

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD
CATÓLICA DEL PERÚ**

Escuela de Posgrado



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA
POR FLEXIÓN CÍCLICA DE CABLES DE ACERO SOBRE
POLEAS**

Tesis para obtener el grado académico de Maestro en Ingeniería
Mecánica que presenta:

Juan Carlos Agurto Correa

Asesor:

Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

Lima, 2025

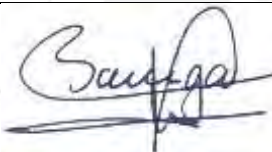
Informe de Similitud

Yo, Eliseo Benjamín Barriga Gamarra, docente de la Escuela de Posgrado de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulada **Diseño de una máquina para ensayos de fatiga por flexión cíclica de cables de acero sobre poleas**, del autor Juan Carlos Agurto Correa, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 8%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 18/03/2025.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de investigación, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha:

Lima, 18 de marzo de 2025.

Apellidos y nombres del asesor: Barriga Gamarra, Eliseo Benjamín	
DNI: 08273367	
ORCID: 0000-0002-7781-6177	

RESUMEN

El presente trabajo de tesis muestra el proceso de diseño de una *máquina para realizar ensayos de fatiga por flexión bajo tensión de probetas de cable de acero sobre poleas*, simulando el trabajo de aquellos tipos de cables de acero que se utilizan en las grúas, de esta manera se satisface una necesidad particular de un departamento de investigación y desarrollo vinculado a la industria de los cables de acero en el Perú.

En el primer capítulo se realiza una descripción de las características técnicas de los cables de acero y se evalúa el comportamiento mecánico de estos cuando son sometidos a las solicitaciones que se pretende reproducir en la máquina a diseñar.

En el segundo capítulo se muestra el desarrollo del diseño siguiendo la metodología VDI 2221, mostrándose información del estado del arte, estableciéndose los requisitos del equipo a diseñar, planteándose las propuestas de solución preliminar y definitiva.

En el tercer y cuarto capítulo se muestran los cálculos realizados para asegurar la funcionalidad de la máquina a nivel mecánico y estructural. Se han establecido respectivamente dos sistemas básicos a diseñar: el sistema de flexión- tracción y el sistema recíprocante.

En el quinto capítulo, se muestra la lista de planos resultantes del presente trabajo.

No están contemplados en el presente trabajo, evaluar el comportamiento vibracional de la máquina, diseñar la cimentación, realizar la ingeniería de los sistemas de control, de accesos y de seguridad.

DEDICATORIA

A mi familia.



AGRADECIMIENTOS

Mi gratitud a los maestros del Programa de Postgrado Ing. Mecánica – PUCP, por su importante aporte y consejos para la culminación del presente trabajo.

Igualmente a mis amigos, compañeros y colegas de estudio, gracias por su ánimo constante.



INDICE

	Página
INTRODUCCIÓN	
Antecedentes	1
Definición del problema	3
Justificación	4
Propuesta solución	5
Objetivos de la tesis	6
Metodología	6
Limitaciones	6
CAPITULO I	
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	
1.1 EL CABLE DE ACERO - CARACTERÍSTICAS GENERALES	7
1.1.1 Componentes de un cable de acero	7
1.1.2 Aplicación de los cables de acero	10
1.1.3 Verificación del diámetro del cable de acero	10
1.1.4 Designación de los cables de acero	10
1.2 MECANISMOS DE FALLA EN CABLES DE ACERO DE USO DINAMICO	11
1.2.1 Mecanismos de falla en los cables de uso en grúas	11
1.2.2 Casos de fallas por fatiga por flexión cíclica en cables de acero	13
1.2.3 Antecedente local de fallas por fatiga en cables de acero	13
1.3 TEORIA DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DEL CABLE DE ACERO	14
1.3.1 Modelos matemáticos cable a tracción recta.	14
1.3.2 Esfuerzos en un cable a tracción axial.	17
1.3.3 Modelos matemáticos cable a flexión.	23
1.3.4 Ensayo $\sigma - \varepsilon$ de un alambre y un cable de acero	24
1.3.5 Esfuerzos cable-polea	26

1.3.6 Efecto de la carga y la relación D/d en el Número de ciclos de flexión.	27
1.3.7 Fuerza Donandt	28
1.3.8 Cálculo del número de ciclos de flexión	28
Bibliografía capítulo I	29

CAPITULO II.

DISEÑO DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS SEGÚN METODO VDI 2221	30
2.1 COMPRESION DE LA SOLICITUD	30
2.1.1 Estado del arte	31
2.1.2 Lista de requisitos	36
2.1.3 Plan de Trabajo	38
2.2 PLANTEAMIENTO DE LA SOLUCIÓN	41
2.2.1 Abstracción	41
2.2.2 Estructura de funciones	42
2.2.3 Concepto de solución	42
2.2.3.1 Matriz morfológica	43
2.2.3.2 Esquemas de conceptos de solución.	44
2.2.3.3 Evaluación de los conceptos de solución	46
2.3 ELABORACIÓN DEL PROYECTO	50
2.3.1 Esquemas de los proyectos preliminar y preliminar óptimo	50
Bibliografía capítulo II	52

CAPITULO III

SISTEMA FLEXIÓN-TRACCIÓN: DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES.	53
3.1 Dimensionado del sistema de flexión-tracción	54
3.1.1 Dimensionamiento de las poleas	54
3.1.2 Definición dimensional del sistema flexión – tracción	57

3.1.3 Cálculo del torque generado durante la tracción	60
3.2 Parámetros para el diseño/selección de componentes del sistema	62
3.2.1 Selección del actuador hidráulico	62
3.2.2 Selección de la celda de carga	65
3.2.3 Diseño del carro acoplador	66
3.2.4 Diseño de la carrilera vertical del acoplador	76
3.2.5 Diseño de las poleas para cables de acero.	78
3.2.6 Diