se suman. Como las tensiones están en la misma dirección y aplicadas en el mismo punto solo tendremos tensiones σ_{x1} y τ_{xy} , que serán:

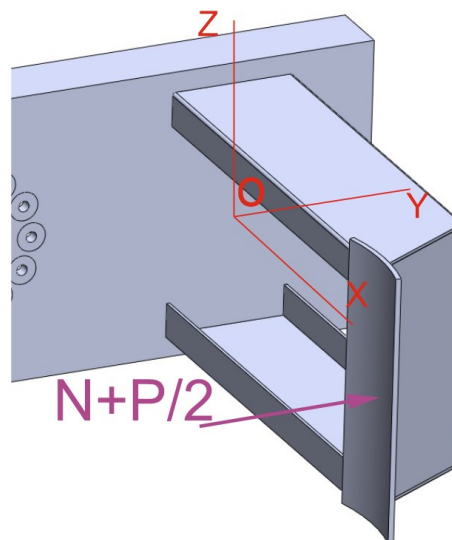


Figura 3.4.43: DCA soporte fijo peso en Y.

$$\sigma_{xx1} = \frac{M_z \cdot y_{max}}{I_{zz}} = \frac{(N + P) \cdot (a' + b) \cdot y_{max}}{I_{zz}} \quad (3.43)$$

$$\tau_{xy} = \frac{m_z \cdot N}{2e \cdot I_{zz}} \quad (3.44)$$

Con esta variación las dimensiones se mantienen y las tensiones quedan como:

Tabla 3.4.15: Dimensiones y tensiones calculadas en el soporte fijo con peso en Y.

Variable	Resultado	Unidades
a_{SCF}	120	mm
S_{SCF}	30	mm
C	310	mm
e_{SCF}	2	mm
H	240	mm
σ_{xx1}	49,47	MPa
τ_{xy}	6,48	MPa
σ_{xx2}	0	MPa
τ_{xz}	0	MPa
σ_{VM}	50,73	MPa

3.5. Análisis de vida útil a la fatiga

Para el análisis de fatiga se considerará el peor estado tensional de los 3 casos analizados anteriormente. El análisis de la fatiga se simplificará considerando que las tensiones debidas al actuador y al peso se aplican a la vez y trabajan conjuntamente. Esto no es del todo cierto, ya que al variar las tensiones debido al cambio de dirección del peso esto genera una fatiga de carga invertida distinta a la de la aplicación de la fuerza del actuador que es repetida. Pero como la variación del peso genera una variación máxima de 10 % se considera despreciable.

La carga aplicada será de tipo repetitiva, y los valores pico serán los calculados para cada una de las piezas.

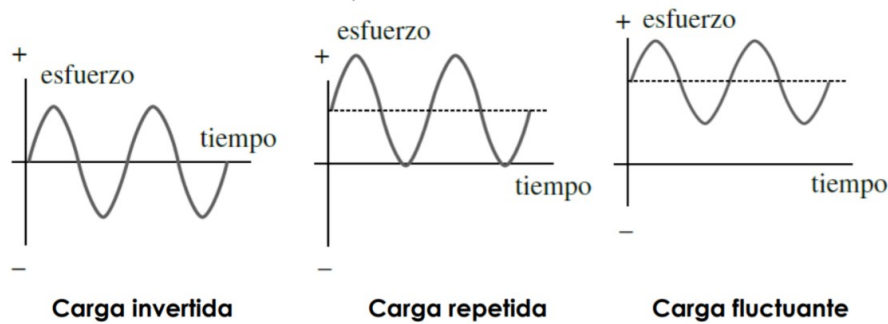


Figura 3.5.44: Esfuerzos variables con el tiempo.

El objetivo del análisis por fatiga busca evitar la formación de las microgrietas, para ello se consideran los estados tensionales en la superficie de cada una de las piezas analizadas. Por lo tanto no se tendrán en cuenta las tensiones de corte, ya que estas se generan en el interior de las piezas. La ecuación que se emplea para evaluar la fatiga es [1][ecuaciones 6-55 y 6-56]:

$$\sigma'_a = \left\{ \left[K_{f\ flex} \cdot \sigma_{a\ flex} + K_{f\ axial} \frac{\sigma_{a\ axial}}{0,85} \right]^2 + 3 [K_{f\ stor} \cdot \tau_{m\ tor}]^2 \right\}^{1/2} \quad (3.45)$$

$$\sigma'_m = \left\{ [K_{f\ flex} \cdot \sigma_{m\ flex} + K_{f\ axial} \cdot \sigma_{m\ axial}]^2 + 3 [K_{f\ stor} \cdot \tau_{m\ tor}]^2 \right\}^{1/2} \quad (3.46)$$

En nuestros casos las tensiones máximas serán las calculadas y las tensiones mínimas se considerarán nulas. Como la tensión media (σ_m) se define como $(\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$, y siendo σ_{min} igual a cero, la tensión σ_m será $\sigma_a/2$. La tensión alterna (σ_a) se define como $|(\sigma_{max} - \sigma_{min})/2|$ y por lo mismo, será igual a $\sigma_{max}/2$.

Habiendo dicho esto se procede a calcular para cada una de las piezas, la condición de carga con mayor σ_{VM} . Para estos casos se empleará un coeficiente de seguridad recomendado por Shingley [1] según el criterio de ASME-elíptica:

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2}} \quad (3.47)$$

Donde S_e es el límite de resistencia a la fatiga y S_{ut} es el límite de resistencia a la tracción.

Se emplean los criterios de ASME-elíptica y Langer para el diseño, sabiendo que todos los casos representan una recta de carga de pendiente 1 (figura 3.5.45) sabemos que las piezas fallarán según fatiga y no por la recta de Langer de fluencia.

El **coeficiente de seguridad** a verificar en todos los casos deberá ser mayor que **2**.

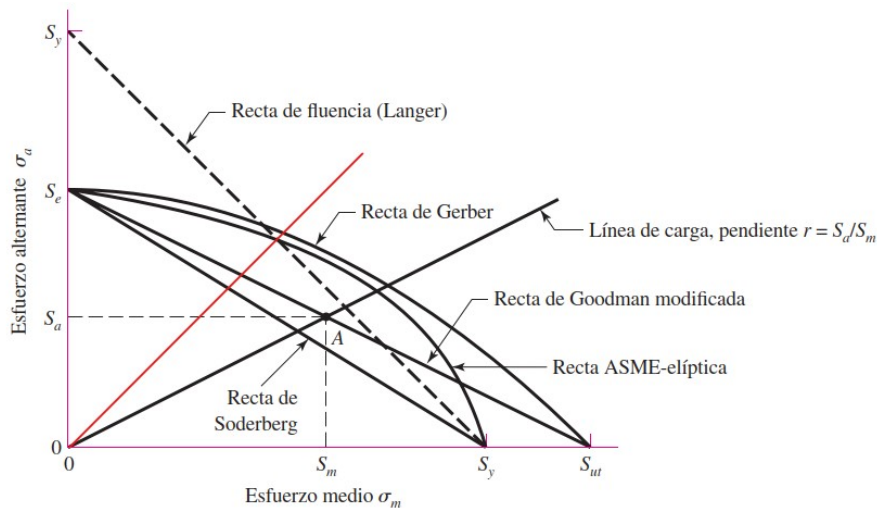


Figura 3.5.45: Línea de carga a 45° con diversos criterios de falla.

3.5.1. Coeficientes empleados

A continuación, se indicarán los coeficientes que son empleados para corregir el límite de resistencia a la fatiga de cada material. El límite de resistencia a la fatiga de una probeta de laboratorio, se considera como la mitad de la resistencia a la tracción del material ($S'_e = S_{ut}/2$). Luego esta probeta se corrige con los siguientes coeficientes para obtener el límite según la pieza analizada:

- k_a -** Factor de condición superficial: Se calcula empleando la ecuación 3.48 donde los coeficientes a y b se obtienen de la figura 3.5.46. Se considerarán los coeficientes correspondientes a piezas laminadas en caliente y frío correspondientemente. Teniendo en cuenta los materiales de la sección 3.1.7 los coeficientes serán 0,883 para las piezas laminadas en frío y 0,811 para laminado en caliente. Por lo que consideraremos el peor caso para todos los materiales empleados.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (3.48)$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 3.5.46: Factor de corrección de acabado superficial para fatiga.

- k_b - Factor de tamaño: Este coeficiente se analizará para cada pieza particular, ya que dependerá de la geometría de cada una de las piezas. Se tiene en cuenta la gráfica 3.5.47 para piezas cilíndricas.

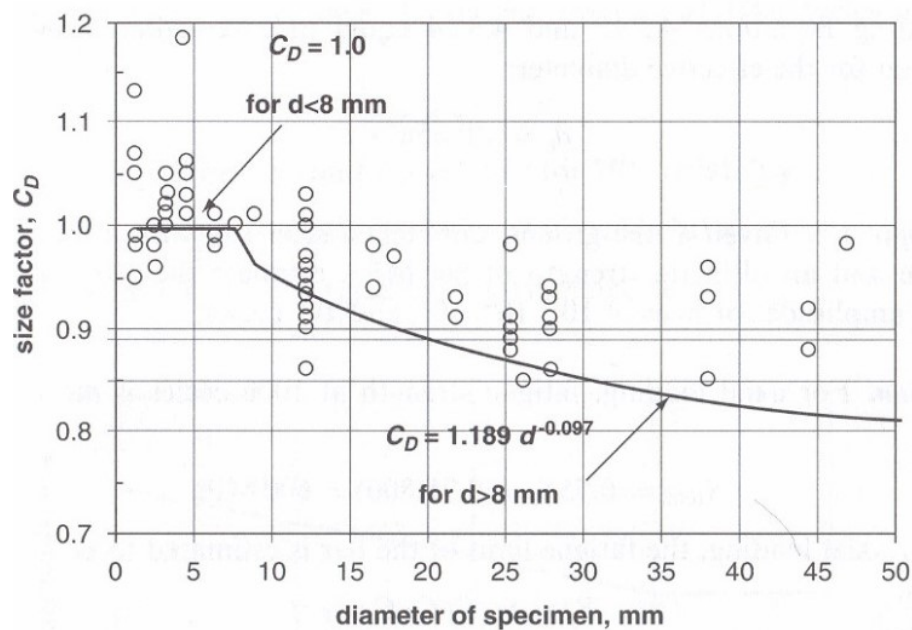


Figura 3.5.47: Coeficiente para factor de tamaño de fatiga.

- k_c - Factor de carga: Este coeficiente considera que el tipo de fuerza aplicada está incluida en las ecuaciones empleadas para calcular las tensiones de las ecuaciones 3.45 y 3.46. Será 1 para los esfuerzos por flexión, 0,85 esfuerzos axiales y 0,59 para torsión.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$

Figura 3.5.48: Coeficiente para factor de carga de fatiga.

- k_d - Factor de temperatura: No se considera que haya una temperatura de trabajo especial a tener en cuenta. Por lo que este coeficiente se considera 1.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Figura 3.5.49: Factor para corregir fatiga según la temperatura.

- k_e - Factor de confiabilidad: La mayoría de los datos de resistencias de tracción y fluencia de los materiales reportan valores medios, por lo tanto este factor intenta modificar la confiabilidad del valor empleado. En este caso se considerará una confiabilidad de un 99 % según la figura 3.5.50

$$k_e = 0,814 \quad (3.49)$$

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 3.5.50: Coeficiente para factor de confiabilidad de fatiga.

- k_f - Factor de efectos varios: Este factor intenta reducir el límite de resistencia a la fatiga debido a todos los efectos que no fueron incluidos en el resto de los coeficientes. Para nuestro caso se considerará un coeficiente de 0,8 debido a que la fatiga se reduce en un 20 % cuando la fatiga se produce en la dirección transversal respecto a su orientación de laminación.

Luego en cuanto a los concentradores de tensiones se considera que, como el radio de la muesca es mayor a 4 mm en todos los casos, la sensibilidad será 1. Por lo tanto k_t será igual a k_f . Esto se aprecia en la figura 3.5.51, donde se puede apreciar que las curvas tienen una tendencia hacia el valor 1. Por lo tanto se adopta este valor.

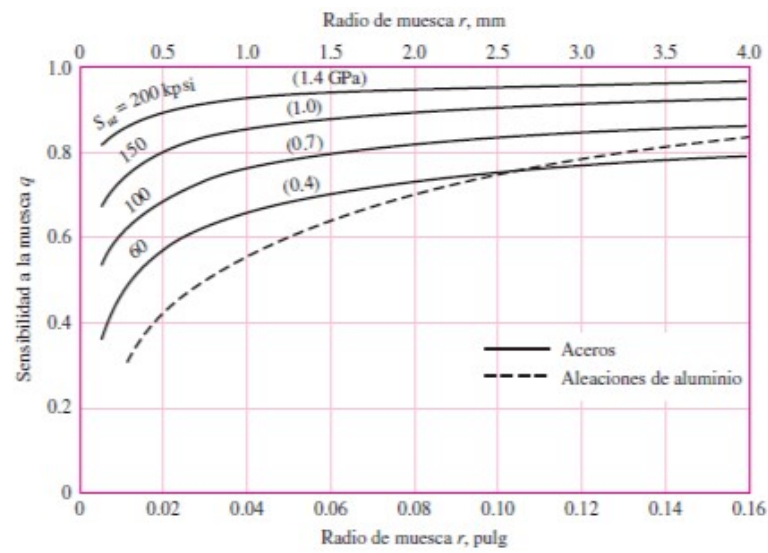


Figura 3.5.51: Diagrama de sensibilidad según el radio de muesca y S_{ut} .

3.5.2. Pala

Para el caso de la pala se considera el estado tensional con el peso en la dirección X, ya que es el más solicitado. Teniendo en cuenta esto, calcularemos las tensiones alternas. Considerando las tensiones debidas a la flexión y a la tracción, se calculan la tensión media y alterna como se comento anteriormente. El coeficiente de tamaño empleado para este caso se calcula como:

$$d_e = 0,808(h \cdot b)^{1/2} \quad (3.50)$$

$$k_b = 1,24d_e^{-0,107} = 0,73 \quad (3.51)$$

Con esto, y el resto de los coeficientes mencionados se resumen los cálculos en el cuadro 3.5.16. El coeficiente de seguridad según la ecuación 3.47 de Soderberg de 2,99 que verifica la pieza. Esta pieza, además, lleva soldadura por lo cual es necesario que su $\Delta\sigma < 50MPa$ como se indicó en 3.1.8, condición que está satisfecha. Resultados de los cálculos:

Tabla 3.5.16: Parámetros de fatiga en pala.

Variable	Resultado	Unidades
σ_{VM}	35,49	MPa
K_{flex}	1	
$\sigma_{mflex} = \sigma_{aflex}$	17,28	MPa
K_{axial}	1	
$\sigma_{maxial} = \sigma_{aaxial}$	0,13	MPa
σ_{aVM}	17,43	MPa
σ_{mVM}	17,41	
S_e	73,72	MPa
n	3,99	

Dando como resultado el siguiente diagrama de la figura 3.5.52 donde se aprecia que según la pendiente dada por la relación entre la tensión alterna y la media, la pieza tenderá a fallar por fatiga antes que por deformación.

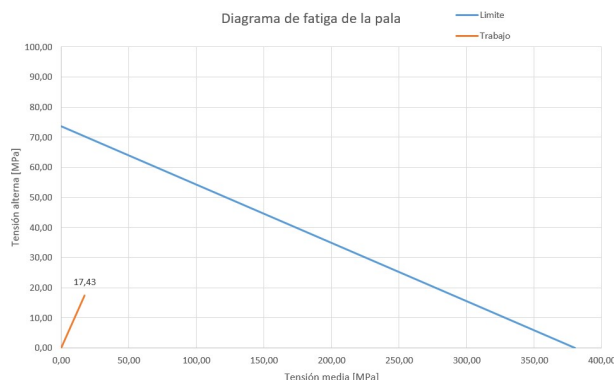


Figura 3.5.52: Diagrama de fatiga para la pala.

3.5.3. Eje soporte

Se contempla la condición de esfuerzos con el peso en la dirección de Z. Donde se considera Σ_{fmax} como la suma de las tensiones que producen flexión, y $\Sigma_{axialmax}$ la tensión producto de esfuerzos axiales.

Esta pieza se fabrica en acero SAE 1045, por lo que sus valores de S_{ut} y S_y varían del resto de las piezas. Para el cálculo del coeficiente de tamaño de la pieza, se considera la condición de una sección redonda hueca no rotativa y se calcula la dimensión efectiva según:

$$d_e = 0,370(d_{eje} - d_{perno}) \quad (3.52)$$

Y luego se calcula el coeficiente k_b como:

$$k_b = 1,24 \cdot d_e^{-0,107} = 1 \quad (3.53)$$

En este caso la tensión axial media y alterna se considerará la mitad de la suma de las tensiones debidas al peso y al apriete, mientras que la flexión contemplarán los esfuerzos debidos al cilindro. Con esta información y la calculada según las solicitaciones se calcula S_e y n y se grafican los resultados en 3.5.53:

Tabla 3.5.17: Parámetros de fatiga en el eje del soporte del conjunto móvil.

Variable	Resultado	Unidades
σ_{VM}	96,41	MPa
K_{flex}	1	
$\sigma_{mflex} = \sigma_{aflex}$	29,86	MPa
K_{axial}	1	
$\sigma_{maxial} = \sigma_{aaxial}$	19,92	MPa
σ_{aVM}	53,29	MPa
σ_{mVM}	49,78	
S_e	135,29	MPa
n	2,42	

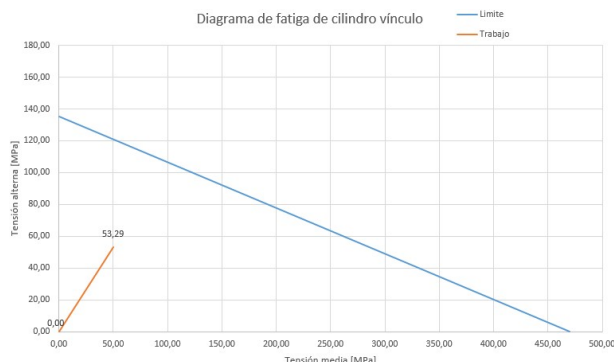


Figura 3.5.53: Diagrama de fatiga para el eje.

3.5.4. Pieza móvil

La condición de carga que se analizará será con el peso en la dirección de X, ya que representa la condición de mayor sollicitación. El factor de tamaño se calculará como:

$$d_e = 0,808(2 \cdot e_{pm} \cdot (a_{pm} - d))^{1/2} \quad (3.54)$$

$$k_b = 1,24 \cdot d_e^{-0,107} \quad (3.55)$$

Por lo que los coeficientes y las tensiones calculadas se indican a continuación:

Tabla 3.5.18: Nuevas tensiones en pieza móvil a la fatiga.

Variable	Resultado	Unidades
σ_{VM}	44,84	MPa
K_{flex}	2	-
$\sigma_{mflex} = \sigma_{aflex}$	22,42	MPa
K_{faxial}	2,3	-
$\sigma_{maxial} = \sigma_{aaxial}$	2,03	MPa
σ_{aVM}	68,26	MPa
σ_{mVM}	67,44	MPa
S_e	83,87	MPa
n	1,14	-

Con estas condiciones, se supera el coeficiente de seguridad establecido y surge la necesidad de modificar las dimensiones de esta pieza. Por lo que aumentamos el espesor y el ancho de la pieza para dar con el factor de seguridad necesario teniendo en cuenta los perfiles plegados comerciales. Y con estas condiciones se calculan las nuevas dimensiones con sus tensiones según el peso en X y la fatiga.

Tabla 3.5.19: Tensiones sección unión con la base.

Dimensiones y parámetros con peso en X.			Parámetros fatiga.		
Variable	Resultado	Unidades	Variable	Resultado	Unidades
a_{pm}	120	mm	σ_{VM}	27,24	MPa
S	30	mm	K_{flex}	2,8	-
e	3	mm	$\sigma_{mflex} = \sigma_{aflex}$	11,76	MPa
K_t	2,3	-	K_{faxial}	2,3	-
σ_{xx1}	23,53	MPa	$\sigma_{maxial} = \sigma_{aaxial}$	1,1	MPa
τ_{xy1}	5,64	MPa	σ_{aVM}	35,92	MPa
σ_{xx2}	3,05	MPa	σ_{mVM}	35,47	MPa
τ_{xz}	0	MPa	S_e	79,38	MPa
σ_{VM}	27,24	MPa	n	2,07	-

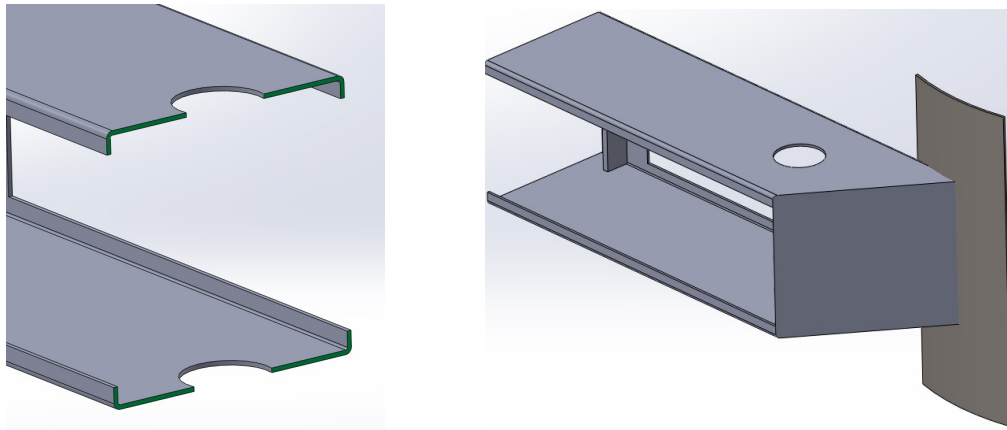


Figura 3.5.54: Pieza móvil redimensionada según vida útil a la fatiga.

Luego el diagrama de fatiga se indica en 3.5.55.

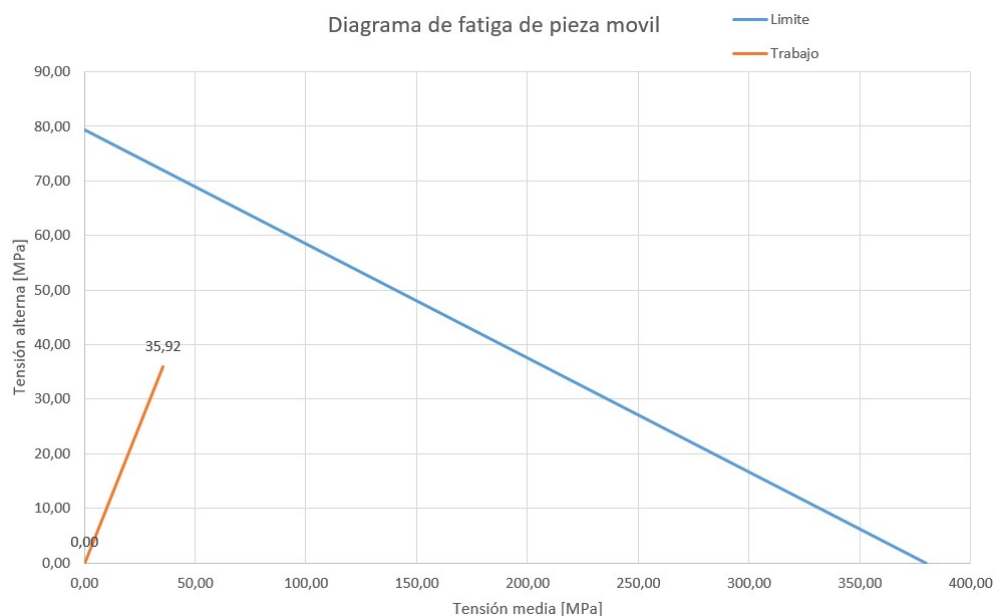


Figura 3.5.55: Diagrama de fatiga para la pieza móvil.

Soporte interno pieza móvil

Para el cálculo se considera el esfuerzo a la flexión calculado en la sección 3.2.3. Los coeficientes seleccionados para cada factor son:

- k_b - Se toman las dimensiones máximas y se calcula con la fórmula del d_e considerando el área de la cartela soldada, que es la condición más pesimista. k_b
- k_c - Considerado 1 para el caso de flexión.

Con estos valores y contemplando el caso en que la tensión alterna es igual a la media y que toda la tensión es debida a la flexión:

Tabla 3.5.20: Parámetros de fatiga soporte interno pieza móvil.

Variable	Resultado	Unidades
σ_{VM}	35,40	MPa
K_{flex}	1	
$\sigma_{mflex} = \sigma_{aflex}$	12,38	MPa
K_{axial}	1	
$\sigma_{maxial} = \sigma_{aaxial}$	0	MPa
σ_{aVM}	12,38	MPa
σ_{mVM}	12,38	MPa
S_e	100,31	MPa
n	7,31	

Dando así lugar al siguiente diagrama de fatiga:

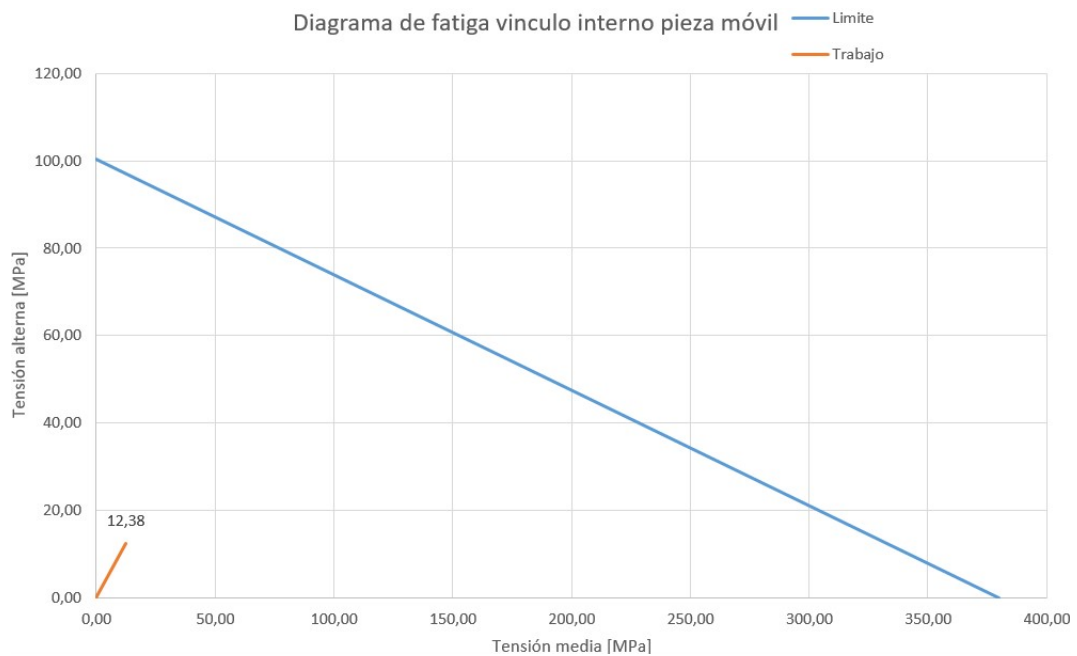


Figura 3.5.56: Diagrama de fatiga para el soporte interno del conjunto móvil.

3.5.5. Soporte del conjunto móvil

Se analizan las tensiones con el peso en dirección del cilindro (peso en Y) por ser su σ_{VM} mayor. Se calcula el coeficiente de tamaño de la siguiente manera:

$$d_e = 0,808(e_{sop} \cdot a_{sop})^{1/2} \quad (3.56)$$

$$k_b = 1,24 \cdot d_e^{-0,107} \quad (3.57)$$

En este caso solo hay tensiones de flexión y no axiales debido al peso en Y:

Tabla 3.5.21: Parámetros de fatiga soporte del conjunto móvil.

Variable	Resultado	Unidades
σ_{VM}	46,28	MPa
K_{flex}	1	
$\sigma_{mflex} = \sigma_{aflex}$	21,79	MPa
K_{faxial}	1	
$\sigma_{maxial} = \sigma_{aaxial}$	0	MPa
σ_{aVM}	21,79	MPa
σ_{mVM}	21,79	MPa
S_e	82,65	MPa
n	3,71	

Con estos valores y el coeficiente de seguridad de 2 establecido para el cálculo a la fatiga, vemos que $\Delta\sigma = 49,4$ y manteniéndose en los límites establecidos de la AWS mencionada en 3.1.8. Con estos valores se obtiene el siguiente diagrama:

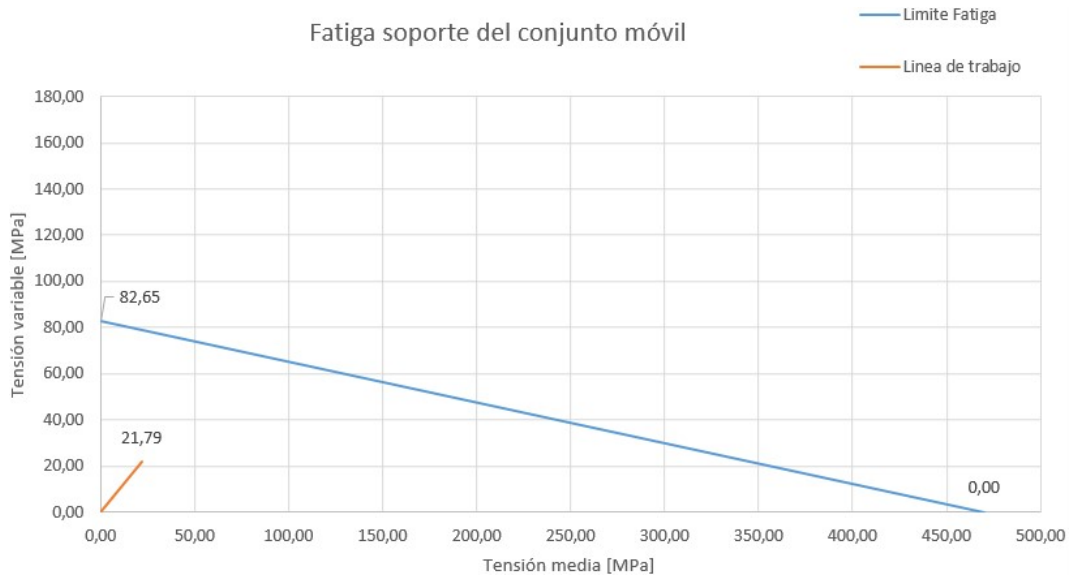


Figura 3.5.57: Diagrama de fatiga para el soporte del conjunto móvil.

3.6. Verificación eje según ASME

Todo eje o árbol que se diseñe debe ser siempre verificado según la norma ASME correspondiente, la cual se basa en el método de Soderberg:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_t}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{K_f \cdot M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}} \quad (3.58)$$

Siendo:

- d : Diámetro mínimo necesario en la sección analizada.
- S : Coeficiente de seguridad adoptado
- M_t : Momento torsor en la sección. No habiendo en este caso por ser un eje.
- σ_f : Tensión de fluencia del acero adoptado
- K_f : Concentrador de tensiones según material, discontinuidades y tipo de esfuerzos.
- M_f : Momento flector resultante en la sección analizada.
- σ_{wc} : Límite de fatiga corregido. $\sigma_{wc} = \sigma_w C_s C_t C_c$. Con $\sigma_w = 0,5\sigma_{ROT}$.

En nuestro caso como tenemos el límite a la fatiga corregido por los coeficientes de Marín, emplearemos ese valor como σ_{wc} . Eso junto con el coeficiente de seguridad de 3, nos dan que el eje debe tener mínimo 37 mm de diámetro. Lo que valida la dimensión actual del eje.

3.7. Diseño de base mediante Método de Elementos Finitos

Para la definición de las solicitaciones en la zona de los agujeros de la base, se realiza un análisis por elementos finitos, empleando el coeficiente de seguridad de 4 comentado a lo largo del proyecto. Esto se debe a que no existen estudios de coeficientes para corregir las tensiones con el patrón de agujeros que tiene la base.

En el anexo B.9 se desarrolla el estudio de sensibilidad de mallado para definir los tamaños de elementos y las condiciones límites del análisis.

Para el diseño de la placa base, se consideran las dimensiones máximas que puede tener la garra, las cuales consisten puramente en el alto de la misma, que está limitada a 280 mm que corresponde a la altura máxima del barril más pequeño. A lo ancho no se tiene limitación alguna y de espesor limitamos a unos 12 mm de acuerdo con la disponibilidad comercial. En el centro geométrico de la garra, se encuentra taladrado un patrón de agujeros con los márgenes de la garra del robot a emplear. Hasta el momento se contempla una serie R de FANUC, cuyo patrón se indica en la figura 3.7.58

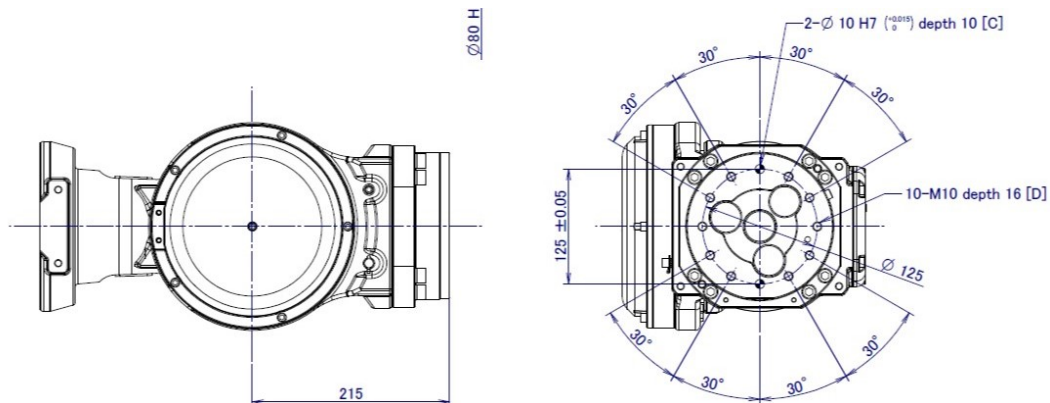


Figura 3.7.58: Plano anclaje a garra del robot.

Del análisis de la chapa base con las características comentadas surge una concentración de tensiones excesiva (según se aprecia en la imagen 3.7.59) sobre una región importante de la pieza. En esta figura se enseñan los puntos de tensiones calculados por el programa. Luego de iterar con distintos espesores, se decide hacer un planteo similar a los del resto de la garra: utilizar nervaduras.

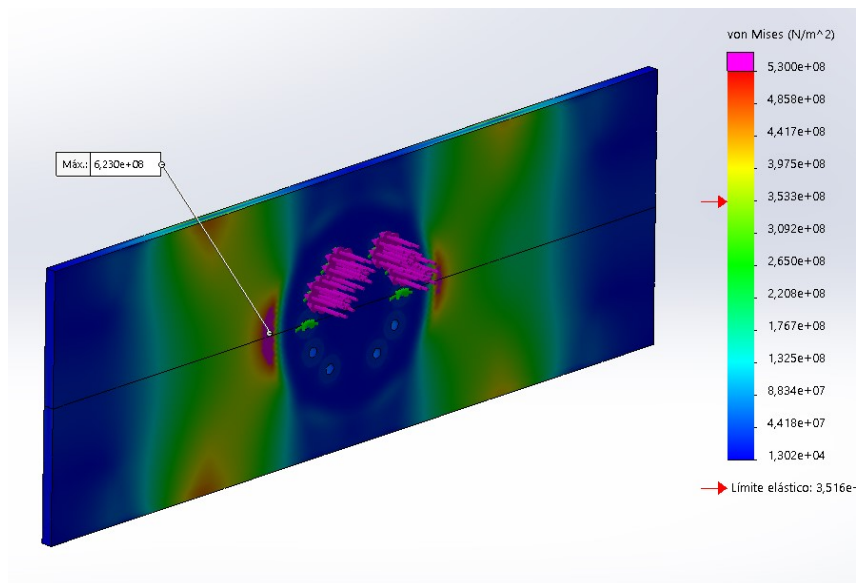


Figura 3.7.59: Tensiones en la base.

En este caso no se emplean pliegues por la dificultad de plegar una pieza de 12 mm de espesor. Por lo que se emplea un perfil del espesor de la garra soldado a modo de refuerzo por la zona trasera de la garra tal como se indica en las figuras 3.7.60. En estas figuras se indican las tensiones multiplicadas por 4 y divididas por la tensión de fluencia del material empleado en esta pieza, SAE 1045.

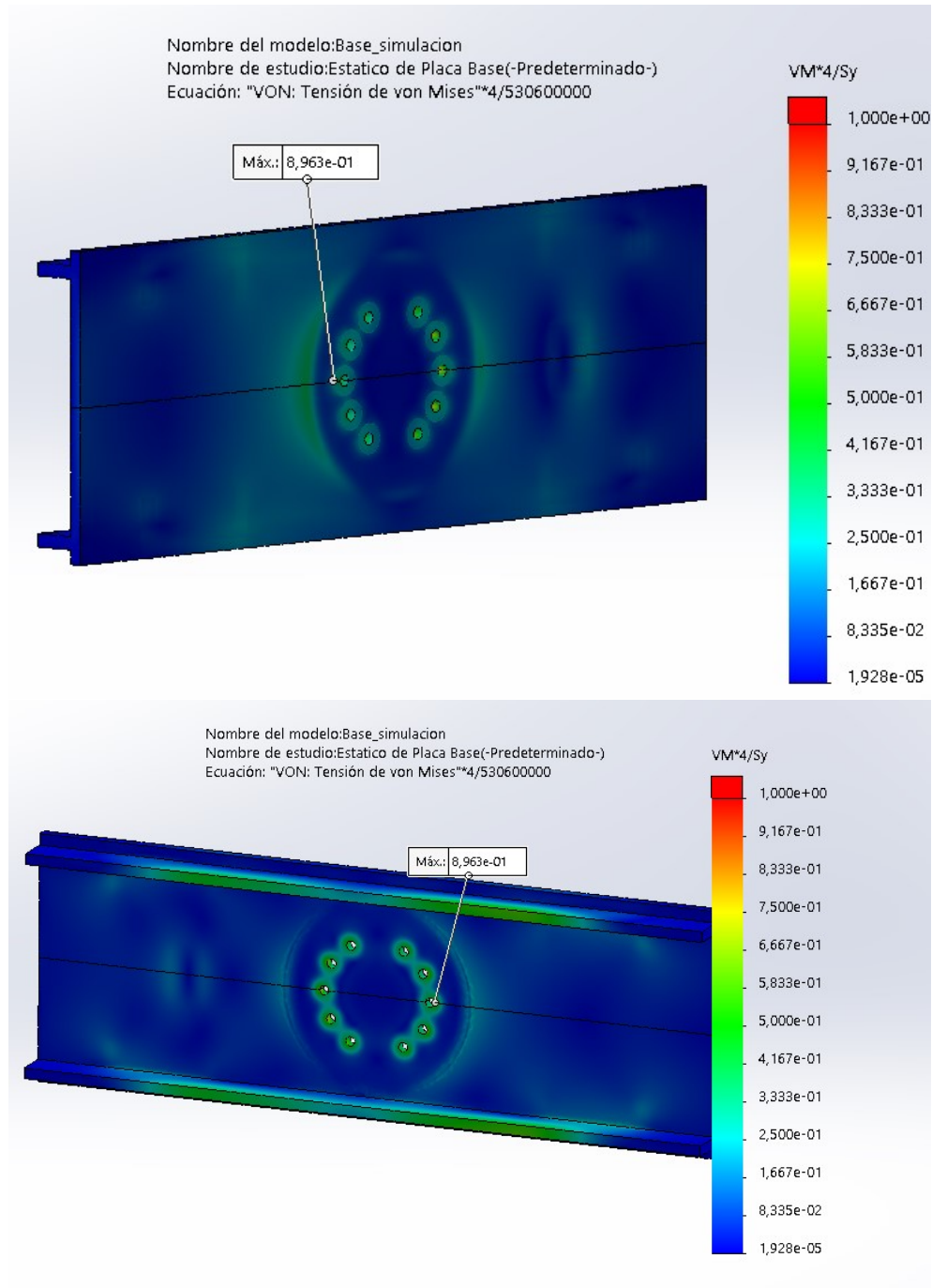


Figura 3.7.60: Relación de esfuerzos en base con coeficiente de seguridad sobre la tensión de fluencia.

Por lo que la pieza queda definida como una chapa de 260 mm de alto, limitado por la altura del barril de altura mínima, 700 mm de largo, definido por el ancho del barril y el tamaño de los soportes, y con un espesor de 12 mm y unas nervaduras soldadas de 50 mm definido por las tensiones.

3.8. Diseño final

Se emplea este capítulo a modo de resumen de las dimensiones y disposiciones de la célula.

3.8.1. Dimensiones finales de la garra

A continuación se resumen las dimensiones de todas las piezas que conforman la garra.

En la figura 3.8.61 se muestra la garra en dimensiones vinculado al robot industrial definido.

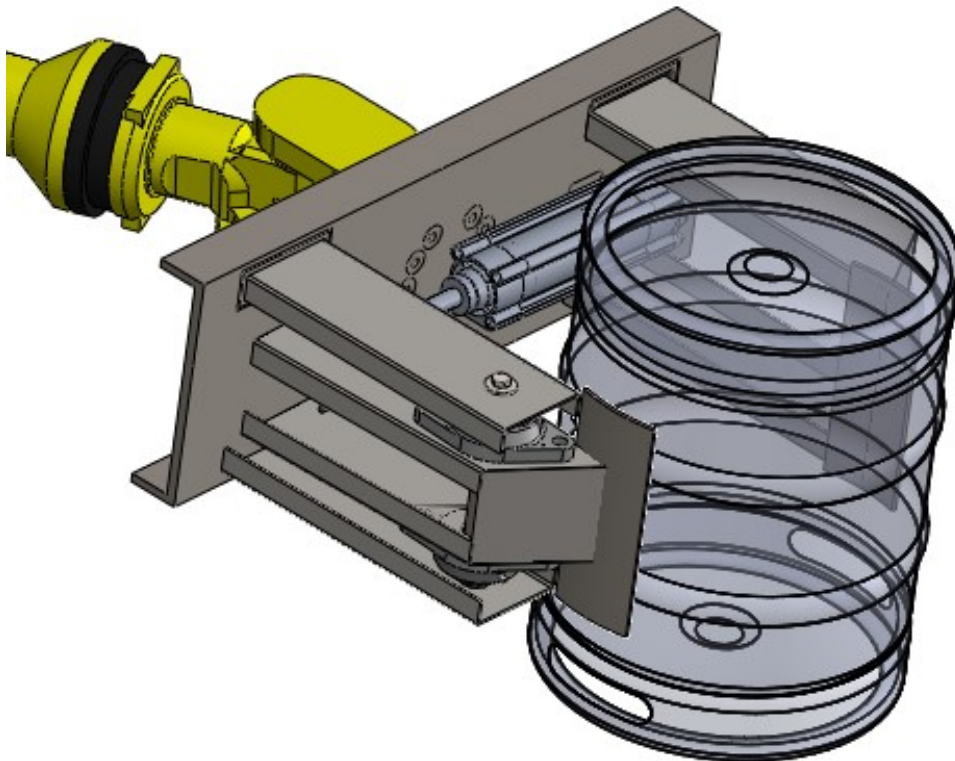


Figura 3.8.61: Diseño final de la garra.

Luego las cotas principales se enseñan en la figura 3.8.62. Para tener una noción general de las dimensiones reales de los mecanismos.

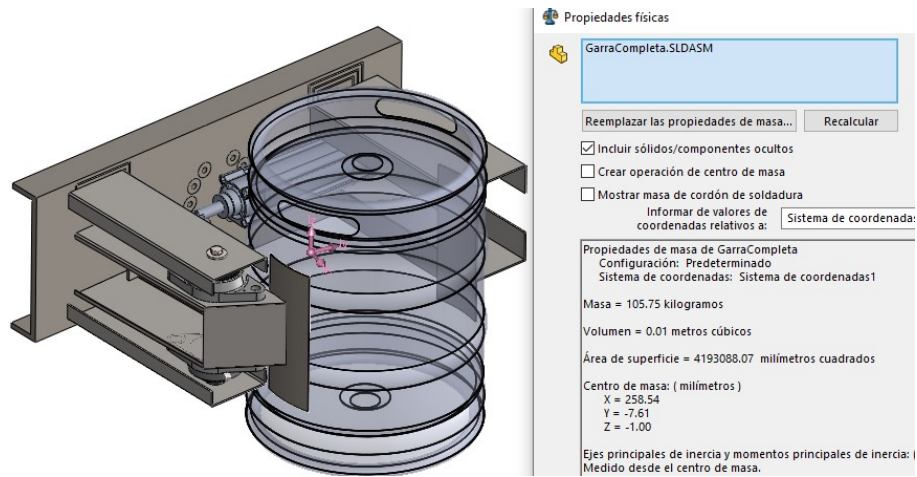


Figura 3.8.63: Centro de masa de conjunto garra-barril.

Con este se selecciona un robot de la serie R-1000iA/130F (el robot de más carga de la serie 1000) que viendo el diagrama de carga de la garra y considerando que el centro de gravedad del conjunto, se encuentra a casi 230 mm en dirección X desde la brida del robot y 30 mm en Y del robot (Fig 3.8.63), entra dentro de los límites de carga del robot. Trasladando estos pesos, al sistema de referencia del manual nos queda cómodamente dentro del diagrama de carga del robot (figura 3.8.64). Y los alcances del robot se muestran en la figura 3.8.65.

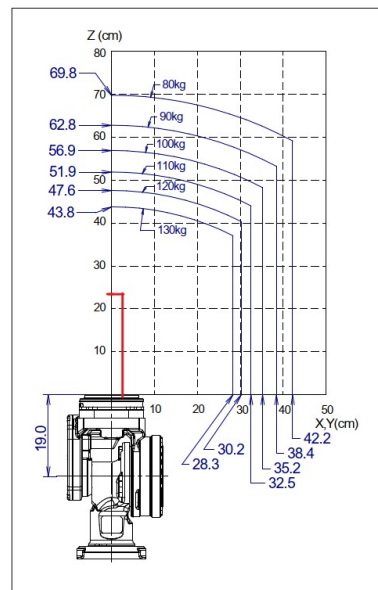


Fig. 3.4 (e) Diagrama de carga en la muñeca (Brida ISO) (R-1000iA/130F)

Figura 3.8.64: Diagrama de carga muñeca R-1000iC/130F.

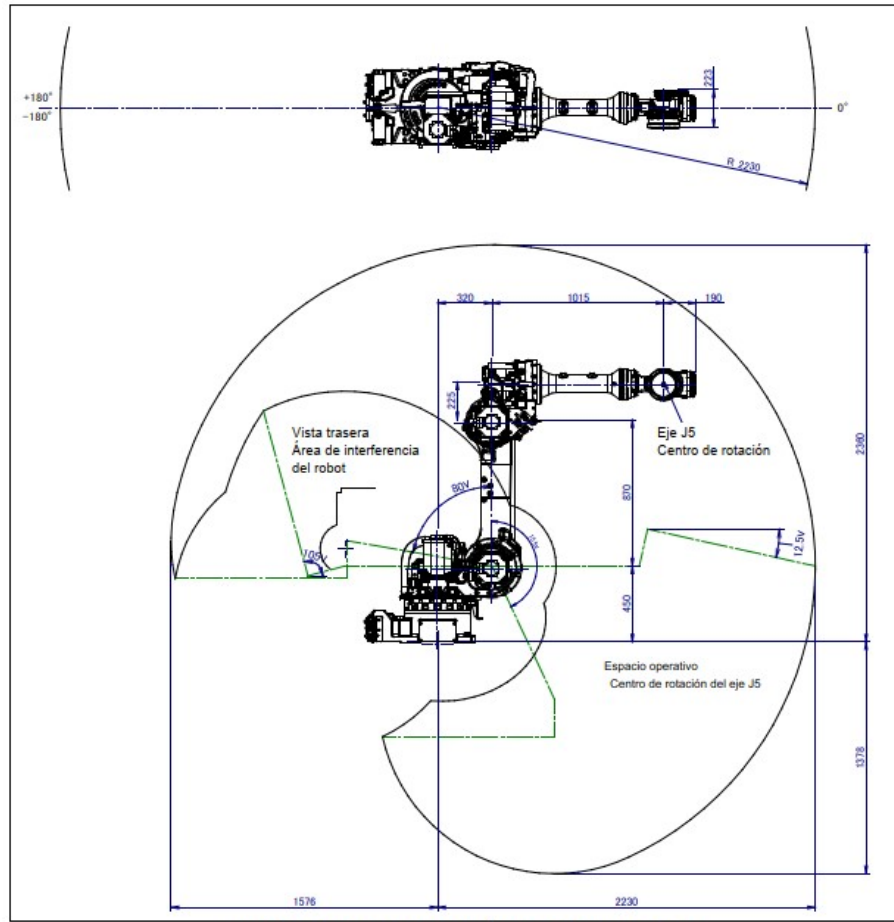


Fig. 3.2 (b) Espacio de operación (R-1000iA/100F/130F)

Figura 3.8.65: Esquema de alcance de R1000iA/130F

Teniendo en cuenta las dimensiones y alcances de este robot, se define la disposición completa de la instalación. Teniendo en cuenta un robot dispuesto centralmente igual que en el planteo inicial, redistribuyendo los puestos de trabajo y las operaciones de manipulación de barriles es posible armar una disposición con 4 puestos de paletizado en vez de los 2 iniciales (figura 3.8.66). Han sido tenidas en cuenta las dimensiones de la garra, para no invadir ni golpear los barriles de los palets contiguos. En la figura, se indican con círculos concéntricos el alcance máximo y mínimo del robot y considerando o no la distancia de la muñeca al extremo de la garra, distancias que nos interesarán para estimar distancias de seguridades.

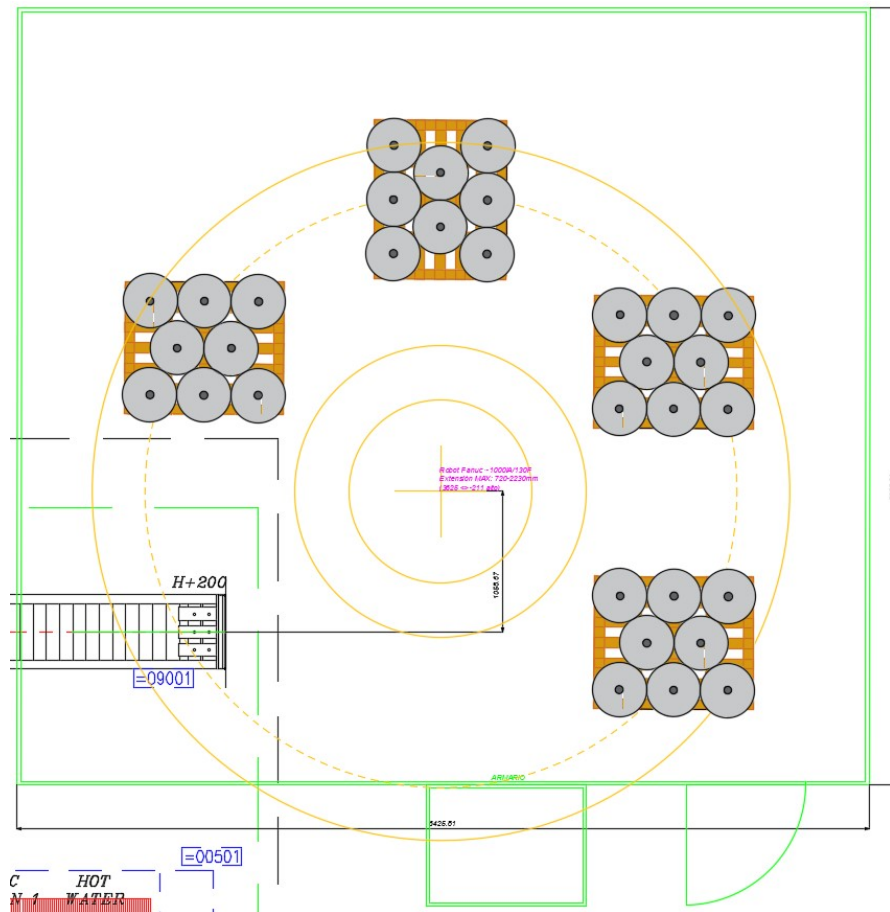


Figura 3.8.66: Esquema de disposición final de la célula.

3.8.3. Anclaje mecánico del robot

Se siguen las recomendaciones del fabricante para el anclaje al suelo a través de una placa que se compra como opcional que posee las dimensiones de la base del robot (figura 3.8.67) y tiene también agujeros para anclar al suelo.

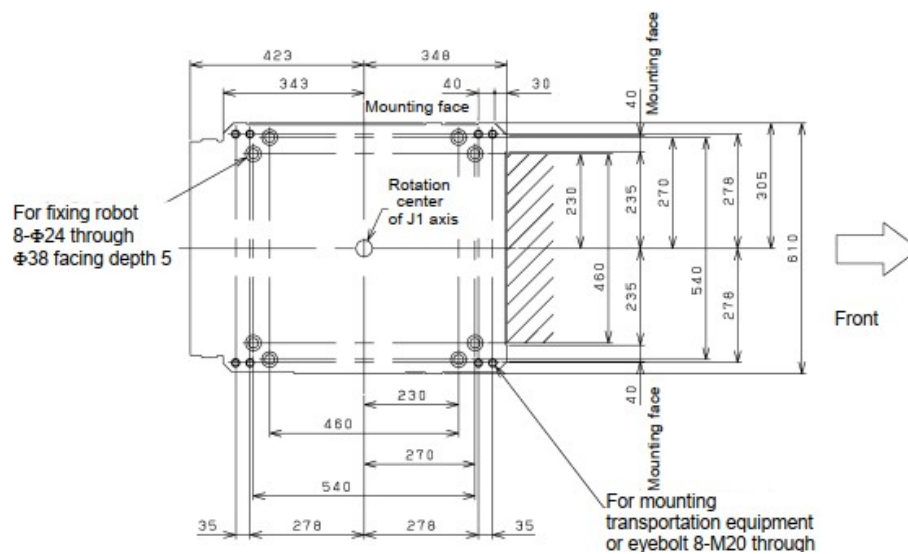


Figura 3.8.67: Dimensiones de la base del robot con puntos de anclaje.

Consiste en una chapa de 32 mm de espesor que va anclada al suelo mediante anclajes químicos M20 a 200 mm de profundidad y clase 4.8 y con un apriete de 186 Nm. Esta placa lleva agujeros roscados M20 para emplear como medio de elevación.

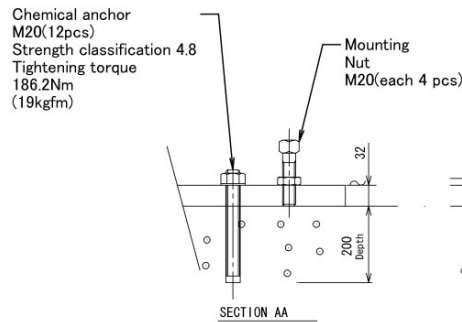


Figura 3.8.68: Anclaje químico y nivelación.

A su vez el robot se ancla sobre esta base con tornillos M20x65 de clase 12.9 siguiendo el patrón de amarre de su base, sin emplear los agujeros que son para el izaje del robot.

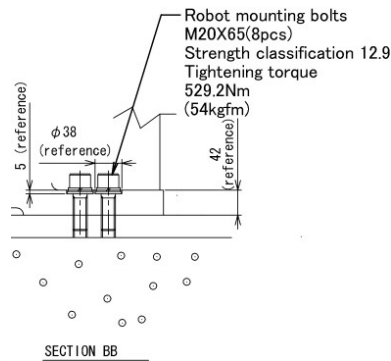


Figura 3.8.69: Vínculo robot.

La placa tiene la siguiente matriz de agujeros.

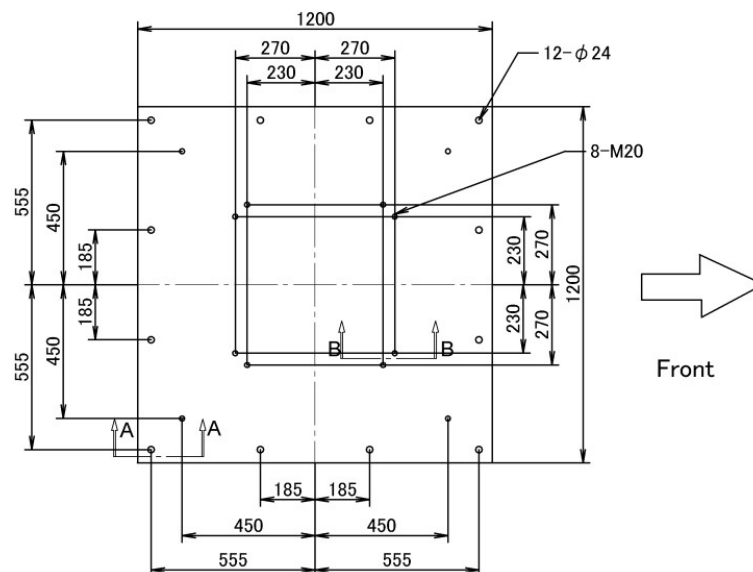


Figura 3.8.70: Plano placa base robot.

Capítulo 4

Diseño Eléctrico

Este capítulo se centra en el diseño de los esquemas eléctricos de la instalación luego de haberse definido el empleo de un robot en particular y una distribución física de la instalación.

El proceso de elección de varios elementos es un proceso iterativo y que involucra vínculos entre el software y hardware por lo que resulta complicado establecer desarrollo lineal en el proyecto, por lo que se intenta desarrollar este capítulo manteniendo la línea lógica de elección y conexión de los elementos.

Luego de una descripción de la instalación se desarrolla la arquitectura de red contemplada y los elementos necesarios para cumplir con las normativas de seguridad vigentes en la industria (contempladas en el anexo C.2.2). Para luego continuar con la selección de los elementos necesarios para cumplir con las descripciones de funcionamiento (anexo C.1) y por ultimo se profundizan y justifican los conexiones realizados en los esquemas eléctricos.

El desarrollo de los esquemas eléctricos no contempla el cálculo ni selección de la aparatamenta de protección y maniobra del proyecto, ni tampoco la selección de los cables. El objetivo es tener un esquema eléctrico genérico y real para presentar junto con los desarrollos neumáticos y que puedan reflejar la funcionalidad y operatividad del proyecto.

El sistema de transporte de los barriles excede el alcance del proyecto pero como deben ser incluidos en el sistema de control de la instalación se hace una elección genérica de los mismos. Estos elementos consisten en:

- Dos motores encargados de gestionar la separación y dosificación al punto de toma del robot. Se contempla que los motores son de 0,25 HP ($\approx 0,2$ kW) siendo un valor estándar para este tipo de aplicaciones.
- El tope accionamiento neumático para dosificar los barriles que vienen de la envasadora. Se considera un pistón neumático genérico y los relés de las electroválvulas.
- La detección de los barriles en la toma se hace mediante sensores fotoeléctricos que se seleccionan según principio de funcionamiento y serán las mismas que se emplean para la barrera de seguridad.
- En las esquinas de los puestos de paletizado hay sensores para detectar la presencia del taco del palé. Se emplean los mismos que para los barriles para homogeneizar repuestos.

Con respecto a la conexión del armario, según los lineamientos de montaje en la industria y en concordancia con la IEC 60364 la conexión a tierra se hace mediante un

esquema de conexión TN-S. Por lo que en la instalación se conectarán 5 hilos: 3 líneas, un conductor neutro y otro de protección (PE) al cual se conectarán todos los elementos conductores sin tensión.

4.1. Descripción de la instalación

En la figura 4.1.1 se muestra un esquema topográfico de como se distribuyen los elementos en la instalación. En esta se representan:

- Perímetro de la instalación.
- Armario general de la instalación junto al de control del robot industrial.
- Puerta de acceso peatonal a la instalación.
- Ubicación del robot industrial y un círculo indicando el alcance de su 5to eje, a partir del cual se conecta la garra. (Ver figura 4.1.2)
- Distribución de los 4 puestos de paletizado con sus conjuntos de barrera emisor-receptor, sus balizas, botoneras y palé.
- Botoneras con sus pulsadores.
- Detectores fotoeléctricos.
- Electroválvulas.
- Ubicación posible de canalizaciones.

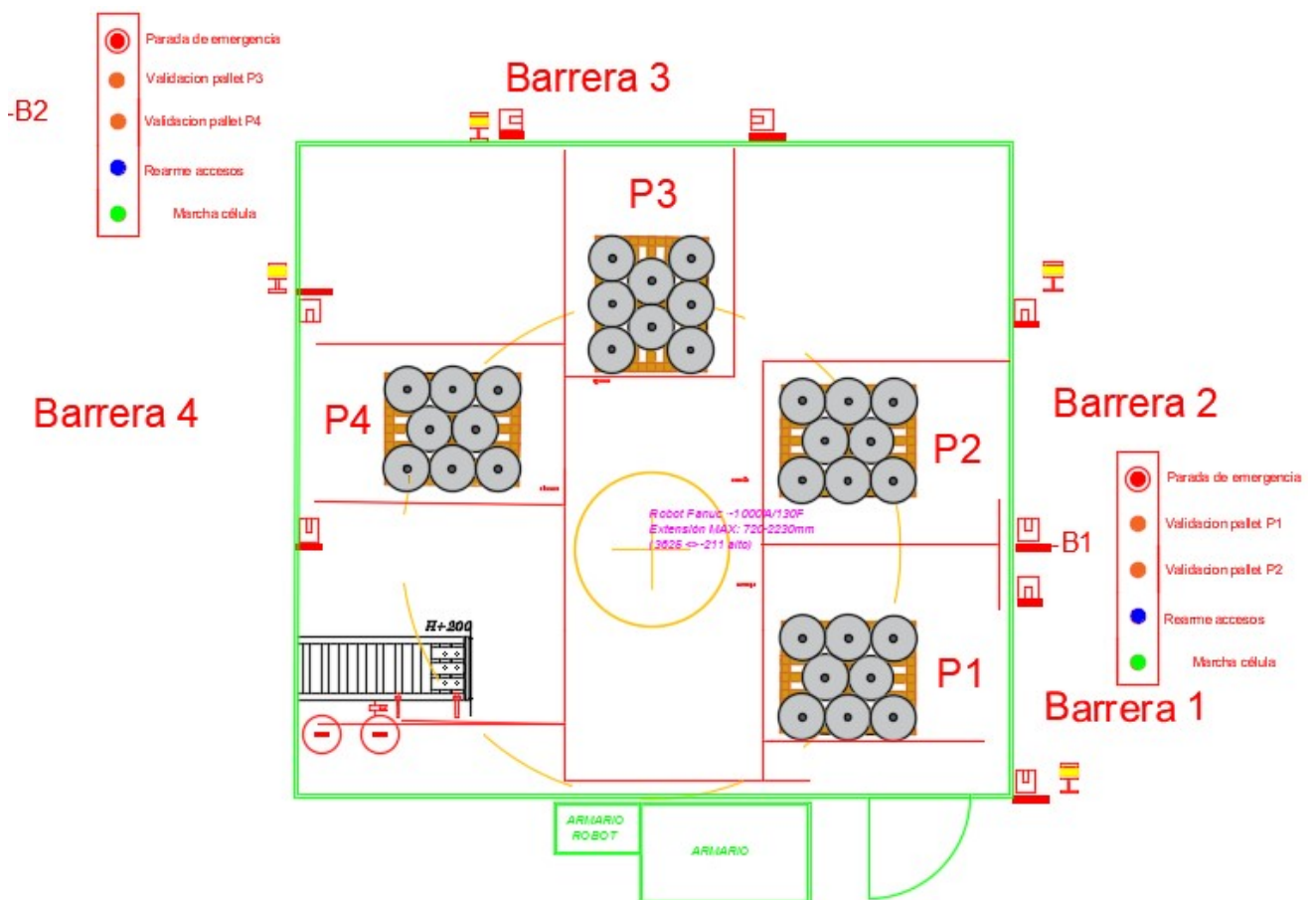


Figura 4.1.1: Esquema topográfico instalación.

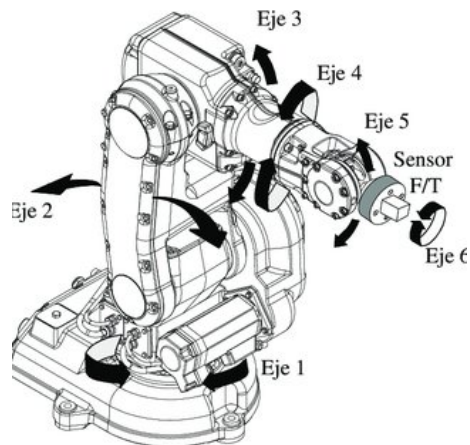


Figura 4.1.2: Ejes en un robot industrial.

La célula automatizada consta de varios elementos de detección (detectores de pistones, sensores fotoeléctricos, cerraduras), actuación (electroválvulas, motores, micros de puertas), elementos de control (controladores lógicos programables, variadores de frecuencia), seguridad (relés de guías forzadas, pulsadores de emergencia, barreras de seguridad) y distribución (distribuidores de conexiones, borneros). Todos estos elementos se emplean para controlar el correcto funcionamiento de todo el proceso.

En el anexo C.1 se desarrollan los modos de funcionamiento y como se espera que se lleve a cabo la operación de la instalación. Lo cual darán lugar a los distintos elementos que son empleados a lo largo del proyecto.

4.2. Arquitectura de red

Para facilitar la comprensión de las comunicaciones y conexiones entre distintos elementos que se van a emplear se desarrolla una arquitectura de red figura 4.2.3.

En este esquema se pueden establecer 3 jerarquías de elementos: campo, control e informática.

Dentro de los elementos de campo se encuentran todos los dispositivos distribuidos que emiten señales y se comunican con los elementos de control a través de sus tarjetas de entradas y salidas.

En el nivel de control están los elementos que procesan las señales de campo y las comunican con los distintos elementos de la red. En este punto encontramos al PLC, el controlador del robot, el panel HMI que procesa la información producto de la interacción con los operarios y la comunicación con el elemento de control de la envasadora.

Luego a nivel informático se encuentran los ordenadores del cliente que procesan datos de producción para sistemas de IoT y bases de datos.

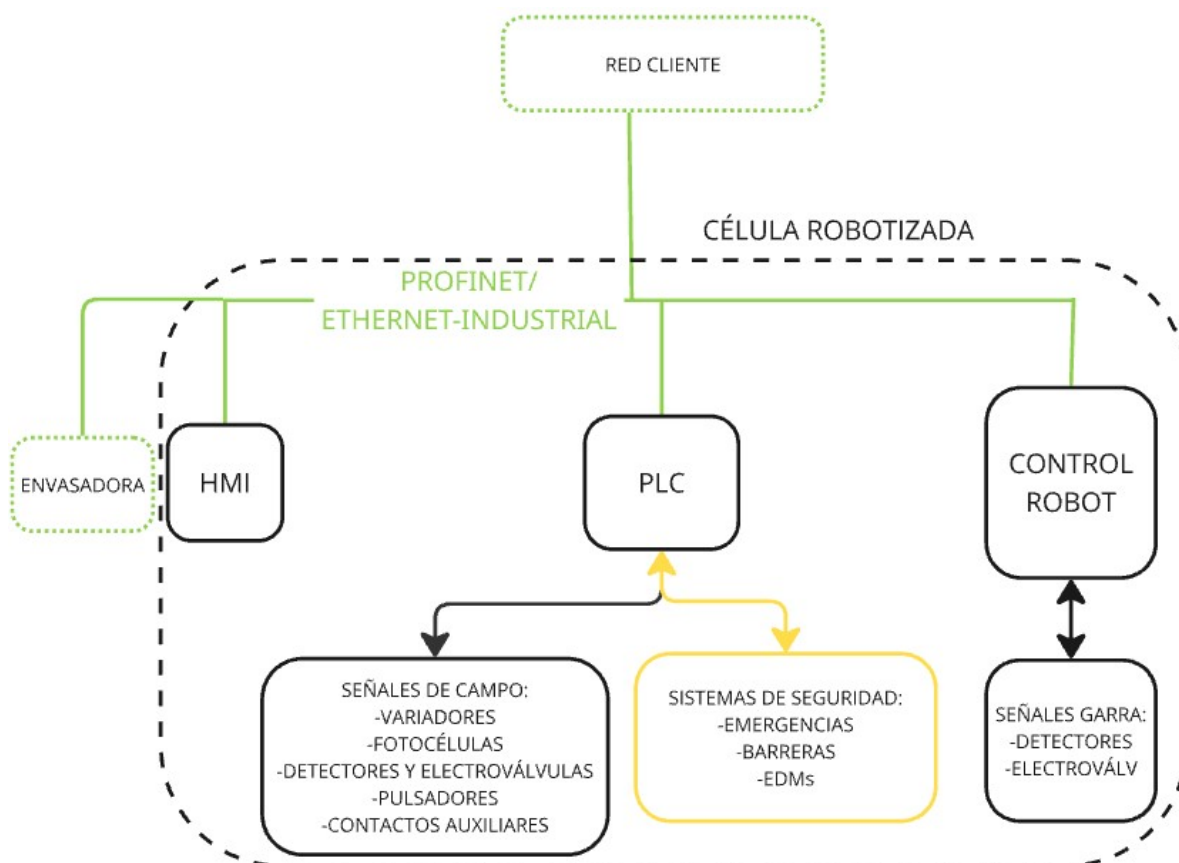


Figura 4.2.3: Arquitectura de red.

4.3. Seguridad

Los primeros elementos a seleccionar son los dispositivos de seguridad. La primera duda que surge es qué elemento se va a emplear para gestionar la seguridad. Una vez resuelto ese punto se seleccionan los elementos necesarios para el correcto funcionamiento.

Según Martín [5] en toda máquina industrial es necesario contemplar la seguridad de las personas que operan las máquinas y la correcta disposición de la instalación. El proceso correcto de diseño consiste en identificar las zonas peligrosas de las máquinas y disponer de un acceso protegido y controlado. En el anexo C.2 se desarrolla más en profundidad diversos aspectos de la seguridad. Entre ellos, se tratan los elementos que se suelen encontrar en instalaciones de automatización industrial. En el proyecto se hacen uso de varios de ellos, como por ejemplo los pulsadores de emergencia junto con los relés de guías forzadas. Luego, en este caso, se busca la salida de producto de la línea sin tener una barrera física de por medio entonces se emplea una barrera fotoeléctrica. Como los operarios tienen que poder acceder al interior de la máquina entonces es necesario incorporar una cerradura de acceso y luego en este caso, debido al riesgo de aplastamiento por pérdida de carga se decide agregar un elemento que corte el accionamiento neumático de la instalación cuando un operario esté adentro, por lo que se agrega una válvula de corte neumático. En este caso los cortes de potencia se reemplazan por otras tecnologías disponibles en los accionamientos.

4.3.1. Gestor de seguridad: CPU de seguridad

En el anexo C.2.3 se plantea una comparación entre las opciones disponibles en el mercado para la gestión de las seguridades. Para este proyecto se decide emplear una CPU de seguridades de SIEMENS, con el objetivo de centralizar toda la gestión en un único módulo y entorno de programación, manteniendo una línea de productos homogénea en las instalaciones del cliente y de conexiones en el hardware.

Se elige una unidad básica dentro de la gama 1500 de SIEMENS. CPU 1510SP F-1 PN (6ES7510-1SK03-0AB0, figura 4.3.4), que es capaz de integrar en la misma CPU módulos de seguridad y entradas y salidas convencionales.



Figura 4.3.4: CPU 1510SP F-1 PN

Los datos técnicos están en el anexo de su catálogo D.2.22 de donde se obtiene principalmente sus datos de alimentación 24VDC y 0,6 A.

4.3.2. Barreras de seguridad

Para la elección de la barrera de seguridad, se tiene en cuenta: el espacio entre haces del arreglo de la barrera, el principio de funcionamiento del conexionado (PNP/NPN), el alcance emisor-receptor, la conexión del sistema de muting y la altura necesaria de la barrera.

En el anexo C.2.4 se lista el proceso de selección de la barrera de seguridad y en C.2.5 se desarrollan las distancias de seguridad que son necesarias tener en cuenta a la hora de diseñar el perímetro de la instalación.

El modelo seleccionado de la barrea es F3SG-4RA0640-14. Una barrera de 640 mm de altura lo suficiente para cubrir los barriles que salen de la instalación sobre el palet. Estas son programables y gestionan la secuencia de muting ahorrándose en los costes de mayor cantidad de tarjetas de entradas para el PLC.

4.3.3. Cerradura de acceso

Con respecto a la cerradura que controla el acceso a la instalación, es necesario asegurar que la puerta no está abierta. Para ello se emplea un switch de puerta mecánico con control del estado de bloqueo, por lo que se selecciona un final de carrera de puerta de OMRON D4SL-N (D4SL-N4CFG-N figura 4.3.5). Este modelo cuenta con 4 contactos (2NC + 1NA) 2 de ellos de seguridad y otro de estado (puerta cerrada). Su estado natural es desbloqueado y se bloquea por solenoide y conexión por conector pineado. A parte se incorpora un pasador de corredera (D4SL-NSK10- LK figura 4.3.6) para obtener un conjunto como el de la figura



Figura 4.3.5: Conjunto cerradura y picaporte D41G.



Figura 4.3.6: Picaporte con anti-pánico.

4.3.4. Relé de guías forzadas

Este es un elemento básico de seguridad que se emplea en conjunto con el elemento de gestión. Es un relé con accionamiento electrónico con sus contactos auxiliares conectados mecánicamente. Se utiliza para vincular con el circuito de seguridad, accionamientos de motores, cortar suministro de aire de la instalación, etc.

Se disponen 4 relés, formando un sistema redundante, donde dos responden al estado de emergencia de la célula y los otros dos controlan el perímetro de seguridad de la instalación. Para su elección se contemplan la cantidad de señales a emplear.

Contactos para relés de emergencia:

- NC: EDM Emergencias
- NA: Corte de seguridad suministro neumático

- NA: Circuitos de emergencia del robot.
- NA: Energizado de motores
- NA: STO motores

El resto controlan el funcionamiento automático del sistema mientras que se cumplan las condiciones de seguridad, controlando los circuitos de accesos:

- NC: EDM Accesos
- NA: Corte de seguridad suministro neumático
- NA: Circuitos de accesos del robot.
- NA: STO motores

Para esto se elige un relé de la serie G7SA de Omron (figura 4.3.7) con su conector de la serie P7SA (figura 4.3.8). Evaluando los contactos del relé se elige el modelo G7SA-3A1B, que posee 3 contactos NA y 1 contacto NC, teniendo de esta forma libre 1 contacto en cada relé.



Figura 4.3.7: Relé G7SA Omron



Figura 4.3.8: Base P7SA Omron

4.3.5. Válvula de corte neumático

Para añadir seguridad al sistema se incorpora una válvula para descarga de presión con detección de posición (figura 4.3.9). Consiste en una sistema de doble electroválvula cuyo accionamiento dependerá de los relés de guías forzadas. Sus contactos de posición se emplean además para los circuitos de EDM en las entradas de seguridad.

Esta válvula vincula las seguridades eléctricas a los elementos neumáticos. Al no cumplirse las condiciones de seguridad de emergencias o accesos despresuriza el sistema, a la vez que las seguridades detienen el resto del sistema. Se selecciona la válvula VP544-5DZ1-03-X538 del catálogo de SMC.

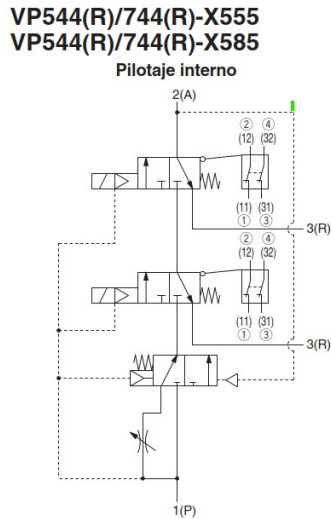


Figura 4.3.9: Válvula de seguridad.



Figura 4.3.10: Caja con pulsador emergencia

4.3.6. Pulsador de emergencia

Para la emergencia se selecciona una caja con pulsador que incluye 2 contactos NC y se agrega otro contacto extra NC para emplear en el PLC a modo de evaluación y para localizar rápidamente qué pulsador fue el que generó la parada (Ref: XALK178F y figura 4.3.10). Posee un enclavamiento mecánico, por lo que es necesario girarlo 1/4 de vuelta para desbloquearlo.

4.4. Selección elementos complementarios

A continuación se seleccionan los elementos complementarios a los seguridad que son necesarios para el funcionamiento esperado de la instalación y su interacción con el entorno.

4.4.1. Módulos complementarios PLC's

En el anexo C.3 se hace un listado de todas las entradas y salidas estándar y de seguridad que se emplean en el proyecto. Para la selección de las tarjetas se tiene en cuenta la cantidad de señales a manejar y la capacidad de entradas que tiene cada módulo comercial compatible con la CPU seleccionada. La tabla 4.4.1 cubre el listado calculado cubriendo las señales listadas y contemplando algunas de reserva.

Tabla 4.4.1: Lista de módulos para CPU 1510SP F-1 PN

Módulo	Cantidad	Canales	Referencia
F-DI	3	8	6ES7136-6BA00-0CA0
F-DO	1	8	6ES7136-6DC00-0CA0
DI	2	16	6ES7131-6BH01-0BA0
DO	2	16	6ES7132-6BH00-0AA0

4.4.2. Panel HMI

Como panel de interacción con la instalación se selecciona un panel de 7" TP700 Confort (Ref: 6AV2124-0GC01-0AX0), para una visualización e interacción táctil mínima necesaria. Visualizar mensajes de seguridad, estados de emergencia, seguridades, gestión de variables en comunicación con el Robot, etc. Sus datos de consumo se obtienen del catálogo D.2.27.



Figura 4.4.11: HMI TP700.

4.4.3. Switch

Para establecer todas las comunicaciones entre los distintos dispositivos se emplea un switch no gestionable de Siemens SCALANCE XB008 (Ref:6GK5008-0BA10-1AB2, figura 4.4.12) con 8 puertos de conexión RJ45 y un consumo de 150mA.



Figura 4.4.12: Switch.

A través de este se interconectan tanto el PLC con el Robot, como con el HMI y las máquinas del cliente. Es necesario aclarar con el cliente los rangos de comunicaciones que son posibles emplear para no crear duplicidades en la red y fallos de comunicaciones.

4.4.4. 24VDC

Para alimentar todos los elementos que trabajan con 24V DC se contempla una fuente de alimentación que cuente con el amperaje necesario a la salida para alimentar al distribuidor de continua. En cada elemento mencionado

Tabla 4.4.2: Calculo consumos.

Cant	Elemento	Consumo sin carga [A]	Canales	Consumo Canal [A]	Corriente elemento [A]
1	CPU	0,6	0	0	0,6
3	F-DI	0,075	8	0,1	2,625
1	F-DQ	0,075	8	0,2	4,075
2	DI	0,09	16	0,1	3,38
2	DQ	0,05	16	0,2	16,1
1	HMI	0,5	0	0	0,5
4	Barreras	0,145	0	0	0,58
1	Switch	0,150	0	0	0,15
Total:					16,01 A

Para el caso de las salidas de las tarjetas se han considerado 200mA para cada canal, que es lo que se emplea realmente y no los 0,5A que podrían entregar. Por lo que se elije una fuente del próximo valor superior al calculado.

Con esto se define una fuente de 20A de siemens SITOP PSU100L/1AC/DC24V/20A (6EP1336-1LB00). Además se selecciona una protección de continua con 4 canales de intensidad regulables SITOP SEL1200/4X2-10A (6EP4437-7FB00-3CX0). Lo que permite que en caso de cortocircuito en un canal se desconecte el de la falla, sin tener que tirar el resto de los canales.

4.4.5. Balizas, botoneras, pulsadores

En el armario eléctrico y distribuidos en botoneras en el perímetro de la instalación se encuentran balizas (indicando estados de los palés), botones de marcha, rearmes, paro, etc. Los colores de cada uno de estos elementos están establecido según la norma IEC 60204 (C.2.2) para los órganos de accionamiento como para los indicadores luminosos. Siguiendo sus lineamientos se establecen los siguientes colores para los distintos pulsadores:

- Emergencia con piloto luminoso (Azul)
- Rearme de accesos con piloto luminoso (Azul)
- Marcha del sistema (Verde)
- Paro general del sistema (Negro)
- Palé en posición (Gris)
- Petición de acceso (Blanco)

Se contempla encima del armario una baliza con 3 indicadores luminosos verde, amarillo y rojo para indicar estados generales de la instalación, a parte de una baliza sonora. Para todos los pulsadores se empleará la serie Harmony XB4 de Schneider que poseen 1NA+1NC además de la bobina del piloto luminoso de 24V DC.

4.4.6. Detector fotoeléctrico

Se considera que la superficie de los barriles pueden dar lugar a reflejos que implicarían fallos en las detecciones de los mismos. Por esta razón se emplean detectores que trabajen por el principio de réflex polarizado. Consiste un módulo con emisor y receptor se encuentran en el mismo bloque y trabajan junto con un reflector que combinados con filtros y tetraedros que despolarizan son capaces de detectar correctamente el barril.

Con esta premisa se busca en el catálogo de Telemchanique sensores con sistema reflex **polarizado**, alimentación DC con salida PNP digital. Con esto el primer modelo que se encuentra es el XUB9BPANM12 que se compra junto con el espejo reflector XUZC50. En la figura D.2.28 se indican sus especificaciones técnicas, donde se indica que su consumo sin carga es de 35mA y en 4.4.13 su esquema de conexión.

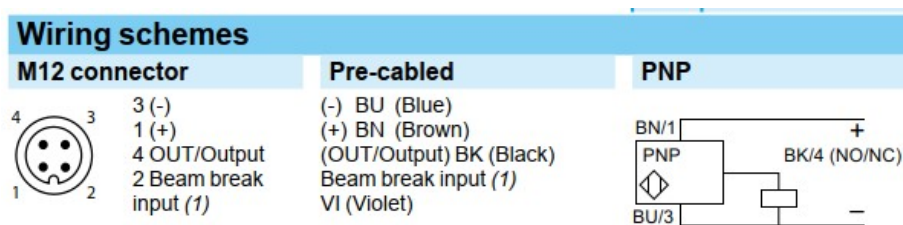


Figura 4.4.13: Conexión M12 de detector.

4.4.7. Detector inductivo

Para la detección del barril en la garra a través de un detector inductivo se contempla que este debe estar blindado lateralmente para disponerse a ras de la garra y no verse afectada por su propio soporte. El rango de detección deberá ser de 6,5 mm mínimo, ya que es la diferencia entre la superficie redonda del barril y la cilíndrica (según figura 4.4.14). Con esta información se selecciona la familia E2B de OMRON el detector M18 de alcance doble blindado, salida PNP, en su versión normal abierto E2B-M18KS08-M1-B1 (figura 4.4.15).

Este modelo en su versión compacta de doble alcance llega a 8 mm.

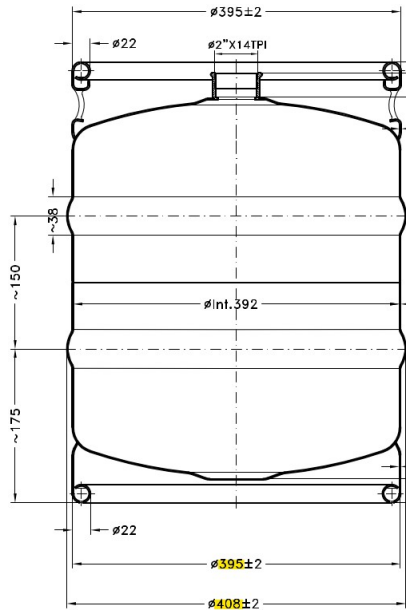


Figura 4.4.14: Dimensiones barril 50 Lts.



Figura 4.4.15: Detector inductivo M18.

4.4.8. Variador de frecuencia

Para los motores que transportan los barriles, es necesario tener 2 motores configurados a diferentes velocidades para producir una separación entre ellos y dosificar a la toma del robot. Bajo esta premisa, se busca un motor que pueda ser accionado por señales digitales y que de ser necesario se puedan seleccionar digitalmente distintas velocidad. Teniendo en cuenta la potencia de los motores, las necesidades de conexión y las disponibilidades del mercado, se selecciona una unidad AltiVar ATV320U02M2C de la marca Schneider. En el catálogo D.2.29 se lista el consumo del variador que es alimentado a 220V. Este variador incorpora ya un filtro CEM de cuerdo con la normativa IEC 61800-3, por lo que no es necesaria una unidad externa, pero sí es necesario seguir las recomendaciones de montaje, entre ellas la particularidad de emplear cables apantallados para las conexiones de control y de alimentación del motor.



Figura 4.4.16: Variador de frecuencia.

4.4.9. Distribución de señales

Para distribuir algunas señales de campo se elige un distribuidor de señales de la marca Weidmüller. Un distribuidor con conectores roscados de M8 de 3 pines (referencia: SAI-08Z-VPPP-3A-M08L-PNP), que es suficiente para gestionar la alimentación y señal de cada elemento del campo del proyecto. Estos distribuidores se cablean hasta borneras en el armario desde donde se hacen las conexiones al resto de elementos. Para la conexión de cada elemento al conector distribuidor, es necesario un conector de M8 de polos (referencia: SAIB-3-IDC-M8 SMALL).



Figura 4.4.17: Distribuidor Weidmüller.

Estos conectores resultan muy prácticos a la hora de sistemas automatizados que, a través de LEDs, informan estados de señales y alimentación que permiten detectar fallos en los elementos de campo con rapidez.

4.5. Esquemas eléctricos

Para el desarrollo de los esquemas eléctricos se contemplan las indicaciones provistas por el Telesquemario de Schneider [6, página 168], en la figura 4.5.18 en lo que a nomenclatura y representación implica. El orden que se sigue en los esquemas eléctrico es el siguiente:

- Potencia
- Seguridad
- Distribución de corriente continua
- Control
- Campo

Y al final de estos se anexan los esquemas neumáticos de la instalación.

Clasificación por letras de referencia

Referencia	Ejemplos de materiales
A Conjuntos, subconjuntos funcionales (de serie)	Amplificador de tubos o de transistores, amplificador magnético, regulador de velocidad, autómatas programables
B Transductores de una magnitud eléctrica en una magnitud eléctrica o viceversa	Par termoeléctrico, detector termoeléctrico, detector fotoeléctrico, dinamómetro eléctrico, presostato, termostato, detector de proximidad
F Dispositivos de protección	Cortocircuito fusible, limitador de sobretensión, pararrayos, relé de protección de máxima de corriente, de umbral de tensión
G Generadores Dispositivos de alimentación	Generador, alternador, convertidor rotativo de frecuencia, batería oscilador, oscilador de cuarzo
H Dispositivos de señalización	Piloto luminoso, avisador acústico
K Relés de automatismo y contactores	Utilizar KA y KM en los equipos importantes
KA Relés de automatismo y contactores auxiliares	Contactador auxiliar temporizado, todo tipo de relés
KM Contactores de potencia	
M Motores	
Q Aparatos mecánicos de conexión para circuitos de potencia	Disyuntor, seccionador
S Aparatos mecánicos de conexión para circuitos de control	Auxiliar manual de control, pulsador, interruptor de posición, conmutador
T Transformadores	Transformador de tensión, transformador de corriente
X Bornas, clavijas, zócalos	Clavija y toma de conexión, clips, clavija de prueba, tablilla de bornas, salida de soldadura
Y Aparatos mecánicos accionados eléctricamente	Freno, embrague, electroválvula neumática, electroimán

Figura 4.5.18: Clasificación de elementos.[6]

La representación de los esquemas se realiza siguiendo la normativa IEC 60617, así como la designación de todos los distintos elementos incorporados. En cuanto a la asignación de las identificaciones de los conductores se tiene en cuenta la dirección de la conexión y donde se origina. De forma que la conexión lleva la identificación de la página en la que se origina seguido de un número de orden dentro de la página. El número de identificación dentro de la propia página se asigna considerando las conexiones de arriba abajo de izquierda a derecha.

Con respecto a las ubicaciones de las conexiones se contemplan las siguientes localizaciones:

- CAMPO: Es una ubicación genérica de los elementos en la instalación que indica que los elementos que se cablean están accesibles y no están resguardado dentro de otro elemento.
- ARMARIO: A todo elemento que va dentro del armario eléctrico principal diseñado para el proyecto.
- B “X”: Identificación de la botonera.
- ARM ROBOT: Armario de conexiones del robot industrial empleado.
- GARRA: Para los elementos que estén montados en la garra del robot.
- J3 Robot: Ubicación en el 3 er eje del robot.
- Grupo neumático: Ubicado en la placa donde se realiza la conexión neumática.

A lo largo de los esquemas se indica en el rótulo la ubicación donde se encuentran los elementos esquematizados. Si un grupo de accionamientos está en otra ubicación esto se indica mediante un recuadro de línea punteada con la ubicación o en caso de ser uno sólo se indica sobre el mismo.

A continuación se desarrollan las distintas conexiones contempladas en los esquemas eléctricos.

4.5.1. Seguridad

Para las conexiones de seguridad, se realizan las conexiones en las tarjetas de entrada y de salidas según los esquemas de cableado de cada una de las tarjetas. En D.2.23 se detallan los terminales de la tarjeta de F-DI y en D.2.24 se detallan los terminales del pineado de la tarjeta F-DQ. Las conexiones de las entradas de doble canal al módulo de seguridad se hacen siguiendo la lógica de conexión de la figura 4.5.19.

El cableado de las tarjetas de seguridad tiene la opción de que la alimentación (en el caso de F-DI) y la masa (en el caso de F-DQ) puede ser externo. Y en las conexiones de doble canal, las conexiones de F-DI, no son consecutivas, sino que los canales están predefinidos. El canal 0 corresponde con las entradas 0 y 4, el 1 corresponde con las entradas 1 y 5, el 2 con las 2 y 6 y, por último, el canal 3 va con las entradas 3 y 7. Luego, si no se desea emplear las conexiones de doble canal, se pueden emplear sus entradas independientemente. En cuanto a las salidas de seguridad, no hay canales asignados, por lo que se cablean consecutivamente. Con lo dicho se listan a continuación en la tabla 4.5.3. En los esquemas se indican también el número de entrada que se le asigna al PLC. Las entradas de seguridad se mapean a partir del byte 100 por defecto, por lo que asignamos los bytes asociados a las entradas de seguridad.

En cuanto a los circuitos de la serie de emergencia, se conectan en serie todos los circuitos de doble canal de los pulsadores y del robot, y se conectan a las tarjetas. En el caso de las barreras de seguridad, estas ya reciben alimentación de la propia barrera, por lo que se se configura como una entrada con alimentación externa.

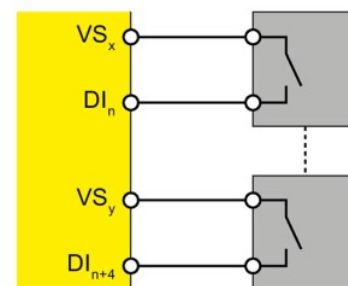


Figura 4.5.19: Tarjeta F-DI.

Tabla 4.5.3: Entradas y salidas de seguridad

Tarjeta	Dirección	Descripción
F-DI - 41A1	I100.00	EMERGENCIAS CANAL1
	I100.01	REARME EMERGENCIAS
	I100.02	PUERTA CANAL1
	I100.03	REARME PERÍMETRO SEG
	I100.04	EMERGENCIAS CANAL2
	I100.05	EDM EMERGENCIAS
	I100.06	PUERTA CANAL2
	I100.07	EDM PERÍMETRO SEG
F-DI - 42A2	I101.00	BARRERA 1 CANAL1
	I101.01	BARRERA 2 CANAL1
	I101.02	BARRERA 3 CANAL1
	I101.03	BARRERA 4 CANAL1
	I101.04	BARRERA 1 CANAL2
	I101.05	BARRERA 2 CANAL2
	I101.06	BARRERA 3 CANAL2
	I101.07	BARRERA 4 CANAL2
F-DO - 47A1	Q100.00	EMERGENCIAS OK CANAL1
	Q103.01	EMERGENCIAS OK CANAL2
	Q103.02	PERÍMETRO OK CANAL1
	Q103.03	PERÍMETRO OK CANAL2
	Q103.04	LIBRE
	Q103.05	LIBRE
	Q103.06	LIBRE
	Q103.07	LIBRE

Los rearmes de seguridad y de emergencias, se encuentran alimentados directamente por los repartidores de continua por lo que tampoco reciben alimentación de la propia tarjeta.

Relé de guías forzadas Para la conexión de los relés, se emplean los contactos NC para los bucles de los respectivos EDM's de cada circuito. Luego los siguientes contactos de los relés se usan como protección para otros elementos, como en todos los elementos de seguridad deben de tener una doble seguridad se emplearan, dobles contactos para cada elemento.

De los 4 relés se saca 1 par de contactos de cada canal para la primer bobina del grupo de corte neumático, contactos 23 y 24 de los relés 47K1 y 47K3 para la primer bobina y de la 47K2 y 47K4 para la segunda bobina.

Luego para la seguridad del STO del variador del motor 1 se disponen los contactos 33 y 34 del canal 1 de emergencias y accesos, y para el variador del motor 2 los del canal 2.

Por último se disponen los contactos 43 y 44 se emplean para las conexiones en el armario del robot. 47K1 y 47K2 canales 1 y 2 de emergencia se conectan a las dos entradas de seguridad del robot según se describe en 4.5.4.

Sistema de monitoreo, EDM Para el sistema de monitoreo externo (“EDM”, External Device Monitoring) se chequea que los contactos auxiliares de cada circuito están en su estado correcto antes de rearmarse. En el caso del rearme de accesos se chequea que los contactos asociados a: la válvula de corte, los contactos NC de los relés de accesos. Luego lo mismo con el EDM de emergencias, salvo que en este caso además se agregan los dos contactos de la electroválvula para agregar una redundancia más al sistema y son contactos que, sino, quedarían libres.

4.5.2. Barrera de seguridad

Para la conexión se opta por una configuración de autoreset ya que el cumplimiento de las condiciones de reseteo será gestionado por la CPU. En la figura 4.5.20 se observan las conexiones de la barrera de seguridad por cada conjunto de barrera:

- 2 líneas de alimentación de 24Vdc
- 2 líneas de masa 0 Vdc
- 2 contactos NO de seguridad que se conectan a la tarjeta de entrada de seguridades del PLC con circuito de doble canal.
- 2 entradas para las señales de muteo A y B que se conectan directo a la barrera para comprobar que se cumple la secuencia de muteo. En este caso la secuencia se emplea solo con un muteo hacia la salida, ya que solo salen palés llenos.

Tal como se aprecia en la figura 4.5.21 si se cumple la secuencia de señales de los sensores A y B, las señales OSSD no caen manteniendo el perímetro seguro. Mientras que si la barrera se corta sin los sensores, producirá la caída de estas señales que estará programado en el PLC y genera una parada en la célula.

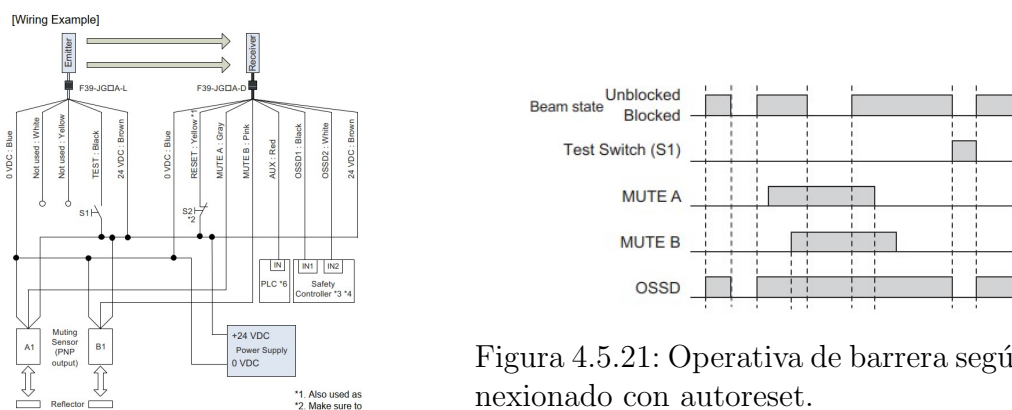


Figura 4.5.20: Conexión barrera.

4.5.3. Cerradura puerta

De la figura 4.5.22 se aprecian las conexiones de la cerradura:

- 1 línea de alimentación de 24Vdc
- 1 línea de masa 0 Vdc
- 2 contactos NO de seguridad (Y1 e Y2)
- 2 entradas de seguridad para conectar en serie varias cerraduras (X1 y X2)
- 1 entrada para control del solenoide

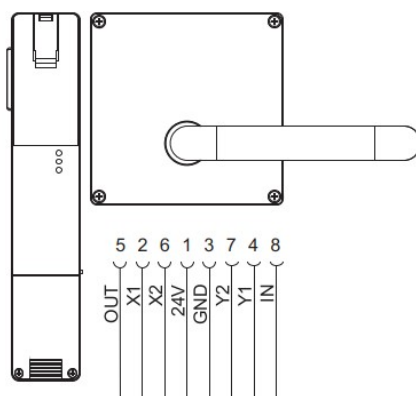


Figura 4.5.22: Conexión cerradura.

En la figura D.2.26 se listan las conexiones de los conectores de la cerradura.

4.5.4. Conexiones robot

Al adquirir el robot, está incluido su armario de control (30iB Plus-A cabinet 4.5.23). Su ubicación en los esquemas se designa como “ARM ROBOT” y en su interior se realizan conexiones de comunicaciones, alimentación de potencia, tarjetas de seguridad (emergencias y accesos) y módulo de conexiones con la garra diseñada.



Figura 4.5.23: 30iB Plus-A cabinet.

Para la conexión de red, se adquiere opcional de PROFINET para intercambiar señales virtuales con el PLC Siemens.

Con respecto a circuitos de seguridad se realizan las conexiones de accesos y emergencias (entradas y salidas) en la placa de paradas de emergencia. El conector “TBOP13” (figura 4.5.24) y “TBOP14” (figura 4.5.25) son respectivamente para entradas y salidas del robot y se cablean según indicaciones del fabricante. Cuando los canales de emergencia no están habilitados no se cumplen sus condiciones de operación en automático ni en manual (mediante su mando). Y cuando los canales de accesos no están habilitados éste no puede trabajar en automático. Y solo cuando todas las conexiones están habilitadas puede trabajar en automático o puede operarse de forma manual si se desea.

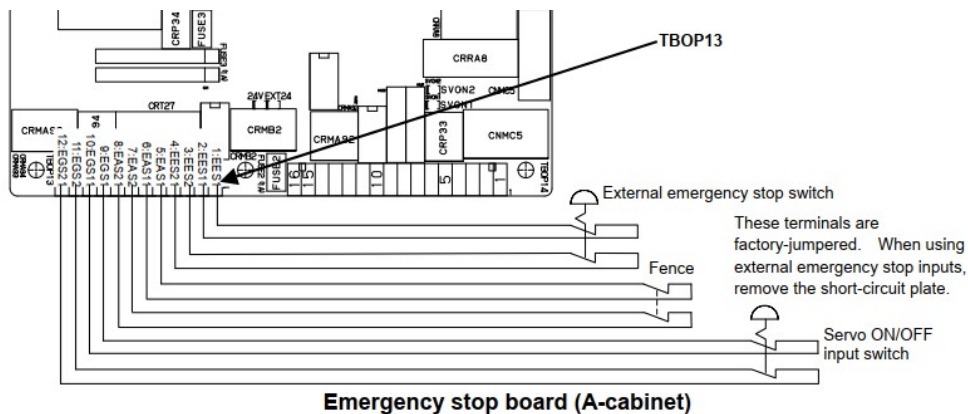


Figura 4.5.24: Tarjeta de entradas de emergencia de robot.

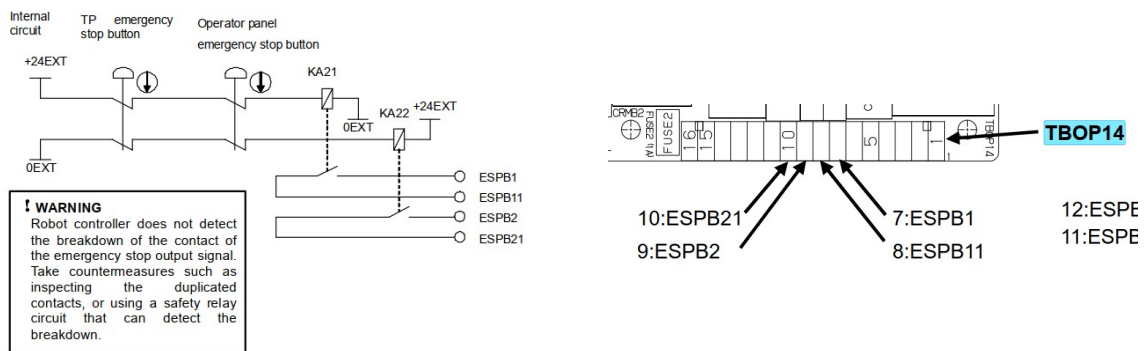


Figura 4.5.25: Tarjeta de salida de emergencias de robot.

En la tarjeta de entrada se conectan las salidas de los relés de emergencia del sistema(descritos en 4.5.1). Lo que permite controlar operaciones en automático o manual

del robot. Mientras que las salidas de accesos condicionan las operaciones en automático del robot. Luego de la tarjeta de salidas del robot se pone en serie con las señales de emergencia de doble canal del resto de la instalación.

Para las señales digitales en la garra del robot, se emplea un concentrador de señales conectado al opcional de interface End-Effector (EE) RO/RI (4.5.26), que consta de un conector de tipo Harting que conectara las señales de la garra del robot desde donde se pueden comunicar con el PLC vía PROFINET.

4.6.1 Connection between the Mechanical Unit and End Effector

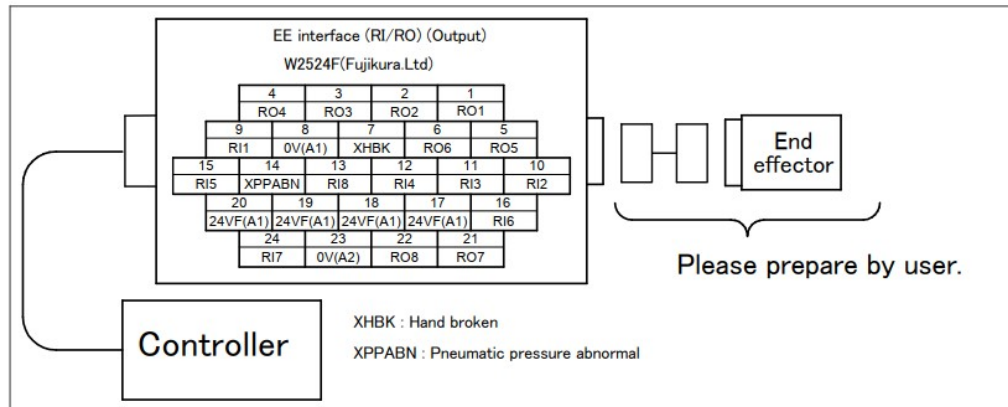


Figura 4.5.26: Interface EE RO/RI.

4.5.5. Variador de frecuencia

Con respecto a las conexiones de seguridad, los variadores cuentan con una tecnología denominada Safety Torque Off (STO), que con la ausencia de tensión en la conexión se desactiva la alimentación al motor conectado aguas abajo. El STO está validado y considerado como una parada de categoría 0 (mencionado en el anexo C.2.2), lo que evita la necesidad de colocar un corte de la potencia que alimenta al motor.

Este variador en concreto tiene una sola conexión de seguridad, con lo que **no** es un sistema **redundante**, y cumple un nivel bajo de seguridad. En el propio manual certifica el nivel de que se alcanza con cada tipo de conexión (figura 4.5.27), por lo que se decide emplear la DI3 como entrada de seguridad extra para cumplir con un nivel superior (SIL 2, PL d y categoría 3).

Esta modificación requiere modificar los relés de perímetro por una unidad de 6 polos en vez de 4. Modificando entonces la referencia seleccionada de OMRON por una G7SA-5A1B.

		STO	
		STO	STO y DI3
Estándar	IEC 61800-5-2 / IEC 61508 /	SIL2	SIL3
	IEC 62061 (1)	SIL2	SIL3 CL
	IEC 62061 (2)	Categoría 3	Categoría 4
	ISO 13849-1 (3)	PL d	PL e
	IEC 60204-1 (4)	Parada de categoría 0	Parada de categoría 0

Figura 4.5.27: Niveles de seguridad según configuración en manual del variador.

Para poner en marcha los variadores se emplea un relé a cada uno de ellos (49K1 y 49K2), y sus contactos asociados se cablean a la entrada "DI1" de cada módulo alimentados por la propia fuente de 24VDC (figura 4.5.28). Todos los cables de conexión de control y de alimentación del motor son apantallados.

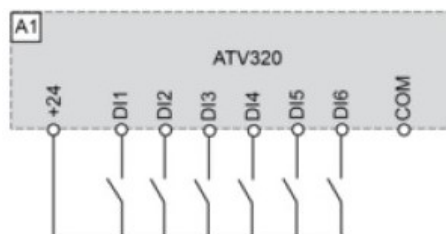


Figura 4.5.28: Conexión DI.

Para tener información acerca del estado del variador se cablea el relé de estado (contacto NC R1C-R1B). Y además de esta conexión se establece un contacto auxiliar al interruptor automático para detectar el estado de la protección (contactos -16Q1 y -17Q1 21-22). Estas señales se alimentan de la línea L3+ ya que corresponden a señales de entrada al PLC.

4.5.6. 24 VDC

Con respecto al conexión del transformador, tiene su alimentación monofásica con su correspondiente conexión a tierra. Las líneas de 24 VDC alimentan al repartidor de continua de Siemens, a la vez que alimentan un led blanco que se coloca en la puerta del armario eléctrico para indicar presencia de la tensión de control.

Del transformador se conecta la distribución de masas y al distribuidor de 4 canales que reparte la alimentación en función de la prioridad considerada de los elementos y de su criticidad. El repartidor de continua permite que en caso de cortocircuito caiga una sola línea, mientras el resto siguen funcionando. Se han separado los circuitos, en:

- **L1 Alimentación general:** Alimentación de elementos de campo y conexiones de relés.
- **L2 PLC y seguridad:** Barreras, cerradura y todo elemento involucrado en las funciones de seguridad.
- **L3 Entradas:** Tarjetas de entradas del PLC, así como señales auxiliares que entran al PLC.
- **L4 Salidas:** Tarjetas de salidas del PLC y salidas de relés.

A la vez, la unidad de protección, posee conexiones que indican el estado de los 4 canales (contacts NA 14-13) y posee una entrada de 24V DC para un reseteo automático de los canales (conexión RST). Luego cada uno de los 4 canales posee un ajuste de corriente independiente de 3 a 10A que se regula a través de un potenciómetro para cada canal.

4.5.7. Concentradores de señales

Para todos los elementos que se vincularon a concentradores de señales en campo se emplearon conectores de M8 3P. Estos concentra

Para la conexión de distintos elementos se siguieron los esquemas de conexión según el manual y la convención definida por los conectores. El pin 1 lleva tensión, 3 masa y por el 4 se recoge o envía la señal de sensado o actuación.

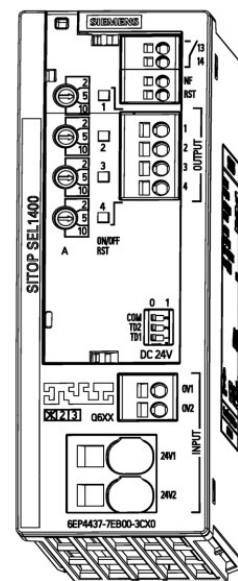


Figura 4.5.29: Protección 4 canales.

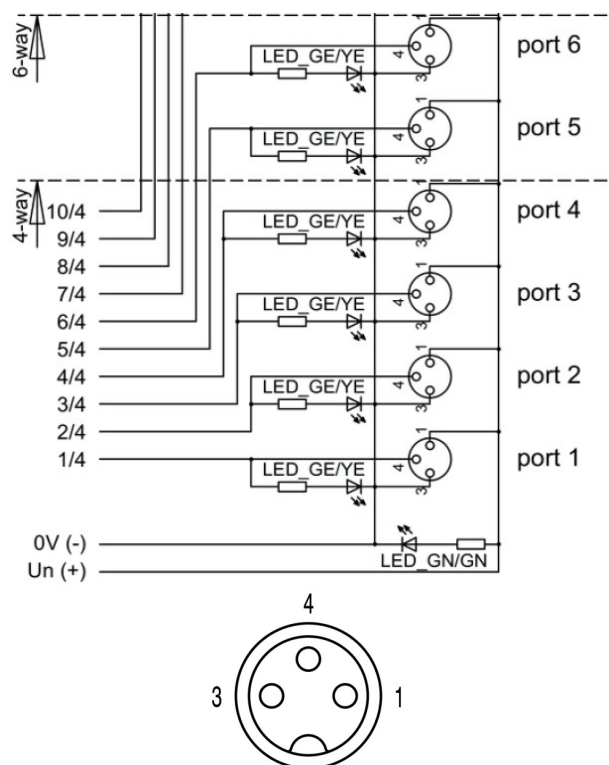


Figura 4.5.30: Conexiones distribuidor Weidmuller.

Las electroválvulas sólo necesitan la señal de actuación y masa para cerrar el contacto de la bobina por lo que se cablean al pin 4 y 3. Luego sensores fotoeléctricos y detectores en el pistón se seleccionan con la conexión a 3 hilos por lo que se los alimenta con 1 y 3, y su señal es recibida y cableada directo al PLC a través del pin 4.

Capítulo 5

Análisis Económico

Este capítulo final se centra en realizar un análisis económico de la inversión que representa el proyecto diseñado. Para ello se contempla que la implantación del proyecto permite a corto plazo aumentar el rendimiento de la instalación eliminando las paradas para la manipulación del producto y a futuro permite mantener el nivel de producción actual sin necesidad de contratar mano de obra extra y con pequeñas modificaciones para aumentar aún más la productividad.

Para realizar en análisis económico, se tendrán en cuenta los automatismos principales de la instalación, y se consultan los costos de los productos bajo conformación a pedido estimaciones a proveedores. Se toma de referencia un cambio de 1 USD = AR\$ 1.060,00 y el IVA en 21 % para los casos que fuesen necesarios.

5.1. Listado de materiales

Según todos los elementos seleccionados a lo largo del proyecto y del desarrollo de los esquemas eléctricos y neumáticos de confecciona un listado de materiales que serán tenidos en cuenta para la estimación de la inversión del proyecto.

5.1.1. Elementos mecánicos

Dentro de la parte mecánica se seleccionaron todos los espesores y formas de las piezas que conformarán la garra, además de los rodamientos y accionamientos neumáticos (cilindro, accesorios, electroválvula). Dentro de este apartado se contemplará también el cerramiento que se estima en 100.000 \$ por metro lineal de protección perimetral. La célula es un rectángulo de 5 x 6 mts. Luego se obtienen precios a través de la página web de la Red Acindar y se estima el triple del costo en material para los tratamientos, mecanizado y acabado de las piezas. El último elemento de la parte mecánica (y el más importante del proyecto) es el robot industrial. El precio se estima en relación a una unidad de alcances y cargas equivalentes provista por un distribuidor de la marca de robots KUKUA. EL precio de una unidad con entrega en el territorio nacional es de USD 40.000,00 + IVA. A este precio se le estima un 10 % adicional en los accesorios opcionales.

Tabla 5.1.1: Lista de materiales y costos de elementos mecánicos.

Descripción	Cantidad	Precio Unitario AR\$	Subtotal AR\$
Perfilería garra	1	300.000,00	300.000,00
Base garra	1	150.000,00	150.000,00
Tratamientos garra	1	1.350.000,00	1.350.000,00
Cerramiento	22	100.000,00	2.200.000,00
Conjunto rodamiento	2	100.000,00	200.000,00
Conjunto neumático en garra	1	700.000,00	700.000,00
Grupo mantenimiento	1	850.000,00	850.000,00
Válvula de seguridad	1	1.200.000,00	1.200.000,00
Robot Industrial	1	56.500.000,00	56.500.000,00
Total:			AR\$ 63.600.000,00

5.1.2. Elementos eléctricos

Dentro de los elementos eléctricos, están todos los que han sido seleccionados a lo largo del capítulo 4 lo cuales se listan en la tabla 5.1.2 con el adicional de un gabinete metálico contemplado para el proyecto.

Tabla 5.1.2: Lista de componentes y costos de elementos eléctricos.

Descripción	Cantidad	Precio Unitario AR\$	Subtotal AR\$
CPU PLC seguridades	1	1.800.000,00	1.800.000,00
Módulo 8 F-DI 8	2	800.000,00	1.600.000,00
Módulo 8 F-DO 8	1	800.000,00	800.000,00
Módulo 16 DI	4	550.000,00	2.200.000,00
Módulo 16 DO	2	300.000,00	600.000,00
Barrera Seguridad	4	2.000.000,00	8.000.000,00
Cerradura	1	1.200.000,00	1.200.000,00
Conjunto relé guías forzadas	4	270.000,00	1.080.000,00
Fuente 24VDC	1	1.300.000,00	1.300.000,00
Protección 4 canales 24VDC	1	1.300.000,00	1.300.000,00
Switch	1	827.000,00	827.000,00
Panel HMI	1	1.300.000,00	1.300.000,00
Variador	2	1.100.000,00	2.200.000,00
Fotocélulas (+ espejo)	10	290.000,00	2.900.000,00
Gabinete	1	1.300.000,00	1.300.000,00
Total:			AR\$ 25.907.000,00

5.2. Estimación inversión fija

Para realizar la estimación de la inversión, se emplea el método de los factores de Chilton. Mediante este método puede extrapolarse la inversión fija de un sistema a partir del precio de los equipos principales del proceso con instalación y determinar una estimación de la inversión fija con un error de 10-15 %. Este método calcula la inversión fija de la instalación sin contemplar el coste del terreno (que en este caso no hace falta adquirir) según los apuntes de la cátedra de Ingeniería Económica [7].

El punto de partida de este método es la estimación de la inversión de los equipos principales de proceso con instalación que se llama I_E , el cual es afectado por los factores f_i factor de estimación de componentes de la inversión directa (5.2.1), y f_{Ii} factor de componente de la inversión indirecta como la ingeniería y supervisión, y contingencias.

$$I_F = (I_E \cdot (1 + \sum f_i) + \text{valor directo}) \cdot (1 + \sum f_{Ii}) + \text{valor indirecto} \quad (5.1)$$

Valor del Equipo Instalado de Proceso	I_E
Factores experimentales como fracción de I_E	
<i>Tuberías de Proceso</i>	f_1
Proceso de sólidos	0.07 - 0.10
Proceso mixto	0.10 - 0.30
Proceso de fluidos	0.30 - 0.60
<i>Instrumentación</i>	f_2
Control poco automatizado	0.02 - 0.05
Control parcialmente automatizado	0.05 - 0.10
Control complejo, centralizado	0.10 - 0.15
<i>Edificios de fabricación</i>	f_3
Construcción abierta	0.05 - 0.20
Construcción semiabierta	0.20 - 0.60
Construcción cerrada	0.60 - 1.00
<i>Plantas de servicios</i>	f_4
Escasa adición a las existentes	0.00 - 0.05
Adición considerable a las existentes	0.05 - 0.25
Plantas de servicios totalmente nuevas	0.25 - 1.00
<i>Conexiones entre unidades</i>	f_5
Entre las unidades de servicios	0.00 - 0.05
Entre unidades de proceso separadas	0.05 - 0.15
Entre unidades de proceso dispersas	0.15 - 0.25
Inversión directa	$I_E (1 + \sum f_i)$

Figura 5.2.1: Coeficientes de inversión directa.

Factores experimentales como fracción de la inversión directa	
<i>Ingeniería y construcción</i>	f_{I1}
Ingeniería Inmediata	0.20 - 0.35
Ingeniería compleja	0.35 - 0.50
<i>Factores de tamaño</i>	f_{I2}
Unidad comercial grande	0.00 - 0.05
Unidad comercial pequeña	0.05 - 0.15
Unidad experimental	0.15 - 0.35
<i>Contingencias</i>	f_{I3}
De la compañía	0.10 - 0.20
Variaciones imprevistas	0.20 - 0.30
Procesos exploratorios	0.30 - 0.50
Factor de inversión indirecta	$f_I = \sum f_{Ij} + 1$

Figura 5.2.2: Coeficientes de inversión indirecta.

De las listas de materiales con precios se estima el costo del equipamiento básico del proyecto (el robot industrial) en $\approx AR\$57,000,000$. Luego estimamos los coeficientes de Chilton:

Factores de inversión directa:

- f_1 : Tuberías de proceso = 0. No hay tuberías de proceso en el proyecto. Si de servicio.
- f_2 : Instrumentación = 0. Se emplean, en cambio, los costos directos calculados en 5.1.2.
- f_3 : Edificios de fabricación = 0. No es necesario edificar.
- f_4 : Plantas de servicios = 0,05. Es necesario proveer alimentación eléctrica y neumática.
- f_5 : Conexiones entre unidades = 0. Es una única unidad.
- Resultando: $\sum f_i = 0,05$

Factores de inversión indirecta:

- fl_{I1} : Ingeniería y construcción = 0,3. Se contempla una ingeniería intermedia ya que es un equilibrio entre una baja construcción y una ingeniería avanzada.
- fl_{I2} : Factor de tamaño = 0,2. Se contempla una unidad experimental intermedia.
- fl_{I3} : Contingencias = 0,2. Se contempla un margen de contingencia ya que muchas consideraciones son tomadas en cuenta en base a la experiencia y pueden no representar la realidad. Por lo que hay un riesgo que no es despreciable.
- Resultando entonces: $\sum fl_{Ii} = 0,7$

Reemplazando los factores resultantes en la ecuación 5.1, y contemplando el coste directo de automatización calculado en 5.1.2:

$$I_F = (AR\$57.000.000 \cdot (1 + 0,05) + \approx AR\$26.000.000) \cdot (1 + 0,7) + 0 \quad (5.2)$$

$$I_F = (AR\$57.000.000 \cdot 1,05 + \approx AR\$26.000.000) \cdot 1,7 \approx AR\$147.000.000 \quad (5.3)$$

Este dato es pasado a dólares para poder comparar con los datos obtenidos de producción en 2019. Por lo que al día de hoy la inversión tendría un valor aproximado de USD 140.000.

5.3. Análisis

De cara al análisis de la inversión es necesario poner el ojo en la capacidad productiva con la mano de obra actual de la línea de barriles y compararlo con la productividad a futuro. El rendimiento de la línea comparando los tiempos operativos de trabajo sobre la envasadora con un operario o dos operarios es abismal. La producción con 2 operarios tiene un rendimiento del 90 % respecto de la capacidad productiva de la línea mientras que la producción a 1 operario es de un 55 % - 58 %. Estos son rendimientos en operación pura, sin tener en cuenta tiempos de cambio de la producción durante los cuales la envasadora no trabaja y los cambios los puede realizar una sola persona.

Entonces según lo estimado en el anexo A.5 con un robot industrial se contempla que se puede aumentar llevar la producción a 1 operario a alcanzar la producción de los 2 operarios. Esto podrá permitir un menor solapamiento entre los turnos de los operarios y se traduciría en un aumento de la productividad diaria.

La producción se encuentra en el valor de 470 barriles diarios. No siendo posible alcanzar la producción diaria del año siguiente, que se estima en 530 barriles diarios en promedio y que año a año seguirá en aumento al rededor de un a un ritmo de un 15 % el año siguiente y a un 1 % menos por cada año por los próximos 10 años.

Con esta información se comparará el costo de la inversión, respecto a la contratación de más operarios para alcanzar la producción. Teniendo en cuenta que el costo con salario y cargas sociales de un operario rondan en torno a AR\$ 850.000 (estimado a través de los índices salariales del sector privado provistos por el INDEC contrastando los precios entre diciembre de 2019 y marzo 2025). Que en dólares corresponde a un valor de 810 U\$D.

La capacidad máxima que se puede alcanzar con 3 empleados diarios permite llegar a una producción máxima de 775, lo que sólo valdría para acaparar la producción máxima del año siguiente. Pero para el segundo año sería necesario incorporar una persona más. Por lo que se realizará una comparación entre los flujos de caja (FC) que se producen planteando los escenarios de contratar más operarios para alcanzar la producción o incorporar un robot industrial y considerar los operarios necesarios para trabajar con él.

5.3.1. Producción estimada

Como se comenta anteriormente se estima que la tasa de crecimiento de la producción para los años siguientes será de un 15 % e irá en decrecimiento a un ritmo de un 1 % anual. Por lo que los cuadros de producción se calculan según:

$$P_i = P_0 \cdot \prod_i (1,15 - 0,01 \cdot i) \quad (5.4)$$

Siendo P_0 la producción del año inicial. Con esta información se conforma tabla de producción 5.3.3 contemplando también un promedio diario redondeado con 21 días hábiles al mes.

5.3.2. Estimación cargas sociales

Tanto en el caso de la contratación de operarios, como la de invertir en un robot es necesario estimar los costos de contratación de operarios. Por más que se disponga un robot industrial será necesario contratar al menos 1 operario para que opere la instalación

Tabla 5.3.3: Producción anual de barriles y promedio diario.

AÑO	PRODUCCIÓN	PROMEDIO DIARIO
1	130.000	516
2	149.500	594
3	170.430	677
4	192.586	765
5	215.696	856
6	239.423	951
7	263.365	1.046
8	287.068	1.140
9	310.033	1.231
10	331.736	1.317

en el horario de trabajo estimado. En la tabla 5.3.4 se realiza una estimación de las contrataciones necesarias y las cargas sociales que hay que afrontar en cada caso. Las cargas se contemplan en dólares y se estima que cada dos años, los operarios tienen un aumento de un 5%.

Tabla 5.3.4: Costos según operarios y proyecto.

Año	S/INVERSIÓN		CON INVERSIÓN	
1	0 operarios	0 U\$D	0 operarios	0 U\$D
2	1 operarios	9.623 U\$D	0 operarios	0 U\$D
3	1 operarios	10.104 U\$D	0 operarios	0 U\$D
4	1 operarios	10.104 U\$D	0 operarios	0 U\$D
5	2 operarios	21.170 U\$D	0 operarios	0 U\$D
6	2 operarios	21.170 U\$D	0 operarios	0 U\$D
7	2 operarios	22.132 U\$D	1 operarios	11.066 U\$D
8	3 operarios	33.198 U\$D	1 operarios	11.066 U\$D
9	3 operarios	34.642 U\$D	1 operarios	11.547 U\$D
10	4 operarios	46.189 U\$D	1 operarios	11.547 U\$D

5.3.3. Costos operativos instalación

El costo de operación de la instalación se calcula principalmente a partir de la estimación de consumo promedio del controlador del robot según D.2.30 en 2,5 kW (se redondea a 3 kW para incorporar resto de elementos del armario) y contemplando un cuatro tarifario “T3MT-GRANDES DEMANDAS en media tensión” 5.3.3. Según la producción requerida se estima que el robot trabajaría:

- 12 hs hasta el 4to año inclusive

- 16 hs del 5to al 7mo
- 24 hs del 8vo al 10mo y con el extra de necesitar un operario más para operar el 3er turno

T3 - GRANDES DEMANDAS			
Suministros \geq 50 KW de demanda- (usuarios finales)	T3BT	T3MT	
CARGO FIJO	24973.04	36382.47	\$/mes
CARGO POR POTENCIA EN PICO	10113.11	7947.26	\$/KW mes
CARGO POR POTENCIA FUERA PICO	6440.63	5513.62	\$/KW mes
<i>USUARIOS FINALES Suministros entre 50 y 300KW de Demanda</i>			
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN PICO	86.3968	84.3770	\$/KWh
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN RESTO	83.8837	81.9179	\$/KWh
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN VALLE	82.4418	80.5142	\$/KWh

Figura 5.3.3: Cuadro tarifario EDEA publicado en enero 2025.

Esta comparativa se hace teniendo en cuenta que se mantienen los 2 empleados actuales para la operativa más un operario extra para las rotaciones y vacaciones. Luego las horas de trabajo se contemplan comenzando los turnos a las 5 am. Por lo que se contemplan las franjas de consumo establecidos por el mercado mayorista.

Demanda de potencia:

- Punta: 18 a 23 hs
- Fuera de punta: 23 a 18

Energía:

- Pico: 18 - 23 Hs = 5 Hs
- Valle: 23 - 05 Hs = 6 Hs
- Resto: 05 - 18 Hs = 13 Hs

Con toda esta información se contempla entonces, que los primeros 4 años la instalación tendrá un coste extra por la demanda en horario de punta y su consumo de energía se encuentra en el rango del resto. Luego a partir del 5to al 7mo año, trabajará en horarios de pico y del 7mo al 10mo trabajara en todos los rangos. Con esta información se conforma el la tabla 5.3.5. El cargo fijo por contratación de la tarifa se considera 0 no supone cargo extra de la potencia contratada. Se contemplan los cargos por potencia de los 3 kW en los que se aumenta el consumo y su costo por hora en cada rango horario.

Los cargos fijos adicionales se estiman según:

$$PotPico = 3kW \cdot 7947,26 \frac{AR\$}{kWmes} \cdot \frac{1U\$D}{1060AR\$} = 22,5U\$D \quad (5.5)$$

$$PotFPico = 3kW \cdot 5513,62 \frac{AR\$}{kWmes} \cdot \frac{1U\$D}{1060AR\$} = 15,6U\$D \quad (5.6)$$

Los variables se estiman como :

$$Pico = XHs \cdot 3kWh \cdot 84,3770 \frac{AR\$}{kWh} \cdot \frac{1U\$D}{1060AR\$} = XHs \cdot 0,2388 \frac{U\$D}{Hs} \quad (5.7)$$

$$Resto = XHs \cdot 3kWh \cdot 81,9179 \frac{AR\$}{kWh} \cdot \frac{1U\$D}{1060AR\$} = XHs \cdot 0,2318 \frac{U\$D}{Hs} \quad (5.8)$$

$$Valle = XHs \cdot 3kWh \cdot 80,5142 \frac{AR\$}{kWh} \cdot \frac{1U\$D}{1060AR\$} = XHs \cdot 0,228 \frac{U\$D}{Hs} \quad (5.9)$$

$$(5.10)$$

Contemplando en promedio 21 días por mes durante 12 meses.

Tabla 5.3.5: Cargos fijos y variables anuales en U\$D.

AÑO	Hs	FIJOS: Potencia		VARIABLES: Energía			TOTAL
		Pico	No Pico	Punta	Resto	Valle	
1	12	0	16	0	732	0	748
2	12	0	16	0	732	0	748
3	12	0	16	0	732	0	748
4	12	0	16	0	732	0	748
5	16	23	16	181	793	0	1013
6	16	23	16	181	793	0	1013
7	16	23	16	181	793	0	1013
8	24	23	16	301	793	345	1478
9	24	23	16	301	793	345	1478
10	24	23	16	301	793	345	1478

5.3.4. Costo mantenimiento

El costo de mantenimiento de la instalación se estima en un 1% del valor de inversión fija total[7]. Por lo que se contemplan 1.800 U\$D en concepto de mantenimientos preventivos anuales.

5.3.5. Depreciación

A causa de la falta de conocimiento respecto a la depreciación de instalaciones con robots industriales se contempla el método de la línea recta y que el valor residual del proyecto al final la vida útil es 0 (L). Por lo tanto el coste de la depreciación anual será calculada según:

$$(I_F - L) \frac{1}{n} = \frac{140,000 - 0}{10} = 14.000U\$D \quad (5.11)$$

Donde n es el tiempo que tarda el valor en depreciar, considerado en 10 años.

5.4. Flujo de caja del proyecto

El flujo de caja del proyecto se hará teniendo en cuenta que los beneficios realmente no son los que salen de las ventas, sino del ahorro de los costos de contratación de nuevos empleados según el cuadro de cargas sociales 5.3.4 y se consideran como costo los gastos que surgen del consumo de la nueva instalación del cuadro 5.3.5. Considerando claro la inversión y la depreciación de la instalación. Con esto se genera el cuadro de usos y fuentes 5.4.6 donde se aprecia lo mencionado anteriormente y se detalla en el cuadro 5.4.7 el beneficio neto antes de impuestos (BNAI) que por la comparación que estamos haciendo es igual a beneficio neto (BN) por que en realidad estamos comparando dos gastos entre si por lo que no tiene aplicación el impuesto (no es un beneficio real considerable). Aunque si se tiene en cuenta la depreciación de la inversión.

Tabla 5.4.6: Fuentes y usos proyecto en U\$D.

AÑO	FUENTES		TOTAL	USOS		TOTAL
	Cap Propio	Beneficios		Activo fijo	OPEX	
1	140.000	0	140.000	140.000	2.548	142.548
2	0	9.623	9.623	0	2.548	2.548
3	0	10.104	10.104	0	2.548	2.548
4	0	10.104	10.104	0	2.548	2.548
5	0	21.170	21.170	0	2.548	2.813
6	0	21.170	21.170	0	2.548	2.813
7	0	22.132	22.132	0	2.548	13.879
8	0	33.198	33.198	0	2.548	14.344
9	0	34.642	34.642	0	2.548	14.825
10	0	46.189	46.189	0	2.548	14.825

Tabla 5.4.7: Flujo caja final.

AÑO	BN	DEPRECIACION	FLUJO CAJA
1	-2.548	14.000	11.452 U\$D
2	7.075	14.000	21.075 U\$D
3	7.556	14.000	21.556 U\$D
4	7.556	14.000	21.556 U\$D
5	18.357	14.000	32.357 U\$D
6	18.357	14.000	32.357 U\$D
7	8.253	14.000	22.253 U\$D
8	18.854	14.000	32.854 U\$D
9	19.816	14.000	33.816 U\$D
10	31.364	14.000	45.364 U\$D

5.5. Parámetros de inversión

A continuación se analiza el tiempo de repago de la inversión y la tasa interna de retorno (TIR) el tiempo de retorno de la inversión y para cuantificar la rentabilidad del proyecto. Se calcula la TIR según:

$$\sum_{j=1}^n \frac{FC_j}{(1+r)^j} - I_T = 0 \quad (5.12)$$

Donde FC_j representa el flujos de caja de cada año de la inversión, I_T es la inversión total y r es el resultado de la TIR.

Lo cual da como resultado una $TIR = 13\%$. Este valor establece la tasa máxima de interés que podría pagarse para obtener el dinero necesario para financiar la inversión y tenerla totalmente paga al final de la vida útil del proyecto lo que también establece un valor límite a la hora de pedir una financiación para el proyecto.

Luego en este caso el tiempo de repago se calcula gráficamente considerando un flujo de caja acumulado, que contempla en el primer año la inversión fija del proyecto. Tal como se ve en la figura 5.5.4 el tiempo de repago esta muy próximo a los 6 años.

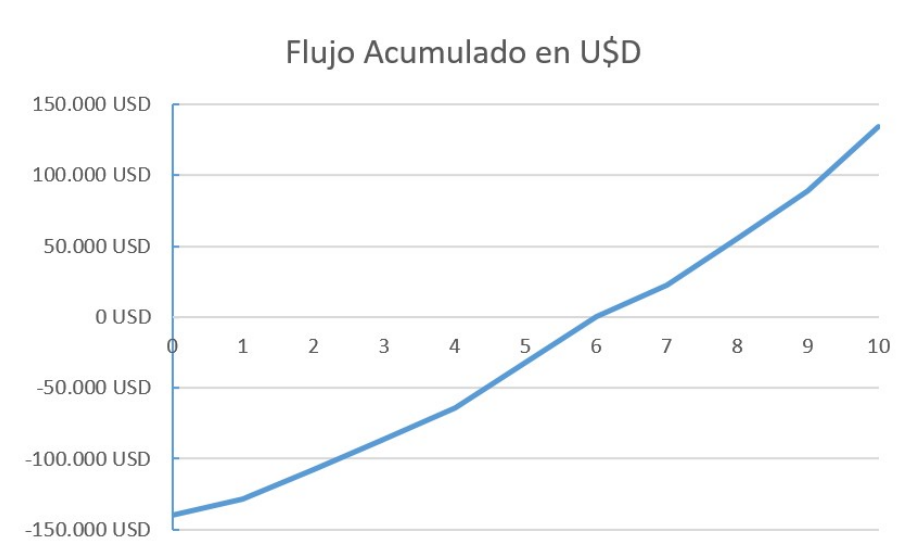


Figura 5.5.4: Cuadro flujo de caja acumulado.

Por lo tanto para ser un proyecto de riesgo normal los valores de TIR y tiempo de repago se consideran aceptables, por lo que **el proyecto se considera RENTABLE**.

Parte II
Apéndices

Apéndice A

Anexo producción

En el presente anexo se analizan las actividades desarrolladas en las líneas de producción de la fábrica estudiada. Se exponen los puntos de vista que permiten la selección de una línea de producción para la aplicación del proyecto propuesto.

A.1. Proceso productivo general

El proceso de producción de cerveza comienza con la elaboración del mosto a partir de las materias primas (agua y malta). La malta se muele, después se mezcla con agua y se sigue un programa de temperaturas y tiempo para obtener un extracto acuoso (etapa de macerado). Se separa el mosto (extracto líquido) de la cáscara de malta por medio de una filtración, para luego hervirlo y añadirle lúpulo. Posteriormente se enfría hasta una temperatura que permite la adición de levadura y se airea para facilitar la disolución de oxígeno. Luego se lleva a cabo la fermentación principal del mosto por la levadura, dando alcohol y dióxido de carbono. La levadura además genera otros compuestos otorgándole diferentes atributos a la cerveza. El próximo paso es maduración de la cerveza joven, en éste tiempo la cerveza mejora el perfil del sabor, se eliminan los compuestos indeseados y se carbonata. Las operaciones finales son la filtración y el envasado.

Todo éste proceso de elaboración, podría resumirse en las siguientes etapas:

- **Cocción:** Para ésta etapa se emplearán los ingredientes principales para la elaboración de la “tanda” (producto líquido final de la cocción que es enviado a los tanques de fermentación): agua, malta, lúpulo y levadura. Dentro de ésta se desarrollan 5 pasos:
 - Macerado: Al poner en contacto el agua con el agua se obtiene una disolución química debida a las sustancias pre formadas durante el malteo y que son directamente solubles.
 - Filtrado: Como producto del macerado se obtendrá el mosto de la mezcla (parte líquida) y una parte insoluble de la misma, la cual se denomina bagazo. Las cáscaras de los granos son los que constituyen el lecho filtrante, por lo que el estado de éstos dará una mayor o menor permeabilidad.
 - Hervido: Tiene como objetivo la estabilizar del mosto, modificar y desarrollar el sabor y concentrar el mosto. Éste proceso tiene una duración de 90 hasta 120 minutos y reduce el volumen del mosto entre un 5 y 10 %.

- **Enfriado del mosto:** Al finalizar el hervido el mosto se encuentra a 100 °C, y la mortandad de la levadura se sitúa al rededor de los 40 °C, por lo que es necesario enfriar el mosto hasta valores de 6-20 °C.

Toda ésta etapa del proceso demora 6 hs. Y luego demora 4 hs hasta liberarse el equipo (debido a que trabaja en serie) hasta poder “tirar” una nueva tanda. Una vez terminada es transportada por medio de tuberías a los fermentadores (BBF, Fig: A.1.1), los cuales se llenan con 2 o 3 tandas. El proceso de llenado del fermentador (producción de 2/3 tandas) se lleva a cabo en aproximadamente 1 día. Una vez lleno el fermentador, empieza el tiempo de fermentación y maduración dentro del tanque(figura A.1.2).

- **Fermentación:** Es el momento en el que la levadura (hongo) se alimenta de los azúcares generando alcohol y CO_2 . El tiempo de fermentación es variable, depende la cantidad de azúcar, el estilo de la cerveza y el tipo de levadura. La fermentación tradicional dura de 7 a 10 días dependiendo del extracto original del mosto. Fig A.1.1
- **Maduración:** Se lleva a cabo el redondeo de sabores y aromas, asimismo se da la decantación de partículas en suspensión. El tiempo del proceso de maduración depende del estilo de la cerveza y se estima en aproximadamente 24 días.



Figura A.1.1: BBF



Figura A.1.2: Brew House.

- Envasado:** Luego de la maduración en los tanques de fermentación, la cerveza se filtra (filtro con malla perforada, también ayuda filtrante tierra diatomea) y es llevada a los denominados tanques de cerveza terminada, donde se encuentra la cerveza lista para el consumo. Se mantiene una temperatura determinada en los tanques con glicol. Luego, las líneas de embotellamiento y de llenado de barriles se abastecerán de dichos tanques. El llenado se lleva a cabo en el día. La embotelladora cuenta con una capacidad de 2500 botellas/h mientras que la máquina de llenado de barriles cuenta con una capacidad de 70 barriles/h. Fig A.1.4, Fig A.1.3 y Fig A.1.5

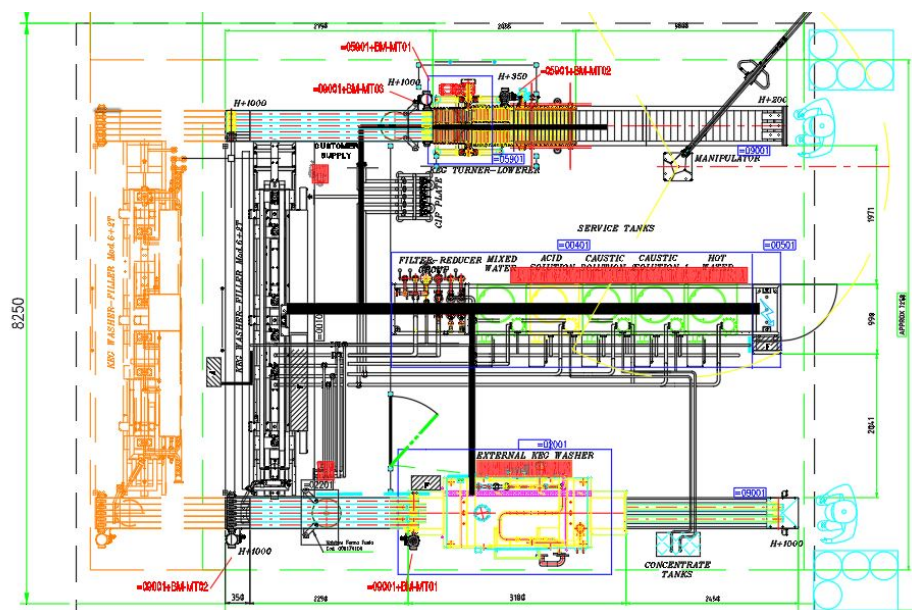


Figura A.1.3: Línea de envasado de barriles.

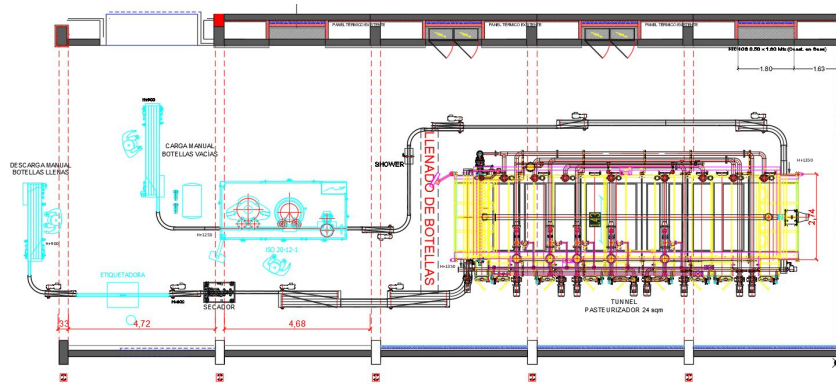


Figura A.1.4: Línea de envasado de botellas.

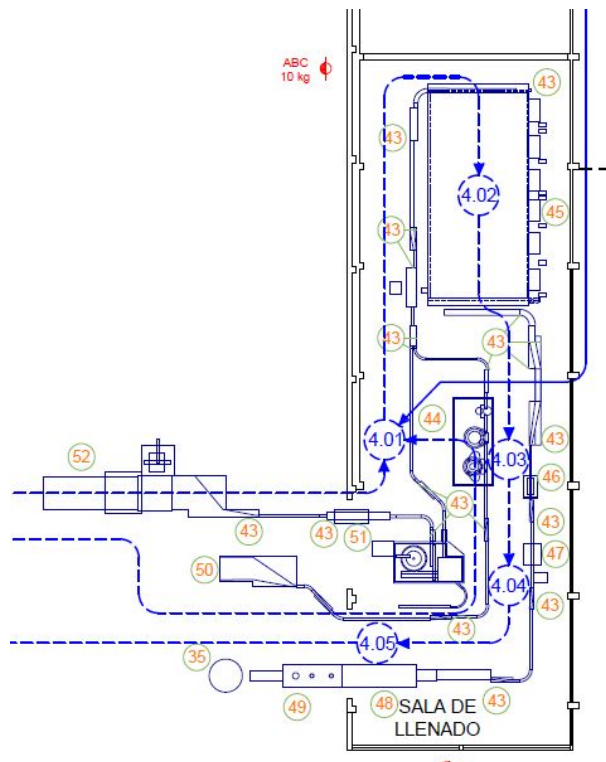


Figura A.1.5: Línea de envasado de latas.

El proceso de envasado se lleva a cabo en tres líneas distintas: barriles, botellas y latas. Cabe destacar que la línea de barriles está distanciada de las líneas de botellas y latas, las cuales comparten partes de sus líneas y no pueden ser operadas a la vez.

A.2. Grupos de trabajo

El proceso de envasado cuenta con 7 empleados. Los mismos cuentan con dos turnos de trabajo solapados, con 5 operarios para la línea de botellas/latas por turno y 2 operarios en el caso de la línea de barriles. La línea de botellas trabaja en un rango de 5 a 16 horas donde los operarios están separados en 3 grupos de trabajo:

- A las 5 am ingresa el primer operario quién se retirará a las 14 hs. Es el encargado de poner en marcha la línea e iniciar con el proceso de llenado.
- A las 6 am ingresa un segundo operario para asistir en las tareas y comenzar con el encajonado de las botellas.
- A las 7 ingresan 3 operarios más para sumarse a las tareas y suplir los turnos de desayuno, almuerzo y rotaciones.

Luego en la línea de barriles se trabaja en 2 grupos de trabajo:

- A las 5 ingresa el primer operario que es el encargado de realizar la puesta en marcha de la línea, para luego retirarse a las 14 hs.
- A las 8 am ingresa otro operario que se quedará hasta las 17 hs y será el encargado de detener la instalación y realizar las tareas de limpieza necesarias.

A.3. Consideraciones para la selección

A la hora de realizar la selección de una línea para llevar a cabo el diseño se tuvieron en cuenta tres aspectos además del proceso productivo en general:

- Ergonómico: Considerará las distintas tareas que se llevan a cabo en las líneas.
- Particularidades: comprenderá todos los elementos auxiliares que son necesarios en cada una de las líneas para obtener el producto final, condiciones y riesgos de productos.
- Económico: comprenderá las ganancias generadas por cada línea. Relacionará el beneficio que genera cada línea con los volúmenes de producción de cerveza.

A.3.1. Aspecto ergonómico

Línea Botellas El trabajo en la línea de botellas se encuentra caracterizado por la manipulación de un producto de bajo peso pero de alta repetibilidad y en un corto tiempo. El peso de una botella de vidrio vacía es de 0,31 Kg, mientras que una caja cerrada pesa 9,88 Kg. Pero los operarios a la hora de manipular las botellas y colocarlas en la línea, las toman de 3 o 4 botellas por mano, lo que disminuye la repetición del movimiento pero aumenta la carga a 1,24 Kg por mano. El proceso de paletizado de las botellas lo realiza un sólo operario a la vez, trabajando en dicho puesto durante 1 hora. Para ello, el operario sube el palet mediante una carretilla eléctrica hasta que quede a la misma altura que el transporte. Luego se sitúa sobre una plataforma elevada de forma que el transportador llega a 1,5 m. La posición permite un fácil acceso a las zonas de trabajo y brinda cierta libertad de movimientos para tomar las botellas más lejanas (Fig A.3.6).



Figura A.3.6: Imagen paletizado de botellas.

Luego, para el encajonado, los operarios toman de a 2 botellas llenas directamente de la línea (resulta en 1,63 Kg por mano) para colocarlas en las cajas y disponer las mismas en las cerradoras de cajas. En ésta etapa las botellas se agarran a la altura del pecho y se colocan en una caja que se encuentra levemente a la altura de la cintura, por lo que no genera mayores problemas. En la etapa final de paletizado, se toman las cajas de 9,88 Kg de la salida de la cerradora de cajas y se carga la caja hasta depositarla en el palet. La

altura de toma de las cajas es levemente por debajo de la cintura, luego la caja es cargada a la altura de la panza para depositarla a distintas alturas dependiendo del piso que se esté paletizando. De los registros históricos de accidentes de la empresa del año 2018, se han registrado 2 casos de operarios con bajas médicas severas (bajas de 1 mes) que se encuentran directamente asociados a las tareas repetitivas de esta línea. También hay que destacar que existen diversos accidentes asociados a roturas de botellas que podrían solucionarse al implementarse la célula robotizada sobre esta línea.

Línea Latas En la línea de latas se llevan a cabo dos trabajos: un depaletizado semiautomático y un paletizado manual. El ingreso de latas se produce por una máquina semiautomática sobre la cual se colocan los palets con latas vacías, y un operario desplaza una estructura en U sobre dos patines "barriando" las latas hacia una cinta transportadora. Una vez desplazadas las latas del piso, el palet se eleva un nivel para trabajar sobre el próximo piso. Luego las latas salen de la línea como un six-pack termosellado. Ese producto pesa aproximadamente 3,2 Kg, y el mismo es tomado y cargado hasta colocarse en el palet. Esta línea ha sido montada muy recientemente por lo que no se cuenta con antecedentes de accidentes pero, considerando los registros asociados a las otras líneas, los riesgos que conlleva son menores ya que la mayor parte del proceso se ha automatizado.

Línea Barriles En el envasado de barriles, se lleva a cabo: el despaletizado, el acondicionamiento y el paletizado de los mismos. Desde el punto de vista ergonómico es sobre la línea que más modificaciones se han realizado, ya que en las etapas de despaletizado y paletizado se manejan los productos de mayor peso (12,2 y 62 Kg respectivamente). Actualmente el proceso de despaletizado se realiza elevando el palet mediante un montacargas eléctrico (ya que la entrada de barriles de la línea de envasado se encuentra elevado 1,5 m respecto del nivel del suelo). Una vez que el piso a paletizar alcanza el nivel correspondiente se comienza a despaletizar los barriles haciéndolos rodar y girar hasta que son ingresados en la cinta transportadora. Los movimientos que se realizan para rodar los barriles hasta la entrada de la línea de envases, se realizan a una altura por encima de los hombros, la cual no resulta una posición óptima de trabajo. El proceso de acondicionamiento de los barriles no conlleva grandes problemas. Algunos operarios optan por realizar ésta etapa, mientras los barriles están sobre las cintas transportadoras, mientras que otros optan por realizar ésta tarea cuando los barriles están situados sobre el palet. Luego la etapa de paletizado de los barriles llenos se produce a pocos cm sobre el nivel del suelo. Esta tarea actualmente se realiza mediante la ayuda de un elevador con un mecanismo de sujeción en la punta, el cual soporta el peso del barril mientras que los operarios trasladan el barril del transportador al palet (Fig A.3.7).



Figura A.3.7: Imagen paletizado de barriles.

A pesar de la ayuda del mecanismo de elevación, la tarea necesita de una operación minuciosa, y mover una carga de 60 Kg lateralmente. En los registros de accidentes del año 2018, se han destacado 4 casos de operarios con bajas médicas severas, lo que se condice con lo mencionado anteriormente y las insuficiencias ergonómicas de los puestos de trabajo.

A.3.2. Particularidades en líneas

A continuación se desarrollarán las necesidades que plantea cada una de las líneas y según estas necesidades se definirán elementos auxiliares que serán necesarios tener en cuenta a la hora de plantear el proyecto.

Línea de barriles Como ya se ha mencionado anteriormente la línea cuenta con 2 operarios cuyas tareas pueden desglosarse en 3 etapas: despaletizado, acondicionado y paletizado.

En el paletizado y despaletizado se manipulan los barriles de cerveza para introducirse y extraer de la línea de envasado. Un punto no menor del paletizado, es que siempre se trabaja sobre un producto con arreglo idéntico. En el caso del paletizado siempre se paletiza un solo piso de 8 barriles, independientemente del formato. Y siempre sobre un palé de iguales dimensiones lo que facilita la estandarización del proceso.

El acondicionado comprende la lectura del código de barras de los barriles, la colocación del collarín del tipo de producto y el tapón de seguridad. Y por último es necesario envolver el palet en film. La velocidad de envasado de ésta línea está limitada por la velocidad de llenado de los cabezales de la envasadora, que tiene actualmente una capacidad límite de 75 barriles/hora. Pero que, gracias al diseño modular de la línea, tiene capacidad de expandir la cantidad de cabezales en paralelo a la línea actual. Por lo tanto ésta capacidad podría multiplicarse al igual que por lo tanto la labor de los operarios en el futuro.

A la hora de tener en cuenta la solución habrá que considerar la colocación de éstos elementos que hoy en día son manipulados por los operarios:

- Mecanismo colocador de collarines.
- Mecanismo colocador de tapones.
- Lector de códigos de barras.

- Etiquetado de palé.

Línea botellas Ésta etapa cuenta con 5 empleados que se distribuyen en 3 franjas horarias laborales van rotando sus puestos de trabajo cada 1hs y se encargan del despaletizado, encajonado y paletizado. En el despaletizado el producto viene en un palet cargado con 8 pisos con botellas separados por “chapadur” (compuesto prensado de fibras y pegamento) con 240 botellas por piso. Lo que conlleva a un total de 1920 botellas que deben despaletizarse, para luego encajonarse en 160 cajas, de las cuales se utilizarán 102 cajas por palet, distribuyéndose en 6 pisos de 17 cajas por piso. Por lo mencionado antes, se entiende que éste proceso requerirá la manipulación de dos productos distintos: en el despaletizado y en el encajonado se manipulan botellas, mientras que en el paletizado se manipulan cajas de botellas. Por lo que posiblemente serán necesarias garras de distinta morfología, lo que conlleva a la utilización de distintos robots. Como elementos auxiliares deberán tenerse en cuenta opcionalmente la implementación de:

- Formadora y cerradora de cajas.
- Etiquetadora de palé.
- Envolvedora.

Otro inconveniente surge a la hora de considerar el posible diseño de la garra para el despaletizado: el correcto referenciado de las botellas. En este punto se toma en consideración que las botellas tienen que ir en un arreglo tresbolillo en la capa. Y siendo un arreglo muy compacto no es viable manipular las botellas de forma independiente ni por filas ya que sería necesarios varios robots para dar con los tiempos de producción necesarios. Por lo que la opción viable es manipular el producto por capas completas. Esta operación con robots resulta en un robot de mucha capacidad ya que tiene que tener una garra con las dimensiones de la capa del palet y la capacidad suficiente para mover todo. Punto que resulta de gran impacto a la hora de contemplar el diseño.

Línea latas La línea de latas, ha sido recientemente automatizada hace poco tiempo y sus particularidades son similares a las de la línea de botellas, con algunas diferencias. Por ejemplo, el recipiente no es frágil, por lo que se podrían usar mecanismos menos precisos ya que admite mayores tolerancias. Luego los pisos a paletizar requieren paletizados por pisos completos, por lo que requieren mecanismos grandes para manipular las capas.

A.3.3. Aspecto económico

(Precios referentes a Diciembre 2019 $60\$ = 1\text{USD}$)

Desde el punto de vista económico, no cabe lugar a dudas de que la línea sobre la cuál se deberá trabajar serán los barriles ya que son los responsables de aproximadamente el 90 % de las ganancias de la empresa, siendo el costo promedio del litro de cerveza unos 25 \$ y con un promedio de margen de ganancias de 135 %. Mientras que las botellas tienen un precio aproximado de 34 \$ por litro y un margen de 65 % y, por último, las latas tienen un precio de 35 \$ por litro y un margen del 80 %.

Teniendo en cuenta que el 80 % de la producción de la fábrica en litros está destinada al abastecimiento de las franquicias, mediante de los barriles y destacando que la fábrica principal es la responsable de abastecer de cerveza a todas las franquicias. Por lo que a

medida que sigan aumentando la cantidad de franquicias de la marca, se deberá aumentar la producción de cerveza, y éste es un punto fundamental para el desarrollo y mejorar la capacidad de abastecimiento de la marca.

Tabla A.3.1: Precio de venta por litro de cerveza según envase.

	Tipo A	Tipo B	Tipo C	Tipo D	Tipo E	Tipo F	Tipo G
Barril 50 L	\$ 15	\$ 18	\$ 21	\$ 20	\$ 26	\$ 22	\$ 36
Botella	\$ 33	\$ 34,50	\$ 38	\$ 35	\$ 40	\$ 38,25	-

Tabla A.3.2: Precio de venta por litro de cerveza de latas.

	Tipo H	Tipo I
Lata	\$ 35	\$ 35

Tabla A.3.3: Margen de ganancia por litro de cerveza según envase.

	Tipo A	Tipo B	Tipo C	Tipo D	Tipo E	Tipo F	Tipo G
Barril 50 L	145 %	150 %	130 %	130 %	120 %	130 %	110 %
Botella	65 %	65 %	63 %	65 %	63 %	63 %	-

Tabla A.3.4: Margen de ganancia por litro de cerveza de latas.

	Tipo H	Tipo I
Latas	80 %	78 %

A.4. Elección de producto a automatizar

Una vez descritos los distintos entos de vista considerados para evaluar las opciones de automatización, se detallará elección sobre que línea es más necesario trabajar: línea de barriles.

A la hora de definir la línea claramente el aspecto que más peso tiene, es el económico. Y como ya se mencionó en la sección correspondiente ésta línea es, no solo la responsable del aproximadamente 80% de las ganancias de la empresa, sino que es la responsable de mantener abastecidas de cervezas a las actuales y futuras franquicias. Por lo tanto a medida que la empresa siga expandiendo sus fronteras, también deberá hacerlo su capacidad de abastecerlas.

El punto siguiente a la económico, en orden de importancia, es el ergonómico. Éste aspecto también indicó que es ésta línea la que necesita una mejora. A pesar de que es la que más modificaciones para bien ha tenido, en ésta línea los operarios manipulan el producto más pesado en las peores condiciones (con respecto al resto de las líneas) posturales. Ésto, contrastado con los datos de accidentes de la empresa, indican que se deben implementar soluciones de carácter urgente, teniendo en cuenta que la plantilla de operarios está compuesta por 7 personas con las cuales se han sucedido 7 accidentes que desencadenaron problemas médicos similares a tendinitis con bajas laborales con duraciones en promedio de 1 mes.

Y por último, según las particularidades apreciadas de cada línea, se han podido considerar los diversos elementos auxiliares que podrían ser necesarios a la hora de considerar implementar una solución. En el caso de las botellas, todos los distintos elementos necesarios indicaron que el costo de la inversión base de dicho proyecto sería levemente mayor, y también sería una complicación por el hecho de que el producto a manipular es mucho más pequeño y frágil que el definido. Pero también tiene mucho peso, que la empresa no apuesta a la línea de envasado de botellas, por lo tanto queda eliminado como posibilidad de automatización.

A.5. Tiempos de ciclos

Se tiene en cuenta que la capacidad de producción de la envasadora es de 75 barriles/hs (no depende de los litros de los barriles sino de la velocidad de avance del transporte de barriles), lo que indica que tendremos a la salida de la envasadora 1 barril cada 48 segundos. Lo que equivale a una producción de 3,8 palets/hs o 1,25 barriles/min.

El proceso de pick & place de un producto manipulado por un robot puede tardar unos 15-20 segundos, considerando que 5 segundos de movimiento del accionamiento neumático, movimientos de precisión y una reducción de velocidad importante para no producir agitación exagerados en el barril a manipular. Con estos tiempos de manipulación se podría paletizar hasta 140 barriles/hora, lo que dobla la producción actual de la célula. Esto permitirá que el operario agrupe trabajos. Primero descarga el palet, hasta saturar la entrada de producto de la envasadora. Para el momento en el que ha saturado la entrada y la zona de envasado se dirige a mover los palés a la zona de enfilado, aprovechando que mientras se envuelve un palet, se puede ir procesando y acondicionando manualmente el resto.

En la entrada entran 19 barriles en cola para ingresar a la envasadora, mientras que a la salida caben 6 abajo ya rotados más 5 antes del girado más 6 barriles que están siendo procesados (estas ocupaciones salen de analizar planos y los puntos en los que se gestiona el producto en la línea). La alimentación de los barriles a la envasadora es una operación tediosa y meticulosa, un mal acondicionamiento de un barril puede penalizar un gran volumen de producción. Los palets que llegan para desmontar, vienen en diversos formatos, siendo el más común 2 pisos de 8 barriles. Que dependiendo el transporte puede ser más o menos estable, lo que conlleva en más tiempo en el desmontaje.

Lo que se busca a futuro con la célula en esta etapa es aprovechar mejor los tiempos muertos sobre todo en la manipulación en el paletizado. La producción se pierde a la hora de cambiar los palés, desechar la basura de los barriles de la entrada, esperando mientras se envuelve. La línea no se puede desatender por más de 11 minutos ya que se satura, tiempo que se extendería. Y al no tener la envolvente ocupada se puede aprovechar el tiempo para que mientras se desarrolla ese proceso, se asocien los barriles a la producción, se pongan los collarines del estilo de cerveza y el tapón de seguridad.

La cantidad de puestos de paletizado se definirá cuando se tenga definido un robot para portar el conjunto de la garra y el barril, pero se contempla que serán por lo menos 3 puestos. Donde cada uno iría montado con una barrera de seguridad con función "muting" para permitir la salida de producto, pero no la entrada. Con estos puestos y lo comentado anteriormente. Ahora el tiempo hasta que la línea saturase, sería de 28 minutos. Que es el equivalente a la pausa de un operario. Por lo que ya no se estaría perdiendo producción durante las pausas.

Uno de los aspectos que fue tomado en consideración es la posible ampliación de la capacidad de la línea a futuro. ¿Que impacto tendría esto en nuestra célula? En respuesta a esta pregunta se analizó que la adición de una segunda línea de envasadoras (recordemos que la envasadora es de tipo modular, por lo que la adición de un segundo grupo de cabezales no es tan lejana a la realidad) generaría un mayor flujo de barriles. Esto afectaría directamente en el automatismo que se muestra en la figura A.5.8 y que es el encargado de actualmente rotar los barriles. Por lo tanto éste automatismo quedará obsoleto, y podrá ser reemplazado por el uso del robot, que tendrá la capacidad de voltear los barriles. Por lo que se dejará el espacio pertinente para que el robot sea capaz de tomar los robots a la altura de la cinta transportadora, y para la posibilidad de colocar en un futuro cintas

transportadoras a la salida y una máquina envolvente automática.



Figura A.5.8: Rotador de barriles.

Apéndice B

Anexo diseño mecánico

B.1. Fuerza de apriete diametral necesaria para la sujeción del barril

Para calcular la fuerza ficticia sobre el barril en el caso de una parada de emergencia se considera el menor de los tiempos de parada de los ejes del robot y la velocidad de desplazamiento del extremo del robot. Según Barrientos [8] los extremos de los robots industriales alcanzan velocidades lineales de entre 1 y 4 m/s, por lo que con ésta velocidad máxima y el tiempo de parada más corto de los 3 ejes del robot (para un Fanuc R-1000iA/100F el tiene un tiempo mínimo de detención de su eje de 228 mS para el caso más crítico de una desconexión del suministro eléctrico), se calcula una aceleración y, por ende, la fuerza ficticia como:

$$accel = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{4[m/s]}{228mS} = 17,54 \frac{m}{s^2} \quad (B.1)$$

$$f^* = 60Kg \cdot 17,54 \frac{m}{s^2} = 1087,72N \quad (B.2)$$

Fuerza y peso en Z Con este caso se calcula la fuerza de roce mínima con la que tenemos que sujetar por ambos lados el barril para que no salga disparado de la garra en el caso de parada de emergencia con barril en movimiento en la dirección del peso y la garra con el eje Z coincidente con la dirección de la gravedad. También se calcula la normal para el caso estático en el que tendría que sujetarse el barril sin estar en un caso de parada de emergencia.

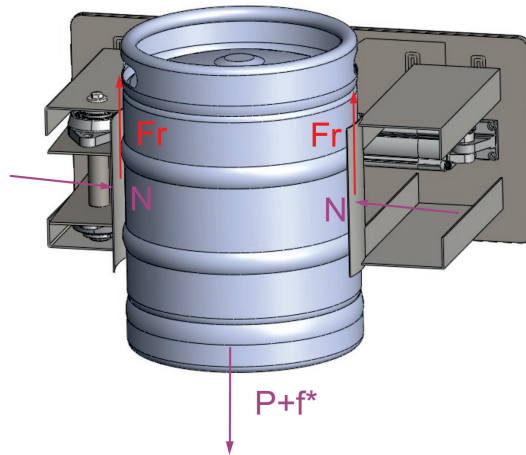


Figura B.1.1: DCA de barril con peso y fuerza ficticia en la dirección de Z.

$$\sum F_z = 0$$

$$2 \cdot F_r = P + f^* \quad (B.3)$$

$$F_r = \frac{f^* + P}{2} \quad (B.4)$$

$$F_r = N \cdot \mu \quad (B.5)$$

$$N_{min_{din}} = \frac{f^* + P}{2\mu} = 1,400N \quad (B.6)$$

$$N_{min_{est}} = \frac{P}{2\mu} = 510N \quad (B.7)$$

Fuerza y peso en Y En el caso de la fuerza y peso en Y se calcula el caso de la pérdida de contacto en N_2 lo que significa que $P + f^*$ son iguales que el esfuerzo de N_1 y se perdería la estabilidad lo que perdería el contacto con el barril. Por lo tanto el otro caso crítico es que $N_2 = 0$:

$$\sum F_y = 0$$

$$N_1 - N_2 - P - f^* = 0$$

$$N_2 = 0 \quad (B.8)$$

$$N_1 = P + f^* \quad (B.9)$$

$$N = 1910N \quad (B.10)$$

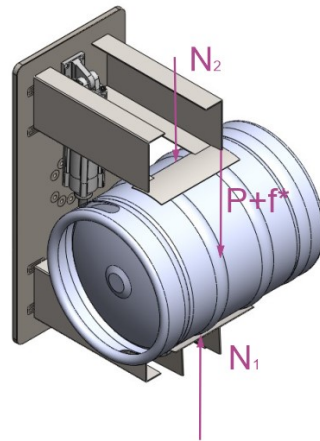


Figura B.1.2: DCA de barril con peso y fuerza ficticia en la dirección de Y

Luego hay otros casos en los que la fuerza ficticia y el peso no coinciden como en B.1.3 que son casos que como está asegurada la mayor fuerza de contacto, no se consideran críticos.

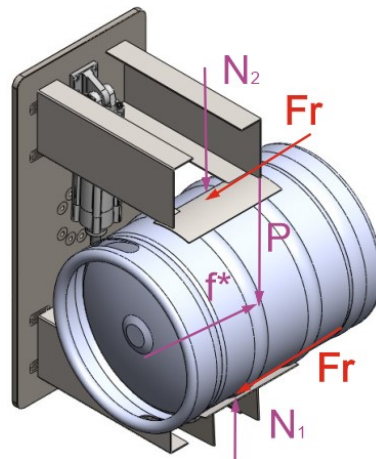


Figura B.1.3: DCA de barril con peso en Y y la fuerza ficticia en Z.

Por lo que la normal mínima necesaria es de $1910N$. Esta fuerza es la que se considera para la selección del actuador junto con la relación de distancias del conjunto móvil.

B.2. Tensión del barril

El elemento sobre el que trabajaremos será, para ahorrar recursos informáticos, una octava parte del barril B.2.4. Para este tipo de ensayo, el tamaño de los elementos no se puede considerar a parte de un estudio de sensibilidad del mallado (por la complejidad de la figura), por lo que se toma como referencia un ensayo de compresión lateral de casquillos de balas de 9mm [9]. En este ensayo, se llevan a cabo ensayos por MEF y físicos y se ve como los resultados convergen. En este ensayo, se trata de un aro de 9 mm de diámetro y 0,35 mm de espesor. El punto importante es que menciona que necesitan tener 3 elementos a lo largo del espesor para que sus resultados converjan, dato que tendremos en cuenta para nuestro desarrollo.

Como condiciones de contorno del sistema se muestran en la imagen B.2.4 desde la vista desde adentro, se impone que cada una de las caras del barril que limita con un corte de un plano se limita con un desplazamiento perpendicular al plano de corte. Osea en los 3 planos de simetría no se pueden producir desplazamientos perpendiculares. Se simula la presión interna del barril en 3 Bar, presión a la que se carga la cerveza en su interior. Y se establece una limitación, en la zona de contacto con las molduras que se encuentran en las tapas de los barriles y se los restringe para que estén limitados radialmente respecto al eje Y en la arista que van soldados.

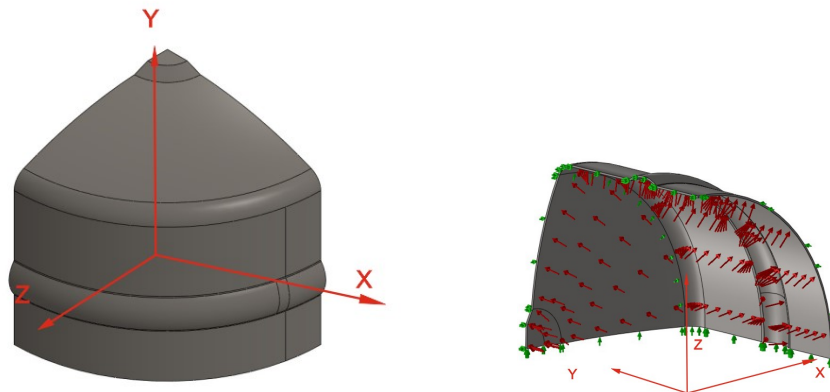


Figura B.2.4: 1/8 de barril.

Se realiza el mallado teniendo en consideración que según la normativa DIN 6647 que regula la fabricación establece el espesor para estos barriles en 1,5 mm. Con esta información se establece el tamaño mas pequeño para el elemento en las zonas de control en 0,5 mm, forzando así a que aparezcan 3 elementos como mínimo en las zonas deseadas. Se trabajará con elementos tetraédricos y el tipo de mallado será un combinado basado en curvatura. Para el estudio se realiza un ensayo basado en la teoría de grandes deformaciones, ya que un estudio de pequeñas no tiene sentido debido a los valores de desplazamientos que deforman la pieza.

Las zonas de control se aplican en la zona donde consideramos aplicado el desplazamiento, curvas importante donde están las juntas del aro mayor del barril y las zonas de transición donde se detectan puntos de tensiones elevados donde no deberían de haberlos.

Con estas condiciones se realiza el mallado del barril, teniendo en cuenta que para obtener unos resultados coherentes, debemos tener en cuenta que en las zonas de interés, los elementos deben tener un coeficiente de aspecto entre 1 y 4. En la figura B.2.6 se aprecian los detalles del mallado y el trazado del coeficiente de aspecto sobre el mallado de la pieza.

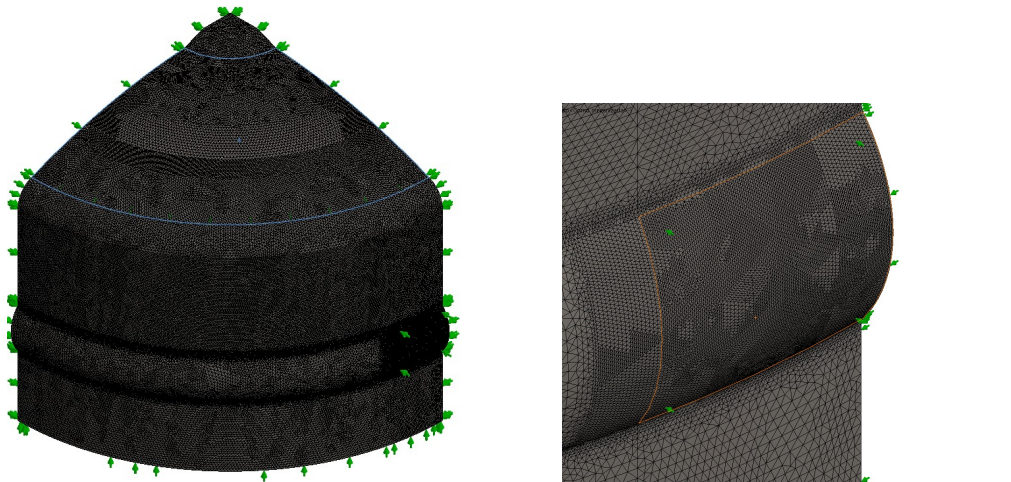


Figura B.2.5: Detalles de malla.

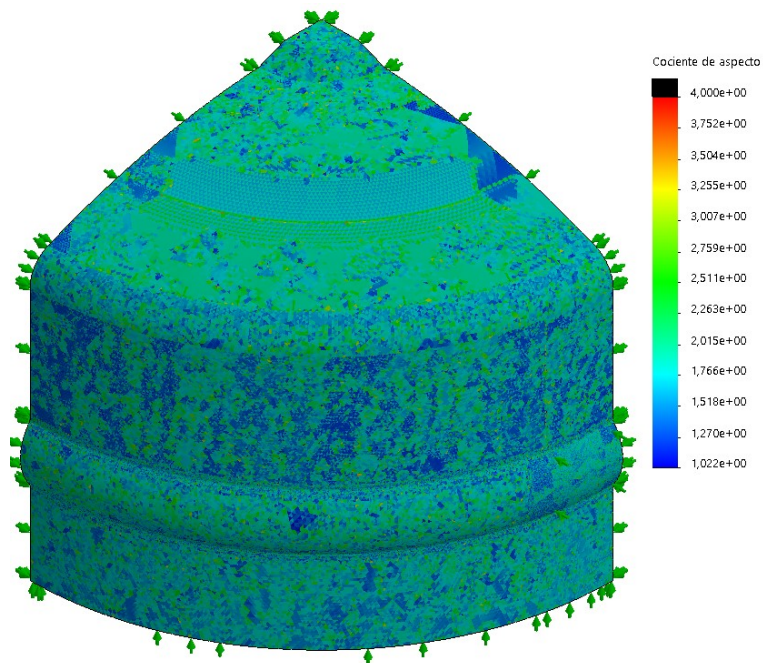


Figura B.2.6: Coeficientes de aspecto de la malla.

Para el estudio se aplica una fuerza superior al apriete máximo calculado y se analizan las tensiones.

Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Control de malla	Definida
Tamaño máx. de elemento	0,648 mm
Tamaño mín. de elemento	0,4824 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	9220880
Número total de elementos	6125843
Cociente máximo de aspecto	6,753
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99,9
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:41:31

Figura B.2.7: Detalle de las características del mallado.

En la figura B.2.8 se muestra el resultado de las tensiones para 1/8 de barril sometido a $4000/8=500$ N sobre la zona de contacto de la pala y se contempla una tensión del acero inoxidable de 206 MPa propuesta por el programa de EF (superior a los 276 MPa propuestos por Shigley [1, Tabla A-20]). Lo que se considera un caso más crítico al real donde el esfuerzo se distribuye sobre toda la cara del barril.

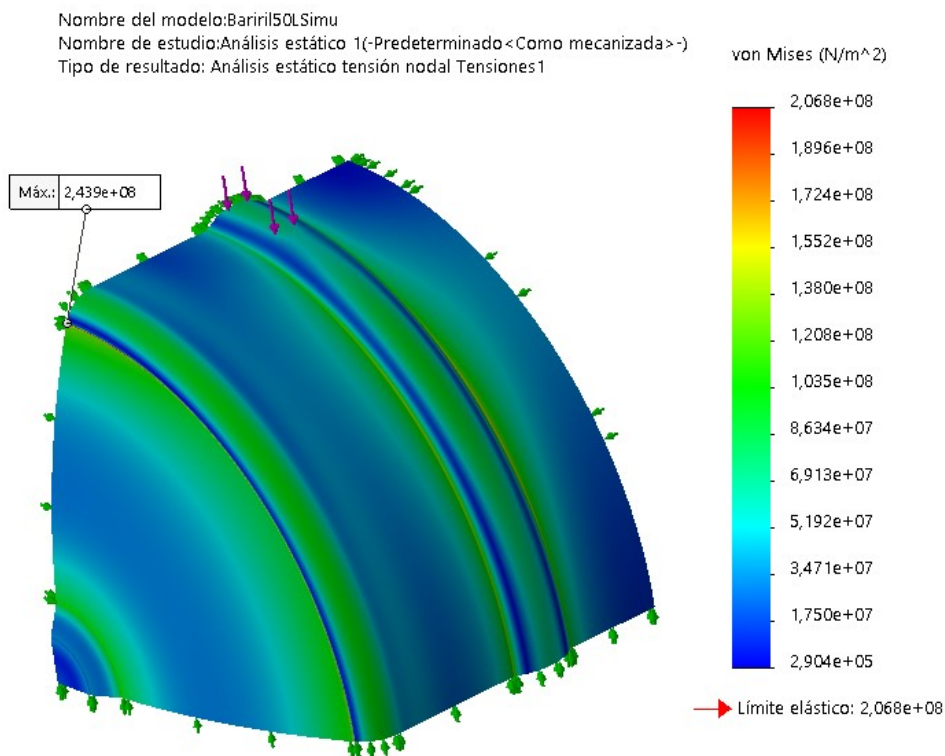


Figura B.2.8: Tensiones en 1/8 de barril.

B.3. Elementos auxiliares para actuador

Para el correcto funcionamiento del actuador neumático son necesarios una serie de accesorios. Entre los elementos básicos para el funcionamiento se encuentran: un sistema de acondicionamiento del aire para la instalación; un mando muscular de control general de la instalación; una electroválvula de control bidireccional; válvulas reguladoras de caudal; racores; soportes que vinculen vástagos y culatas; entre otros.

B.3.1. Verificación pandeo

En primera instancia se verifica que la fuerza a la que está sometido el actuador es menor que la fuerza de pandeo límite que puede soportar el vástago teniendo en cuenta la sujeción. Según los apuntes de la cátedra [10] se calcula la fuerza límite de pandeo según:

$$F_p = \frac{\pi \cdot E \cdot I}{L_p^2} [N] \tag{B.11}$$

Donde E es el módulo de elasticidad ($2,1 \cdot 10^{11} Pa$). I es el momento de inercia de la sección circular del vástago en m^4 y L_p es la longitud libre al pandeo, que es igual a la distancia entre los extremos de fijación del actuador por un coeficiente que depende del método de fijación del actuador B.3.9. En este caso por tener los dos extremos articulados el coeficiente es 1. Por lo tanto:

$$F_p = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot \pi \cdot (0,020)^4}{(0,150 + 157,1 + 64 + 32)^2} = 100.230,25 \tag{B.12}$$

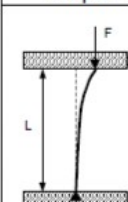
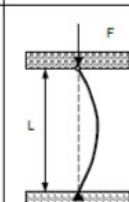
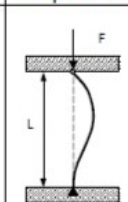
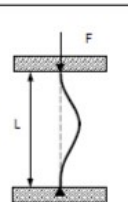
Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
			
$L_p = 2 \times L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}} = 0,7 L$	$L_p = \frac{L}{2} = 0,5 L$
$m = 1/4$	$m = 1$	$m = 2$	$m = 4$

Figura B.3.9: Coeficiente para longitud libre de actuador según fijación.

Se adopta un coeficiente de seguridad de 5: $F_p = 20.046,05$ por lo tanto la fuerza a la que está sometido el actuador es aproximadamente el 10 % de la fuerza de pandeo.

B.3.2. Verificación pérdida de carga

Las cañerías deben ser capaces de suministrar el aire suficiente para que ambos actuadores (garra y cinta transportadora) tengan la capacidad de actuar al mismo tiempo. Se considera que el mínimo tiempo que debería tardar en actuar el actuador de la garra es de

1 segundos, mientras que el actuador de la cinta es menos exigente y podría extenderse en su totalidad en 2 segundos. Luego se calcula el caudal según consideraciones mencionadas:

$$Q_{rN} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{C \cdot (P + 1,013)}{t \cdot 1,013} \cdot \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right)^3 \cdot \frac{1000 \text{ l}}{1 \text{ m}^3} = \left[\frac{\text{l}}{\text{seg}} \right] \quad (\text{B.13})$$

Con:

- Q: Consumo normal de aire [l/seg].
- D: Diámetro del cilindro [mm].
- l: Carrera del actuador [mm].
- P: Presión de operación del actuador [Bar].
- t: Tiempo de ejecución del desplazamiento [Seg].

De esta forma se calcula el caudal normal necesario de los dos actuadores necesarios para la célula, para calcular los distintos elementos necesarios y verificar la pérdida de carga.

$$Q_{rN \text{ Garra}} = 2,78 \frac{\text{l}}{\text{seg}} = 9,99 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (\text{B.14})$$

$$Q_{rN \text{ Cinta}} = 1,17 \frac{\text{l}}{\text{seg}}$$

$$Q_{N \text{ tot}} = 3,94 \frac{\text{l}}{\text{seg}} = 0,24 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \quad (\text{B.15})$$

Al nivel de distribución que se encuentra la célula se diseñan sólo las líneas de servicio de la instalación. En estas líneas se debe asegurar una velocidad del aire (*vel*) de entre 15 y 20 m/s. Por lo que se lleva el caudal normal a la presión de la línea según $Q \cdot P = cte$:

$$Q_{\text{linea servicio}} = \frac{1,97 \cdot 1,013 \text{ Bar}}{5 \text{ Bar}} \frac{\text{l}}{\text{seg}} = 0,4 \frac{\text{l}}{\text{seg}} = 0,0008 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \quad (\text{B.16})$$

Como el caudal es igual al área por la velocidad:

$$\phi_{\text{int}} \geq \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{\text{vel} \cdot \pi}} = 7,1 \text{ mm} \quad (\text{B.17})$$

La instalación neumática se calcula a partir de la toma de la línea secundaria ya que el acondicionamiento de la instalación principal está a cargo del cliente. La bajada de la línea secundaria se hará con una línea de 3/8'.

Se considera como principio de la bajada de servicio el punto que provee de aire comprimido a la envasadora. A partir de este punto la cañería se dirige al armario de la instalación en un tendido aéreo y luego baja a la altura del tablero (unos 1,5 m por encima del suelo, por lo que se considera que el caño baja aproximadamente 1 metro). Desde esta bajada de servicio la instalación consistirá en una unidad de mantenimiento con filtro y válvula de intercepción. De éste punto se hará una reducción a un medida de ϕ_{ext} 12 (que corresponde a un diámetro interno de 8,4 mm figuras D.1.10 y D.1.11) y mediante un racor en T se separarán la línea que va al robot y la línea que va a la cinta transportadora.

Se selecciona un sistema FR y se estima la caída de presión en los elementos mencionados (las longitudes en metros equivalentes se aproximan a partir de la figura B.3.10 contemplando un diámetro interno de 9 mm). Resultando en:

- Caída en Valvula de intercepción: $\Delta P = 0,05$ Bar.
- Tubo flexible $\phi_{int} 9$ mm: 6 metros.
- Pieza en T x 1: 0,7 m.
- Reductor x 1: 0,3 m.



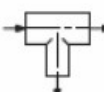
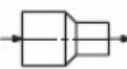
Denominación	Accesorio	Longitudes equivalentes en metros									
		Diámetro interior d del tubo en milímetros									
		9	12	14	18	23	40	50	80	100	
Válvula esférica		0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	1,0	1,3	
Codo		0,6	0,7	1,0	1,3	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5	
Pieza en T		0,7	0,85	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	7,0	10	
Reductor de 2d a d		0,3	0,4	0,45	0,5	0,6	0,9	1,0	2,0	2,5	

Figura B.3.10: Longitudes equivalentes en metros para accesorios.

Se calcula la caída de presión para la línea del actuador más lejano (montado en la garra). Entrando con el caudal normal ($1,85$ l/s) y presión de líneas del sistema (5 Bar) con una longitud total de 6,66 m y un diámetro de cañería de 8 mm se obtiene una caída de presión de 0,15 Bar. (Fig B.3.11).

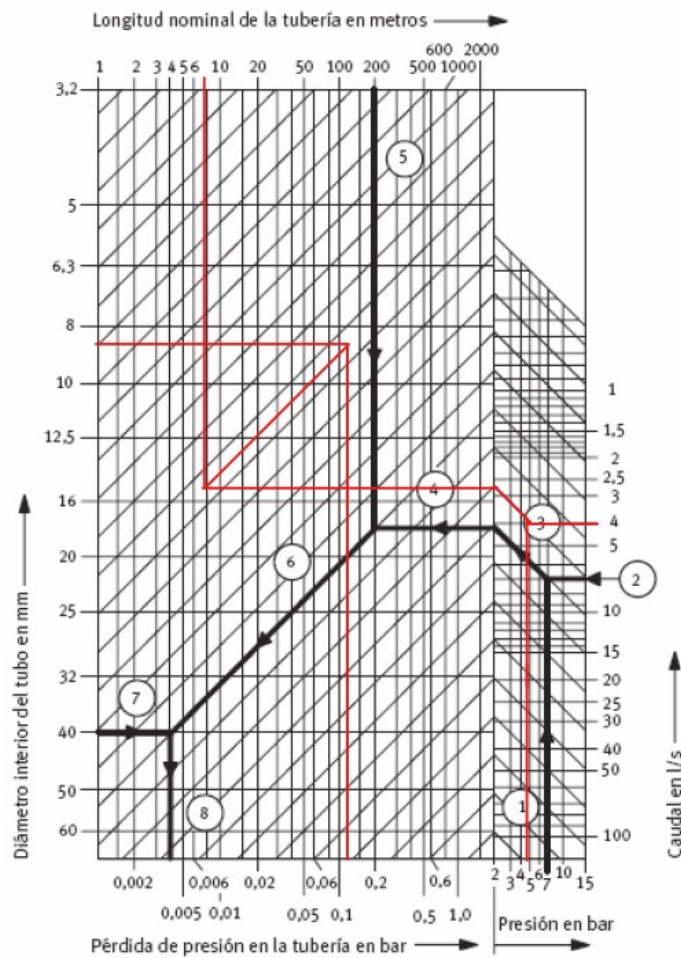


Figura B.3.11: Abaco para la caída de presión en cañería de 7 metros $\phi_{int} 8,4$ mm.

Por lo tanto la caída total de presión en la línea de servicio es de 0,2 Bar (incluyendo la caída del FR). Este dato debe ser provisto al cliente para que provea una conexión a la entrada del FR para que verifique la caída de presión del equipo.

B.3.3. Elementos seleccionados

Habiendo verificado la caída de presión es factible listar todos los elementos seleccionados para el sistema neumático. Con respecto al actuador de la garra se seleccionaron todos los elementos del catálogo de Festo (tabla B.3.1) para permitir un vínculo articulado entre la pieza móvil y la base de la garra. Además de estos elementos se consideró la necesidad de sensores magnetoresistivos PNP con contacto normal cerrado (NO) conector de M8 de 3 pines para poder seguir la posición del vástago del actuador y por ende del extremo de la garra en concordancia con los elementos seleccionados a lo largo del capítulo 4. Con respecto a los racores a emplear en la conexión del actuador se contempla el uso de válvulas antiretorno pilotadas como medida extra de seguridad HGL-3/8-B de Festo.

Tabla B.3.1: Actuador neumático y periféricos.

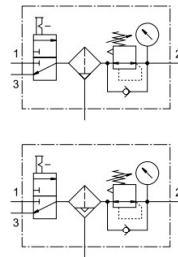
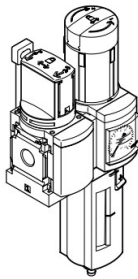
Elemento	Código de producto	Referencias
Actuador	DSBC-63-150-PPVA-N3	D.1.14/D.1.1/D.1.2
Válvula antiretorno pilotada	HGL-3/8-B	D.1.17/D.1.18
Caballote LBG	LBG-63	D.1.4
Cabezal de rótula SGS	SGS-M16x1,5	D.1.6/D.1.7
Brida vasculante SNC	SNC-63	D.1.3
Caballote LSNG	LSNG-63	D.1.5
Sensor magnetorresistivo	SMT-8M-A-PS-24V-E-0.3-M8D	D.1.15

Para la unidad de acondicionamiento se seleccionó de la empresa FESTO una unidad combinada MSB4-1/4:C3:J13-WP compuesto por: una válvula de apertura manual MS4-EM1 con bloqueo de posición por candado y una unidad FR (filtro-regulador) con un filtro estándar de 40 μm y el opcional de manómetro digital con salidas de estado para el PLC.

Unidades de mantenimiento combinadas MSB4

Hoja de datos

Especificaciones técnicas – Combinación 2



- Para la alimentación de aire comprimido filtrado y sin lubricar.
- Posibilidad de conectar y desconectar la presión de alimentación.
- La presión de salida puede regularse de forma continua dentro del margen de regulación de presión.

Estructura:

- Válvula de apertura MS4-EM1, de accionamiento manual
- Unidad de filtro y regulador MS4-LFR con manómetro
- Escuadra de fijación MS4-WP

Figura B.3.12: Unidad de mantenimiento combinada Festo.

Tabla B.3.2: Conjunto grupo mantenimiento.

Elemento	Referencia	Referencia
Valvulas de apertura	MS4-EM1	D.1.13
Filtro-regulador serie MS	MS4-LFR	B.3.12/D.1.12

Teniendo en cuenta que la conexión neumática de los actuadores poseen roscas de 3/8', es necesarios que los es que se empleen sean de está medida y tengan conexión al tamaño de tubería seleccionada. También las conexiones del grupo neumático se harán con roscas de 3/8'y al tubo seleccionado (\varnothing_{ext} 12 mm).

El accionamiento del actuador de la garra se controla con una electroválvula de centros cerrados (5 vías/3 cuerpos) para que en caso de emergencia el actuador retenga el aire en la cámara y el barril no caiga. Para su selección se calcula el caudal necesario para la electroválvula según:

$$Q_n \left[\frac{Nl}{min} \right] = 40,89 \cdot \frac{Q_r}{\sqrt{\Delta p \cdot (P_a - \Delta p)}}$$

- Q_r =Caudal requerido por el accionamiento. $9,99 \frac{Nm^3}{h}$ calculado en B.14
- P_e =Presión absoluta de alimentación de la válvula. $5,013[Bar]$
- Δp =Caída de presión admitida en la válvula. 10% de $P_e = 0,5[Bar]$

$$Q_n \left[\frac{Nl}{min} \right] = 40,89 \cdot \frac{9,99}{\sqrt{0,5 \cdot (5,013 - 0,5)}} = 181,03 \left[\frac{Nl}{min} \right]$$

Luego se accede al catálogo de electroválvulas distribuidoras universales de FESTO y se busca un modelo que pueda ser montado en individual y que la conexión de accionamiento sea con conectores M8 de 3 pines. Dentro de la familia de electroválvulas VUVG se selecciona por principio de funcionamiento y se la elige con pilotaje interno. Con esto se reduce la búsqueda a un código de EV "P53C" y esta configuración y en montaje individual solo está la familia VUVG-L. Se selecciona su EV con conexión de racor mas grande para facilitar la conexión al tubo de 12 lo más directa posible sin emplear reducciones. Con esto se selecciona la EV VUVG-L18-P53C-T-G14-1R8L monoestable de centros cerrados, pilotaje interno, conexión M8 de 3 pines y con una capacidad de $Q_n = 1200Nl/min$.

Con respecto al tubo se seleccionó el modelo PAN de alta resistencia mecánica de Festo considerando que el tubo irá dispuesto en el piso distribuyendose a los distintos puntos de consumo y, el tramo que se monte sobre el robot, deberá soportar la fricción.

Tabla B.3.3: Tabla elementos circuito neumático.

Cant.	Equipo	Código producto	Referencia
x2	EV 5/3 centros cerrados	VUVG-L18-P53C-T-G14-1R8L	D.1.19/D.1.20/D.1.21
x5	Silenciador roscado 1/4'	UC-1/4	D.1.16
x1	Tubo plástico PAN	PAN-12	D.1.10/D.1.11

B.4. Dimensiones y consideraciones de pala

Teniendo en cuenta que las tensiones axiales máximas debido a la flexión se sitúan en los extremos de la sección transversal de la placa y las tensiones de corte máximas debidas a la flexión se sitúan en el baricentro de la placa. Adoptaremos un criterio pesimista y consideraremos que todas las tensiones se sitúan en un mismo punto.

Con las ecuaciones desarrolladas, y luego de iterar habiendo fijado una altura de la pala de $h=240$ mm , altura considerada en relación a la altura del barril de cerveza más pequeño (20L). Llegamos a que el espesor de pala para el que las tensiones según Von Mises son menores que la tensión considerada como admisible es de 5 mm.

En éste punto algo que es importante calcular es la flexión del extremo de la pala, ya que por más que las tensiones se verifiquen, no queremos que la pala flexione un valor elevado como para permitir que el barril pueda soltarse. Por lo que considerando la flexión en el extremo de una viga empotrada como:

$$y_{max} = \frac{F \cdot a^2}{6 \cdot E \cdot I} (3L - a) \quad (B.18)$$

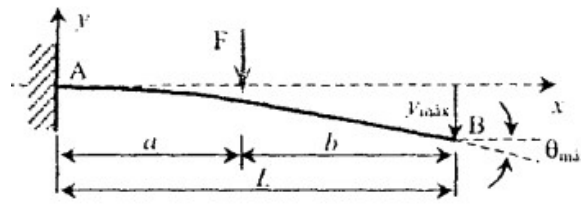


Figura B.4.13: Ecuación deflexión en una viga empotrada.

Donde el punto de empotramiento se considera la mitad de la pala, y se considera la fuerza de la mitad de la normal aplicada en el punto medio entre el voladizo y el punto de empotramiento. Dando como resultado un valor mínimo de 0,02 mm.

Luego considerando el arreglo de barriles (Fig B.4.16) se detecta que habrá un inconveniente a la hora de paletizar los dos barriles del centro. El primero de los dos será colocado sin ningún problema, pero para el segundo que se coloque el espacio para maniobrar de la garra está limitado por los barriles de al rededor. Por lo tanto las dimensiones de la garra deberán estarán limitadas al espacio disponible. Luego de realizar diversos bosquejos, un “ángulo de apertura” óptimo en el que se obtiene un buen espacio para la apertura de la garra es de 24° (el denominado ángulo α se indica en la figura B.4.14). Éste ángulo permite tener una espacio en el que si el robot rota unos grados (como se indica en la figura B.4.15), la pala móvil podría abrirse realizando movimiento en conjunto de la apertura de la pala y el empleo de una electroválvula de centros abiertos para que la pala móvil **deslice** sobre los barriles y no los fuerce.

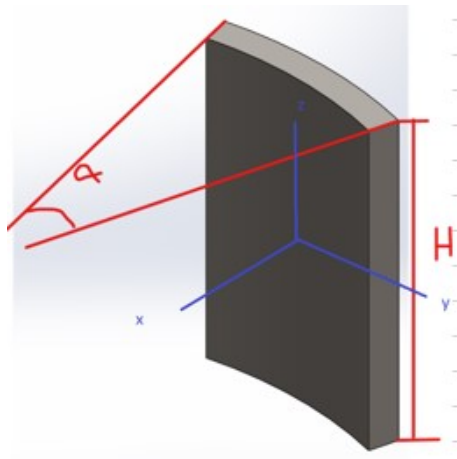


Figura B.4.14: Esquema del denominado ángulo de apertura de la garra.

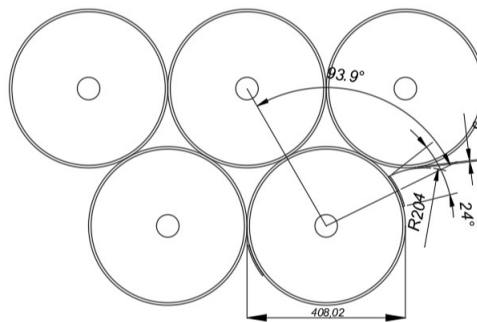


Figura B.4.15: Esquema de la operación de dejada del barril con la garra rotada.

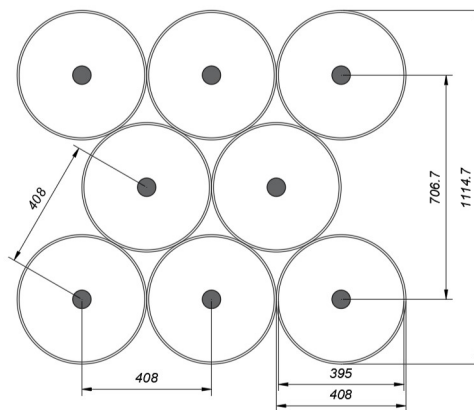


Figura B.4.16: Esquema de arreglo de barriles.

B.5. Cálculos de esfuerzos en el eje soporte

A partir de la figura B.5.17, el eje está sometido a ciertos esfuerzos externos, producto de la traslación y los brazos de palanca de las fuerzas mencionadas anteriormente. El eje está vinculado con el conjunto móvil mediante dos rodamientos que transmiten las fuerzas F_1 y F_2 . Luego se une a los soportes del conjunto móvil mediante 2 pernos, en ambos extremos del eje generando una tensión axial en la zona de trabajo del perno (T_1 y T_2). Los pernos en el extremo estarán apretados de forma que se genere el roce suficiente para que trasladen los esfuerzos a los soportes del conjunto móvil sin trabajar los tornillos al corte. Dicho cálculo del perno se realiza en el anexo B.5. Los tornillos generan una tensión axial en los extremos del eje, y a partir de ese roce surgen los esfuerzos resultantes en los extremos (R_1 y R_2). El punto más solicitado de la pieza se da cuando los puntos de apoyo de los rodamientos coinciden con una zona donde se encuentra el tornillo interno que sujeta los extremos del cilindro, condición en la que se basan los cálculos.

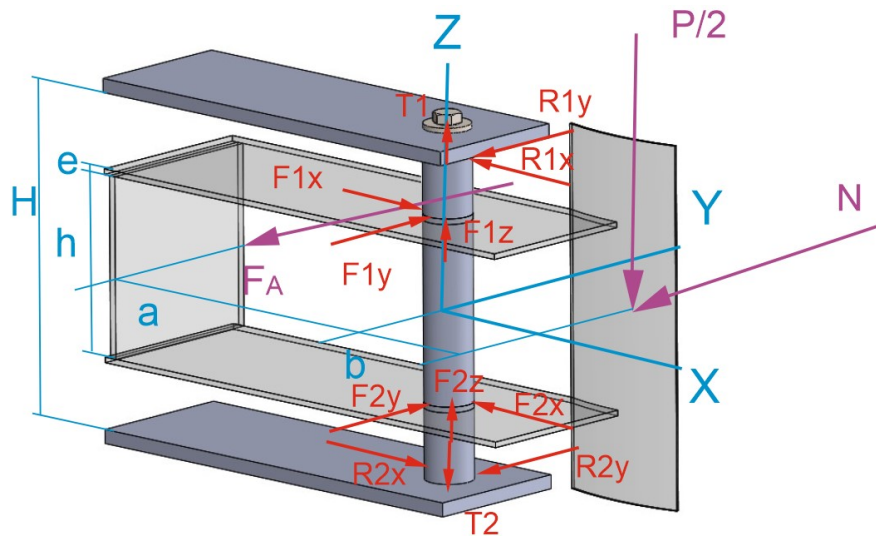


Figura B.5.17: Esquema de fuerzas involucradas en el cálculo del eje.

Con respecto a los esfuerzos generados por la fuerza del actuador y la normal con el barril se sigue el esquema de fuerzas en un plano XY en la figura B.5.18. Considerando que los esfuerzos en esta dirección se trasladan homogéneamente a los apoyos sobre el eje se pueden calcular las fuerzas F_{1y} y F_{2y} . De forma que:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{y1} = F_{y2} = \frac{N + F_A}{2} \quad (\text{B.19})$$

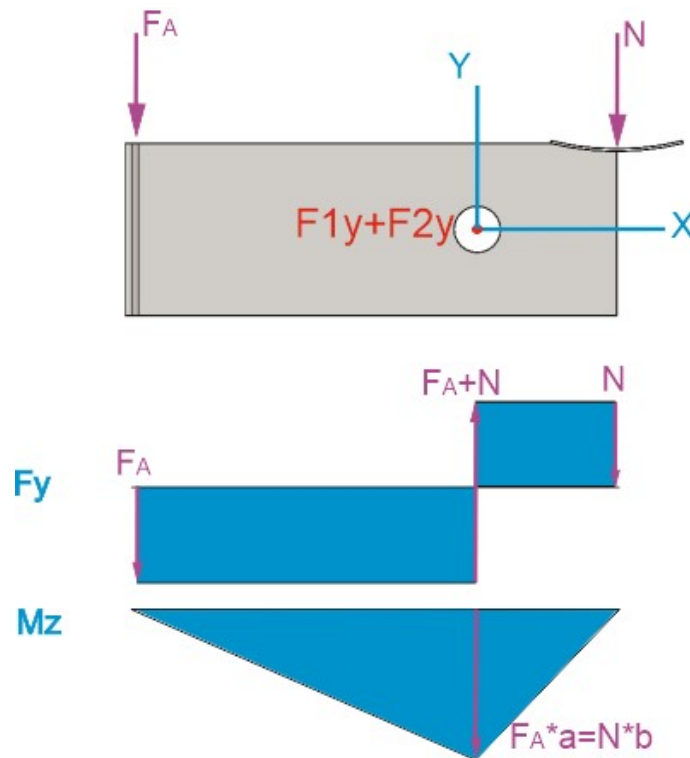


Figura B.5.18: Diagrama de fuerzas que se trasladan al eje en plano XY.

Luego si hacemos un corte en el plano XZ se obtiene la figura B.5.19, donde se aprecian las componentes de las fuerzas F_{1x} y F_{2x} que básicamente reaccionan a la componente del peso. Las mismas se calcularán haciendo una sumatoria de esfuerzos, respecto de los puntos 1 y 2 (donde realmente están ubicados los rodamientos). Además, los rodamientos transmiten también la traslación del peso como una fuerza en Z que consideraremos repartida equitativamente sobre los rodamientos, y se llamará F_{1z} y F_{2z} . Ambas en dirección de $-Z$.

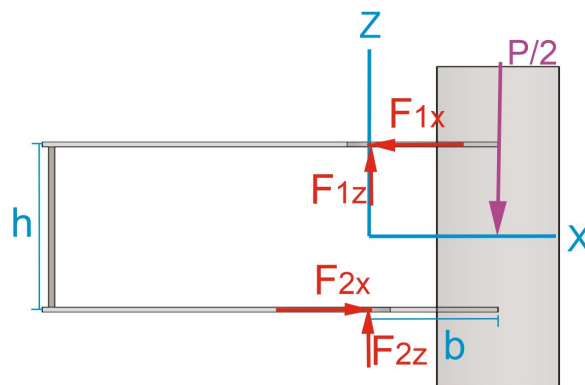


Figura B.5.19: Fuerzas trasladadas en plano XZ

$$\sum M_y^{F_1} = 0 \rightarrow F_{2x} \cdot (h + e) = \frac{P}{2} \cdot b \quad (\text{B.20})$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow F_{1z} = F_{2z} = \frac{P}{4} \quad (\text{B.21})$$

$$F_{2x} = \frac{P \cdot b}{2 \cdot (h + e)} \approx_{e=0} \frac{P \cdot b}{2 \cdot h} \quad (\text{B.22})$$

Y la misma ecuación se plantea para calcular F_{1x} cuyo **valor absoluto** es igual a F_{2x} . Con estas dos magnitudes calculadas, podemos pasar a analizar las fuerzas externas a las que está sometido el eje. Dicho esto, las fuerzas F_1 y F_2 son iguales en módulo pero no en dirección.

Las fuerzas aplicadas a las que estará sometido el eje, es a la acción directa de las fuerzas F_1, F_2, R_1, R_2, T_1 y T_2 . Las fuerzas R_1 y R_2 son las reacciones a las fuerzas del eje y son producto de la fuerza de roce que se ejerce debido al apriete de los tornillos en los extremos del eje a través de las tensiones T_1 y T_2 .

Con todas las cuentas desarrolladas se realiza el esquema de esfuerzos del eje en la figura B.5.20. Con esto se calculan los esfuerzos resultantes R que son necesarios para los cálculos del perno en la sección B.5.

Luego de desarrollar ecuaciones, se obtiene que:

$$|R_{1x}| = |R_{2x}| = \frac{F_1}{2} = \frac{1}{2} \frac{P}{2} \frac{b}{h + e} \quad (\text{B.23})$$

$$|R_{1y}| = |R_{2y}| = \frac{F_A + N}{2} \quad (\text{B.24})$$

Donde b es la distancia del eje al punto de aplicación del peso en X, h y e son la distancia y el espesor de los planos que conforman el conjunto móvil.

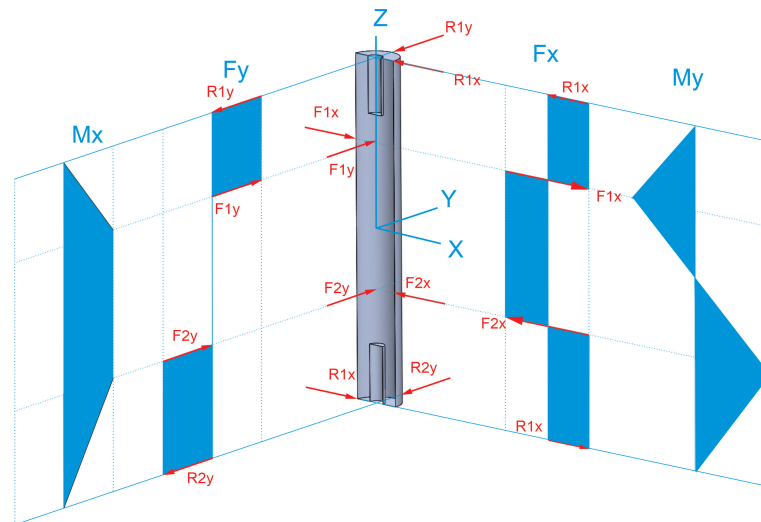


Figura B.5.20: Esquemas de esfuerzos del eje debido a la fuerza aplicada en XZ del peso y en YZ a la normal y peso.

El eje tiene un diámetro constante y poseerá roscas en los extremos. Esto permitirá un fácil montaje y desmontaje del conjunto móvil, además que en caso de estar sometido a mayores esfuerzos (suponiendo una colisión) tornillos situados en los extremos harán de

fusible mecánico. Estos tendrán su cabeza dispuesta por fuera de los soporte del conjunto móvil, atravesarán el mismo y se unirá a eje tal como se indica en la figura B.5.21.

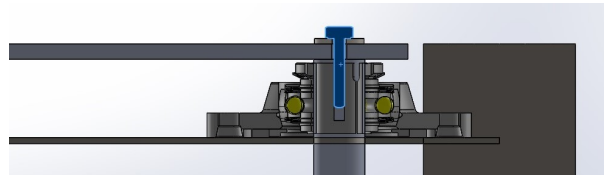


Figura B.5.21: Detalle de sujeción en extremo del eje.

Calculo perno eje soporte P_{ax} es la fuerza axial aplicada al tornillo. Se tiene en cuenta que debe generar un roce para reaccionar ante la resultante (R calculada en B.5) que pueda aparecer la mitad del peso sobre el perno. Por lo tanto:

$$F_r = P_{ax} \cdot \mu \tag{B.25}$$

$$P_{ax} = \frac{F_r}{\mu} = \frac{R}{2\mu} + \frac{P}{2} \tag{B.26}$$

Considerando un $\mu = 0,2$ que corresponde al roce entre aceros y contemplando. Se obtiene que es necesaria una fuerza de apriete de $F_a = 11,8kN$ para que se mantenga la fuerza de roce necesaria para la resultante del eje del soporte.

Luego, considerando un perno de clase 10.9 de acero martensítico de bajo carbono con una resistencia a la fluencia de $940 MPa$ y $1040 MPa$ a la tracción. Y considerando un coeficiente de seguridad para este perno de 1.5, se calcula el diámetro mínimo del perno según:

$$\sigma_{adm} = \frac{420}{2} = 210MPa \tag{B.27}$$

$$A_i = \frac{F_a}{\sigma_{adm}} \tag{B.28}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{A_i \cdot 4}{\pi}} \tag{B.29}$$

Teniendo en cuenta este diámetro mínimo se elije el inmediatamente superior según las medidas normalizadas de la siguiente tabla:

	Tipo de cabeza										
	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	F	espesor	F	espesor	Rmín	F	espesor	Rmín	F	espesor	Rmín
d [mm]											
M 5	8	3.58	8	3.58	0.2						
M 6			10	4.38	0.3						
M 8			13	5.68	0.4						
M10			16	6.85							
M12			18	7.95		21	7.95				
M14			21	9.25	0.6	24	9.25	0.6			
M16			24	10.75		27	10.75		27	10.75	0.6
M20			30	13.40	0.8	34	13.40	0.8	34	13.40	0.8
M24			36	15.90		41	15.90		41	15.90	1.0
M30			46	19.75	1.0	50	19.75	1.0	50	19.75	1.2
M36			55	23.55		60	23.55		60	23.55	1.5

Figura B.5.22: Tamaños de pernos métricos y sus dimensiones.

Como resultado para D_i da 18,72 por lo que se selecciona un perno M20. Por lo tanto el eje llevará en su interior un hueco de 20 mm de diámetro.

B.6. Cálculos pieza móvil

Para el cálculo de las tensiones de la pieza móvil se emplearon segundos momentos de inercia y momentos estáticos. Para estos cálculos la sección que se consideró se muestra en la figura B.6.23.

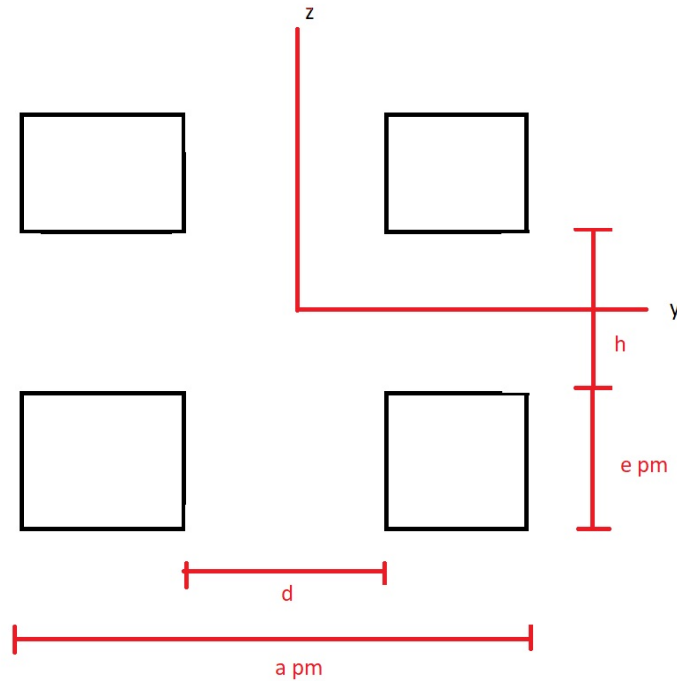


Figura B.6.23: Corte de la pieza móvil.

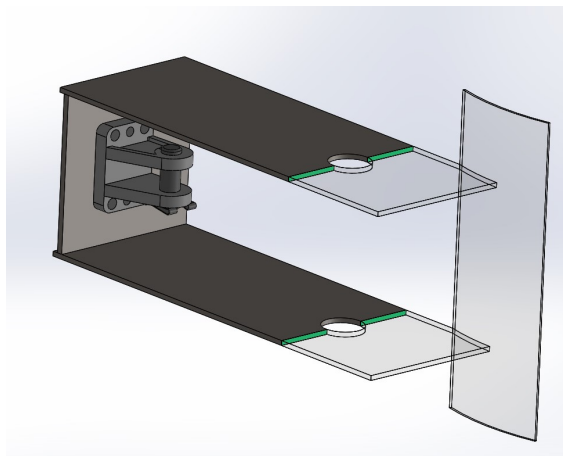


Figura B.6.24: Corte de la pieza móvil.

B.6.1. Momentos estáticos

A continuación se desarrollan los cálculos de los momentos estáticos según el eje y (m_y) y según el eje z (m_z):

$$m_y = \int_A z \cdot dA = (a_{pm} - d) \int_z^{\frac{a}{2}} z dz = (a_{pm} - d) \left[\frac{y^2}{2} \right]_z^{\frac{a}{2}}$$

$$m_y = \left(\frac{a_{pm} - d}{2} \right) \left[\left(\frac{h}{2} + e \right)^2 - z^2 \right] \quad (\text{B.30})$$

$$m_y \Big|_{y=\frac{h}{2}} = \left(\frac{a_{pm} - d}{2} \right) \left[\left(\frac{h}{2} + e \right)^2 - \frac{h^2}{4} \right] \quad (\text{B.31})$$

$$m_z = \int_A y \cdot dA = 2e \int_y^{\frac{a_{pm}}{2}} y \cdot dy = 2e \left[\frac{y^2}{2} \right]_y^{\frac{a_{pm}}{2}}$$

$$m_z = e \left[\frac{a_{pm}^2}{4} - y^2 \right] \quad (\text{B.32})$$

$$m_z \Big|_{y=\frac{d}{2}} = e \left[\frac{a_{pm}^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right] \quad (\text{B.33})$$

Por lo tanto el m_y para evaluar 3.17, mientras que m_{yz} se usa para evaluar la expresión 3.15.

B.6.2. Momentos de inercia de áreas

Se hará el cálculo de las inercias I_{zz} e I_{yy} considerando 4 veces la inercia de los rectángulos que quedan definidos en la imagen y trasladados por el teorema de Steiner hacia el eje correspondiente.

$$I'_{zz} = \frac{\left(\frac{a-d}{2} \right)^3 e}{12} \quad (\text{B.34})$$

$$A \cdot r^2 = \left(\frac{a-d}{2} e \right) \left(\frac{a-d}{4} + \frac{d}{2} \right)^2 \quad (\text{B.35})$$

$$\frac{I'_{zz}}{4} = \frac{\left(\frac{a-d}{2} \right)^3 \cdot e}{12} + \left(\frac{a-d}{2} \cdot e \right) \left(\frac{a-d}{4} + \frac{d}{2} \right)^2 \quad (\text{B.36})$$

$$I_{zz} = 4 \left[\frac{\left(\frac{a-d}{2} \right)^3 \cdot e}{12} + \left(\frac{a-d}{2} \cdot e \right) \left(\frac{a-d}{4} + \frac{d}{2} \right)^2 \right] \quad (\text{B.37})$$

$$I'_{yy} = \frac{\frac{a-d}{2} e^3}{12} \quad (\text{B.38})$$

$$A \cdot r^2 = \left(\frac{a-d}{2} e \right) \left(\frac{h+e}{2} \right)^2 \quad (\text{B.39})$$

$$\frac{I'_{yy}}{4} = \frac{\frac{a-d}{2} e^3}{12} + \left(\frac{a-d}{2} e \right) \left(\frac{h+e}{2} \right)^2 \quad (\text{B.40})$$

$$I_{yy} = 4 \left[\frac{\frac{a-d}{2} e^3}{12} + \left(\frac{a-d}{2} e \right) \left(\frac{h+e}{2} \right)^2 \right] \quad (\text{B.41})$$

B.7. Rodamiento

B.7.1. Fijación

Las unidades de rodamientos generalmente disponen de 5 métodos de fijación al eje:

- Tornillos prisioneros(a): De fácil montaje y desmontaje. Usado típicamente para fijación el movimientos con direcciones alternadas.
- Collar de bloqueo excéntrico(b): Empleado típicamente para aplicaciones de giro en una sola dirección. También puede usarse con direcciones alternadas, para velocidades y cargas bajas.
- Bloqueo del manguito adaptador(c): Este método permite un bloqueo concéntrico de la unidad de rodamiento sobre el eje. Es apropiado para direcciones alternantes y constantes.
- Bloqueo SKF ConCentra(d): Este método permite una fijación verdadera concéntrica sobre el eje. Y es apropiado para direcciones alternas y constantes de giro.
- Ajuste de interferencia(e): Solo permitido para algunos modelos. Se dispone en una sección escalonada del eje.

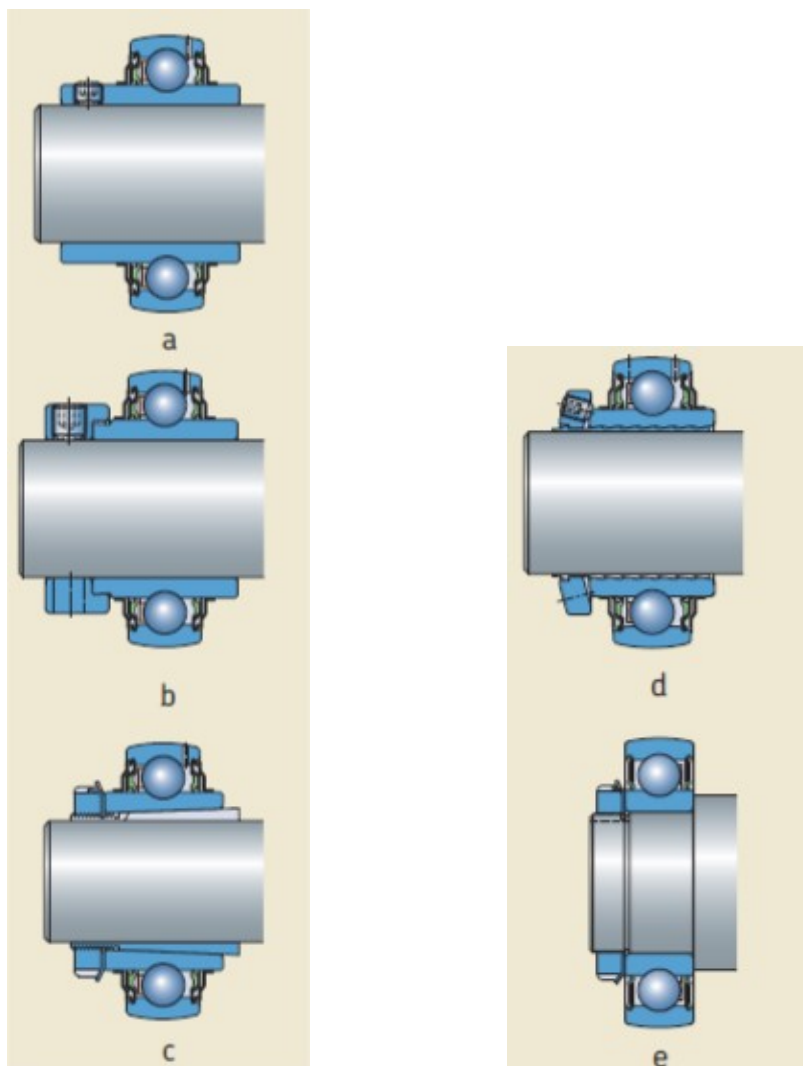


Figura B.7.25: Fijación de rodamientos a eje.

Para tener la mayor facilidad de mantenimiento y montajes, se seleccionará, en concreto, un kit de rodamiento con su alojamiento donde la unidad de rodamiento se monta sobre el eje y la unidad de alojamiento puede fijarse a otra pieza. En este caso concisamente, el rodamiento irá montado sobre el eje soporte y el alojamiento irá fijado al conjunto móvil. Estos kits solo están disponibles con rodamientos de bolas, lo cual se alinea con las condiciones de trabajo del elemento, que presenta cargas principalmente radiales, pero no deja de haber una componente axial. En cuanto a la fijación del elemento al eje no se tiene una preferencia. Los mecanismos de fijación que tienen estos elementos, no necesitan de rebajes en el eje sino que van montados con prisioneros sobre el, lo que otorga versatilidad para el montaje del mecanismo y menor coste de mecanizado en el eje.

Se tendrá en cuenta la necesidad que tienen estos rodamientos de tener un rebaje para su correcto alojamiento. Esto se puede hacer bien maquinando la pieza o colocar un anillo y sujetarlo mediante tornillos avellanados como se indica en la figura B.7.26. Este anillo deberá tener unas dimensiones de espesor y diámetro con tolerancia H11 o h8 según el rodamiento seleccionado.

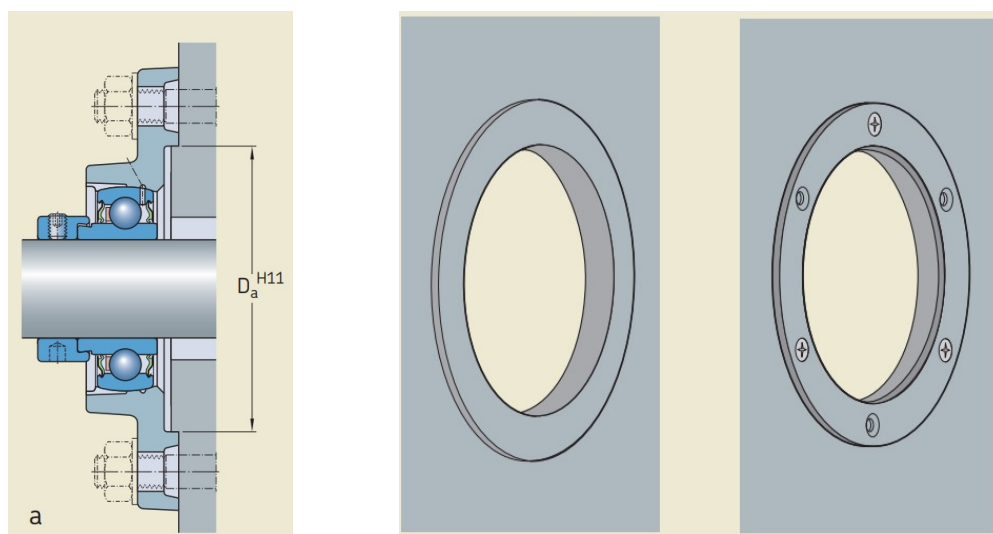


Figura B.7.26: Rebaje para el ajuste del rodamiento.

B.7.2. Cálculo

$P_0 = 0,6F_R + 0,5F_a$ es la carga estática equivalente del rodamiento pero si $P_0 < F_R$ se emplea $P_0 = F_R$ para el cálculo. La fuerza radial es la empleada para calcular el diámetro del eje soporte del conjunto móvil, mientras que la axial sería el caso en el que el peso del barril es soportado verticalmente por un rodamiento. Este caso de carga axial es el peor caso de carga, ya que normalmente el peso estará repartido entre ambos rodamientos e incluso el conjunto fijo. Con los valores considerados de F_R y F_a se calcula P_0 y, aplicando un coeficiente de seguridad de 4 según se usará a lo largo del trabajo.

Tenemos un valor de $P_0 = 0,6 \cdot 4,400N + 0,5 \cdot 620N = 2,9kN$. Pero como se cumple que $P_0 < F_R$ se emplea $P_0 = F_R$. Luego $C_0 = 17,6kN$. Por lo tanto, teniendo la dimensión del eje, la carga estática equivalente, el caso de baja carga y velocidad se elige un alojamiento ovalado de fundición gris, que son aptos para este caso de solicitaciones.

Por lo que, teniendo en cuenta la dimensión del eje de 35 mm, se selecciona el rodamiento kit FYTB 40 TF. Que corresponde a una unidad de rodamiento YAR 208-2F y una unidad de alojamiento FYTB 508 M (figura D.1.8).

Definido el rodamiento, se comprueba que el rodamiento soporta la carga axial. En el caso de fijación mediante prisioneros la carga que se soporta es el 20% de la carga dinámica. En la sección de catálogos(D.1.8) figura la tabla con las capacidades del rodamiento junto con las dimensiones del conjunto. En este caso, como el rodamiento no se encuentra al final de un eje, no se pedirá la tapa para disposiciones finales. Y se aprecian las dimensiones del resalte necesario para centrar correctamente el rodamiento y liberar a los tornillos de esfuerzos radiales (3,2 mm de espesor y 88,9 mm de diámetro).

B.7.3. Recomendaciones de fijación entre soporte y superficie

Para fijar unidades de rodamientos Y a la superficie de apoyo, SKF recomienda usar pernos de clase 8.8 y arandela según ISO 7089: 2000 o 7090: 2000 y una arandela de resorte. Pernos de cabeza hexagonal de acuerdo con ISO 4014: 1999 son apropiados. Alternativamente, tornillos de cabeza hueca hexagonal de acuerdo con ISO 4762: 1988. Los tamaños de sujetadores apropiados se enumeran en la tablas de productos.

En la imagen B.7.27 se puede apreciar que la tolerancia necesaria en el eje para toda

carga y velocidad de los rodamientos con manguito y ConCentra es un h9/IT5.

Recommended fits	
Operating conditions	Tolerance
Y-bearings with grub screws or an eccentric locking collar $P > 0,05 C$ and/or high speeds	h6
$0,035 C < P \leq 0,05 C$	h7
$0,02 C < P \leq 0,035 C$ and/or low speeds	h8
Simple bearing arrangements or $P \leq 0,02 C$	h9 – h11
Y-bearings with a tapered bore on an adapter sleeve or Y-bearings with SKF ConCentra locking All loads and speeds	h9/IT5

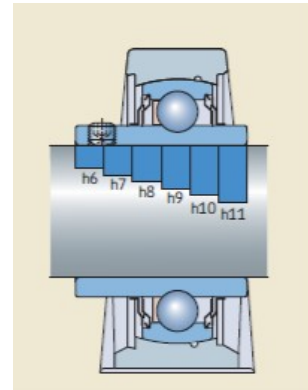


Figura B.7.27: Tolerancias de eje.

B.8. Cálculos soporte del conjunto móvil

En esta sección se desarrollan los cálculos realizados en el soporte del conjunto móvil figura: B.8.28.

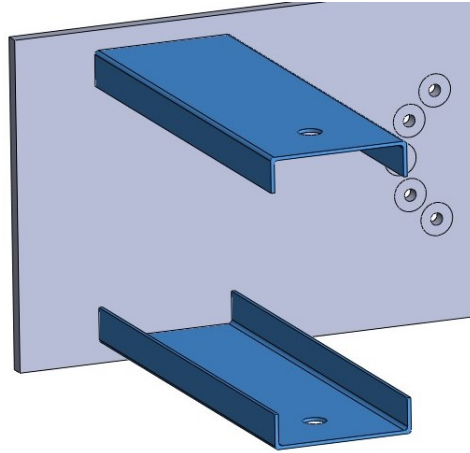


Figura B.8.28: Soportes del conjunto móvil.

A partir del corte del soporte móvil figura B.8.29, procedemos a calcular los distintos momentos estáticos y de inercia para esta sección. Particularmente interesa calcular el momento estático máximo, que dará lugar a las tensiones de corte máximas en la pieza. Por lo que se calcula el momento estático en el punto más cercano al centro de la pieza. Y luego se calculan los momentos de inercia en Y y Z para los cálculos de las tensiones según flexión.

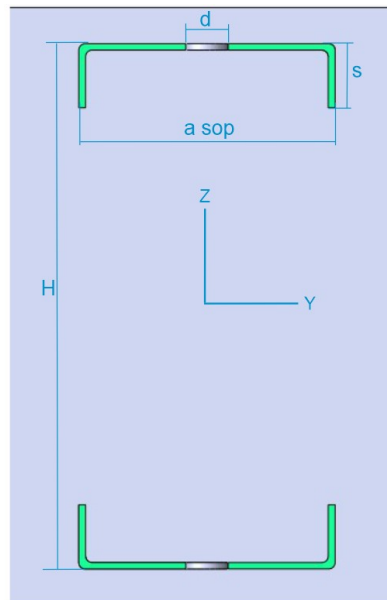


Figura B.8.29: Corte de la pieza móvil en la zona del eje.

B.8.1. Sección o' zona agujero

Concentradores de tensión

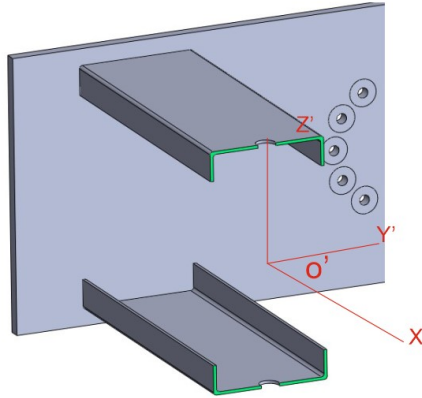


Figura B.8.30: Corte en la sección o' del soporte móvil con SR.

En este punto se analiza la concentración de tensiones, para el caso de flexión en Z por ser la relación entre el diámetro del agujero y el ancho de del soporte del conjunto móvil $d/a_{sop} < 0,45$, las tensiones en el extremo de la pieza llevan un concentrador de tensiones $k_{tn} = 1$ de la figura B.8.31. Y luego para el caso de la flexión simple sobre la geometría larga de la pieza (M_y), siendo el diámetro de agujero sobre el espesor $d/e \rightarrow \infty$ y $d/a_{sop} \approx 0,1$, entonces el factor $K_{tn} = 1,69$ de la figura B.8.31. Estos concentradores, son realmente para casos de momentos aplicados a placas planas donde la relación diámetro y ancho son mayores a 0,45 y el espesor y ancho son finitos. No se han encontrado concentradores para casos como el presente, pero se considera que estamos en una situación más favorable por lo que estos coeficientes solo nos sobre dimensionarían la pieza en una pequeña medida.

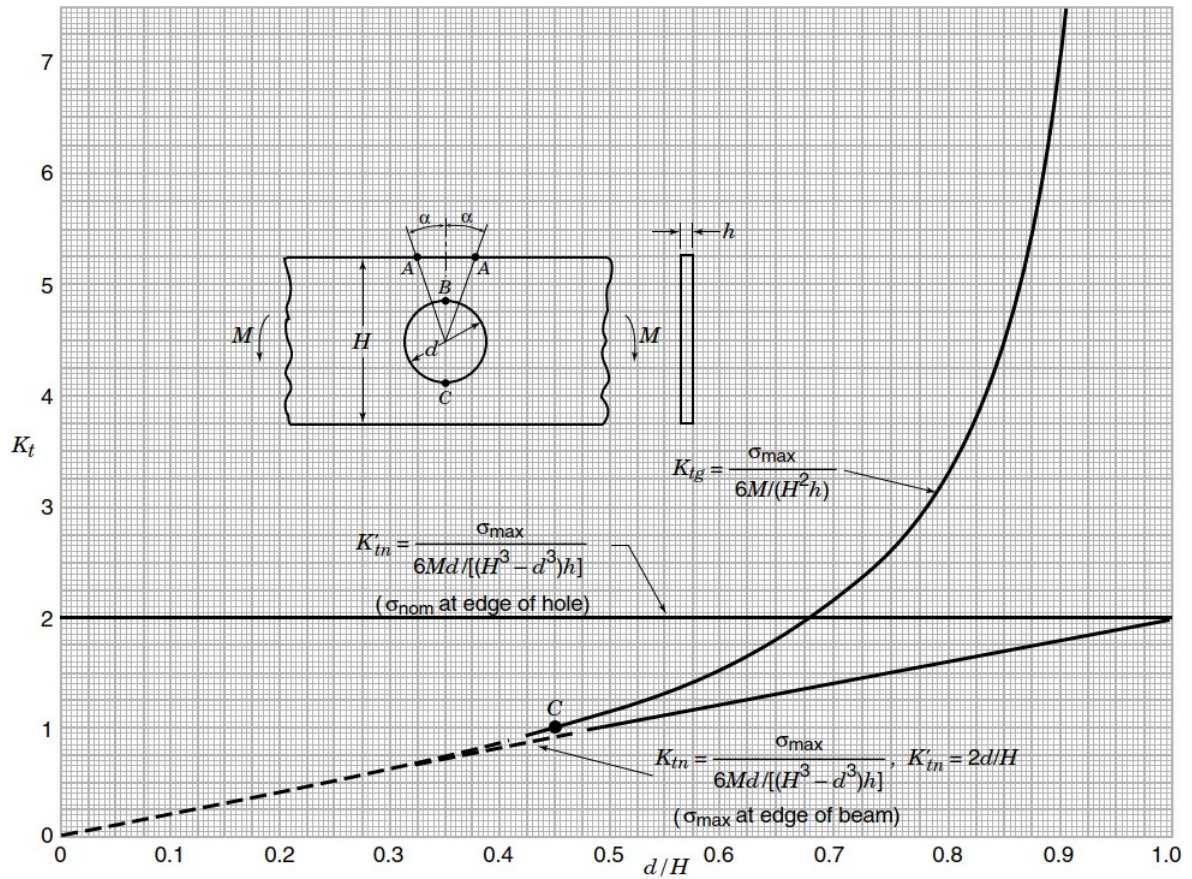


Figura B.8.31: Concentrador de tensiones en una pieza sometido a flexión lateral.[4, Sección 4.8.1, gráfica 4.88]

Momentos estáticos

Calculo de momento estático respecto del eje y en el punto más cercano al mismo:

$$m_y = \int_A z \cdot dA = 2 \cdot e_{sop} \int_{\frac{H}{2}-S}^{\frac{H}{2}} z \cdot dz + (a_{sop} - d) \int_{\frac{H}{2}}^{\frac{H}{2}+e} z \cdot dz \quad (\text{B.42})$$

$$m_y = 2 \cdot e_{sop} \left[\frac{z^2}{2} \right]_{\frac{H}{2}-S}^{\frac{H}{2}} + (a_{sop} - d) \left[\frac{z^2}{2} \right]_{\frac{H}{2}}^{\frac{H}{2}+e}$$

$$\begin{aligned} m_y \Big|_{z=\frac{H}{2}} &= \frac{2 \cdot e_{sop}}{2} \left[\left(\frac{H}{2} \right)^2 - \left(\frac{H}{2} - S \right)^2 \right] \\ &+ \frac{(a_{sop} - d)}{2} \left[\left(\frac{H}{2} + e \right)^2 - \left(\frac{H}{2} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (\text{B.43})$$

Calculo de momento estático respecto del eje z en el punto más cercano al mismo:

$$m_z = \int_A y \cdot dA = 2 \cdot S \int_{\frac{a_{sop}}{2}-e}^{\frac{a_{sop}}{2}} y \cdot dy + 2 \cdot e \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{a_{sop}}{2}-e} y \cdot dy \quad (B.44)$$

$$m_z = 2 \cdot S \left[\frac{y^2}{2} \right]_{\frac{a_{sop}}{2}-e}^{\frac{a_{sop}}{2}} + 2 \cdot e_{sop} \left[\frac{y^2}{2} \right]_{\frac{d}{2}}^{\frac{a_{sop}}{2}-e}$$

$$m_z \Big|_{y=\frac{d}{2}} = S \left[\left(\frac{a_{sop}}{2} \right)^2 - \left(\frac{a_{sop}}{2} - e \right)^2 \right]$$

$$+ e \left[\left(\frac{a_{sop}}{2} - e \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] \quad (B.45)$$

Momentos de inercia

Luego para los cálculos de Inercia, dada la simetría de la pieza, analizaremos la inercia de 1 cuadrante de la pieza, luego se traslada según Steiner al centro geométrico de la misma. Luego 4 veces ésta inercia, es la inercia total de esta sección. Para los cálculos tenemos en cuenta las dimensiones de la figura B.8.32.

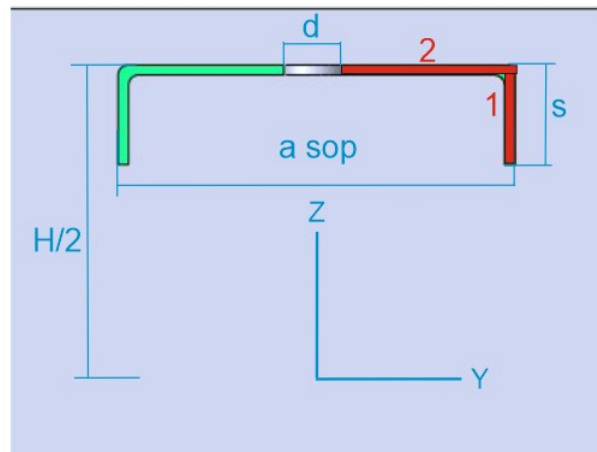


Figura B.8.32: Corte para calculo de inercias.

Calculo de inercia de 1 cuarto de pieza, respecto al eje y.

$$\begin{aligned}
 I_{yy1}^1 &= \frac{e \cdot (S - e)^3}{12} \\
 A_1 &= e \cdot (S - e) \\
 I_{yy1}^0 &= \frac{e \cdot (S - e)^3}{12} + e \cdot (S - e) \left[\frac{H}{2} - \left(\frac{S - e}{2} \right) \right]^2
 \end{aligned} \tag{B.46}$$

$$\begin{aligned}
 I_{yy2}^2 &= \frac{\left(\frac{a_{sop}-d}{2}\right)e^3}{12} \\
 A_2 &= e \cdot \left(\frac{a_{sop}-d}{2}\right) \\
 I_{yy2}^0 &= \frac{\left(\frac{a_{sop}-d}{2}\right)e^3}{12} + e \cdot \left(\frac{a_{sop}-d}{2}\right) \left[\frac{e}{2} + \frac{H}{2} \right]^2 \\
 I_{yy}^0 &= 4 (I_{yy1}^0 + I_{yy2}^0)
 \end{aligned} \tag{B.47}$$

Calculo de inercia respecto al eje z, teniendo en cuenta que las areas de las dos piezas se repiten:

$$\begin{aligned}
 I_{zz1}^1 &= \frac{(S - e) \cdot e^3}{12} \\
 I_{zz1}^0 &= \frac{(S - e) \cdot e^3}{12} + e \cdot (S - e) \left(\frac{a_{sop}}{2} - \frac{e}{2} \right)^2
 \end{aligned} \tag{B.48}$$

$$\begin{aligned}
 I_{zz2}^2 &= e \cdot \frac{\left(\frac{a_{sop}-d}{2}\right)^3}{12} \\
 I_{zz2}^0 &= e \cdot \frac{\left(\frac{a_{sop}-d}{2}\right)^3}{12} + e \cdot \left(\frac{a_{sop}-d}{2}\right) \left(\frac{a_{sop}-d}{4} + \frac{d}{2} \right)^2 \\
 I_{zz}^0 &= 4 (I_{zz1}^0 + I_{zz2}^0)
 \end{aligned} \tag{B.49}$$

B.8.2. Sección o' zona con soldadura

Momentos estáticos

Reescribiremos las ecuaciones para que valgan para la nueva sección. Viendo los cálculos de B.43 apreciamos que en el único punto que se contempla el agujero es en el segundo término mediante $a_{sop} - d$. Por lo que para el cálculo de m_y solo necesitamos reemplazar este término por a_{sop} .

$$\begin{aligned}
 m_y \Big|_{z=\frac{H}{2}} &= \frac{2 \cdot e_{sop}}{2} \left[\left(\frac{H}{2} \right)^2 - \left(\frac{H}{2} - S \right)^2 \right] \\
 &+ \frac{a_{sop}}{2} \left[\left(\frac{H}{2} + e \right)^2 - \left(\frac{H}{2} \right)^2 \right]
 \end{aligned} \tag{B.50}$$

Luego para el calculo de m_z , se ve la ecuación B.44 y el segundo término contempla la discontinuidad evaluando la integral desde d/s hasta $a_{sop}/2 - e$, por lo que en este caso debería evaluarse de 0 a $a_{sop}/2 - e$. Con ese cambio la ecuación quedaría como:

$$m_z \Big|_{y=\frac{d}{2}} = S \left[\left(\frac{a_{sop}}{2} \right)^2 - \left(\frac{a_{sop}}{2} - e \right)^2 \right] + e \left[\left(\frac{a_{sop}}{2} - e \right)^2 \right] \quad (B.51)$$

Momentos de inercia

Para los cálculos de inercia, se mantiene el planteo original, considerando las dos piezas del cuadrante de la figura B.8.32. Vemos que el área y los valores de inercias de la pieza 1 quedan iguales, mientras que las de la pieza 2 cambian los términos que involucran el ancho de la pieza. Por lo que ahora:

$$I_{yy2}^2 = \frac{\left(\frac{a_{sop}}{2} \right) e^3}{12}$$

$$A_2 = e \cdot \left(\frac{a_{sop}}{2} \right)$$

$$I_{yy2}^0 = \frac{\left(\frac{a_{sop}}{2} \right) e^3}{12} + e \cdot \left(\frac{a_{sop}}{2} \right) \left[\frac{e}{2} + \frac{H}{2} \right]^2 \quad (B.52)$$

$$I_{zz2}^2 = e \cdot \frac{\left(\frac{a_{sop}}{2} \right)^3}{12}$$

$$I_{zz2}^0 = e \cdot \frac{\left(\frac{a_{sop}}{2} \right)^3}{12} + e \cdot \left(\frac{a_{sop}}{2} \right) \left(\frac{a_{sop}}{4} \right)^2 \quad (B.53)$$

$$(B.54)$$

Luego estos valores podemos mezclarlos con los calculados anteriormente para I_{yy1}^0 e I_{zz1}^0 para calcular los valores totales de las secciones.

B.9. MEF Base

Para validar los tamaños del mallado generados en según el MEF (modelo de elementos finitos) se realiza un estudio de sensibilidad del mallado. En el mismo partimos de un estado tensional conocido (una placa con agujero sometida a tracción) e iremos refinando el mallado para ver con que parámetros los resultados del FEM son aceptables. De realizar varias pruebas consecutivas se obtuvo la tabla B.9.4, donde se listan los tamaños de elementos empleados, las tensiones máximas calculadas según MEF en cada iteración en los alrededores del agujero de la placa y el porcentaje de error (e) respecto del valor teórico que debería ser 5 MPa.

Tabla B.9.4: Sensibilidad de mallado.

Tamaño elemento MAX [mm]	Tamaño elemento MIN [mm]	Sx [MPa]	e[%]
55	11	3,648	-27,04
45	9	3,961	-20,78
38	7,6	4,419	-11,62
30	6	5,107	2,14
15	3	5,341	6,82
10	2	5,282	5,64
10	1,6	5,282	5,64
8	1,6	5,18	3,6
10	1,5	5,179	3,58
8	1,5	5,18	3,6
10	1,3	5,179	3,58

Para el análisis se emplearon 40.651 elementos cuadráticos de alto orden con un mallado basado en curvatura. Los tamaños máximos de elementos eran de 7 mm y el mínimo es de 1,03 mm, y el 99,8% de los elementos con un coeficiente de aspecto menor a 3.

Nombre de estudio	Estatico de Placa Base (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos	16 puntos
Control de malla	Definida
Tamaño máx. de elemento	7 mm
Tamaño mín. de elemento	1,03284 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	295002
Número total de elementos	190326
Cociente máximo de aspecto	4,5343
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99,8
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:11

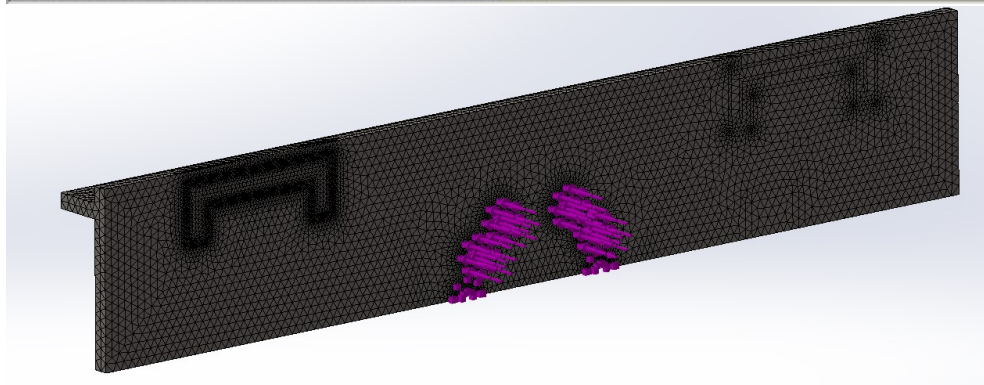


Figura B.9.33: Detalle del mallado de la base

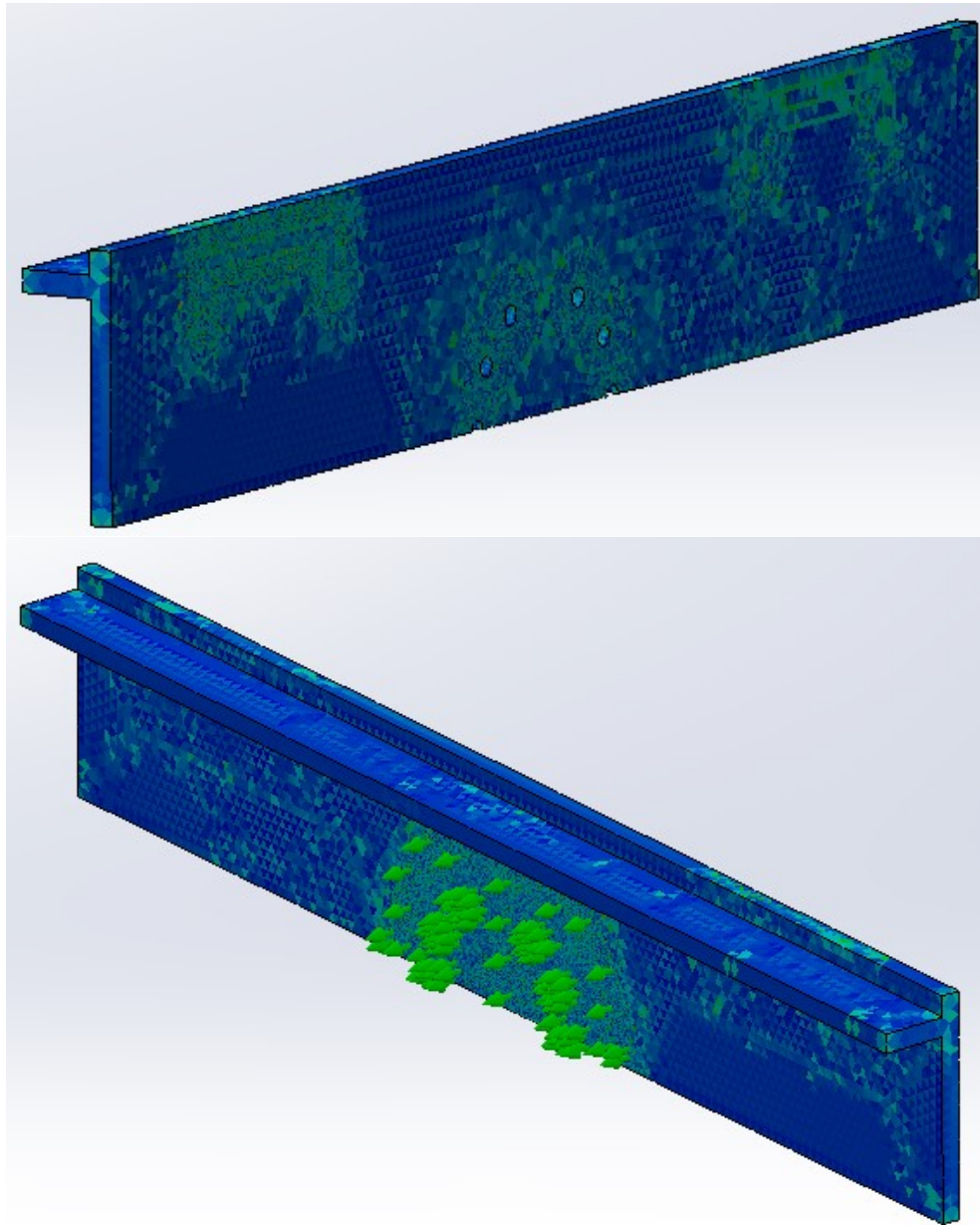


Figura B.9.34: Coeficientes de aspecto de malla.

B.9.1. Vínculos del MEF

Se listan las consideraciones contempladas a la hora de limitar el MEF:

- Se genera una vista con las tensiones de Von Misses, una con las tensiones de VM multiplicadas por 4 para simular los efectos dinámicos. Todos ellos se muestran con la pieza sin deformar, y muestran una anotación máxima. Aparte los valores superiores a los que nos interesan se destacan en un color distinto del rojo para detectar zonas de concentración, además de indicarse las anotaciones máximas de cada caso.
- Como la pieza es simétrica, podemos hacer una simulación de sólo la mitad de la pieza. Así se permite un mallado más fino, para obtener los elementos más pequeños para una velocidad de simulación aceptable. Al simular la mitad de las piezas, las fuerzas aplicadas se considerarán la mitad.
- Se considera, como se comentó anteriormente, un factor dinámico de 4 para considerar los efectos de la fatiga.
- Se simula la muñeca del robot, como un plano rígido en la parte de atrás de la placa base. Esto limita el desplazamiento de los elementos en esa dirección, pero no en la contraria.
- Las fuerzas se consideran distribuidas sobre los puntos de aplicación considerados. En los casos de piezas de soldadura, se consideró un cordón de mínimo 5 mm y se incluye en la zona de distribución de los esfuerzos.
- Como las piezas están soldadas a la base y la soldadura es de penetración total, se considera que los esfuerzos se transmiten a través del área de la pieza y el área de aplicación del cordón de soldadura. Que se extiende unos 5 milímetros mas respecto del contorno de la pieza.
- Se emplea un mallado general con elementos de entre 11 y 3 mm. Pero luego en las zonas de interés se generan zonas de control de mallado, donde los elementos tienen entre al rededor de 1 mm.
- Para la zona de los tornillos, se considera que la arandela de los tornillos es la que ejerce el esfuerzo sobre la base, y a los agujeros de los tornillos se les impone la condición de que no pueden deformarse hacia adentro. Esta fuerza se calcula según : $P_{ax} = 5M_{ap}/d$. Siendo d el diámetro externo del tornillo. Como el apriete máximo de los tornillos según manual de 76,5 Nm, el apriete ejerce unos 38.250 N, por tornillo.

Partiendo de las cuentas realizadas anteriormente se considerarán las siguientes fuerzas:

- Fuerza del actuador, calculada en la sección 3.1.6, 1460 N.
- Fuerza radial que se aplica en el punto del tornillo que vincula el soporte del conjunto móvil y el eje. Se calcula en B.5 donde se aprecia que su valor resulta igual a la suma de la normal y la fuerza del actuador(ecuación B.24). $1460 \text{ N} + 3100 \text{ N} = 4560 \text{ N}$
- Fuerza normal aplicada en la pieza fija siguiendo el criterio de la sección 3.2.6. La normal es 3100 N.

- El peso del barril se repartirá entre los dos soportes.

Las fuerzas se consideran aplicadas de manera distribuida sobre el contorno de cada una de las piezas que transmiten los esfuerzos y, el peso y las normales, se configuran como fuerzas distantes lo que hace que se trasladen todos sus momentos reales a la base.

Apéndice C

Anexo diseño eléctrico

C.1. Modos de operación y maniobra

A modo de resumen, el proyecto consta de un robot industrial de 6 ejes montado con una garra accionada neumáticamente que manipula barriles de cerveza, recibiendo el producto de una línea de envasado y paletizándolo encima de 4 palés que son dispuestos vacíos y retirados completos de forma manual.

Funcionamiento Una vez encendida la máquina y en marcha, se selecciona en la pantalla HMI el barril con el que trabajará el robot de manipulación. Confirmado esto, el operario debe disponer palés vacíos en cada puesto de paletizado cuya presencia se verifica a través de un sensor fotoeléctrico en la esquina de referenciado y se confirma con un pulsador en una botonera en el vallado indicando al robot que el palé está vacío y puede ser utilizado para paletizar. Los barriles son separados en la toma de producto gracias a dos motores configurados a diferentes velocidades que generan una separación ayudados por sensores y un tope mecánico accionado neumáticamente. Al producirse la separación, un detector colocado antes del tope ve el espacio y eleva el tope deteniendo el barril siguiente. Mientras que otro sensor detecta la presencia del barril en un tope mecánico final.

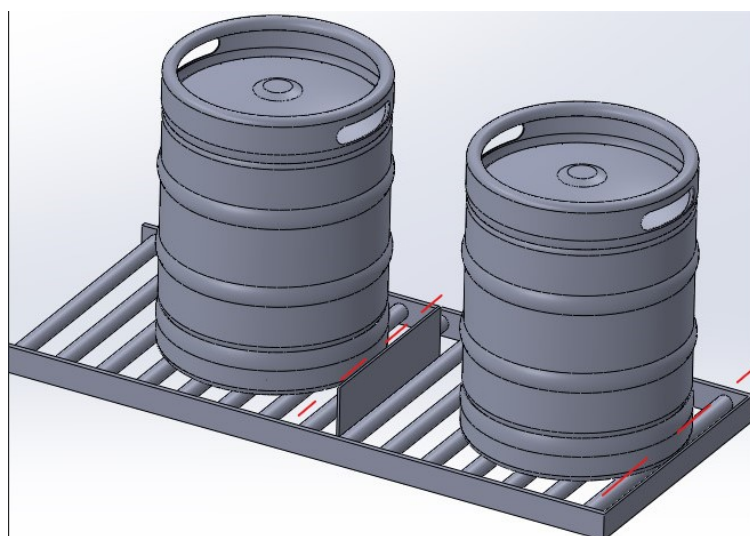


Figura C.1.1: Esquema punto de toma de barriles.

Con esta información el robot ya tiene pre-grabados los puntos donde dejar los barriles

sobre el palé y en que orden debe hacerlo. Cuando se termina la manipulación de los 8 barriles en un puesto se indica mediante baliza luminosa para ser retirado y reiniciar el ciclo con un palé nuevo.

Al terminar de trabajar con los barriles, no haber puestos ocupados, ni la toma del robot ocupada se podría indicar modificar las dimensiones del próximo barril a trabajar.

Secuencia de manipulación del barril Se asegura que la pinza del robot está abierta mediante detectores montados en el pistón. El robot se acerca al barril hasta que en la pala fija se detecta la presencia del barril a través de un detector inductivo. Momento en el cual se acciona el pistón neumático, hasta que el segundo detector (ajustado para la posición de apertura de la garra con barril) se mantiene encendido durante un tiempo parametrizado. Eleva el barril, comprobando que el sensor de la toma deja de detectar la presencia del barril y continúa la maniobra dirigiéndose hacia el punto de paletizado. Al ubicar el barril en el palet, se abre la pala móvil, hasta dejar de detectar el actuador en la posición de sujeción del barril (lo que indica que la pala móvil se está abriendo) y se retira del barril con la pala fija. Se chequea la apertura de la pala y se dirige a la toma nuevamente para manipular el siguiente barril.

Encendido Al encender la instalación se tardan unos minutos en encender todos los equipos. Los circuitos de emergencia están desactivados al igual que el aire de la instalación. Se verifican que los pulsadores de emergencias, funcionen y estén rearmados, para luego rearmar el circuito de emergencia. Luego, se rearma el circuito de accesos (puertas y barreras) mediante el pulsador para ello dispuesto en cada botonera y armario eléctrico. El rearme de los accesos permitirá la apertura del paso de aire a través de la electroválvula de seguridad, y emitirá un pitido con la baliza sonora indicando el peligro que hay dentro de la instalación por si hubiese personal dentro de la misma. A partir de este punto la instalación estará en condiciones de ponerse en marcha mediante pulsador de marcha general de las botoneras o del armario eléctrico. Para poner en marcha es necesario mantener presionado el botón durante 3 segundos, tiempo durante el cual también se efectúa el aviso sonoro correspondiente indicando nuevamente el peligro.

Detección de fallos Entre los posibles fallos esperables, se encuentran:

- **Presión fuera de los márgenes establecidos de trabajo de la instalación.** Se instala un presostato digital con señal configurada según un rango de valores. Si la presión está dentro del margen configurado, envía señal de presión OK.
- **Barril agarrado incorrectamente por el robot.** En esta situación nunca se activa el detector de la posición del barril del pistón o el pistón sigue de largo hasta llegar al final de carrera. Por lo que se incluye un 3er detector en el pistón, para detectar el final de carrera. Y el robot debe monitorizar la señal del detector de posición del barril durante el trayecto que hace con el barril en la garra.
- **Barril se cae de la garra del robot.** Se detecta la caída a través de los detectores en la garra mencionados. Se indica el fallo por pantalla, se accede a la instalación para colocar el barril en la cinta transportadora de entrada y luego se reinicia el ciclo del robot.

- **Corte de suministro eléctrico.** En esta situación el robot entra en parada de emergencia. Al volver a iniciar los equipos el robot sigue desde el último punto, si la carga se ha caído se aplicará la operativa de caída de producto. Para esta situación es necesario evitar la liberación del aire a presión en el pistón. Por lo que surge la necesidad de emplear reguladores de caudal con pilotaje para evitar la caída en caso de despresurización del sistema.

Acceso a la instalación Para acceder al interior de la célula es necesario presionar el botón de petición de acceso en la puerta del armario eléctrico. El cual parpadeará avisando que la petición ha sido recibida y se quedará encendido cuando todos los elementos en movimiento de la instalación hayan completado su ciclo y se hayan detenido en los puntos definidos para ello en el ciclo.

C.2. Seguridad

En el siguiente apartado se desarrollan más en profundidad cuestiones asociadas a la seguridad y elección de elementos que requieren un contexto más desarrollado.

C.2.1. Elementos de seguridad

Los circuitos de seguridad consisten en sistemas redundantes de doble canal, botones de rearme físicos y un lazo de monitorización de dispositivos externos (EDM, "External Device Monitoring") que supervisa que los contactos de los circuitos están en condiciones de cumplir con condiciones de seguridad (principalmente supervisa contactos fusionados o problemas de cableado).

Cualquier anomalía o falla eléctrica en estos circuitos produce la detención en condición de emergencia de la instalación y requerirá de un correcto y secuencial rearme de los elementos para retomar la marcha.

En líneas generales los elementos que se emplean a nivel de seguridad en máquinas industriales son:

- Dispositivos de parada de emergencia: Pueden ser, en forma de pulsador (tipo "seta") con enclavamiento mecánico o un interruptor de tiro de cable. En ambos casos cuentan con contactos auxiliares que desconectan algún tipo de circuito (ya sea de control o potencia) para detener la máquina.
- Dispositivos de doble o triple accionamiento: Basada en mandos bimanuales e interruptores de pedal. Garantizan que el operario se encuentra alejado del área de riesgo de la maquinaria en momentos de operación con peligro.
- Interruptores de enclavamiento: Pueden ser de diversos tipos, pero principalmente su objetivo es vincular la seguridad a elementos físicos (finales de carreras, de tipo magnéticos, bisagras, etc.). Cuando se activa su posición NO segura, la máquina se detiene hasta que se retome la posición segura y se rearme el circuito de seguridad.
- Cerraduras secuenciales: Son cerraduras asociadas a contactos eléctricos y se basan en la posición de llaves y secuencias de actuación para controlar los estados de los contactos eléctricos. Pueden ser de pestillo, de acceso o cerraduras rotativas.
- Dispositivos sensibles: Alfombras, barreras fotoeléctricas, bordes sensibles, láser o escáner de seguridad.
- Relés de guías forzadas: Conjuntos de contactos asociados mecánicamente lo que permite detectar contactos soldados.
- Cortes de potencia redundantes en elementos.

C.2.2. Normativas de seguridad

Hablar de normativas de seguridad en máquinas industriales implica un gran número de normas, que tienen que tenerse en cuenta para desarrollar toda la solución. En este apartado se hace un breve repaso de las principales normativas de seguridad para instalaciones con robots industriales, cuyo cumplimiento no solo garantiza la protección de los operarios, sino también la eficiencia y fiabilidad del sistema.

El objetivo de estas normativas es mitigar todas las fuentes de peligro que pueden aparecer y, en función del tipo de industria, existen diversas normas de aplicación. Las nombradas a continuación son las básicas de aplicación a instalaciones que involucran robots industriales. Algunos procesos industriales que tienen mayores riesgos en función de los productos con los que trabajan tienen normativas de aplicación específicas.

Se cual sea el tipo de proyecto es necesario realizar un análisis de todos los riesgos existentes y tomar las medidas necesarias para mitigar todos los focos posibles, tarea fuera del alcance del proyecto. Sí se puede apreciar que los principales riesgos que se presentan son: riesgos de descarga eléctrica, atrapamiento y caídas de objetos. Para mitigar estos riesgos principales se busca principalmente asegurar que no haya ningún accionamiento activo que trabaje con una persona adentro de la instalación.

ISO 10218: “Robots y dispositivos robóticos. Requisitos de seguridad para robots industriales.”

Esta normativa se divide en dos partes: la primera (ISO 10218-1) establece los requisitos de seguridad para los fabricantes de robots industriales, mientras que la segunda (ISO 10218-2) “aborda las medidas destinadas a aumentar la seguridad en las fases de integración del robot, pruebas de funcionamiento, programación, operación, mantenimiento y reparación.” [8]

Esta normativa también establece la necesidad de cumplir con ciertos niveles mínimos de seguridad que son establecidos a través de un análisis de riesgo y según adopción de dos normativas: ISO 13849 e IEC 61508. Ambas normativas establecen el funcionamiento de los sistemas de control de la seguridad: la primera determina un nivel (PL, “Performance Level” según sus siglas en inglés) y una categoría de funcionamiento (Cat); mientras que la otra establece niveles de Integridad de Seguridad (SIL, “Safety Integrity Levels”) y requisitos de tolerancia a fallos de hardware. Las dos métricas son parámetros que miden la confiabilidad de sistemas de control, los PL miden la capacidad de un sistema de control de realizar una función de seguridad bajo condiciones predefinidas, mientras que el SIL mide la capacidad de mitigar riesgos del sistema. En la figura C.2.2 se establece la relación entre los niveles de seguridad SIL y PL.

Dicho esto, la normativa ISO 10218 establece que mínimamente un sistema con robot industrial debe cumplir con un SIL=2 con tolerancia de fallo de 1 intervalo o un PL=d con categoría de estructura 3.

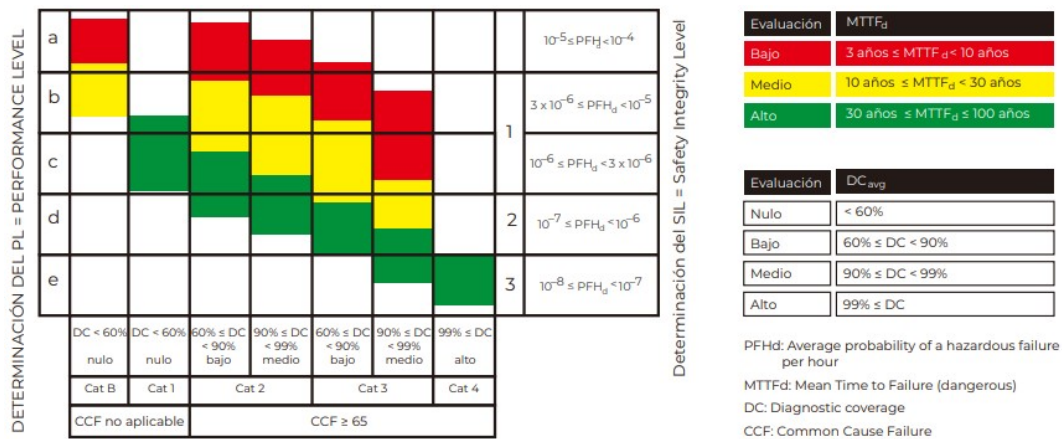


Figura C.2.2: Relación SIL y PL.

IEC 60204: “Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas.”

La normativa establece los requisitos para el diseño y la protección de los equipos eléctricos en máquinas industriales. En este proyecto, se ha aplicado esta normativa en la implementación de los circuitos de parada de emergencia, los modos de funcionamiento (arranque, parada y parada de emergencia) y los enclavamientos de seguridad.

Además, se ha seguido el código de colores establecido por esta normativa para los pulsadores y dispositivos de señalización (figura C.2.3). Por ejemplo, los botones de parada de emergencia son de color rojo, mientras que los botones de arranque son verdes y los rearmes azules. Esto garantiza una interfaz clara, segura para los operarios y homogénea entre todas las máquinas del entorno.

Color	Significado	Explicación	Ejemplos de aplicación
ROJO	Emergencia	Actúa en caso de condiciones peligrosas o de emergencia.	Parada de emergencia Inicio de la función de emergencia (Véase también 10.2.1)
AMARILLO	Anomalía	Actúa en caso de condiciones anormales.	Intervención para suprimir condiciones anormales Intervención para restablecer un ciclo automáticamente interrumpido.
VERDE	Normal	Actúa para iniciar las condiciones normales	(Véase 10.2.1)
AZUL	Obligatorio	Actúa en caso de condiciones que requieran una acción obligatoria.	Función de rearme.
BLANCO	Sin significación específica atribuida	Para un inicio general de las funciones excepto la parada de emergencia. (Véase la nota)	ON/Puesta en marcha (preferente)
GRIS			OFF/Parada
NEGRO			ON/Puesta en marcha OFF/Parada (preferente)

NOTA – Cuando se utilicen medios de codificación suplementarios (p.e. texto, forma, posición) para la identificación de los órganos de accionamiento de los pulsadores, puede utilizarse el mismo color BLANCO, GRIS o NEGRO para diferentes funciones (p.e. BLANCO para los órganos de accionamiento de ON y OFF).

Figura C.2.3: Código de colores para órganos de accionamiento [11]

ISO 13850: “Seguridad en máquinas. Parada de emergencia. Principios para el diseño”

Establece los requisitos para los sistemas de parada de emergencia. Define a la función de parada de emergencia, como una medida de protección que debe ser diseñada como una medida preventiva complementaria y no alternativa de un elemento de protección ni otras funciones de seguridad. Debe ser una función prioritaria a todas las demás funciones y operaciones cualquiera sea el funcionamiento de la máquina. Y su rearme no deberá provocar un nuevo arranque.

La norma discrimina entre 2 categorías de paradas conforme al principio de detención de un accionamiento:

- Parada de categoría 0: Parada por interrupción inmediata de la alimentación de energía del accionador o desconexión mecánica entre los elementos peligrosos.
- Parada de categoría 1: Se mantienen alimentados los accionadores para que puedan detener la máquina, y después, interrupción de la alimentación cuando se haya obtenido la parada.

ISO 13857: “Seguridad en máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores.”

Distancia de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores. Establece los medios necesarios para calcular distancias de seguridad entre extremidades y la zona de peligro según dispositivo de seguridad empleado. Los dispositivos varían desde elementos mecánicos como vallados de seguridad o túneles hasta cualquier tipo de dispositivo optoelectrónico.

Esta norma se emplea en la sección C.2.5 para calcular las distancias de seguridad de las barreras.

C.2.3. Relés de seguridad vs CPU de seguridad

En cuanto a la gestión de seguridad, existen dos módulos principales: relés de seguridad independientes o PLCs de seguridad. Ambos elementos tienen una serie de funciones comunes según Martín [5] :

- Detección de fallos: Evaluación continua del correcto estado de los sensores (barreras, interruptores, etc.), actuadores (contactores), así como de su cableado.
- Evaluación de las situaciones de emergencia: paro de emergencia, sensores activados, etc.
- Vigilancia de la actuación adecuada de los dispositivos de desconexión en caso de peligro (contactores que desconectan la alimentación, por ejemplo).
- Proporcionar una desconexión segura.

Los relés de seguridad consisten en dispositivos más simples que normalmente cuentan con dos circuitos de entradas redundantes, un bucle de retorno que comprueba que las salidas están correctamente desconectadas y conexiones de salidas. La diferencia principal con los PLCs de seguridad, es que los últimos permiten configurar los módulos de entradas y salidas para llevar a cabo las funciones de seguridad necesarias.

C.2.4. Selección barrera de seguridad

Cada palé tipo americano tiene unas dimensiones de 1000x1200x131 mm (ancho, largo y alto). Por lo tanto, las barreras se disponen enfrentadas y separadas 1200 mm, con el fin de garantizar un margen de maniobra adecuado para la carretilla.

La altura de instalación de la barrera se define de manera que permita la entrada del palé elevado por la carretilla sin que el haz sea interrumpido, y que, a su vez, posibilite la salida del palé con el producto de mayor altura sin interferencias.

Se considera que el palet elevado por la carretilla no debe tocar los haces de la barrera. Por lo que se sitúa la barrera a 200 mm sobre el nivel del suelo. La altura de detección de la barrera debe cubrir el producto de mayor tamaño, correspondiente al barril de 50 L, con una altura de 530 mm. Por lo tanto, se selecciona una barrera de 600 mm, conforme al esquema mostrado en la Figura C.2.4.

De acuerdo con los requerimientos establecidos y la información del catálogo de Omron, se selecciona la familia de barreras F3SG-RA. Esta opción se prefiere frente a las gamas básicas debido a su mayor versatilidad de configuración, que permite integrar sensores externos para funciones de muting, evitando la obligación de utilizar los módulos de muting propietarios del fabricante, lo cual reduce los costos de mantenimiento. El sistema incorpora además el sensor fotoeléctrico especificado en la Sección 4.4.6.



Figura C.2.4: Croquis vallado de seguridad con barreras y palets.

Se selecciona, entonces, un par de cortinas simples emisor-receptor de la familia mencionada con una distancia operativa de 0,2 a 7 m. Se elige la mínima resolución de la barrera (separación entre haces) para que la distancia sea la menor posible entre la zona de peligro (movimiento de accionamiento, en este caso el robot accionando la garra) y la barrera. Este punto se desarrolla más en profundidad en el apartado C.2.5, donde se evalúa el cumplimiento de la normativa en cuanto a distancias de seguridad.

Dentro de la familia se selecciona el que tiene la altura de protección mayor más próxima a la altura establecida de 600mm, que será 640 mm. Y dentro de esta última selección tenemos dos opciones según la normativa IEC 61496-1 existen barreras de tipo 2 y 4, siendo el último barreras con capacidad de detección de fallos interna avanzada y que garantizan un alto nivel de seguridad. Las barreras de tipo 2 no alcanzan con los

niveles de seguridad suficiente (SIL 1, PL c y Cat 2), mientras que el tipo 4 alcanzan un SIL 3, PL e y Cat 4 según las exigencias mínimas por normativa de seguridad C.2.2.

Se selecciona la barrera F3SG-4RA0640-14, altura de protección 640 mm y con salida de tipo PNP. De D.2.25 se obtienen los consumos del emisor y el receptor son 60mA y 85mA respectivamente y el tiempo de respuesta para la conmutación de los canales de seguridad OSSD1 (Output Signal Switching Device) y OSSD2 de ON a OFF de 13 mS.

C.2.5. Distancia de seguridad a barrera

Existen 3 resoluciones para los tipos de barrera según su espacio entre haces: 14 mm para la detección de pequeñas extremidades como los dedos, 20 mm para pies y manos y separaciones superiores para cuerpo hasta 500 mm de separación.

Según la resolución y los tiempos de reacción del lazo de seguridad (tiempo de reacción de la barrera, conmutación del relé de seguridades, tiempo de parada del robot) se calcula la distancia de seguridad desde la barrera al punto de peligro:

$$S_{safety} = K \left[\frac{mm}{s} \right] \cdot T_{reac}[S] + 8 \cdot (d[mm] - 14) \quad (C.1)$$

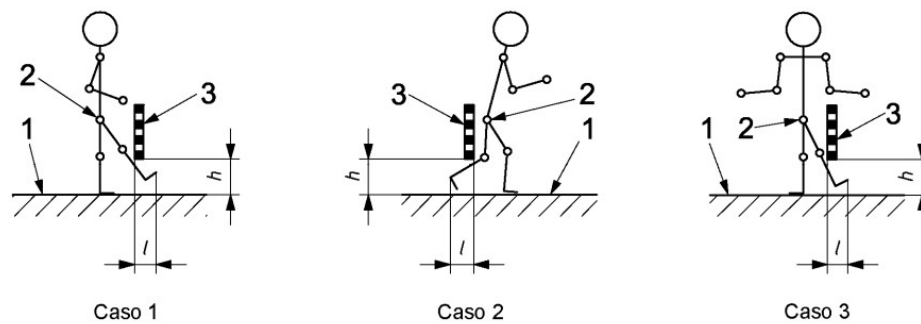
Siendo S la distancia de seguridad a calcular, K velocidad de aproximación (1600mm/S para aproximaciones distintas de miembros superiores), T tiempo de reacción total del circuito de seguridad y d resolución de la barrera.

Entre los tiempos que se contemplan, los que corresponden a la conmutación de elementos, y al parámetro de la barrera son valores muy pequeños. El parámetro más crítico es el del tiempo de parada del robot, que para un robot Fanuc R2000iC/165F es de 458 mS para el eje 1, luego los tiempos de reacción del resto de los elementos de seguridad rondan la decena de mili segundos. Los relés de guías forzadas tienen un tiempo de respuesta de 10 mS mientras que el tiempo de reacción de la CPU de seguridades ronda de 5 a 50mS en casos de unidades con un alto grado de ocupación, luego la barrera tiene un tiempo de respuesta de 8 mS.

En total el ciclo de respuesta de las seguridades consiste en: el tiempo de reacción de la barrera que será recibido por la CPU de seguridades del PLC que en un hipotético peor caso podría tardar 50 mS, cuya salida conmutaría desactivando el relé de guías forzadas con 8 mS de reacción, el cual desactiva las entradas de accesos del robot que genera una parada controlada que tarda los 458 mS mencionando. Dando un total de 516 mS de tiempo de reacción para la caída de una barrera. En el caso de otras fallas, los tiempos de reacción de los elementos serían menores.

Sólo contemplando el tiempo de reacción con la velocidad de aproximación, tenemos unos 825 mm de distancia de seguridad. Se elije la mínima resolución posible lo cual anula el término que depende de ello, y la distancia de seguridad queda fijada en 825 mm.

Revisamos la norma internacional ISO-13857 en la que se establecen las distancias de seguridad que restringen el libre acceso de los miembros inferiores tal como se muestra en la figura C.2.5. Por lo que en este caso, además de cumplir con la distancia de seguridad de la barrera tenemos que cumplir con la mencionada. Que para nuestro caso es menor que la distancia de seguridad que ya estamos cumpliendo. Si el caso fuese al revés, sería necesario aumentar la distancia de seguridad para superar ambas.



Leyenda

- 1 plano de referencia
- 2 articulación de la cadera
- 3 estructura de protección

- h altura hasta la estructura de protección
- l distancia de restricción

Altura, h , hasta la estructura de protección	Distancia, l		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
$h \leq 200$	≥ 340	≥ 665	≥ 290
$200 < h \leq 400$	≥ 550	≥ 765	≥ 615
$400 < h \leq 600$	≥ 850	≥ 950	≥ 800
$600 < h \leq 800$	≥ 950	≥ 950	≥ 900
$800 < h \leq 1\ 000$	$\geq 1\ 125$	$\geq 1\ 195$	$\geq 1\ 015$

Figura C.2.5: Distancias de seguridad miembros inferiores.

C.3. Entradas y salidas contempladas

En la tabla C.3.1 se listan una serie de elementos contemplados con los cuales tendrá que intercambiar señales el PLC. A raíz de esta tabla es que se definen los modelos de las tarjetas a emplear. Se desarrollan las conexiones que se contemplan para cada uno de los elementos:

■ ARMARIO:

- Parada de emergencia: 1 contacto NA empleado para la identificación de la seta pulsada. 2 contactos NC que se emplean para la serie de emergencias del proyecto. *
- Operación: Interruptor con retorno para poder operar elementos seleccionados desde el HMI. Se contemplan 2 entradas que se activan mientras el operario trabaja sobre un elemento.
- Rearme acceso: Un contacto NA para la señal de entrada al PLC del rearme y una salida del PLC al piloto luminoso del botón indicando los accesos abiertos. *
- Marcha: Un contacto NA para la señal de entrada al PLC de la operación y una salida del PLC al piloto luminoso del botón indicando que la célula está en marcha.*
- Paro: 1 contacto NA para indicar la intención de parada controlada.
- Acceso puerta: 1 contacto NA para recibir en el PLC la petición de acceso por el operario y una salida al piloto luminoso del botón indicando la recepción de la petición.
- Baliza+alarma: 4 salidas del PLC, una por cada color de baliza (rojo, amarillo, verde) y el indicador sonoro.
- Presostato: 1 entrada a configurar en el presostado indicando el correcto rango de presión en el sistema.
- Motores: 2 entradas (1 por cada motor) indicando el estado de la protección del variador, otras 2 del relé de estado del propio variador y 2 salidas para la marcha del motor.
- 24 VDC: Se contempla una entrada del estado del distribuidor de continua y una salida para resetear el distribuidor.
- Relé emergencia: Se contemplan dos salidas para dos relés de guías forzadas para conformar los circuitos de doble canal de emergencia y todos los contactos auxiliares asociados.
- Relé accesos: Igual que relé de emergencia pero para conformar los circuitos redundantes de accesos.

■ B1:

- Validación P1: Pulsador luminoso contacto NA más salida para piloto luminoso.
- Validación P2: Pulsador luminoso contacto NA más salida para piloto luminoso.
- Rearme accesos: Ya contemplado en el armario. Su señal está en paralelo al igual que su piloto luminoso.

- Marcha: Contemplado en armario.
- Emergencia: Contactos NC contemplados ya en el armario, pero se suma 1 contacto NC para la identificación de su botón de emergencia.
- **B2:**
 - Validación P3: Pulsador luminoso contacto NA más salida para piloto luminoso.
 - Validación P4: Pulsador luminoso contacto NA más salida para piloto luminoso.
 - Rearme accesos: Contemplado en el armario.
 - Marcha: Contemplado en armario.
 - Emergencia: 1 contacto NC para identificación de la seta.
- **Puesto 1:**
 - Barrera: 2 señales de entrada de seguridad del estado de la barrera.
 - Palé colocado: 1 señal del sensor fotoeléctrico del puesto ocupado.
 - Baliza palé listo: 1 salida para la baliza de que ese puesto puede ser vaciado.
- **Puesto 2:** Idem puesto 1
- **Puesto 3:** Idem puesto 1
- **Puesto 4:** Idem puesto 1
- **Punto toma:**
 - Barril en tope: señal de entrada de 1 sensor indicando la presencia de un palé en el tope de dosificación.
 - Barril en toma: Señal de entrada de 1 sensor que indica que el barril está en la toma.
 - Posición pistón: 2 salidas de accionamiento para la bobina biestable y 2 detectores de posición montados en el pistón.
- **ROBOT:**
 - pistón en la garra del robot: 2 salidas para el accionamiento de la electroválvula biestable y 3 detecciones de posición (abierto, cerrado y en barril)

*: Estos elementos tienen sus entradas contempladas una sola vez por que se disponen conexiones en serie o paralelos y que a lo que el PLC respectan solo se contemplan una vez a nivel de entradas/salidas.

Todo esto da un total de 28 entradas y 24 salidas estándar, y 16 entradas y 4 salidas de seguridad.

Tabla C.3.1: Tabla de entradas y salidas contempladas.

		PLC		SEGURIDAD	
		INs	OUTs	INs	OUTs
Zona	Detalle				
ARMARIO	PARADA EMERGENCIA	1		2	
	OPERACION	2			
	REARME ACCESO	1	1		
	REARME EMERGENCIA	1	1		
	MARCHA	1	1		
	PARO	1			
	ACCESO PUERTA	1	1		
	BALIZA+ALARMA		4		
	PRESOSTATO	1			
	MOTORES	4	2		
	DISTRIBUIDOR 24VDC	1	1		
	CORTE EMERGENCIA				2
	CORTE ACCESOS				2
B1	VALIDACIÓN P1	1	1		
	VALIDACIÓN P2	1	1		
	REARME ACCESOS				
	MARCHA				
	EMERGENCIA	1			
B2	VALIDACIÓN P3	1	1		
	VALIDACIÓN P4	1	1		
	REARME ACCESOS				
	MARCHA				
	EMERGENCIA	1			
PUESTO 1	BARRERA			2	
	PALLET COLOCADO	1			
	BALIZA PAL LISTO		1		
PUESTO 2	BARRERA			2	
	PALLET COLOCADO	1			
	BALIZA PAL LISTO		1		
PUESTO 3	BARRERA			2	
	PALLET COLOCADO	1			
	BALIZA PAL LISTO		1		
PUESTO 4	BARRERA			2	
	PALLET COLOCADO	1			
	BALIZA PAL LISTO		1		
PTO TOMA	BARRIL EN TOPE	1			
	BARRIL EN TOMA	1			
	POS PISTÓN	2	2		
ROBOT	PISTÓN GARRA	3	2		
TOTAL		28	24	16	4

Apéndice D

Catálogos

Dentro de este apéndice se incorporan todas las imágenes salidas de catálogos a los que se hace referencia en el trabajo. Separamos por las vinculaciones realizadas en cada capítulo.

D.1. Mecánico

Hoja de datos

∅	A	B	BG	E	EE	G	U2	U1	KK
[mm]	-0,5	∅ d11	mín.	+0,5		-0,2	±0,1	±0,1	
32	22	30	16	45	G1/8	20	5,7	5,25	M10x1,25
40	24	35	16	54	G1/4	33	8	4	M12x1,25
50	32	40	16	64	G1/4	33	10,4	5,5	M16x1,5
63	32	45	16	75	G3/8	40,5	12,75	6,25	M16x1,5
80	40	45	17	93	G3/8	43	12,5	8	M20x1,5
100	40	55	17	110	G1/2	48	13,5	10	M20x1,5
125	54	60	20	136	G1/2	44,7	13	8	M27x2

∅	L2	L3	L7	L8	MM	PL	RT	TG
[mm]		máx.		±0,4	∅	±0,1		±0,3
32	18 _{-0,2}	5	6,5	94	12	19,5	M6	32,5
40	21,3 _{-0,2}	5	7,5	105	16	22,5	M6	38
50	26,8 _{-0,2}	5	9,5	106	20	22,5	M8	46,5
63	27 _{-0,2}	5	9	121	20	27,5	M8	56,5
80	34,2 _{-0,2}	-	11	128	25	30	M10	72
100	38 _{-0,2}	-	7,5	138	25	31,5	M10	89
125	45,5 _{-0,3}	-	10	160	32	22,5	M12	110

∅	VA	VD	WH	ZI	ZM	∅1	∅2	∅3
[mm]		+0,5	+2,2	+1,8	+1			
32	4 _{-0,2}	10	25	119,1	146,1	10	16	6
40	4 _{-0,2}	10,5	28,7	133,9	164,8	13	18	6
50	4 _{-0,2}	11,5	35,6	141,8	179,8	17	24	8
63	4 _{-0,2}	15	35,9	157,1	195,4	17	24	8
80	4 _{-0,2}	15,7	45,4	173,6	221	22	30	6
100	4 _{-0,2}	19,2	49,3	187,5	238,8	22	30	6
125	6 _{-0,3}	20,5	64,1	225	290	27	41	8

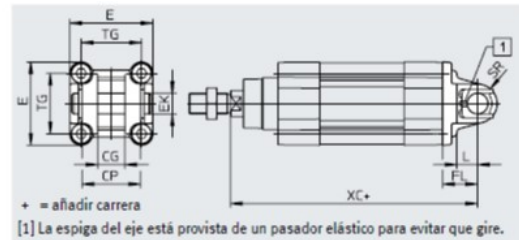
Figura D.1.1: Dimensiones del actuador.

Referencias de pedido				Con amortiguación PPV		Con amortiguación PPS	
Diámetro del émbolo [mm]	Carrera [mm]	N.º art.	Código del producto	N.º art.	Código del producto	N.º art.	Código del producto
63	20	★ 2125490	DSBC-63-20-PPVA-N3	★ 2126684	DSBC-63-20-PPSA-N3		
	25	★ 1383578	DSBC-63-25-PPVA-N3	★ 1383632	DSBC-63-25-PPSA-N3		
	30	★ 2125491	DSBC-63-30-PPVA-N3	★ 2126685	DSBC-63-30-PPSA-N3		
	40	★ 1383579	DSBC-63-40-PPVA-N3	★ 1383633	DSBC-63-40-PPSA-N3		
	50	★ 1383580	DSBC-63-50-PPVA-N3	★ 1383634	DSBC-63-50-PPSA-N3		
	60	★ 2125492	DSBC-63-60-PPVA-N3	★ 2126686	DSBC-63-60-PPSA-N3		
	70	★ 2125493	DSBC-63-70-PPVA-N3	★ 2126687	DSBC-63-70-PPSA-N3		
	80	★ 1383581	DSBC-63-80-PPVA-N3	★ 1383635	DSBC-63-80-PPSA-N3		
	100	★ 1383582	DSBC-63-100-PPVA-N3	★ 1383636	DSBC-63-100-PPSA-N3		
	125	★ 1383583	DSBC-63-125-PPVA-N3	★ 1383637	DSBC-63-125-PPSA-N3		
	150	★ 2125494	DSBC-63-150-PPVA-N3	★ 2126688	DSBC-63-150-PPSA-N3		
	160	★ 1383584	DSBC-63-160-PPVA-N3	★ 1383638	DSBC-63-160-PPSA-N3		
	200	★ 1383585	DSBC-63-200-PPVA-N3	★ 1383639	DSBC-63-200-PPSA-N3		
	250	★ 1383586	DSBC-63-250-PPVA-N3	★ 1383640	DSBC-63-250-PPSA-N3		
	300	★ 2125495	DSBC-63-300-PPVA-N3	★ 2126689	DSBC-63-300-PPSA-N3		
	320	★ 1383587	DSBC-63-320-PPVA-N3	★ 1383641	DSBC-63-320-PPSA-N3		
400	★ 1383588	DSBC-63-400-PPVA-N3	★ 1383642	DSBC-63-400-PPSA-N3			
500	★ 1383589	DSBC-63-500-PPVA-N3	★ 1383643	DSBC-63-500-PPSA-N3			

Figura D.1.2: Ficha con denominación del actuador.

Brida basculante SNC

Materiales:
Fundición inyectada de aluminio
Sin cobre ni PTFE
En conformidad con la Directiva 2002/95/CE (RoHS)



Dimensiones y referencias de pedido

Para diámetro	CG	CP	E	EK ∅ H9	FL ±0,2	L	SR
[mm]	H14	h14					
32	14	34	45 ^{+0,2/-0,3}	10	22	13	10
40	16	40	54 ^{-0,5}	12	25	16	12
50	21	45	64 ^{-0,6}	16	27	16	12
63	21	51	75 ^{-0,6}	16	32	21	16
80	25	65	93 ^{-0,8}	20	36	22	16
100	25	75	110 ^{+0,3/-0,8}	20	41	27	20
125	37	97	131 ^{-0,8}	30	50	30	25

Para diámetro [mm]	TG	XC		CRC ⁽¹⁾	Peso [g]	N.º art.	Código del producto ⁽²⁾
		DSBC...-	DSBC...-C				
32	32,5	141,1	186,1	1	93	★ 174383	SNC-32
40	38	158,9	211,9	1	140	★ 174384	SNC-40
50	46,5	168,8	235,8	1	234	★ 174385	SNC-50
63	56,5	189,1	265,1	1	331	★ 174386	SNC-63
80	72	209,6	304,6	1	618	★ 174387	SNC-80
100	89	228,5	326,7	1	865	174388	SNC-100
125	110	275	399,3	1	1728	174389	SNC-125

Figura D.1.3: Periférico Actuador: Brida SNC.

Caballote LBG/LBG-...-R3

El bulón está provisto de un pasador elástico para evitar que gire.

Material:

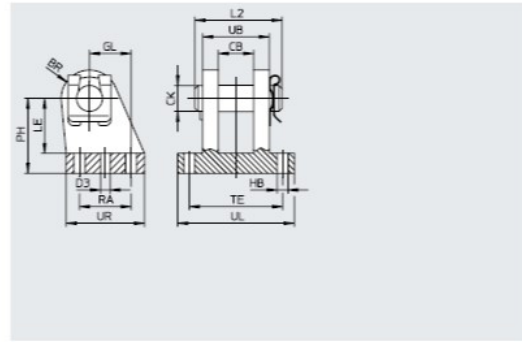
LBG 32 ... 63: fundición de acero inoxidable

LBG 80 ... 125: fundición de grafito nodular

LBG-...-R3: acero de alta aleación inoxidable

Sin cobre ni PTFE

En conformidad con la Directiva 2002/95/CE (RoHS)



Dimensiones y referencias de pedido

Para diámetro [mm]	BR		CB	CK \varnothing	D3 \varnothing	GL	HB \varnothing	L2	LE	PH	RA	TE	UB	UL	UR
	[mm]	[R3]													
32	12	12	14,1	10	4,8	16	6,8	35	24	32	20	42	28	56	36
40	14	14	16,1	12	5,8	20	6,8	39	26	36	26	44	30	58	41,5
50	15	15	21,1	16	5,8	25	9,2	50	33	45	31	56	40	70	47
63	17	17	21,1	16	7,8	25	9,2	50	38	50	31	56	40	70	49
80	17	17	25,1	20	7,8	30	11	60	49	63	36	70	50	89	55
100	20	22	25,1	20	9,8	41	11	60	56	71	46	70	50	89	65
125	25	25	37,2	30	11,8	60	14	89	70	90	70	106	80	128	96

Para diámetro [mm]	Tipo básico KBK ⁽¹⁾	Peso [g]	N.º art.	Código del producto	R3: protección contra la corrosión elevada			
					KBK ⁽¹⁾	Peso [g]	N.º art.	Código del producto
32	2	220	31761	LBG-32	3	220	2078790	LBG-32-R3
40	2	300	31762	LBG-40	3	300	2078792	LBG-40-R3
50	2	540	31763	LBG-50	3	540	2078794	LBG-50-R3
63	2	580	31764	LBG-63	3	580	2078795	LBG-63-R3
80	1	1050	31765	LBG-80	3	1050	2078797	LBG-80-R3
100	1	1375	31766	LBG-100	3	1375	2078799	LBG-100-R3
125	1	4140	31767	LBG-125	3	4140	2078837	LBG-125-R3

Figura D.1.4: Periférico Actuador: Caballote LBG.

Caballote LSNG con cojinete esférico

Material:

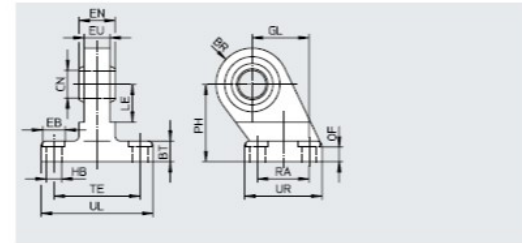
\varnothing 32 ... 50:

acero de alta aleación

\varnothing 63 ... 200:

fundición de grafito nodular

En conformidad con la Directiva 2002/95/CE (RoHS)



Dimensiones y referencias de pedido

Para diámetro [mm]	BR	BT	ON \varnothing	EB \varnothing	EN	EU	GL	HB \varnothing	OF
32	15	10 \pm 0,2	10 \pm 0,013	-	14	10,5	21	6,6	8,5 \pm 0,8
40	17	10 \pm 0,2	12 \pm 0,015	-	16	12	24	6,6	8,5 \pm 0,8
50	20	12 \pm 0,2	16 \pm 0,015	-	21	15	33	9	10,5 \pm 0,8
63	21-1,5/-0,5	12 \pm 0,6	16 \pm 0,015	-	21	15	37	9	10,5 \pm 0,8
80	26-1,5/-0,5	14 \pm 0,6	20 \pm 0,018	-	25	18	47	11	12 \pm 0,8
100	29	15 \pm 0,6	20 \pm 0,018	-	25	18	55	11	13 \pm 0,8
125	39	20 \pm 0,7	30 \pm 0,018	20	37	25	70	14	17 \pm 1
160	42	25 \pm 0,7	35 \pm 0,021	20	43	28	97	14	21 \pm 1
200	42	30 \pm 0,7	35 \pm 0,021	26	43	28	105	18	26,5 \pm 1

Para diámetro [mm]	PH	RA	TE	UL	UR	KBK ⁽¹⁾	Peso [g]	N.º art.	Código del producto
32	32	18	38	51	31	2	172	31740	LSNG-32
40	36	22	41	54	35	2	228	31741	LSNG-40
50	45	30	50	65	45	2	416	31742	LSNG-50
63	50	35	52	67 ⁺¹	50 ⁺¹	1	541	31743	LSNG-63
80	63	40	66	86 ⁺¹	60 ⁺¹	1	997	31744	LSNG-80
100	71	50	76	96 \pm 1	70 \pm 1	1	1358	31745	LSNG-100
125	90	60	94	124 \pm 1	90 \pm 1	1	3071	31746	LSNG-125
160	115	88	118	156 \pm 1	126 \pm 1	1	6001	152599	LSNG-160
200	135	90	122	162 \pm 1	130 \pm 1	1	7368	152600	LSNG-200

Figura D.1.5: Periférico Actuador: Caballote LSNG.

Referencias de pedido: cabezales para vástagos


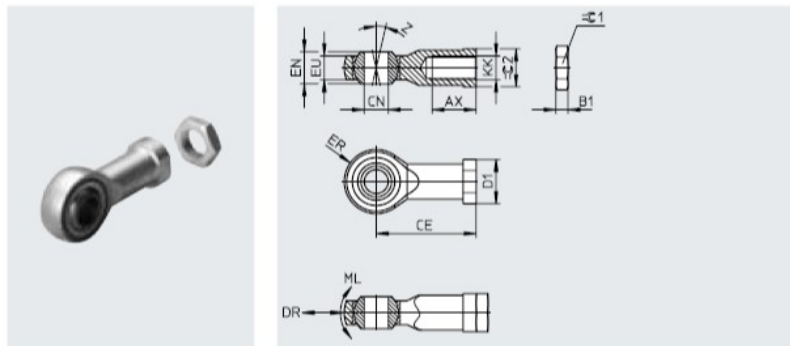
Denominación	Para diámetro	N.º art.	Código del producto
Cabeza de rótula SGS			
	32	★ 9261	SGS-M10x1,25
	40	★ 9262	SGS-M12x1,25
	50	★ 9263	SGS-M16x1,5
	63		
	80	★ 9264	SGS-M20x1,5
	100		
	125	10774	SGS-M27x2

Figura D.1.6: Periférico Actuador: Cabeza de vástago con rotula.

Cabeza de rótula SGS

Suministro:
1 cabeza de rótula, 1 tuerca hexagonal según DIN 439

Material:
Acero galvanizado
En conformidad con la Directiva 2002/95/CE (RoHS)



Dimensiones y referencias de pedido										
KK	AX	B1	CE	CN Ø H7	D1 Ø	DR ¹⁾ máx. [µm]	ER ±0,5	EN	EU	
M4	10 -2	2,2	27±1,2	5	12	34	9	8	6	
M6	12 -2	3,2	30±1,2	6	14	34	10	9	6,8	
M8	16 -2	4	36±1,2	8	17	40	12	12	9	
M10	20 -2	5	43±1,2	10	20	40	14	14	10,5	
M10x1,25										
M12	22 -2	6	50±1,2	12	23	45	16	16	12	
M12x1,25										
M16	28 -2	8	64±1,2	16	29	45	21	21	15	
M16x1,5										
M20x1,5	33 -2	10	77±1,7	20	37	55	25	25	18	
M27x2	51 -2	13,5	110±1,7	30	52	55	35	37	25	
M36x2	56 +2	18	125±2,1	35	60	60	40	43	28	
M42x2	60 +2	21	142±2,1	40	69	60	45	49	33	
M48x2	65 +2	24	160±2,1	50	78	60	58	60	45	

Figura D.1.7: Periférico Actuador: Dimensiones cabeza de vástago con rotula.

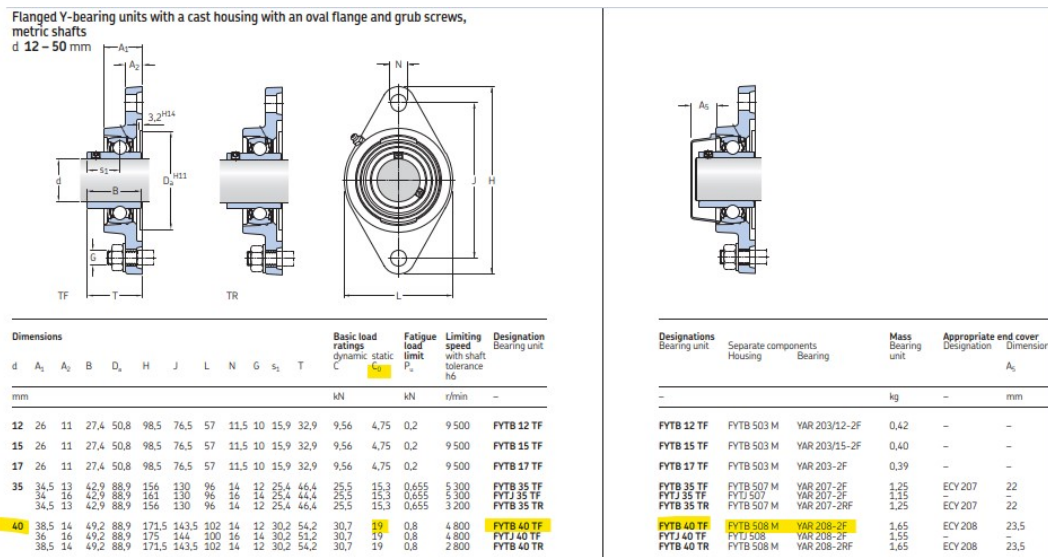


Figura D.1.8: Rodamiento Y con alojamiento de fundición, brida ovalada y fijación por prisioneros.

Referencias de pedido: sensor de proximidad para ranura en T, magnetoresistivo

Tipo de fijación	Salida de conmutación	Conexión eléctrica	Longitud del cable [m]	N.º art.	Código del producto
	PNP	Cable trifilar	2,5	★ 574335	SMT-8M-A-PS-24V-E-2,5-OE
		Conector M8x1, 3 pines	0,3	★ 574334	SMT-8M-A-PS-24V-E-0,3-M8D
		Conector M12x1, 3 pines	0,3	★ 574337	SMT-8M-A-PS-24V-E-0,3-M12
	NPN	Cable trifilar	2,5	★ 574338	SMT-8M-A-NS-24V-E-2,5-OE
		Conector M8x1, 3 pines	0,3	★ 574339	SMT-8M-A-NS-24V-E-0,3-M8D

Hojas de datos → Internet: smt

Figura D.1.9: Periférico Actuador: Sensor de proximidad magnetoresistivo.

Tubo de plástico PAN

Alta resistencia térmica y mecánica.



Condiciones de funcionamiento y del entorno

Código del producto	PAN-4	PAN-6	PAN-8	PAN-10	PAN-12	PAN-14	PAN-16
Diámetro exterior [mm]	4	6	8	10	12	14	16
Conexión neumática							
Para racor de conexión [mm]	4	6	8	10	12	14	16
Para boquilla estriada [mm]	3	4	6	-	-	-	-
Para boquilla estriada con tuerca de unión [mm]	3	4	6	-	-	-	-
Presión de funcionamiento en función de la temperatura [bar]	-0,95 ... +15 → diagrama	-0,95 ... +19 → diagrama	-0,95 ... +15 → diagrama	-0,95 ... +17 → diagrama	-0,95 ... +17 → diagrama	-0,95 ... +17 → diagrama	-0,95 ... +14 → diagrama
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:--]						
Temperatura ambiente [°C]	-30 ... +80						
Certificación	TUV						
Clasificación marítima	Véase el certificado (color: plateado y natural) ¹⁾					-	
Características de los tubos flexibles	Apropiado para cadenas de arrastre para aplicaciones con duración de los ciclos elevada						
Condiciones de comprobación de tubos flexibles	Apropiado para cadenas de arrastre: > 5 millones de ciclos según la norma Festo 94 2021						

Figura D.1.10: Características del tubo PAN de Festo.

Dimensiones y referencias de pedido									
Diámetro exterior [mm]	Diámetro interior [mm]	Radio de flexión mín. [mm]	Radio de flexión relevante para el caudal [mm]	Peso [kg/m]	Color	Nº art.	Código del producto	PE ¹⁾ [m]	
8	5,9	22	43	0,024	Plateado	152700	PAN-8x1,25-SI	1 ... 50	
10	7	27	58	0,042	Plateado	152701	PAN-10x1,5-SI	1 ... 50	
12	8,4	29	64	0,060	Plateado	152702	PAN-12x1,75-SI	1 ... 50	
14	10	50	80	0,077	Plateado	570392	PAN-14x2-SI	1 ... 50	

Figura D.1.11: Dimensiones del tubo PAN de Festo.

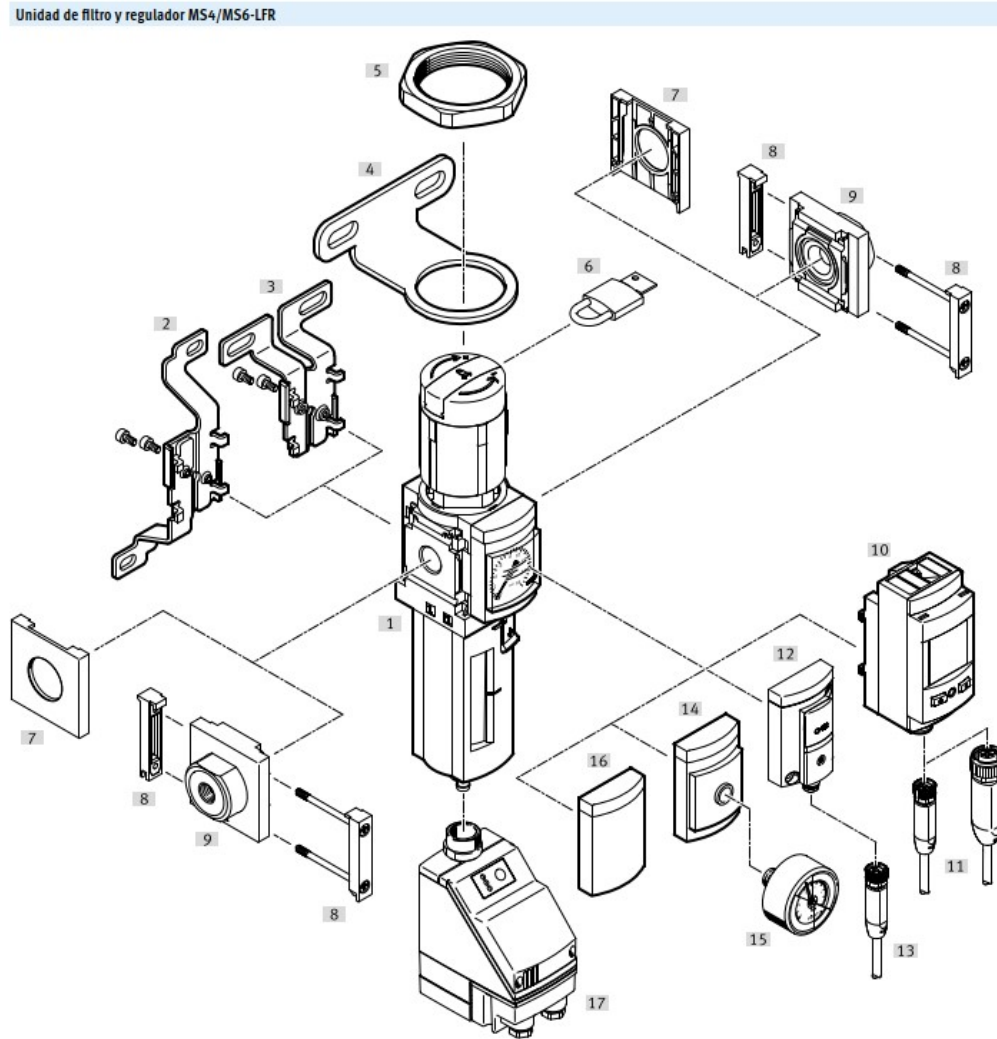


Figura D.1.12: Conjunto de accesorios del filtro-regulador.

Válvulas de cierre MS4/MS6-EM1, serie MS

Hoja de datos

Función



-  Caudal
1200 ... 8700 l/min
-  Margen de temperatura
-10 ... +60 °C
-  Presión de funcionamiento
0 ... 18 bar
-  www.festo.com



- Válvula de cierre de accionamiento manual para la alimentación y descarga de aire de sistemas neumáticos
- La válvula se controla girando el botón giratorio
- En la conexión 3 se puede conectar un silenciador o un escape común
- En estado cerrado, el botón giratorio se puede bloquear con un candado
- Manómetro opcional
- Sensor de presión opcional
- Variante opcional EX4 para el uso en entornos potencialmente explosivos de las zonas 1, 2, 21 y 22

Figura D.1.13: Válvula de apertura FESTO con bloqueo mediante candado.

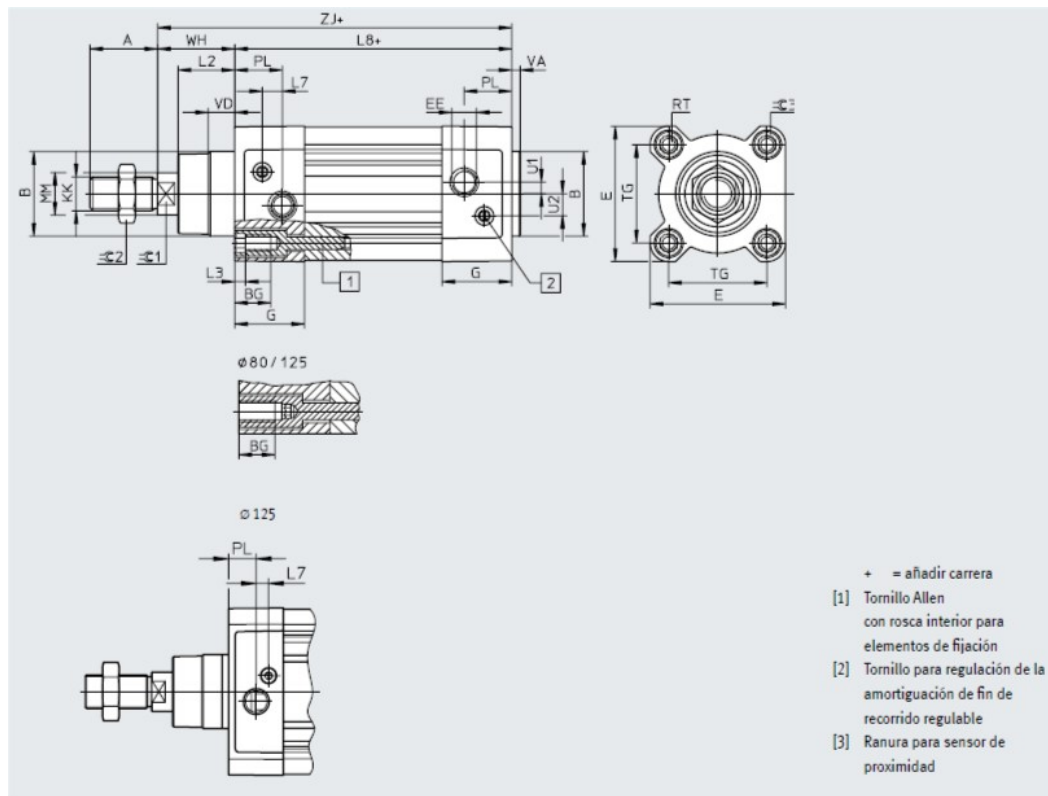


Figura D.1.14: Imagen con cotas del actuador.

Referencias de pedido: sensor de proximidad para ranura en T, magnetorresistivo						Hojas de datos → Internet: smt
Tipo de fijación	Salida de conmutación	Conexión eléctrica	Longitud del cable [m]	N.º art.	Código del producto	
Contacto normalmente abierto						
	Insertable desde arriba en la ranura, a ras con el perfil del cilindro, diseño corto	PNP	Cable trifilar	2,5	★ 574335	SMT-8M-A-PS-24V-E-2,5-0E
			Conector M8x1, 3 pines	0,3	★ 574334	SMT-8M-A-PS-24V-E-0,3-M8D
	NPN	Conector M12x1, 3 pines	0,3	★ 574337	SMT-8M-A-PS-24V-E-0,3-M12	
		Cable trifilar	2,5	★ 574338	SMT-8M-A-NS-24V-E-2,5-0E	
Contacto normalmente cerrado						
	Insertable desde arriba en la ranura, a ras con el perfil del cilindro, diseño corto	PNP	Cable trifilar	7,5	★ 574340	SMT-8M-A-PO-24V-E-7,5-0E

Figura D.1.15: Sensor magnetorresistivo para actuador de Festo.

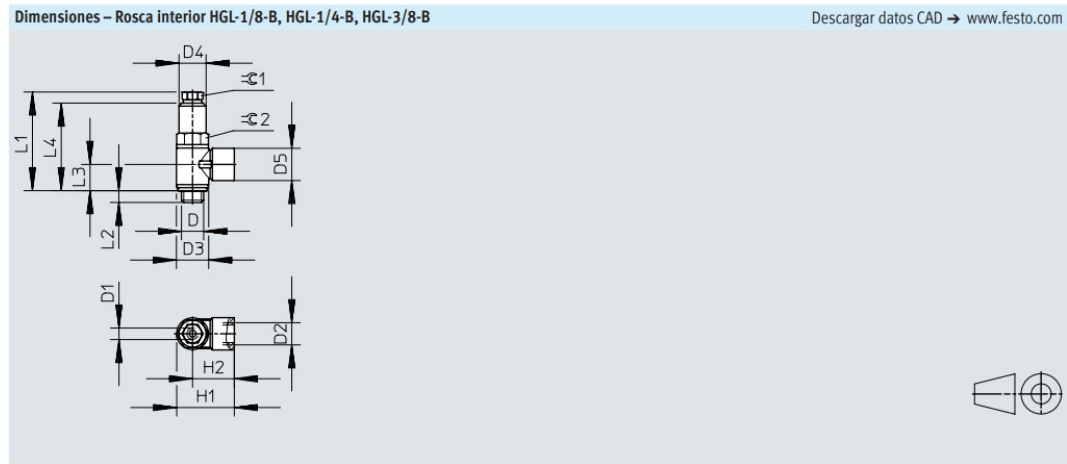
Referencias de pedido: ejecución con unión roscada						
	Conexión neumática	Nivel de presión acústica	Caudal contra atmósfera	Peso del producto	N.º art.	Tipo
	M5	60 dB(A)	350 l/min	0,4 g	★ 165003	UC-M5
	M7	58 dB(A)	800 l/min	1,2 g	★ 534217	UC-M5-50
					★ 534218	UC-M7-50
	G1/8	59 dB(A)	1.700 l/min	2,6 g	★ 161418	UC-M7
	G1/4	60 dB(A)	3.200 l/min	5,2 g	★ 534219	UC-1/8-50
★ 161419					UC-1/8	
				★ 165004	UC-1/4	

Figura D.1.16: Silenciadores Festo.

Rosca interior HGL - Rosca G						
	Conexión neumática 2	Conexión aire de pilotaje 21	Conexión neumática 1	Peso del producto	N.º art.	Tipo
	G1/8	M5	G1/8	20,8 g	★ 530030	HGL-1/8-B
	G1/4	G1/8	G1/4	26,2 g	★ 543253	HGL-1/8-1/8-B
				41,2 g	★ 530031	HGL-1/4-B
	G3/8	G1/4	G3/8	62,9 g	★ 530032	HGL-3/8-B
	G1/2	G3/8	G1/2	129,4 g	★ 530033	HGL-1/2-B

Figura D.1.17: Válvula antiretorno HGL.

Dimensiones



	D	D1	D2	D3 ∅	D4 ∅	D5 ∅	H1	H2	L1	L2	L3	L4	$\text{e}1$	$\text{e}2$
HGL-1/8-B	G1/8	M5	G1/8	14	11,8	14	25,1	18,1	42,6	5,4	11,2	37,8	8	12
HGL-1/4-B	G1/4	G1/8	G1/4	18	16	17,5	34	25	50,8	6,5	13,5	44,5	12	16
HGL-3/8-B	G3/8	G1/4	G3/8	23,8	18,8	20	39,3	27,4	56,3	7	15,1	49,5	15	19

Figura D.1.18: Dimensiones válvula antiretorno HGL.

Electroválvulas VUVG

Cuadro general del producto

Forma constructiva	Conexión de utilización	Tamaño	Funciones y caudal [l/min]											→ Página/ Internet		
			T32C	T32U	T32H	T32C/M	T32U/M	T32H/M	M52	M52/M	B52	P53C	P53U		P53E	
Válvula con conexiones roscadas como válvula individual, electroválvula VUVG-LK																
	M5	10	■	■	-	-	-	-	-	-	■	-	■	-	-	30
			180	-	-	-	-	-	-	-	195	-	195	-	-	34
	M7	10	■	■	-	-	-	-	-	-	■	-	■	-	-	53
			280	-	-	-	-	-	-	340	-	340	-	-	53	
	G1/8	14	■	■	-	-	-	-	-	■	-	■	-	-	53	
			570	-	-	-	-	-	-	660	-	660	-	-	53	
Válvula con conexiones roscadas como válvula individual, electroválvula VUVG-L																
	M3	10A	-	-	-	-	-	-	-	■	■	■	■	■	■	24
			-	-	-	-	-	-	-	100	80	100	90	90	90	24
	M5	10	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	38
			150	150	150	135	125	125	125	220	190	220	210	210	210	38
	M7	10	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	44
		190	190	190	150	140	140	140	330	220	380	320	320	320	44	
	G1/8	14	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	57
			560	600	590	550	500	500	780	780	780	650	560	560	57	
	G1/4	18	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	69
			880	970	950	870	990	920	1300	1300	1380	1200	1000	910	69	

Figura D.1.19: Selección de familia.

Referencias de pedido

★ Programa básico

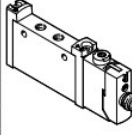
Referencias de pedido	Descripción	N.º art.	Código de producto
Válvula con conexiones roscadas G1/4, con placa base eléctrica R8			
	Válvula de 2x 3/2 vías		
	Alimentación interna del aire de pilotaje	Normalmente cerrada, reposición por muelle neumático	8031525 VUVG-L18-T32C-AT-G14-1R8L
	Válvula monoestable de 5/2 vías		
	Alimentación interna del aire de pilotaje	Reposición por muelle neumático/mecánico	8031531 VUVG-L18-M52-RT-G14-1R8L
		Reposición por muelle mecánico	8031532 VUVG-L18-M52-MT-G14-1R8L
	Válvula de 5/3 vías		
	Alimentación interna del aire de pilotaje	Centro cerrado, reposición por muelle mecánico	8031534 VUVG-L18-P53C-T-G14-1R8L

Figura D.1.20: Selección modelo EV.

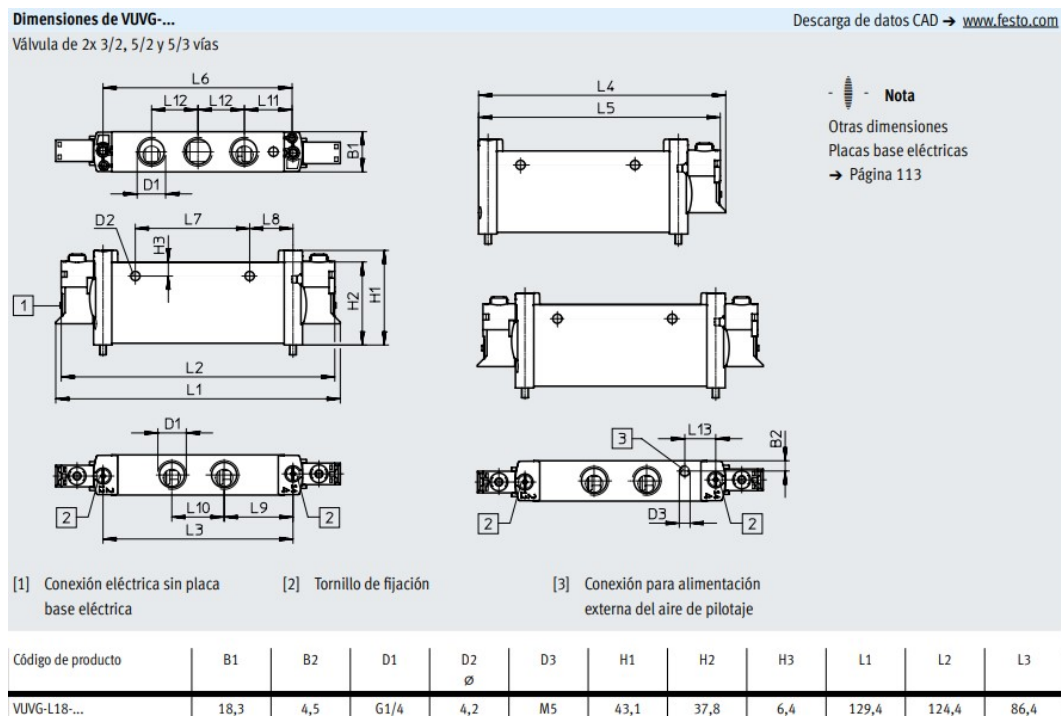


Figura D.1.21: Dimensiones válvulas.

D.2. Eléctrico

6ES7510-1DJ00-0AB0	
Nombre del producto	CPU 1510SP-1 PN
Información general	
Versión de HW	FS02
Versión de firmware	V1.7
Ingeniería con STEP 7 TIA Portal configurable/integrado desde versión	V13 SP1
Control de configuración	
vía juego de datos	sí
Elementos de mando	
Selector de modo	1
Tensión de alimentación	
Tipo de tensión de alimentación	24 V DC
Rango admisible, límite inferior (DC)	19,2 V
Rango admisible, límite superior (DC)	28,8 V
Protección contra inversión de polaridad	sí
Puenteo de fallos de red y corte de alimentación	
Tiempo de puenteo de fallos de red y corte de alimentación	5 ms
Intensidad de entrada	
Consumo (valor nominal)	0,6 A

Figura D.2.22: Datos técnicos de la CPU.


Asignación de terminales del F-DI 8x24VDC HF (6ES7136-6BA00-0CA0)						
Terminal	Asig-nación	Terminal	Asig-nación	Explicaciones	BaseUnit ¹	Etiquetas de identi-ficación por color (terminales 1 a 16)
1	DI ₀	2	DI ₁	<ul style="list-style-type: none"> DI_n: Señal de entrada, canal n VS_n: Alimentación de sensor interna, canal n 	A0	
3	DI ₂	4	DI ₃			
5	DI ₄	6	DI ₅			
7	DI ₆	8	DI ₇			
9	VS ₀	10	VS ₁			
11	VS ₂	12	VS ₃			
13	VS ₄	14	VS ₅			
15	VS ₆	16	VS ₇			
L+	24 V DC	M	M			CC01 6ES7193-6CP01-2MA0

Figura D.2.23: Asignación conexiones de F-DI.


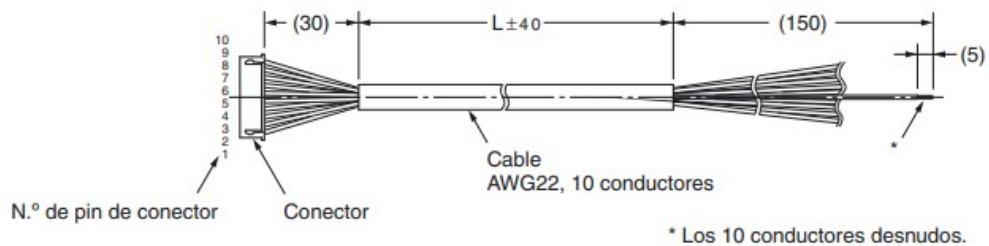
Asignación de terminales del F-DI 8x24VDC HF (6ES7136-6BA00-0CA0)						
Terminal	Asignación	Terminal	Asignación	Explicaciones	BaseUnit ¹	Etiquetas de identificación por color (terminales 1 a 16)
1	DI ₀	2	DI ₁	<ul style="list-style-type: none"> DI_n: Señal de entrada, canal n VS_n: Alimentación de sensor interna, canal n 	A0	 <p>CC01 6ES7193-6CP01-2MA0</p>
3	DI ₂	4	DI ₃			
5	DI ₄	6	DI ₅			
7	DI ₆	8	DI ₇			
9	VS ₀	10	VS ₁			
11	VS ₂	12	VS ₃			
13	VS ₄	14	VS ₅			
15	VS ₆	16	VS ₇			
L+	24 V DC	M	M			

Figura D.2.24: Asignación conexiones de F-DI.

Model	Number of Beams	Protective Height [mm]	Response Time[ms]			Current Consumption [mA]		Weight [kg] *3	
			ON→OFF *1	OFF (Synchronized) →ON *2	OFF (Not synchronized) →ON *2	Emitter	Receiver		
F3SG-4RA0160-14	F3SG-2RA0160-14	15	160	8	40	140	40	75	1.8
F3SG-4RA0240-14	F3SG-2RA0240-14	23	240	8	40	140	45	75	2.0
F3SG-4RA0320-14	F3SG-2RA0320-14	31	320	8	40	140	55	75	2.2
F3SG-4RA0400-14	F3SG-2RA0400-14	39	400	8	40	140	60	80	2.7
F3SG-4RA0480-14	F3SG-2RA0480-14	47	480	13	65	165	50	80	2.9
F3SG-4RA0560-14	F3SG-2RA0560-14	55	560	13	65	165	55	80	3.1
F3SG-4RA0640-14	F3SG-2RA0640-14	63	640	13	65	165	60	85	3.3

Figura D.2.25: Modelos barrera Omron, familia F3SJ-E.



N.º de conector	Color del conductor	N.º de conector	Color del conductor
1	Negro	6	Verde/Blanco
2	Negro/Blanco	7	Amarillo
3	Rojo	8	Amarillo/Blanco
4	Rojo/Blanco	9	Marrón
5	Verde	10	Marrón/Blanco

Figura D.2.26: Conexiones pines de cerradura Omron D41G.

Input current	
Current consumption (rated value)	0.5 A
Starting current inrush I ^t	0.5 A ² ·s
Power	
Active power input, typ.	12 W

Figura D.2.27: Consumo HMI.

Characteristics				
Sensor type		XUB1, XUB2, XUB4, XUB5, XUB9	XUB1, XUB2, XUB4, XUB5, XUB9	
Product certifications		UL, CSA, CE		
Connection	Connector	M12	–	
	Pre-cabled	–	Length: 2 m	
Sensing distance nominal S _n / maximum (excess gain = 2) (excess gain = 1)	m	0.1 / 0.15 diffuse		
	m	0.6 / 0.8 diffuse with adjustable sensitivity		
	m	2 / 3 polarised reflex		
	m	4 / 5.5 reflex		
	m	15 / 20 thru-beam		
Type of transmission		Infrared, except polarised reflex (red)		
Degree of protection	Conforming to IEC 60529	IP 65, IP 67, double insulation		
	Conforming to DIN 40050	IP 69K for connector versions		
Storage temperature	°C	-40...+70		
Operating temperature	°C	-25...+55		
Materials	Case	Nickel plated brass		
	Lens	PMMA		
	Cable	–	PvR	
Vibration resistance	Conforming to IEC 60068-2-6	7 gn, amplitude ± 1.5 mm (f = 10 to 55 Hz)		
Shock resistance	Conforming to IEC 60068-2-27	30 gn, duration 11 ms		
Indicator lights	Output state	Yellow LED (except for XUB2*****T)		
	Supply on	Green LED (only for XUB2*****T)		
Rated supply voltage	V	12...24 with protection against reverse polarity		
Voltage limits (including ripple)	V	10...36		
Current consumption, no-load	mA	35		
Switching capacity	mA	≤ 100 with overload and short-circuit protection		
Voltage drop, closed state	V	1.5		
Maximum switching frequency	Hz	500		
Delays	First-up	ms	< 15	
	Response	ms	< 1	
	Recovery	ms	< 1	

Figura D.2.28: Datos técnicos fotocélula.

Número de catálogo y tamaño de bastidor	Potencia nominal (1)	Suministro del bloque de potencia				Variador (salida)			
		Máx. Corriente de entrada		Potencia aparente	Máx. Corriente de irrupción (2)	Corriente nominal (1)	Máx. Corriente transitoria (1) (3)		
		A 200 V CA	A 240 V CA					A	A
	kW	HP	A	A	kVA	A	A	A	
ATV320U02M2B	1B								
ATV320U02M2C	1C	0,18	0,25	3,4	2,8	0,7	9,6	1,5	2,3
ATV320U02M2W(S)	1W								

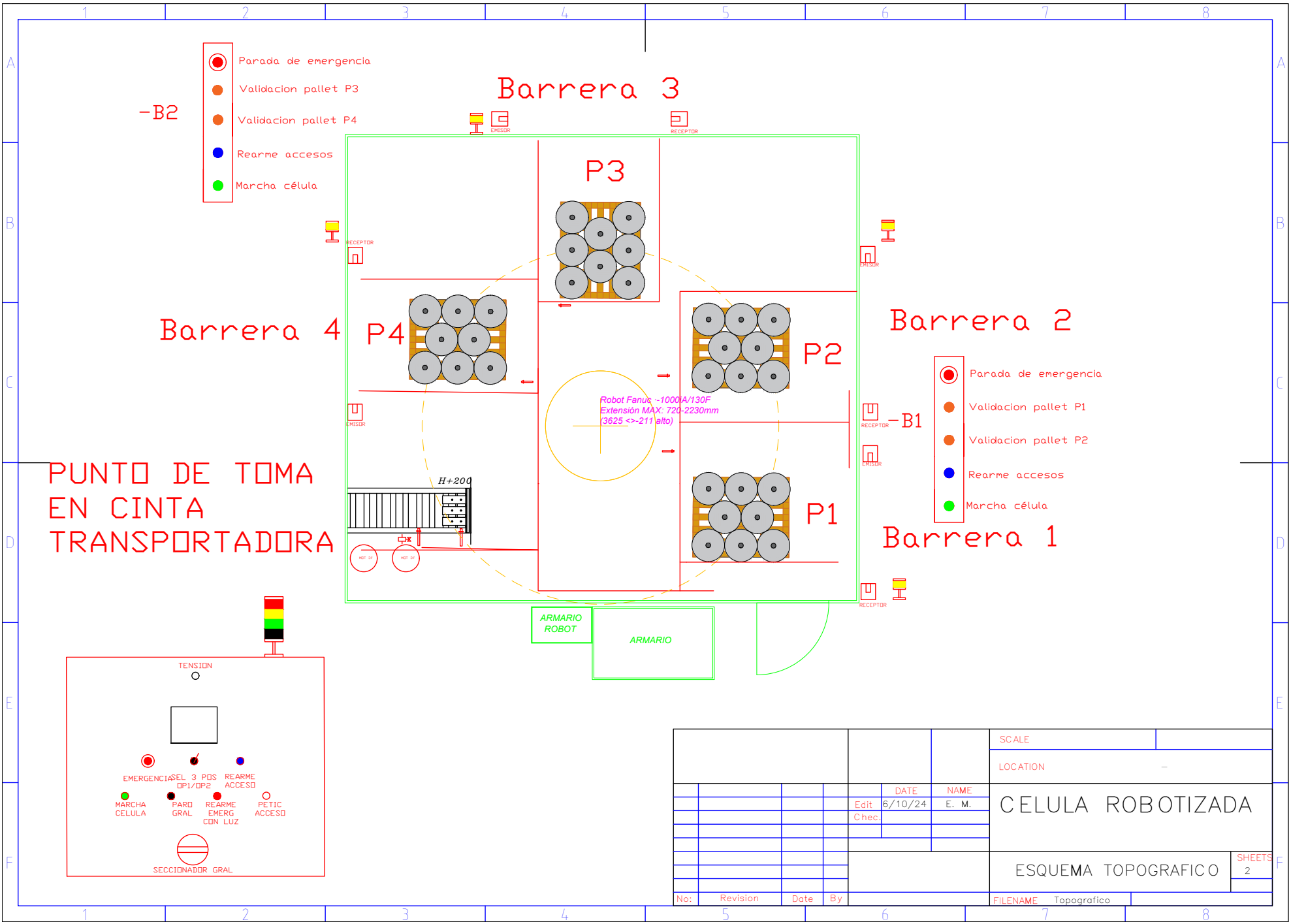
Figura D.2.29: Consumo corriente variador.

		100% rated frequency inductance: $\pm 11\%$
Input power source capacity	M-900iA/400L, M-900iA/600	18KVA
	M-900iA/200P, M-2000iA	30KVA
	R-2000iB/200T,220U,M-410iB, M-900iA/260L,M-900iA/350 M-900iA/150P	15KVA
	R-2000iB (except /200T,220U), R-1000iA M-420iA /M-421iA, M-710iC, M-3iA	12KVA
	F-200iB	5KVA
	M-16iB, M-20iA	3KVA
	ARC Mate 120iB, ARC Mate 120iC	
	M-6iB, ARC Mate 100iB	2.5KVA
	M-430iA/2F, M-430iA/2FH, M-430iA/2PH,M-430iA/4FH	3.5KVA
	M-430iA/2P	3.5KVA
Average power consumption	ARC Mate 100iC, M-10iA	2.0KVA
	M-900iA/400L, M-900iA/600 M-900iA/150P	5KW
	M-900iA/200P	10KW
	M-2000iA	8KW
	R-2000iB/200T,220U,M-410iB, M-900iA/260L,M-900iA/350	3KW
	R-2000iB (except /200T,220U), R-1000iA M-420iA /M-421iA, M-710iC, M-3iA	2.5KW
	M-6iB, M-16iB, M-20iA	1.0KW
	ARC Mate100iB, ARC Mate120iB ARC Mate120iC, F-200iB	
	M-430iA/2F, M-430iA/2FH, M-430iA/2PH,M-430iA/4FH	1.0KW
	M-430iA/2P	1.0KW
ARC Mate 100iC, M-10iA	1.0KW	

Figura D.2.30: Consumos de armario según modelo de robot.

Bibliografía

- [1] Richard Gordon Budynas, J Keith Nisbett, et al.
Shigley's mechanical engineering design, volume 8.
McGraw-Hill New York, 2008.
- [2] American Welding Society.
Structural Welding Code—Steel.
AWS D1.1/D1.1M. American Welding Society, Miami, FL, USA, 2020 edition, 2020.
- [3] Warren Clarence Young, Richard Gordon Budynas, Ali M Sadegh, et al.
Roark's formulas for stress and strain, volume 7.
McGraw-Hill New York, 2002.
- [4] Walter D Pilkey, Deborah F Pilkey, and Zhuming Bi.
Peterson's stress concentration factors.
John Wiley & Sons, 2020.
- [5] Juan Carlos Martín and M^a Pilar García.
Automatismos industriales.
Editex, 2016.
- [6] M Chapetti.
Mecánica de materiales.
Ediciones Al Margen, 2005.
- [7] Catedra Ingeniería Económica.
Inversión.
-, 2020.
- [8] Antonio Barrientos.
Fundamentos de robótica.
Editorial Paraninfo, Madrid, España, 2001.
- [9] Anthony Bracq Yann Cogget.
Lateral ring compression test applied to a small caliber steel jacket: identification of a constitutive model.
Defence Technology, 2024.
- [10] Roberto Fernández.
Introducción a la neumática.
-, 2009.
- [11] International Electrotechnical Commission (IEC).
IEC 60204-1:2016, Safety of machinery - Electrical equipment of machines - Part 1: General requirements.
Geneva, Switzerland, 2016.



-B2

- Parada de emergencia
- Validacion pallet P3
- Validacion pallet P4
- Rearme accesos
- Marcha célula

Barrera 3

P3

Barrera 4

P4

Barrera 2

P2

PUNTO DE TOMA EN CINTA TRANSPORTADORA

H+200

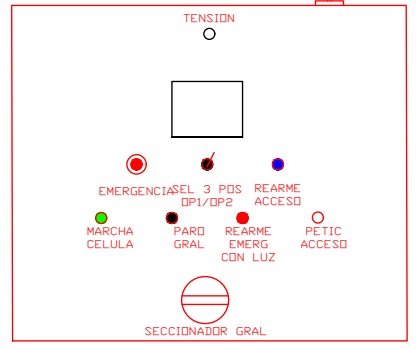
Robot Fanuc ~1000A/130F
Extensión MAX: 720-2230mm
(3625 <-> 211 alto)

Barrera 1

- Parada de emergencia
- Validacion pallet P1
- Validacion pallet P2
- Rearme accesos
- Marcha célula

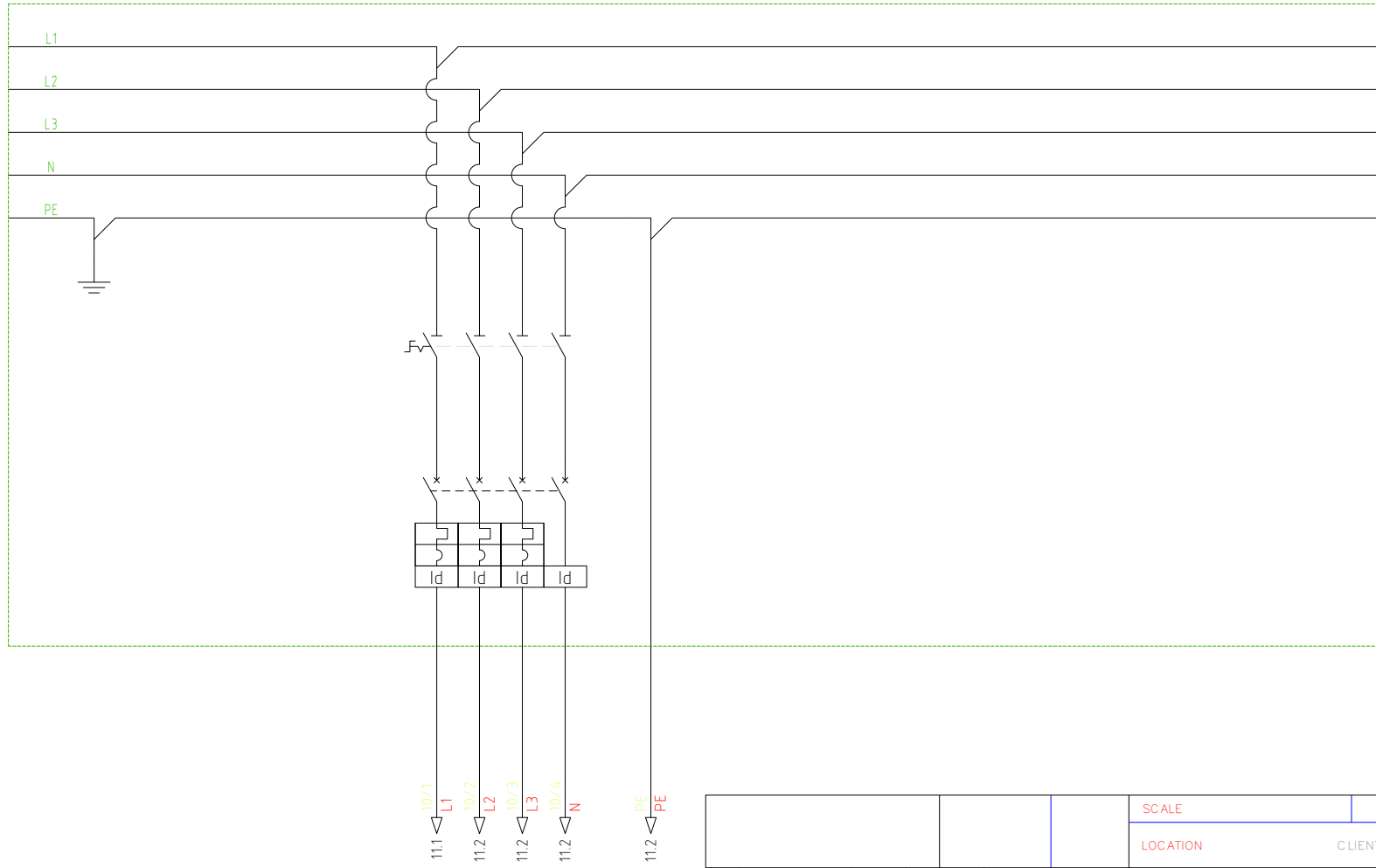
ARMARIO ROBOT

ARMARIO

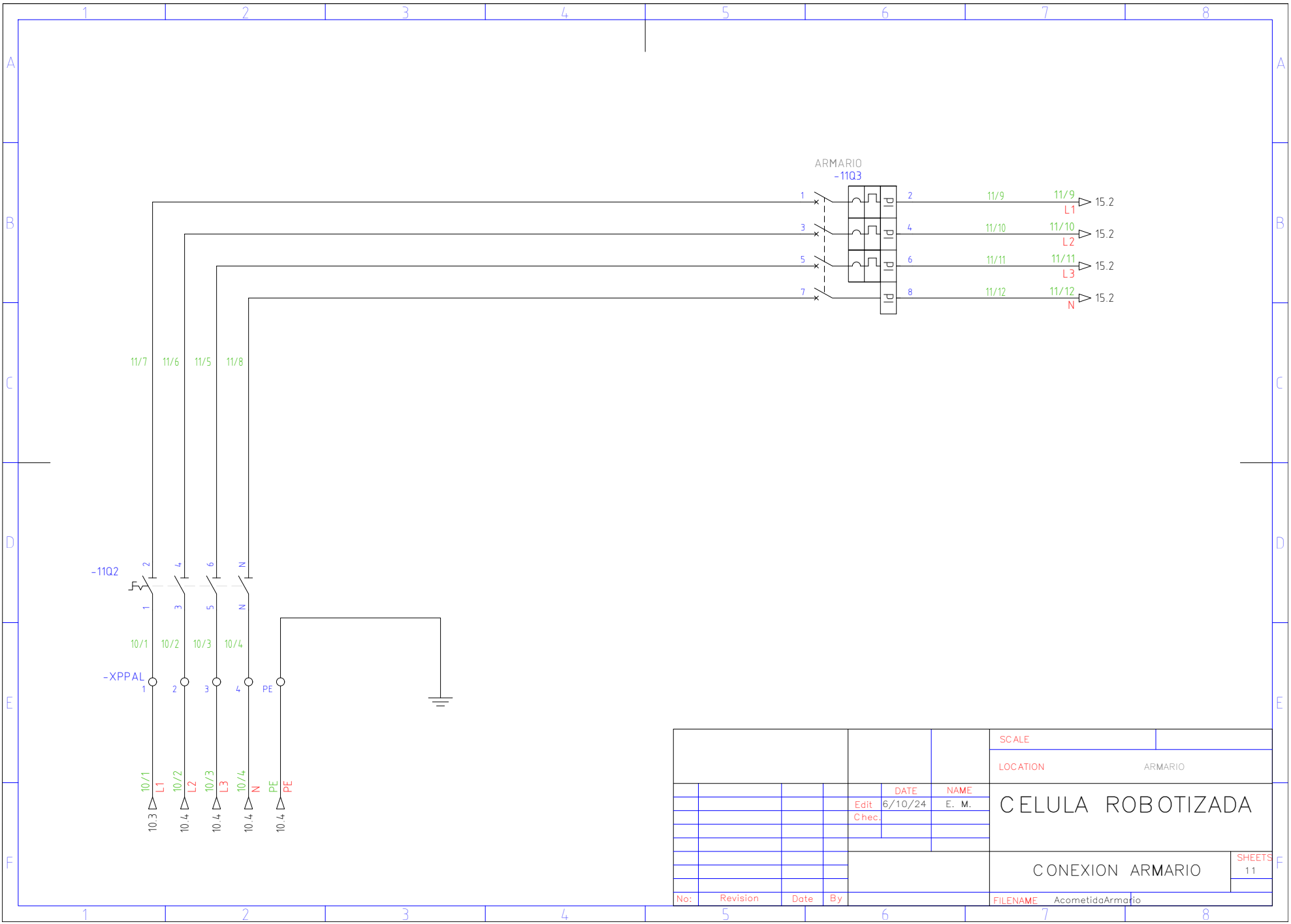


				SCALE	
				LOCATION	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				ESQUEMA TOPOGRAFICO	
				SHEETS 2	
No:	Revision	Date	By	FILENAME Topografico	

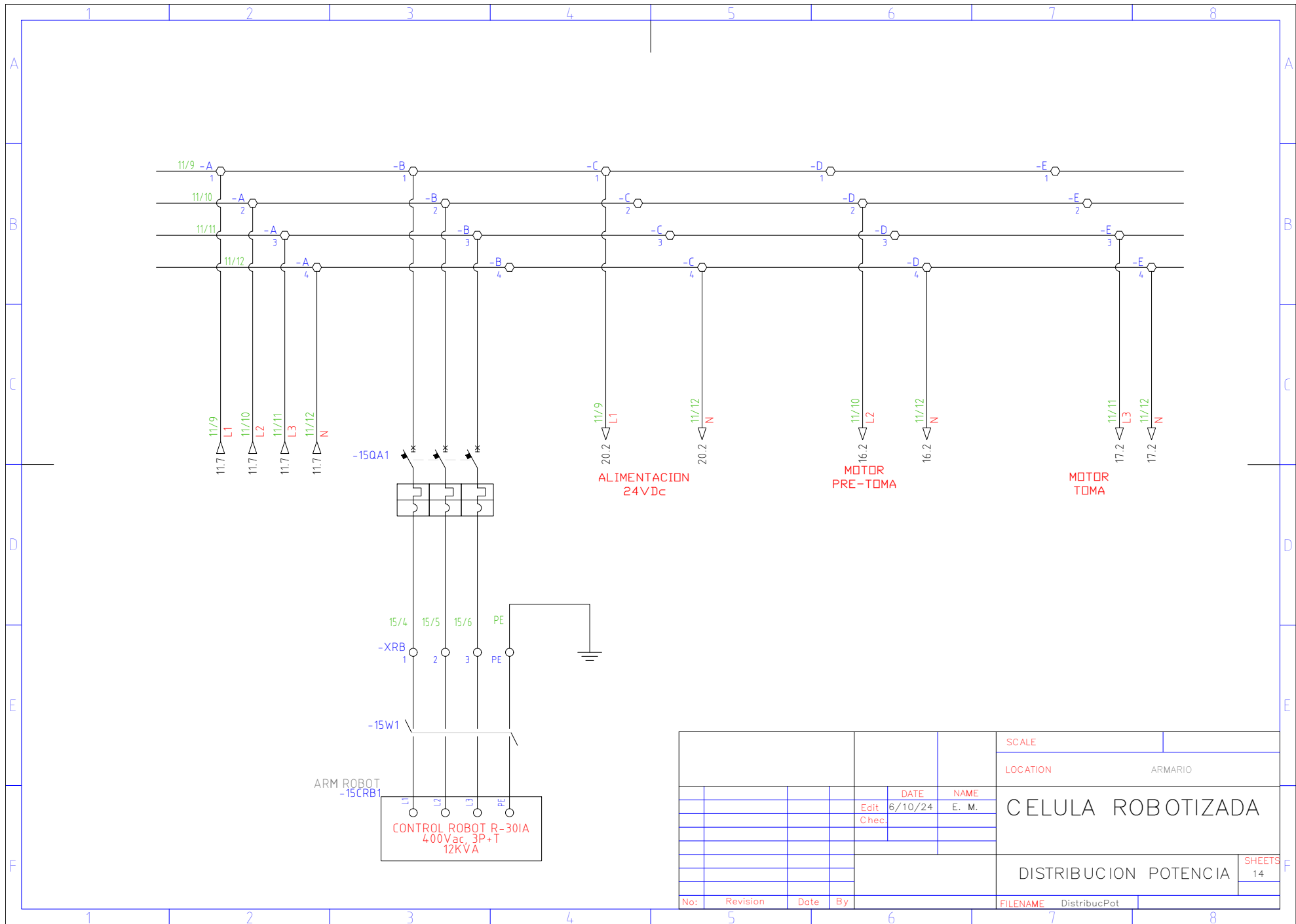
INSTAL CLIENTE



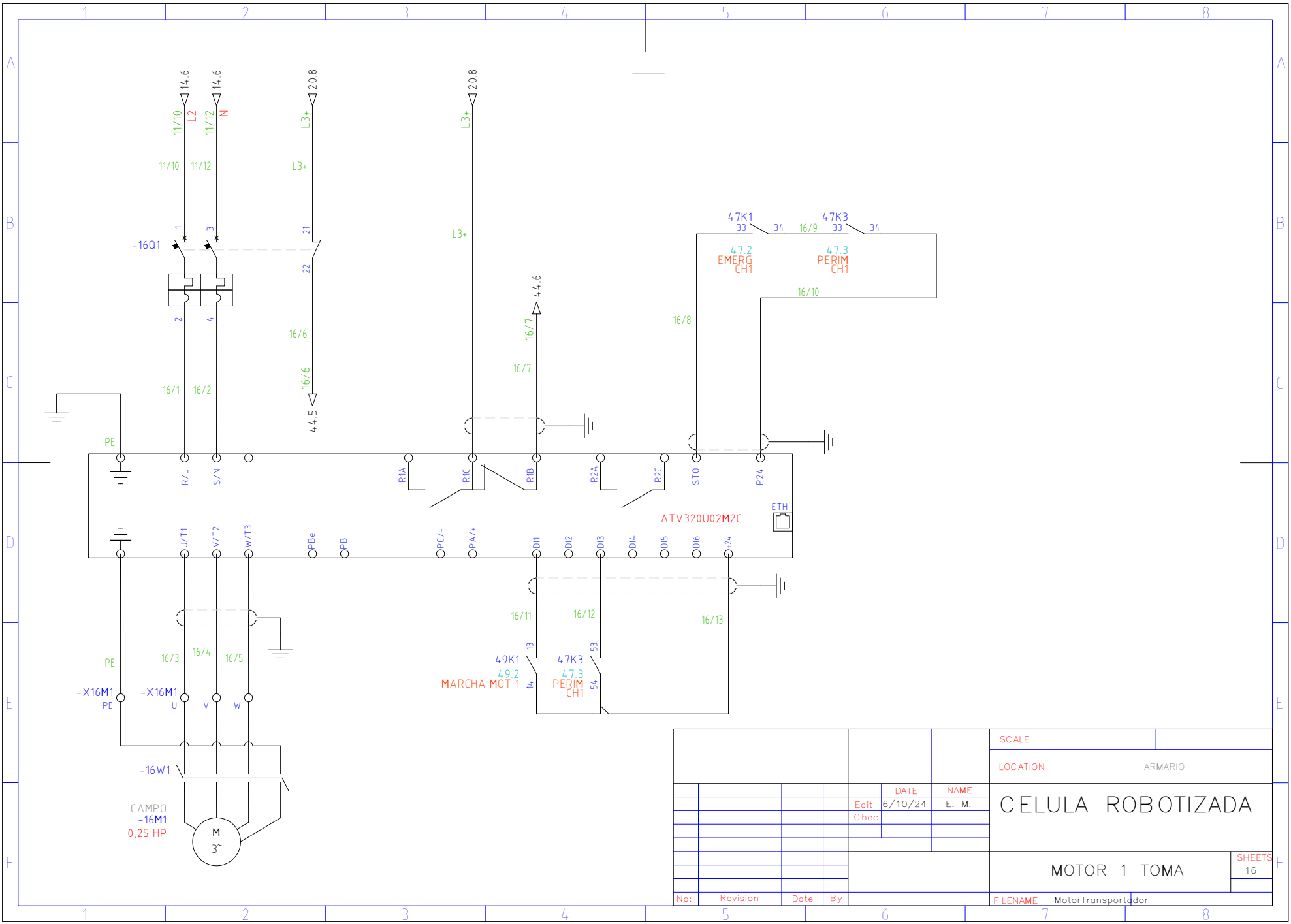
				SCALE	
				LOCATION CLIENTE	
				DATE	NAME
				Edit	6/10/24 E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				ACOMETIDA CLIENTE	
				SHEETS 10	
No:	Revision	Date	By	FILENAME Acometida	



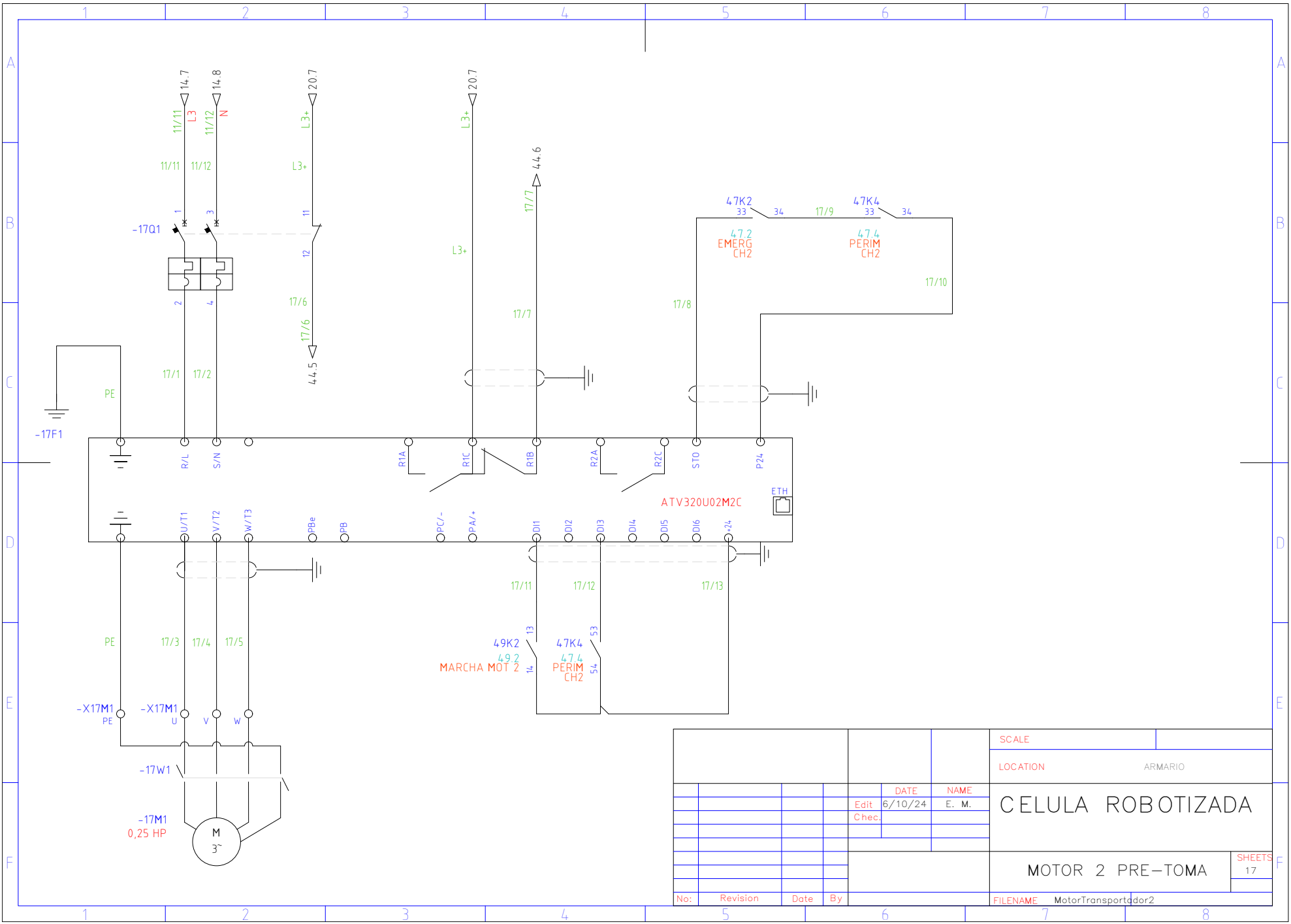
				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELLA ROBOTIZADA	
				CONEXION ARMARIO	
				SHEETS 11	
No:	Revision	Date	By	FILENAME AcometidaArmar	



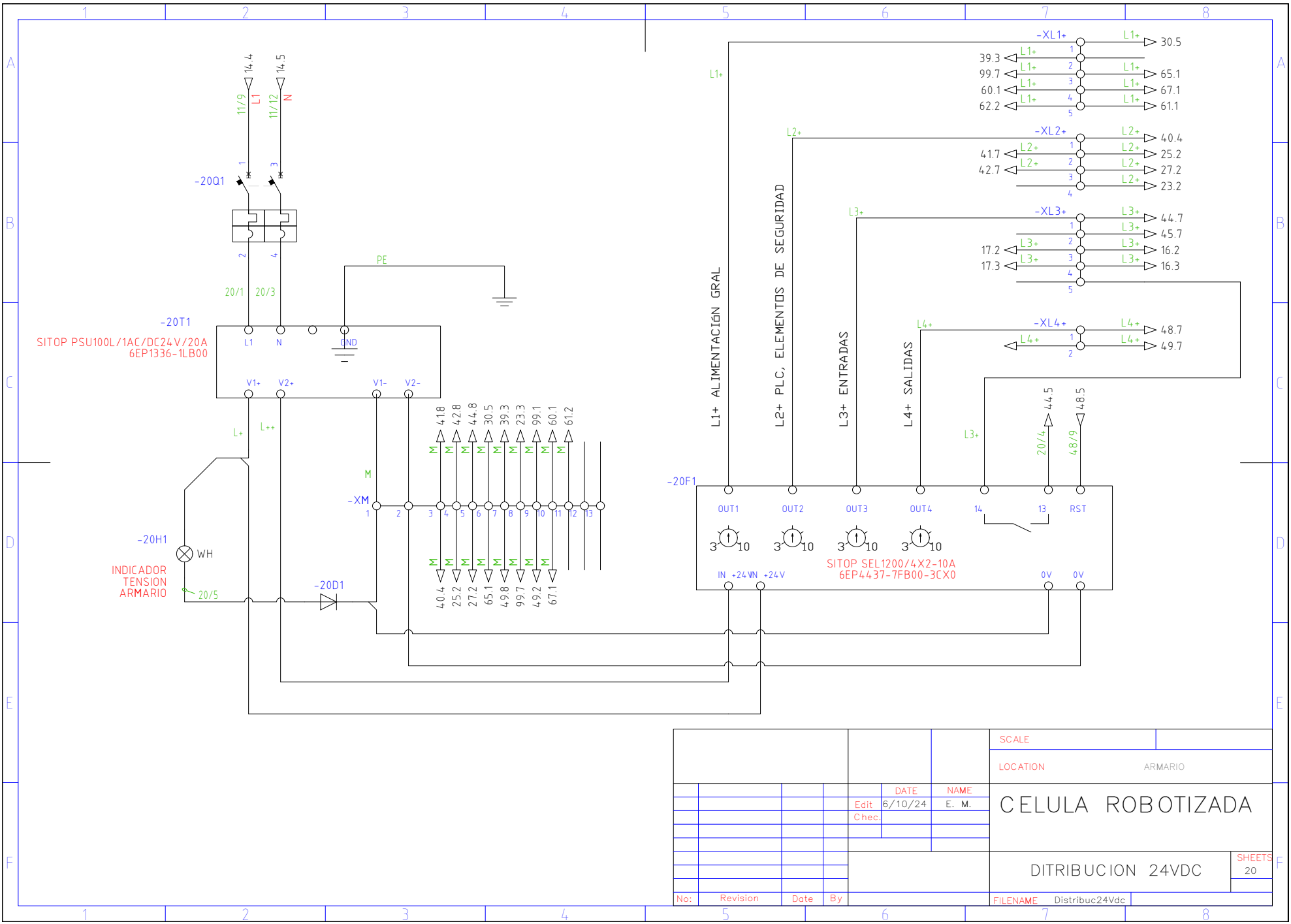
				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELLULAR ROBOTIZADA	
				DISTRIBUCION POTENCIA	
				SHEETS 14	
No:	Revision	Date	By	FILENAME DistribucPot	



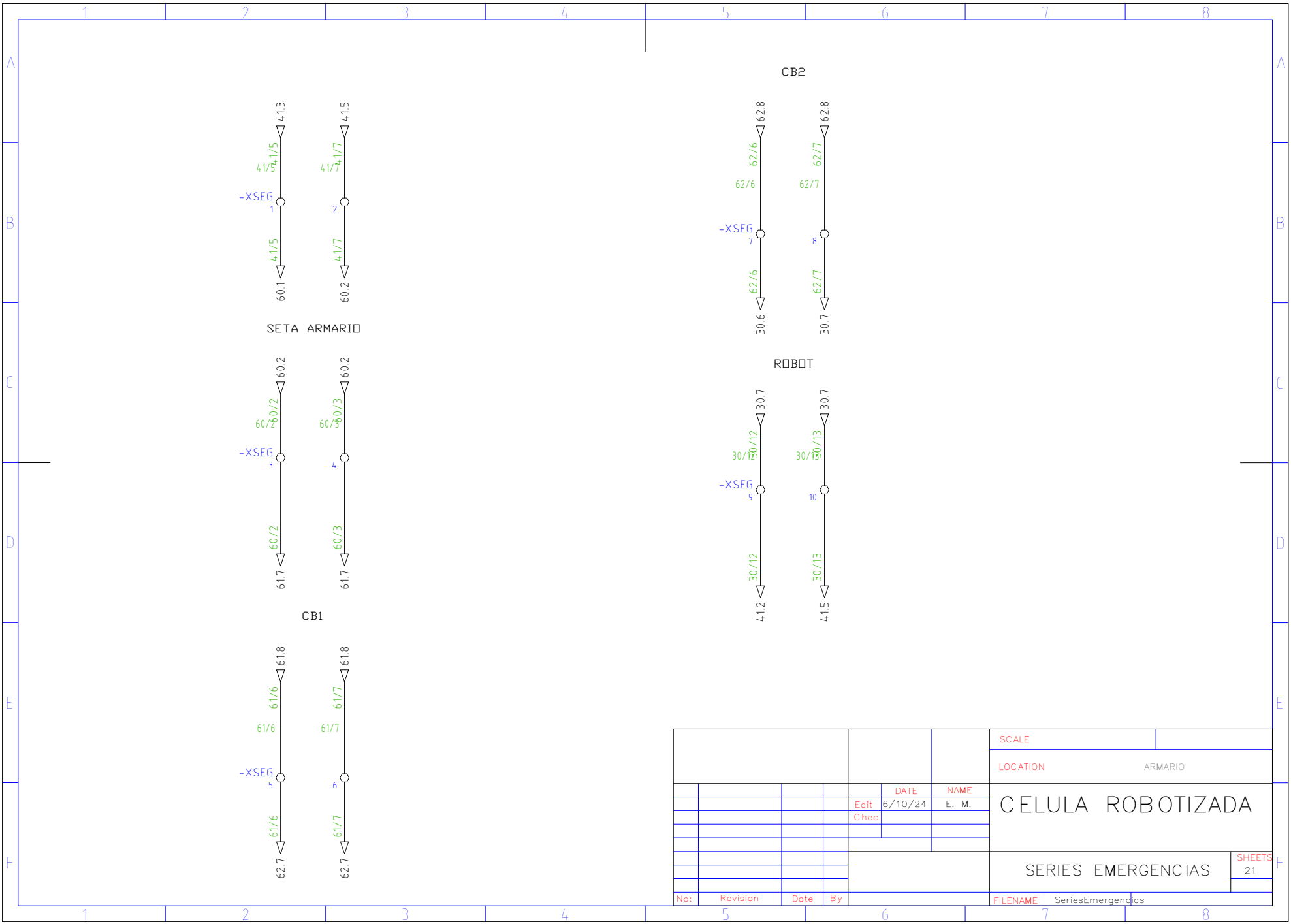
				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				MOTOR 1 TOMA	
				SHEETS 16	
No:	Revision	Date	By	FILENAME MotorTransportdor	



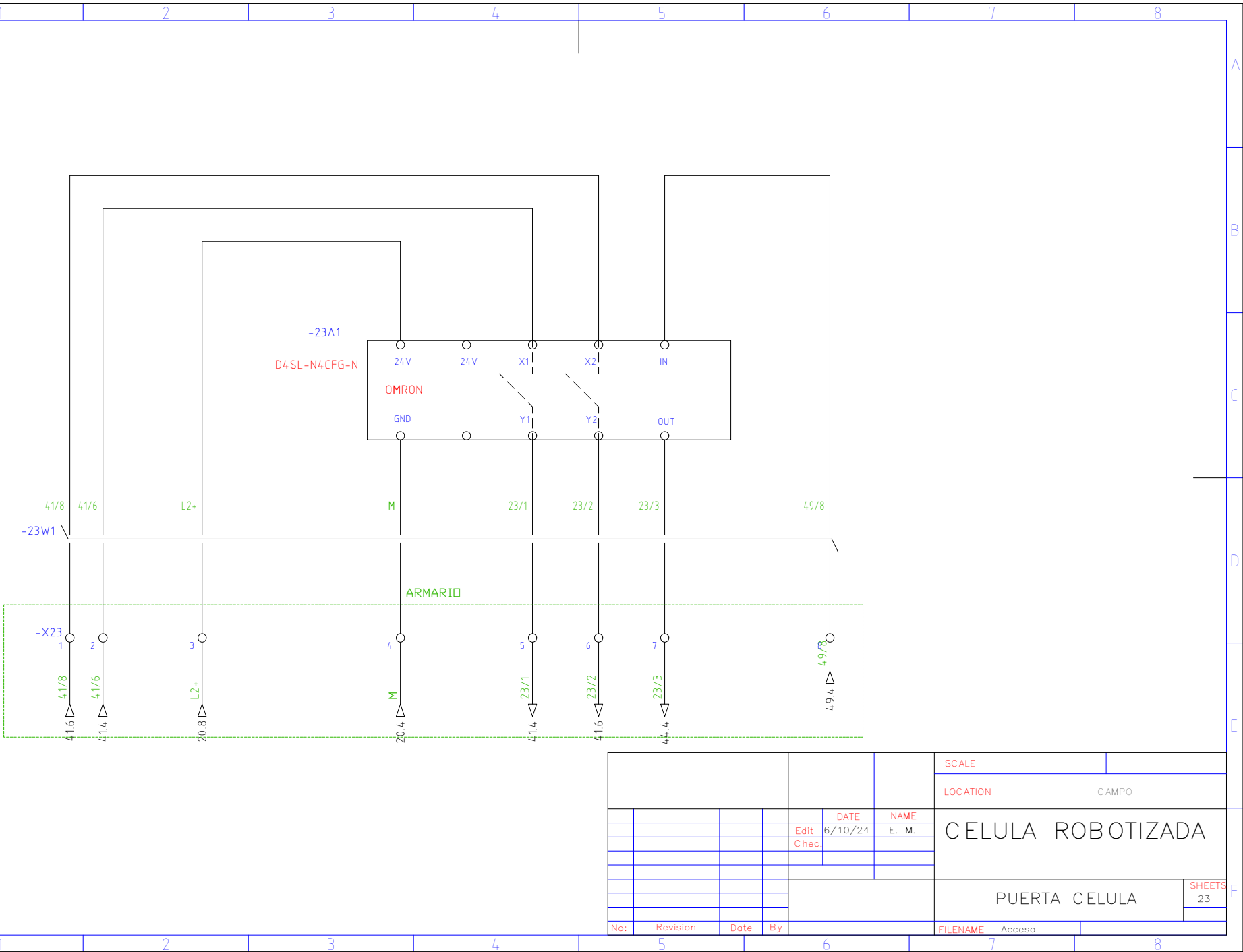
				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				MOTOR 2 PRE-TOMA	
				SHEETS 17	
No:	Revision	Date	By	FILENAME MotorTransportdor2	



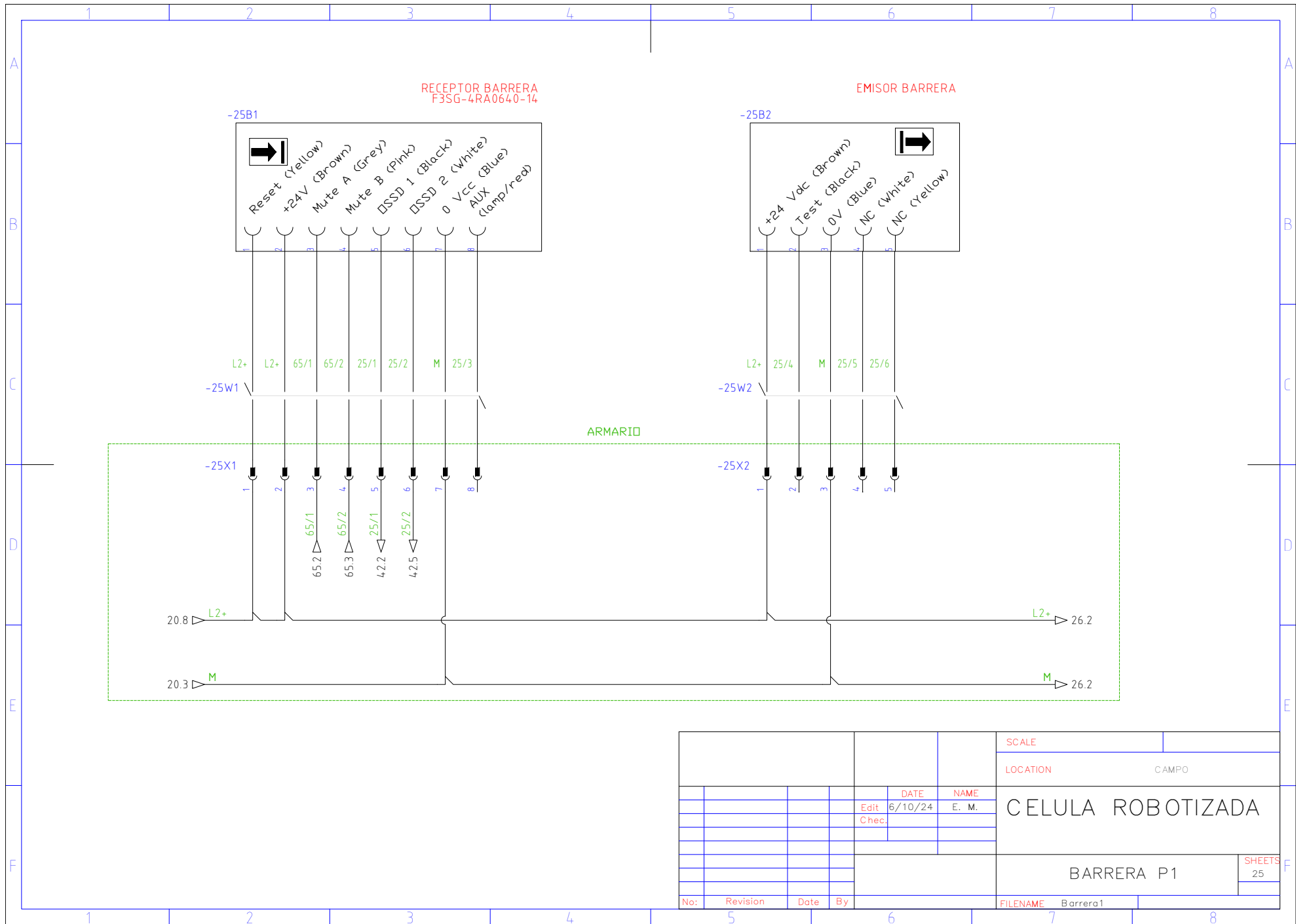
				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				DITRIBUCION 24VDC	
				SHEETS 20	
No:	Revision	Date	By	FILENAME Distribuc24Vdc	



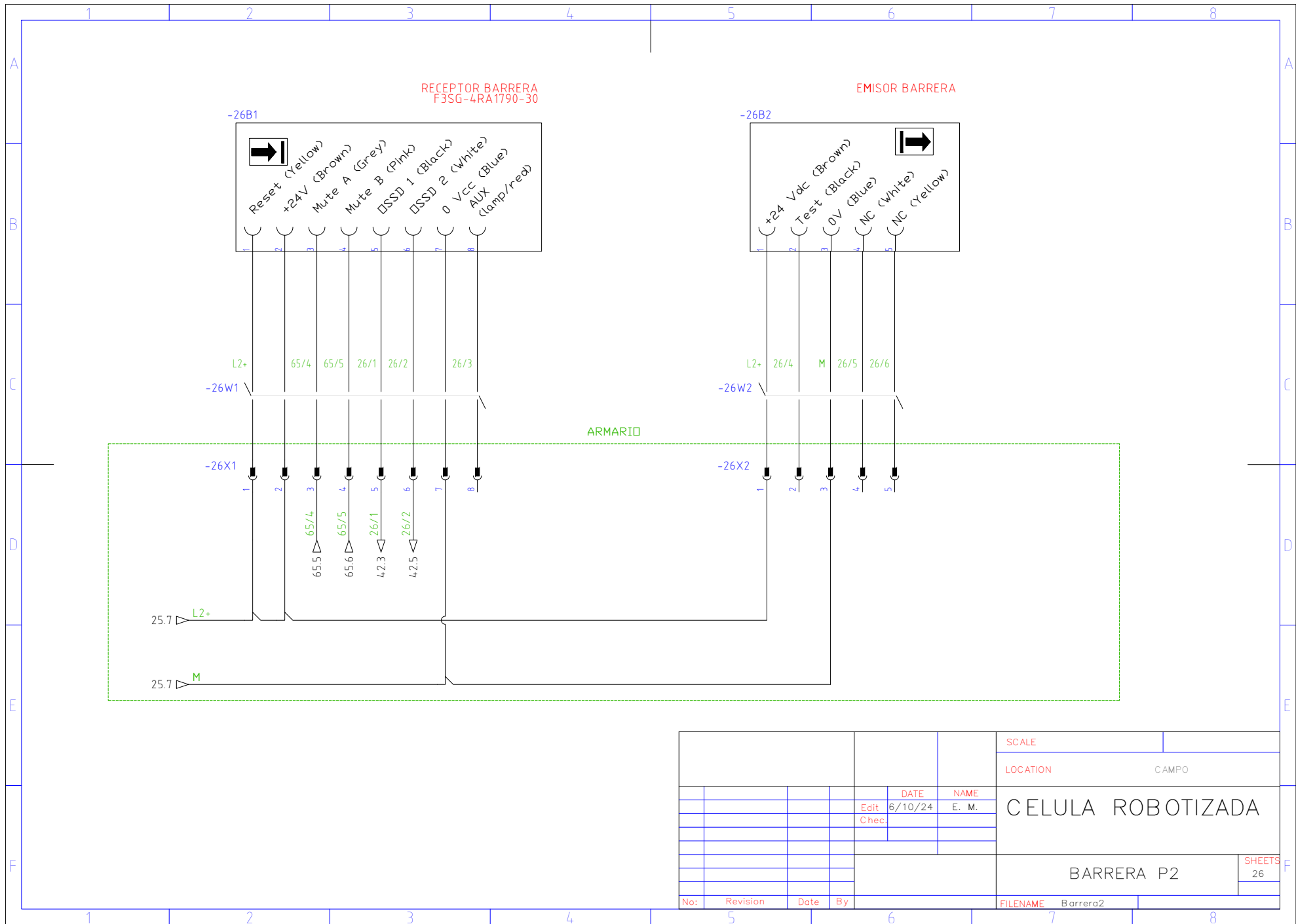
				SCALE		
				LOCATION ARMARIO		
				DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA
				Edit	6/10/24 E. M.	
				Chec.		
						SERIES EMERGENCIAS
No:	Revision	Date	By	FILENAME SeriesEmergencias		SHEETS 21

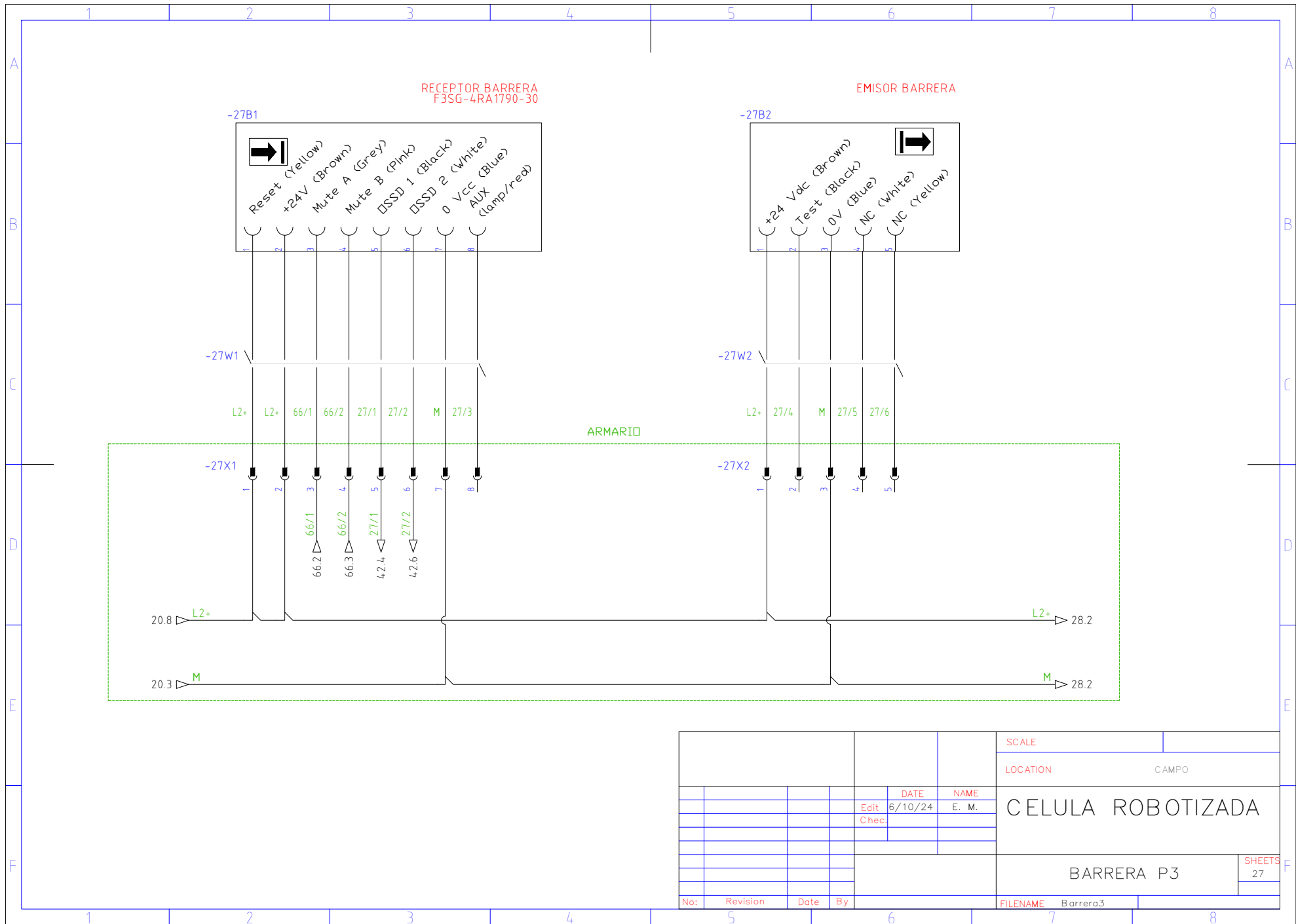


				SCALE	
				LOCATION CAMPO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				PUERTA CELULA	
				SHEETS 23	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	Acceso

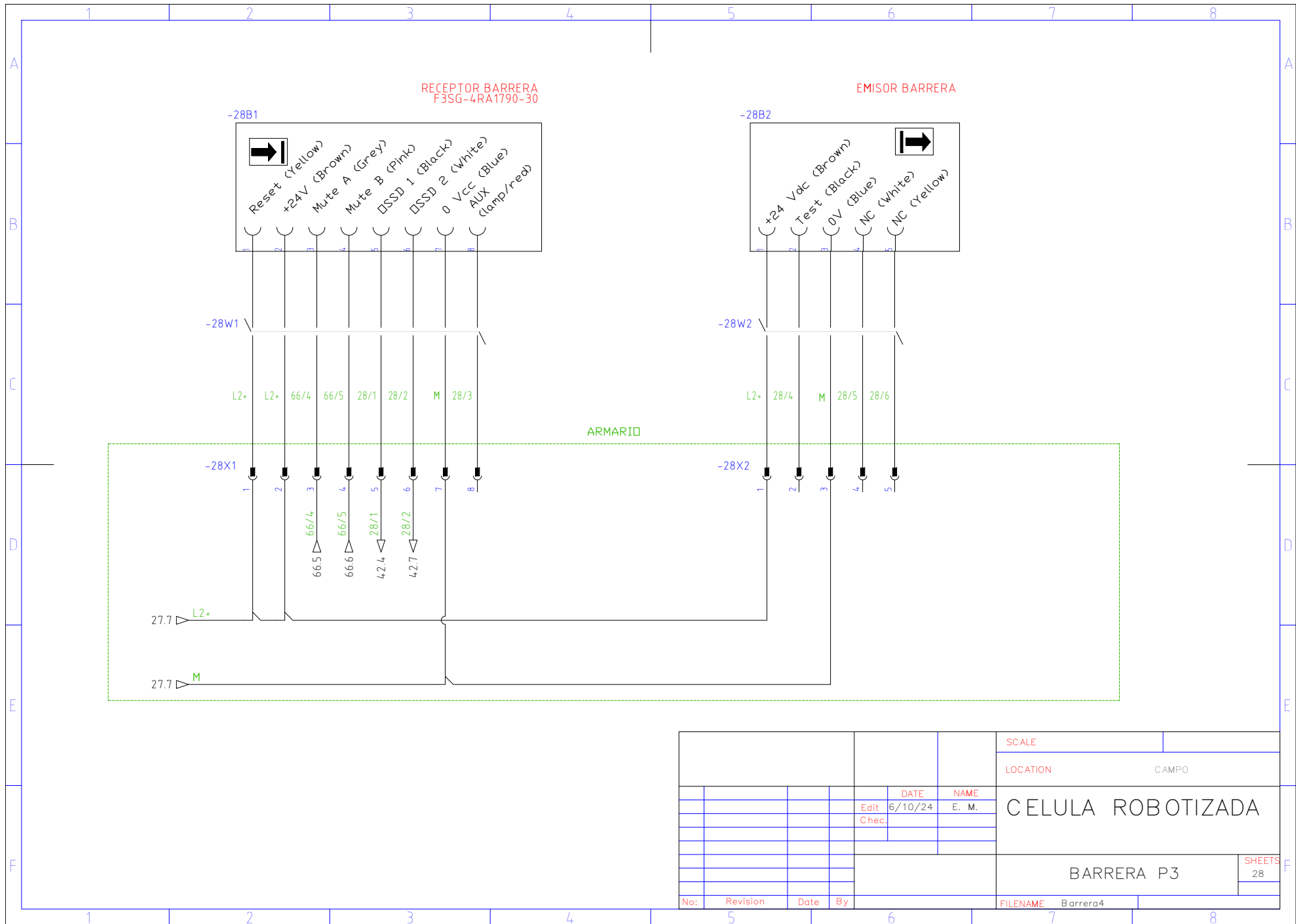


				SCALE	
				LOCATION CAMPO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				BARRERA P1	
				SHEETS 25	
No:	Revision	Date	By	FILENAME Barrera1	

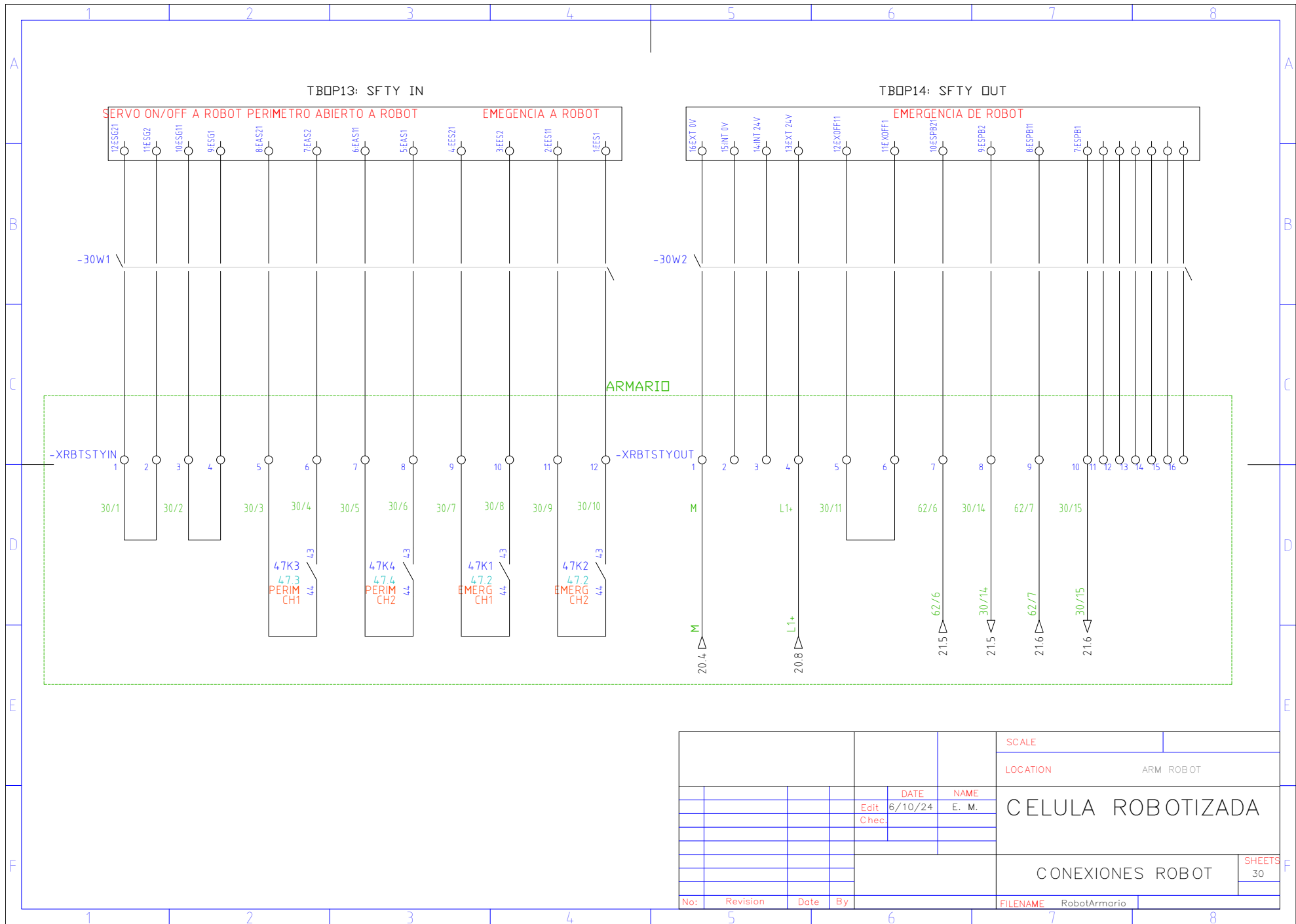




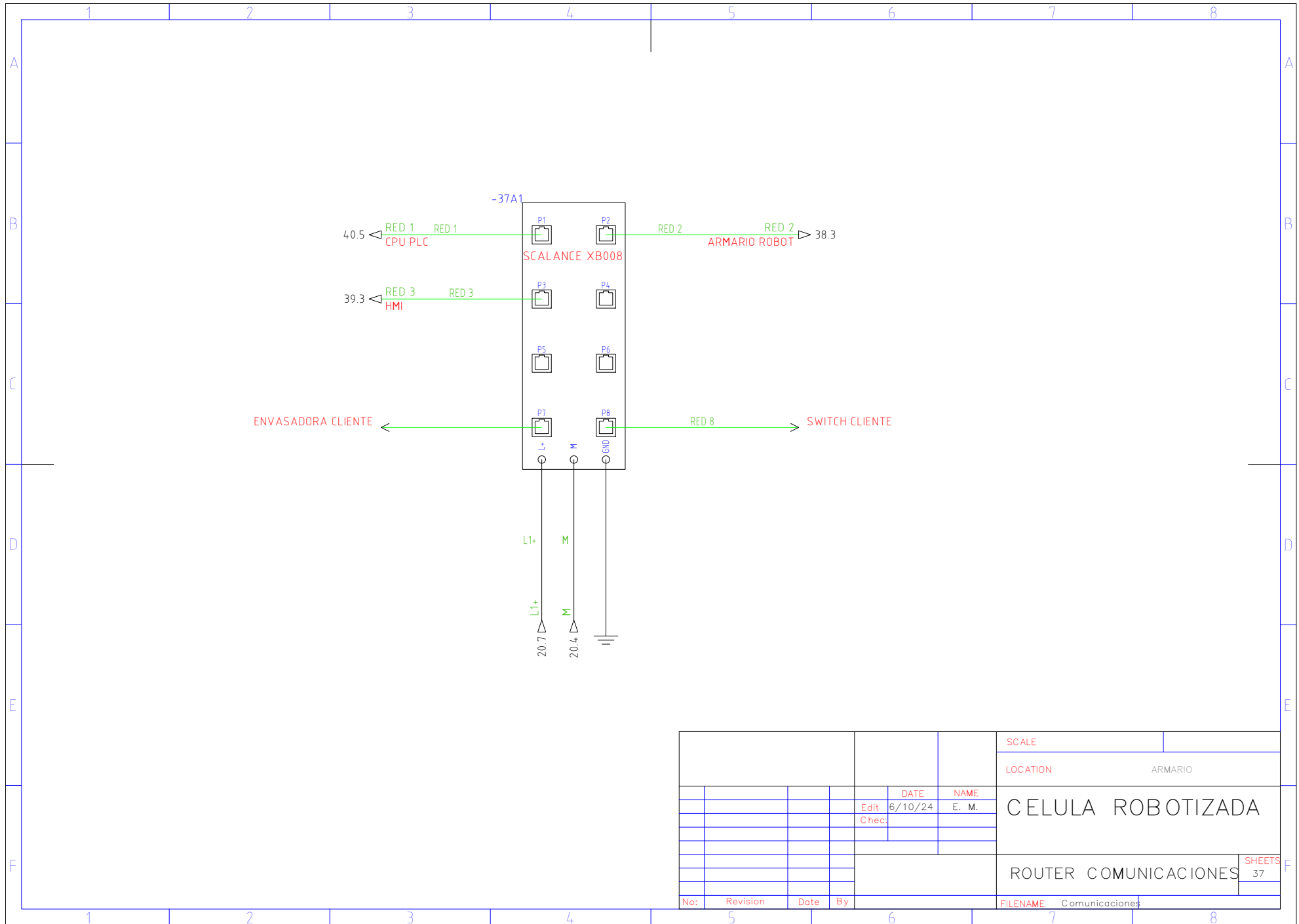
				SCALE	
				LOCATION CAMPO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				BARRERA P3	
				SHEETS 27	
No:	Revision	Date	By	FILENAME Barrera3	



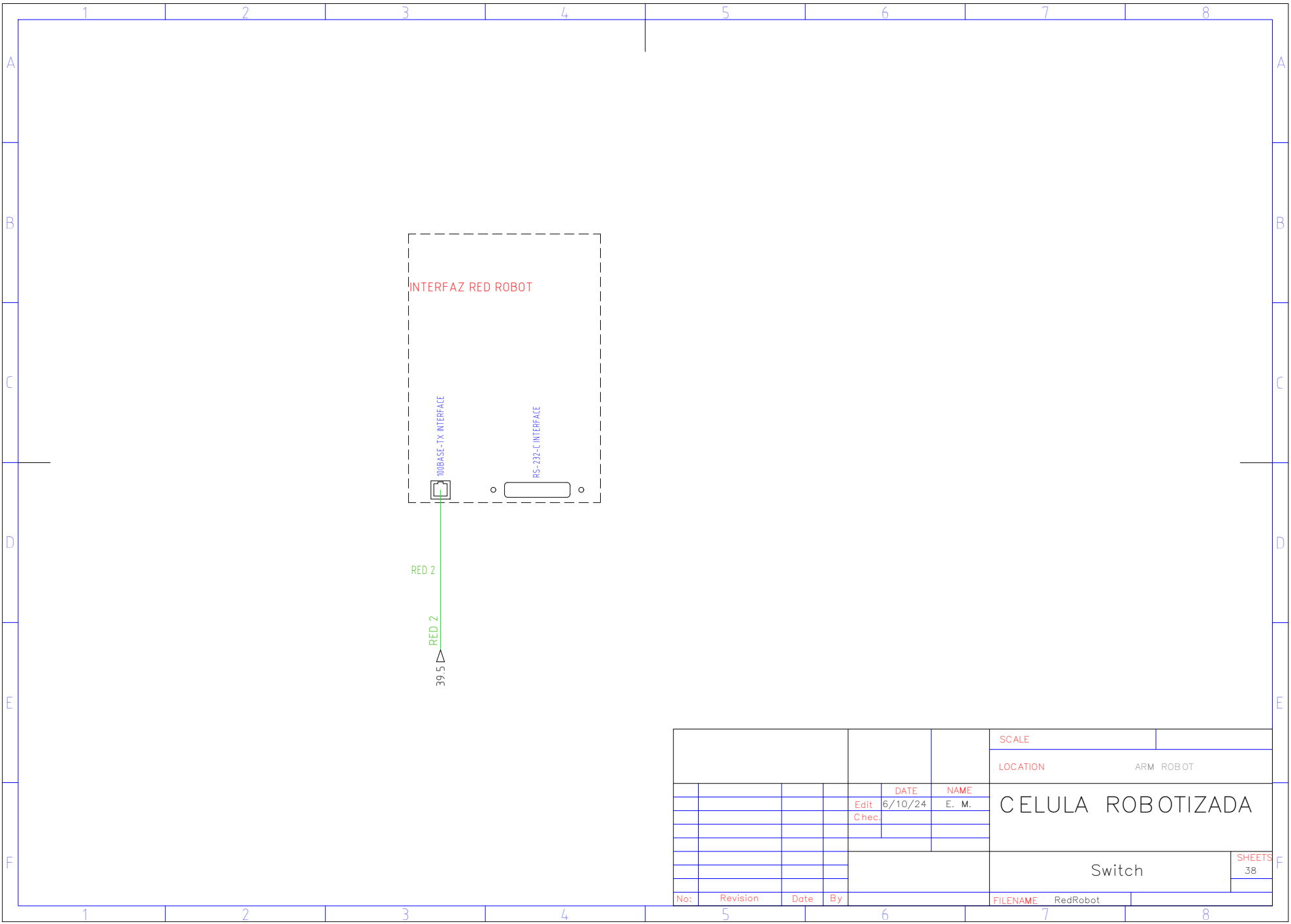
				SCALE	
				LOCATION CAMPO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				BARRERA P3	
				SHEETS 28	
No:	Revision	Date	By	FILENAME Barrera4	



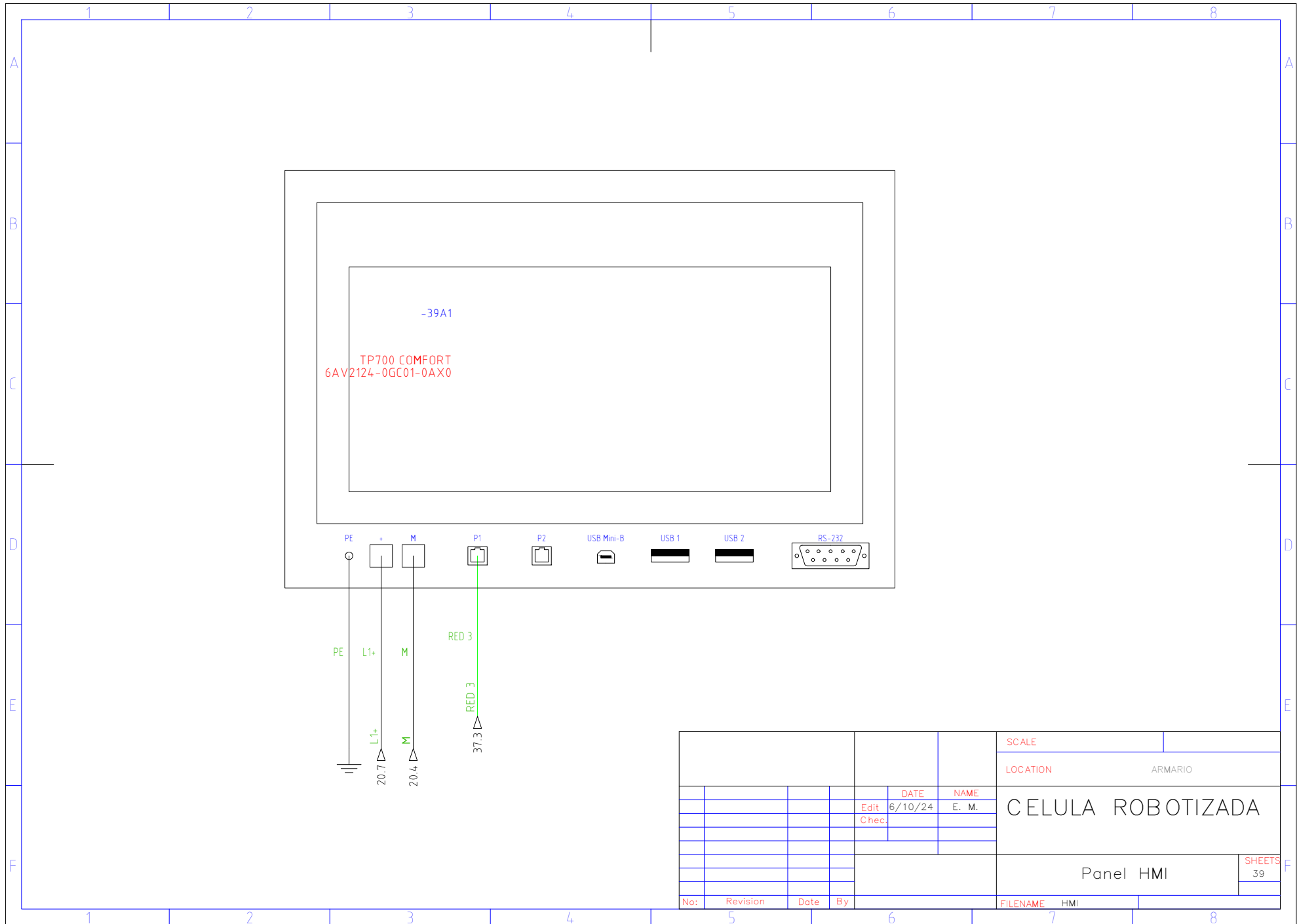
				SCALE	
				LOCATION ARM ROBOT	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				CONEXIONES ROBOT	
				SHEETS 30	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	RobotArmario



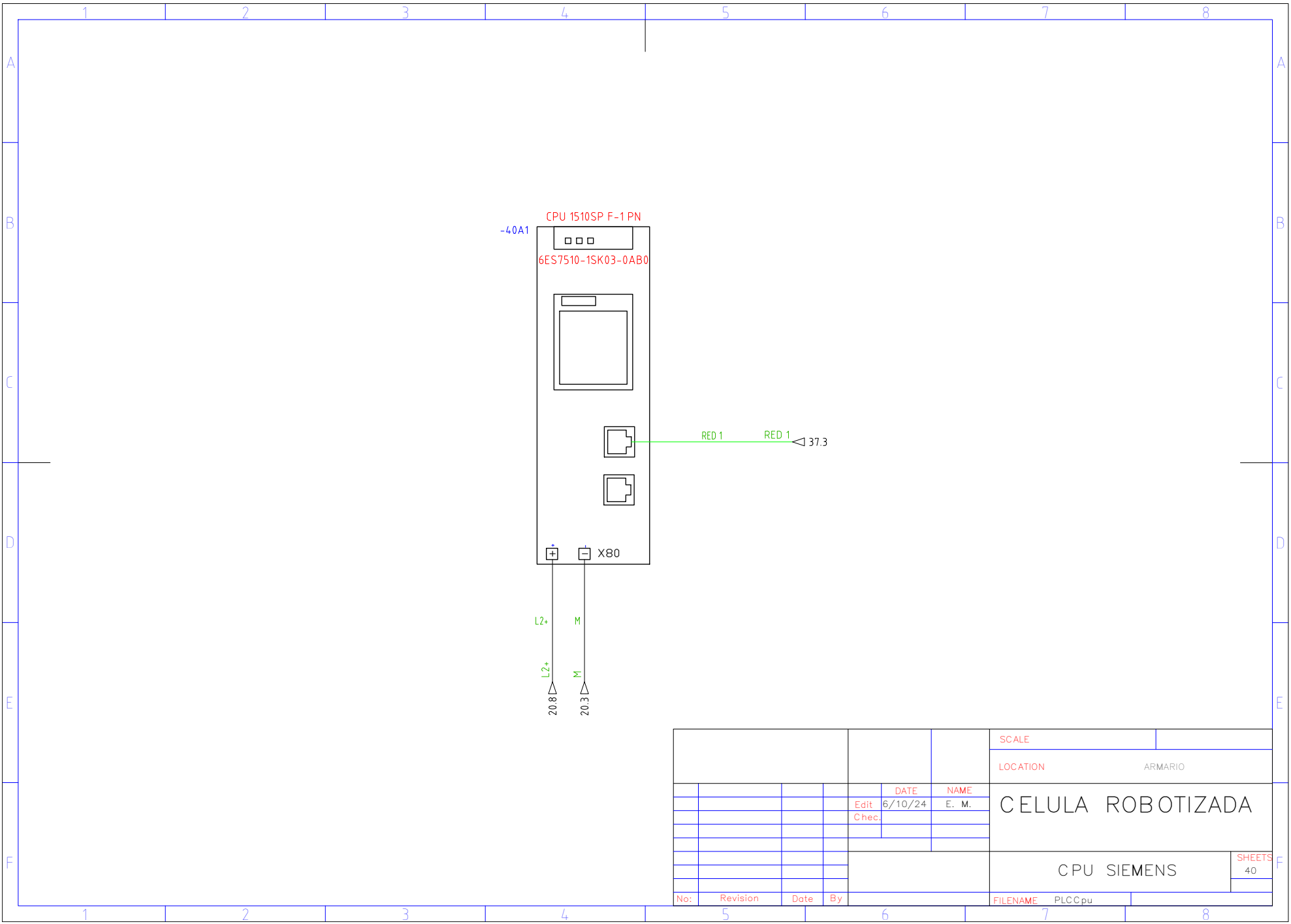
				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				ROUTER COMUNICACIONES	
				SHEETS 37	
No:	Revision	Date	By	FILENAME Comunicaciones	



				SCALE		
				LOCATION		ARM ROBOT
				DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA
				Edit 6/10/24	E. M.	
				Chec.		
						Switch
						SHEETS 38
No:	Revision	Date	By	FILENAME		RedRobot



				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				Panel HMI	
				SHEETS 39	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	HMI

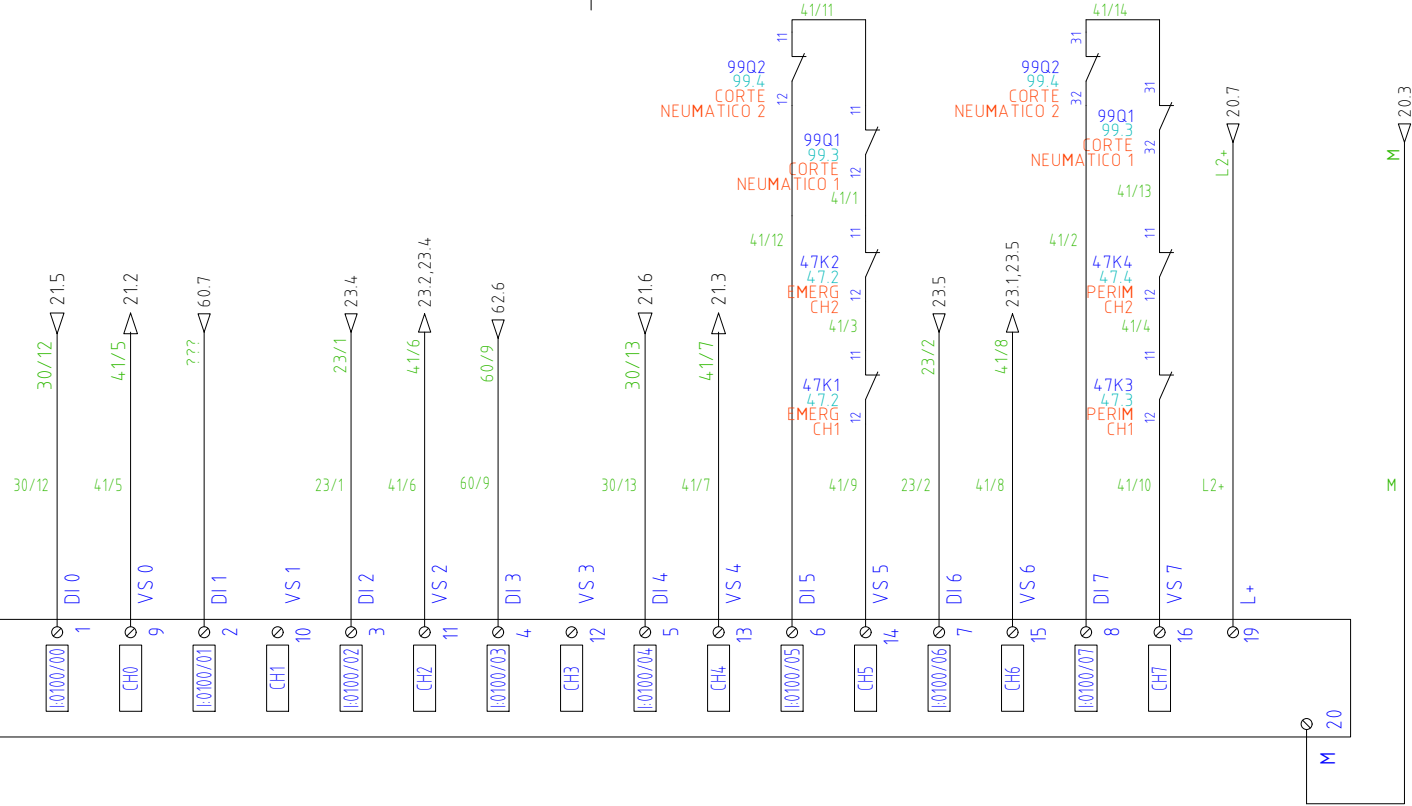


				SCALE				
				LOCATION		ARMARIO		
				DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA		
				Edit	6/10/24			E. M.
				Chec.				
						CPU SIEMENS		
						SHEETS 40		
No:	Revision	Date	By	FILENAME		PLCCpu		

-41A1

SIEMENS
6ES7136-6BA00-0CA0
RACK 1
SLOT 2

8 SAFETY INPUT CHANNELS



EMERGENCIA
CANAL 1

REARME
EMERGENCIA

PUERTA
CANAL 1

REARME PERIMETRO
SEGURIDAD

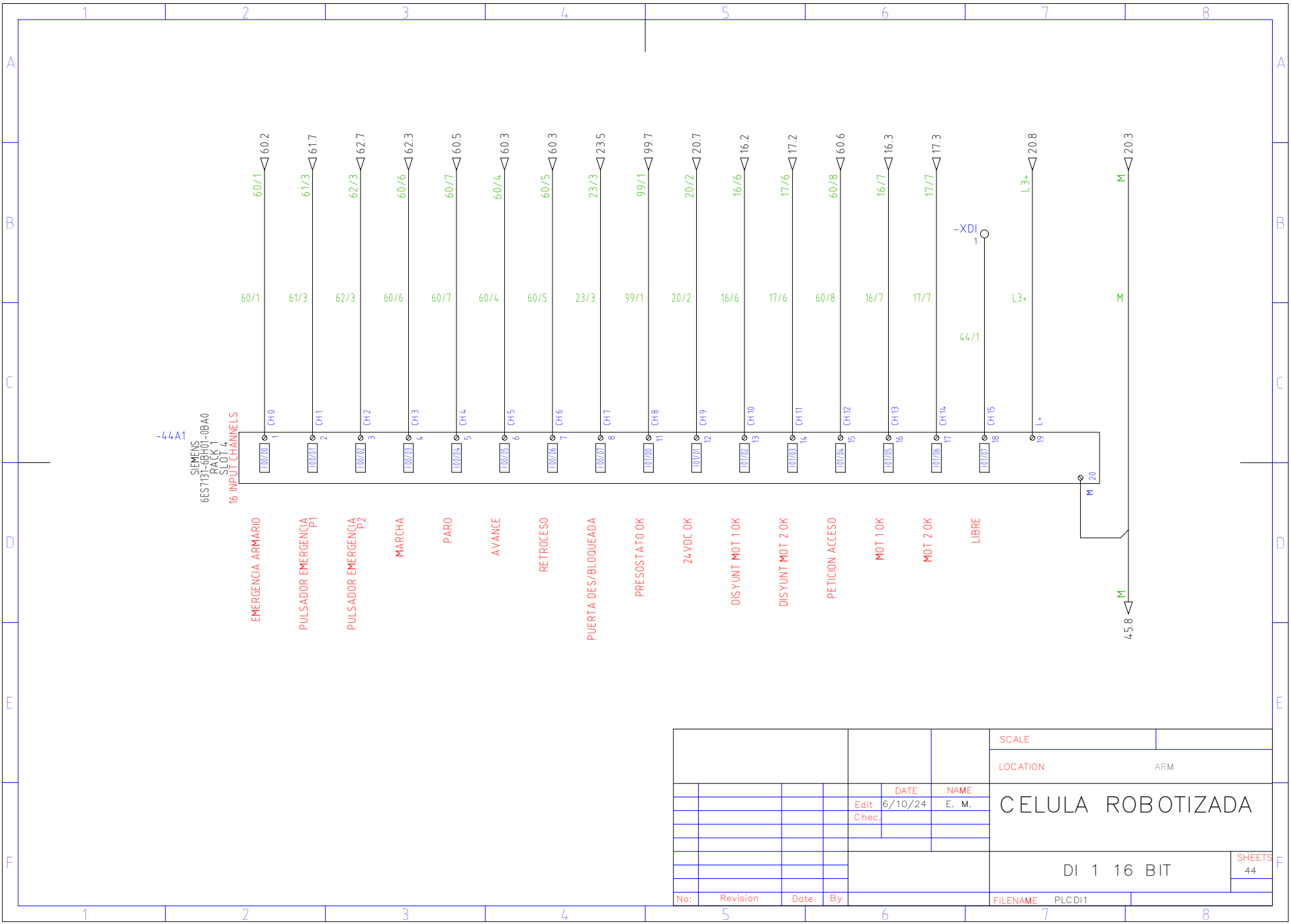
EMERGENCIA
CANAL 2

EDM EMERGENCIAS

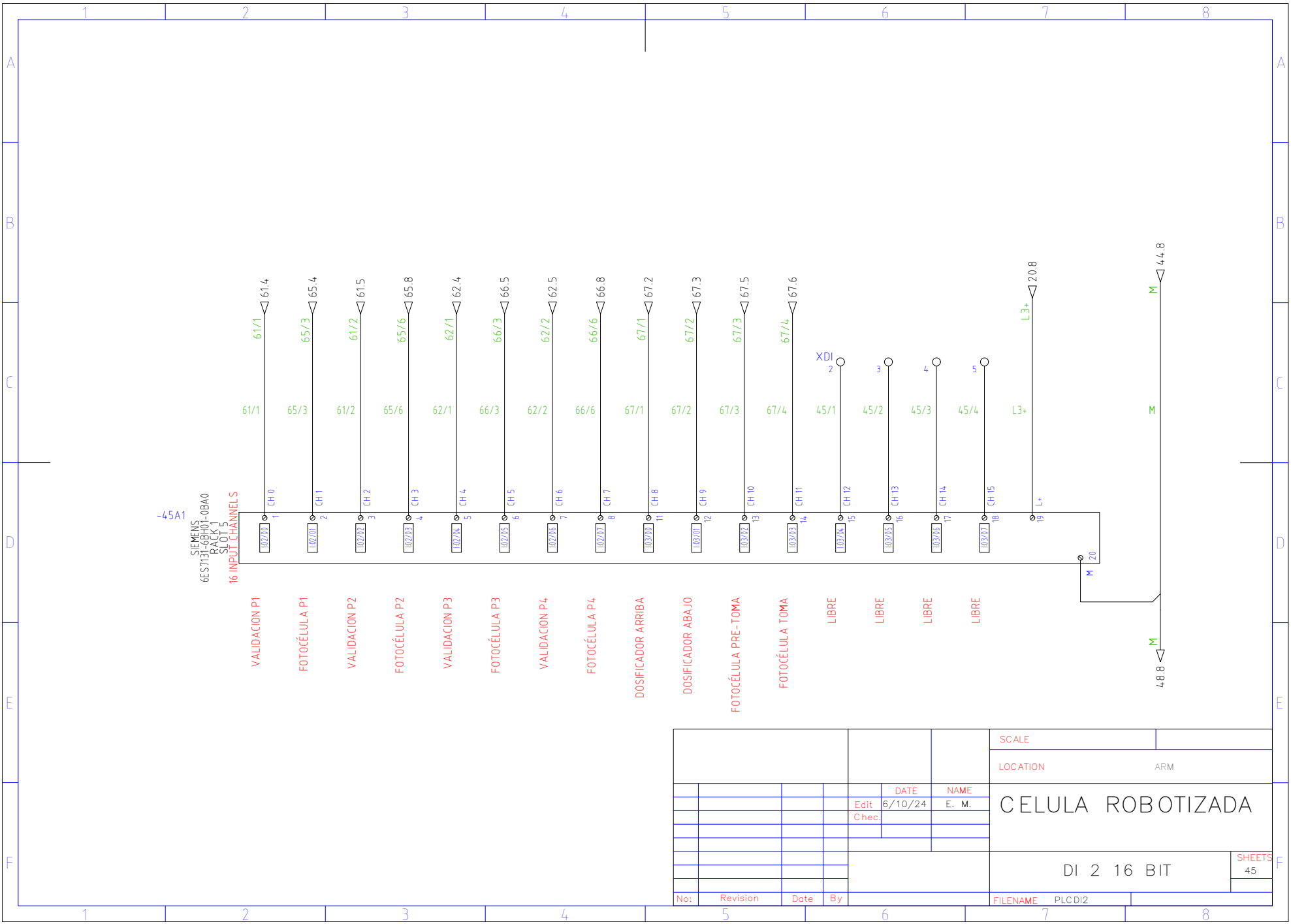
PUERTA
CANAL 2

EDM PERIMETRO
SEGURIDAD

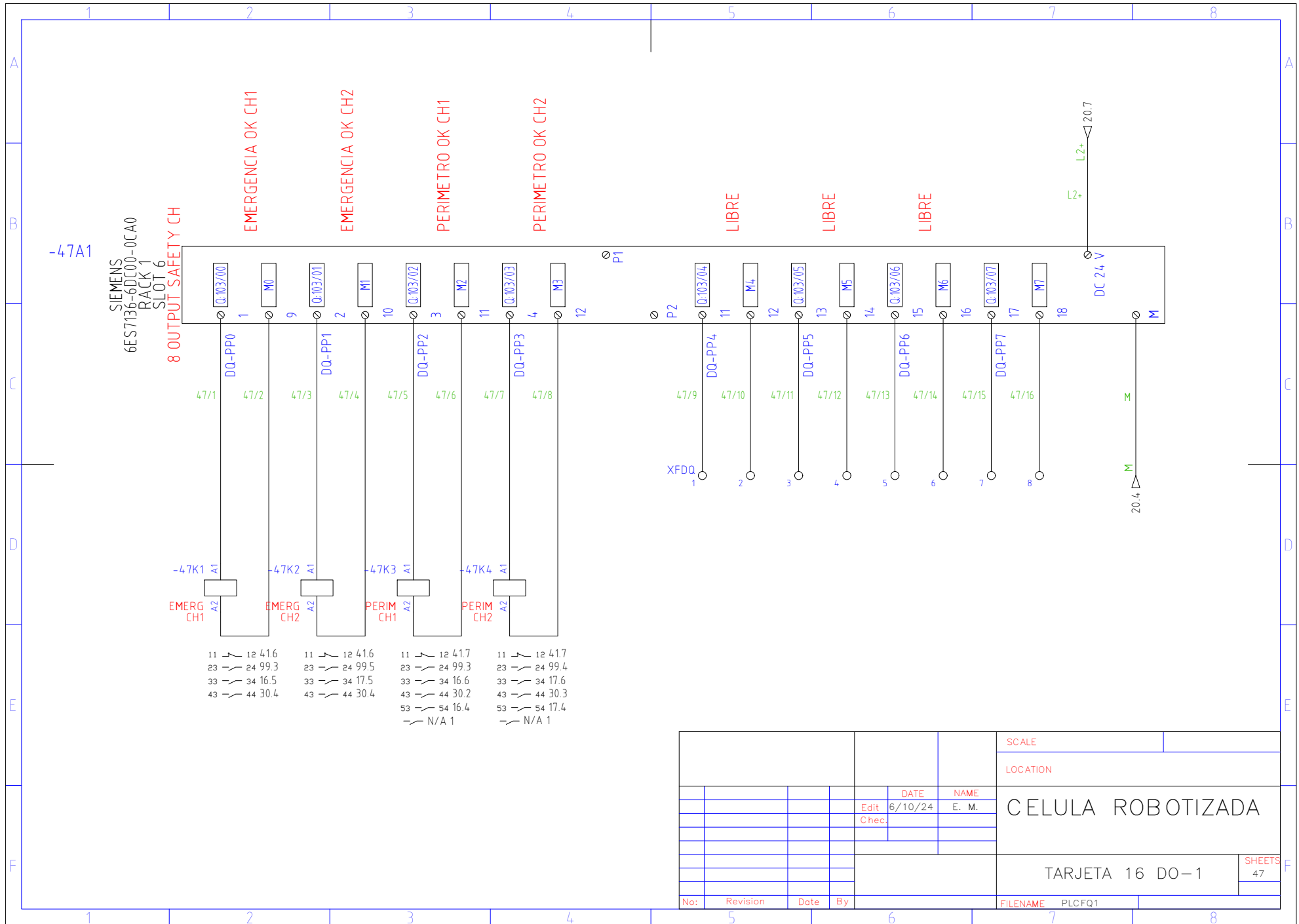
				SCALE	
				LOCATION ARM	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				F-DI 1	
				SHEETS 41	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	PLCFI1



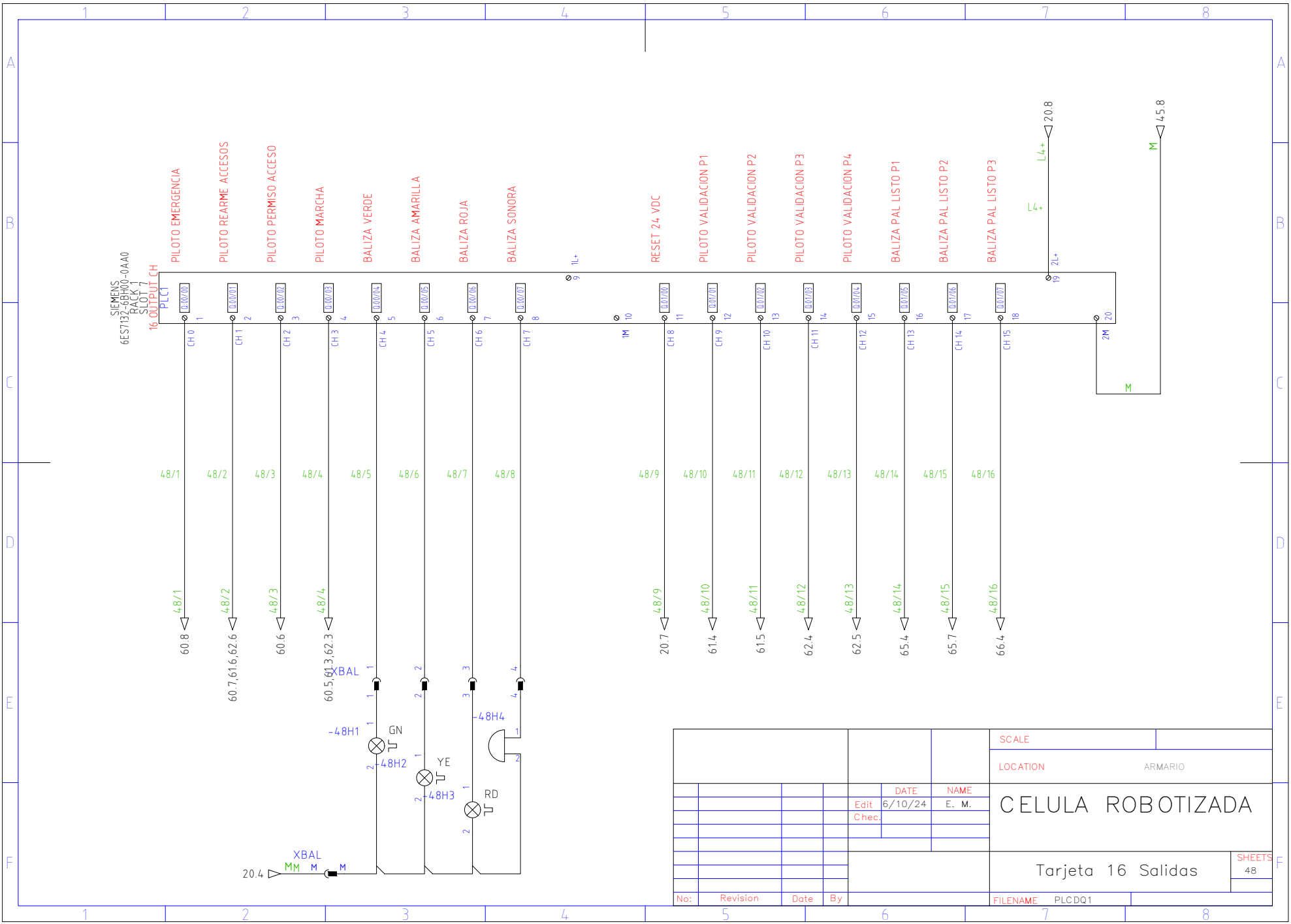
				SCALE	
				LOCATION ARM	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				DI 1 16 BIT	
				SHEETS 44	
No:	Revision	Date	By	FILENAME PLCDI1	



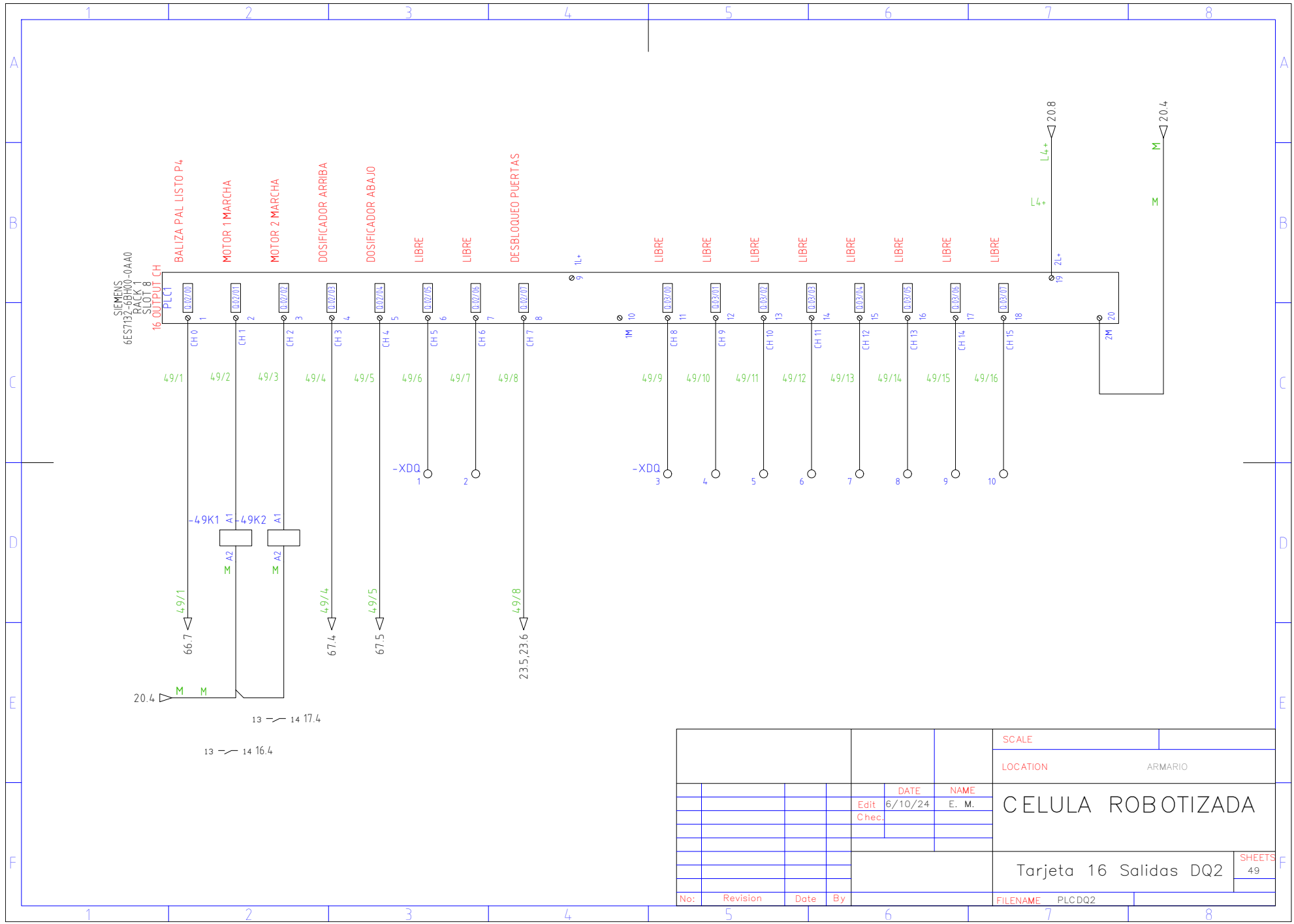
				SCALE	
				LOCATION ARM	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				DI 2 16 BIT	
				SHEETS 45	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	PLCDI2



				SCALE	
				LOCATION	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				TARJETA 16 DO-1	
				SHEETS 47	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	PLCFQ1



				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				Tarjeta 16 Salidas	
				SHEETS 48	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	PLCDQ1



SIEMENS
6ES7132-6BH00-0AA0
RACK 0
16 OUT DQ2 CH

BALIZA PAL LISTO P4
MOTOR 1 MARCHA
MOTOR 2 MARCHA
DOSIFICADOR ARRIBA
DOSIFICADOR ABAJO
LIBRE
LIBRE
DESBLOQUEO PUERTAS
LIBRE
LIBRE
LIBRE
LIBRE
LIBRE
LIBRE
LIBRE
LIBRE
LIBRE
LIBRE
L4+
L4+
M
M

CH0 1
CH1 2
CH2 3
CH3 4
CH4 5
CH5 6
CH6 7
CH7 8
IM 10
CH8 11
CH9 12
CH10 13
CH11 14
CH12 15
CH13 16
CH14 17
CH15 18
CH16 17
CH17 17
CH18 18
2M 20

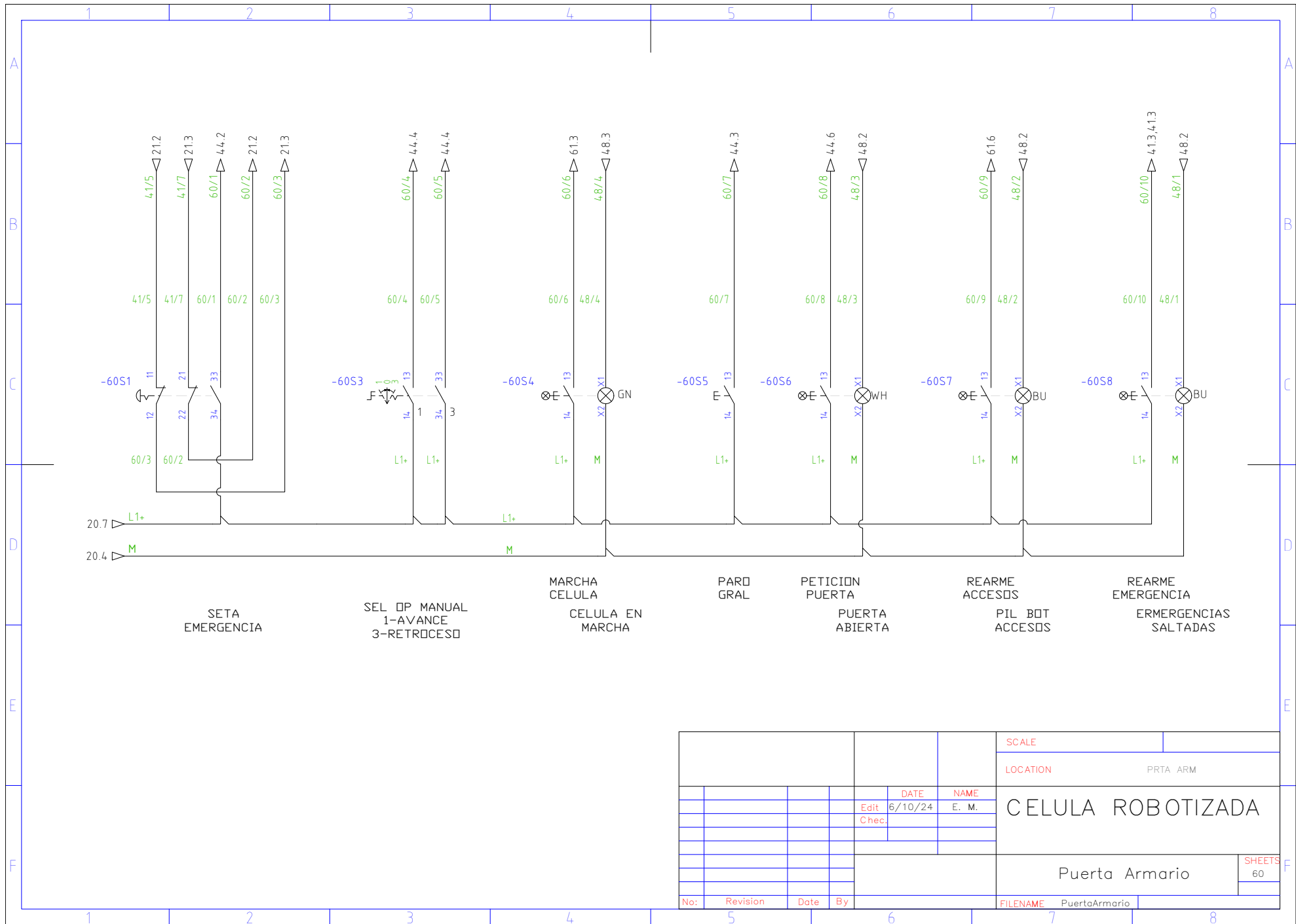
49/1
49/2
49/3
49/4
49/5
49/6
49/7
49/8
49/9
49/10
49/11
49/12
49/13
49/14
49/15
49/16

66.7
13
14 17.4
13
14 16.4
20.4
67.4
67.5
23.5, 23.6
49/1
49/4
49/5
49/8

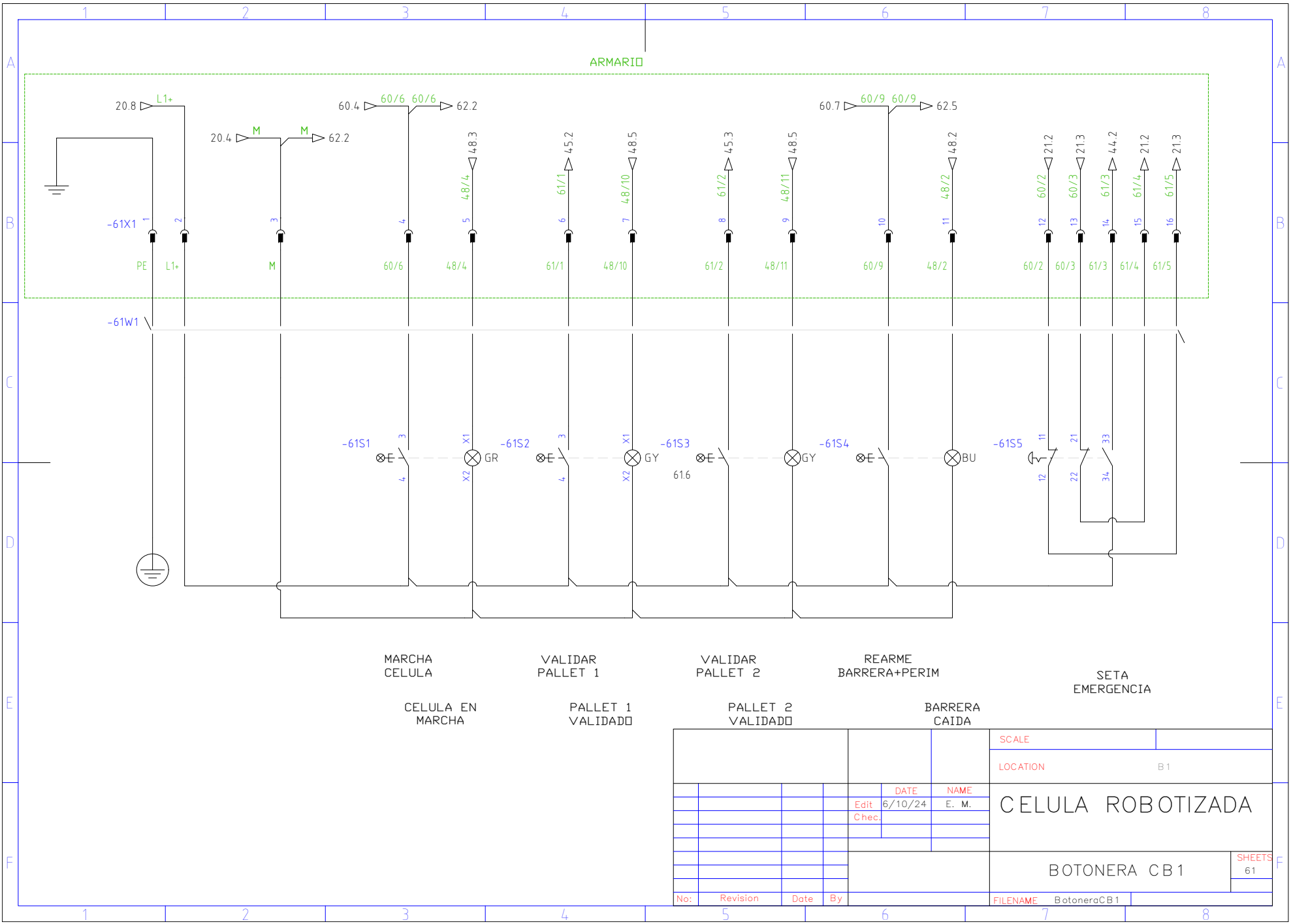
-XDD
-XDD
-XDD

1L+
1M
2L+
2M

				SCALE	
				LOCATION ARMARIO	
				DATE	NAME
				Edit 6/10/24	E. M.
				Chec.	
				CELULA ROBOTIZADA	
				Tarjeta 16 Salidas DQ2	
				SHEETS 49	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	PLCDQ2



				SCALE	
				LOCATION PRTA ARM	
		DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA	
		Edit 6/10/24	E. M.		
		Chec.			
				SHEETS 60	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	PuertaArmario



MARCA
CELULA

VALIDAR
PALLET 1

VALIDAR
PALLET 2

REARME
BARRERA+PERIM

SETA
EMERGENCIA

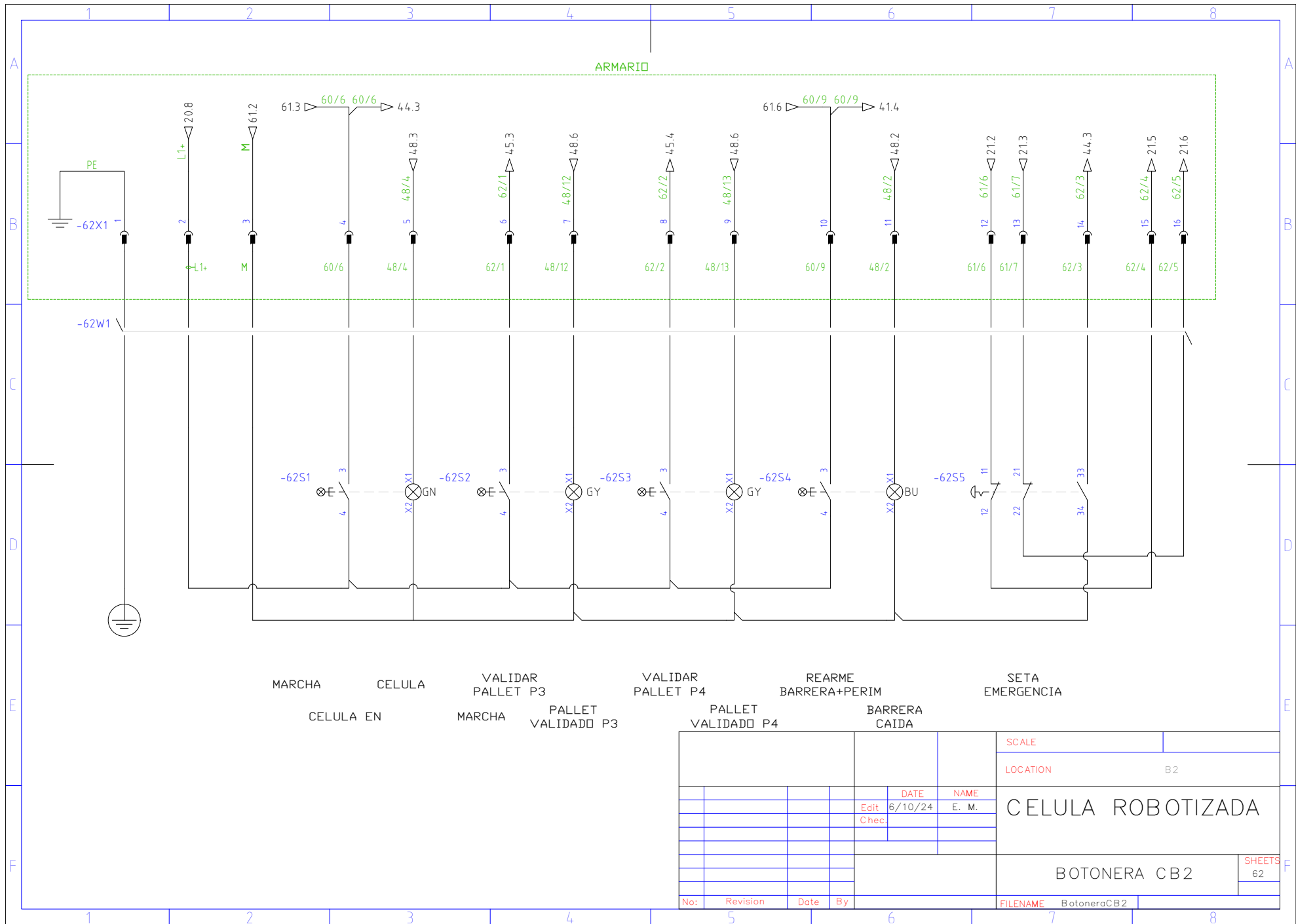
CELULA EN
MARCHA

PALLET 1
VALIDADO

PALLET 2
VALIDADO

BARRERA
CAIDA

				SCALE				
				LOCATION		B1		
				DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA		
				Edit	6/10/24			E. M.
				Chec.				
						BOTONERA CB1		
						SHEETS 61		
No:	Revision	Date	By	FILENAME		BotoneraCB1		



MARCHA CELULA
CELULA EN

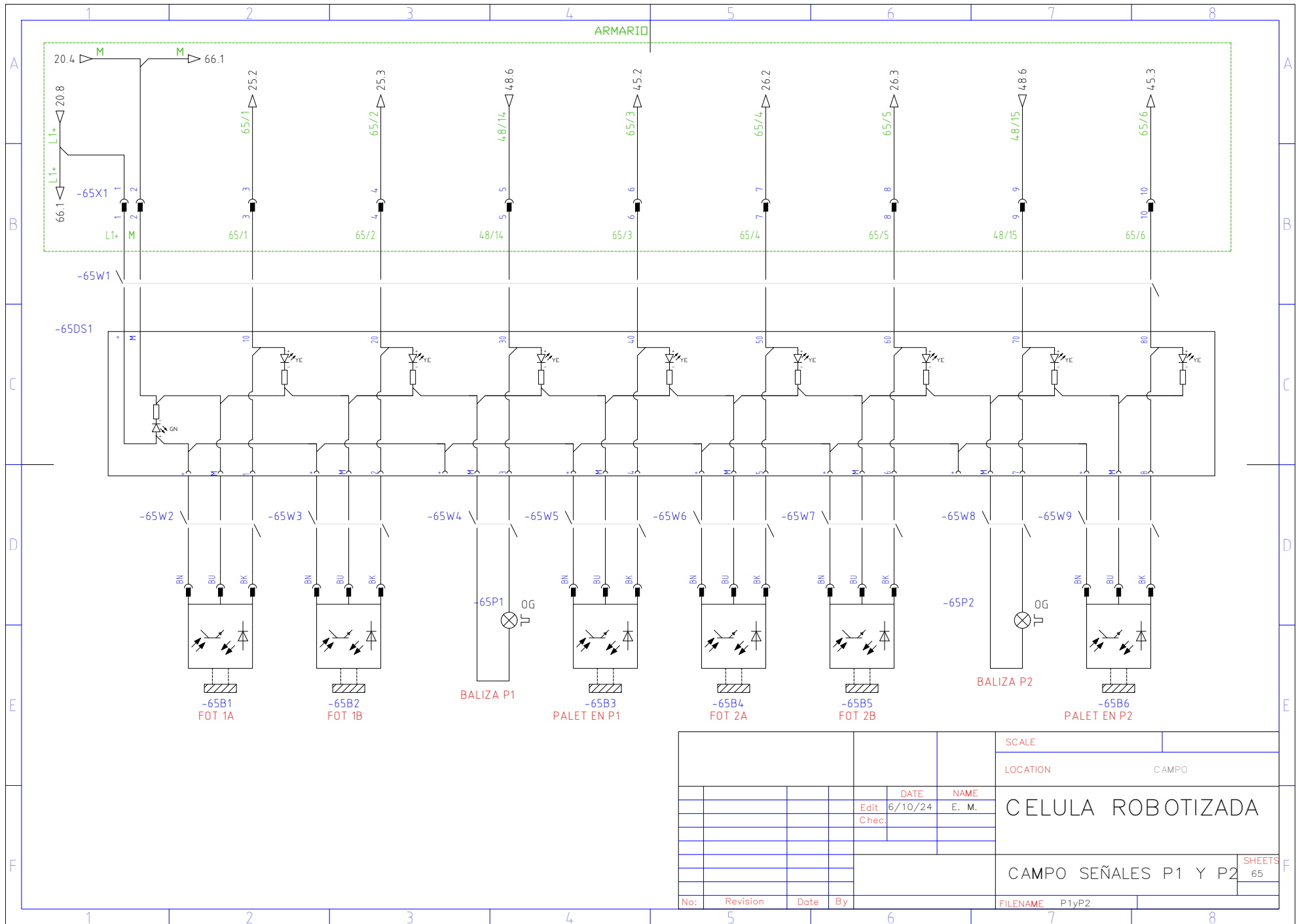
VALIDAR PALLET P3
MARCHA PALLET VALIDADO P3

VALIDAR PALLET P4
PALLET VALIDADO P4

REARME BARRERA+PERIM
BARRERA CAIDA

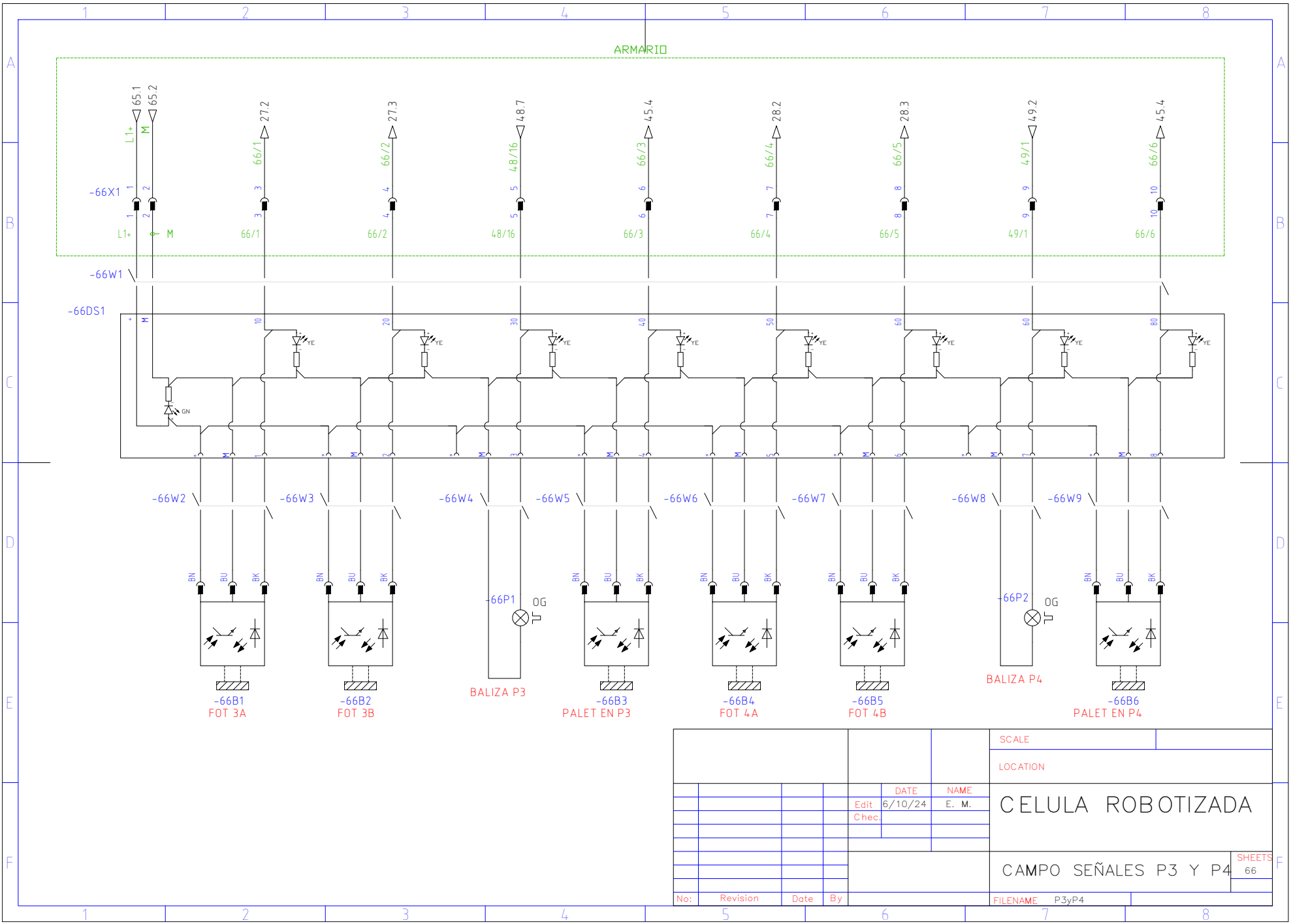
SETA EMERGENCIA

SCALE			
LOCATION		B2	
DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA	
Edit 6/10/24	E. M.		
Chec.			
No:		Revision	
Date		By	
FILENAME		BotoneraCB2	
SHEETS		62	

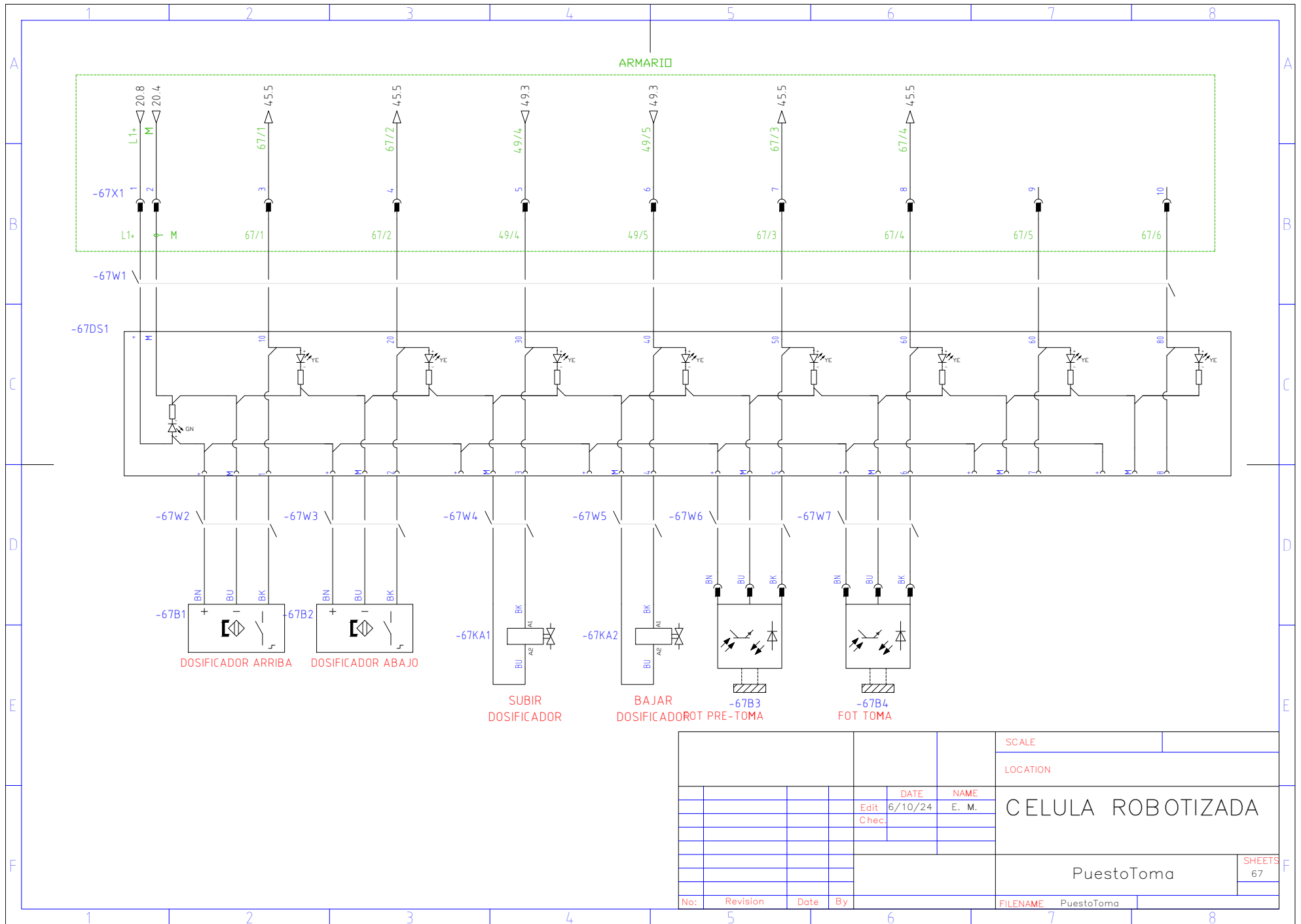


				SCALE	
				LOCATION CAMPO	
		DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA	
		Edit 6/10/24	E. M.		
		Chec.			
				CAMPO SEÑALES P1 Y P2	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	P1yP2

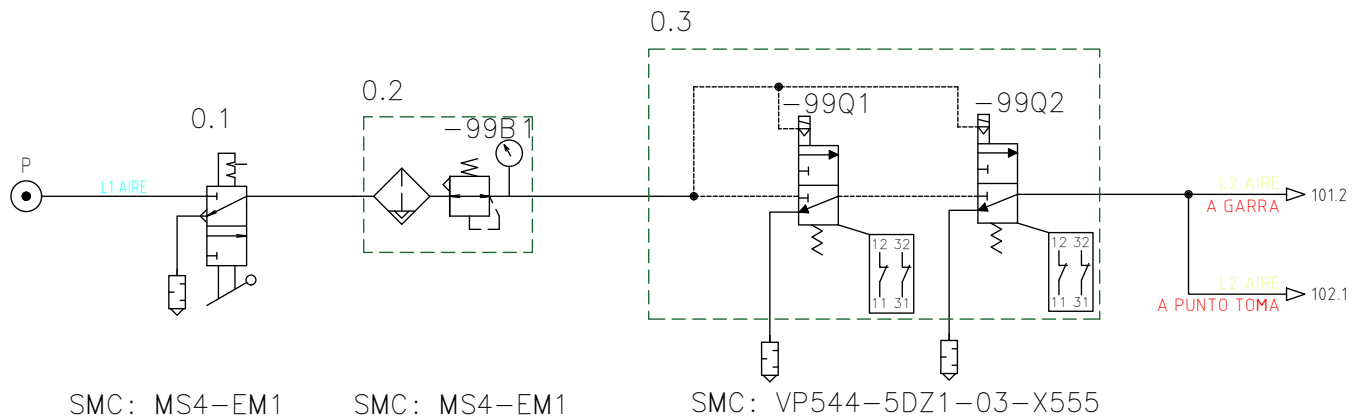
SHEETS
65



				SCALE	
				LOCATION	
		DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA	
		Edit 6/10/24	E. M.		
		Chec.			
				CAMPO SEÑALES P3 Y P4	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	P3yP4
				SHEETS 66	



				SCALE	
				LOCATION	
		DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA	
		Edit 6/10/24	E. M.		
		Chec.			
				PuestoToma	
				SHEETS 67	
No:	Revision	Date	By	FILENAME	PuestoToma



				SCALE		
				LOCATION		
				DATE	NAME	CELULA ROBOTIZADA
				Edit 6/10/24	E. M.	
				Chec.		
						GRUPO MANTENIMIENTO
						SHEETS 100
No:	Revision	Date	By	FILENAME		GRUPO NEUMAT

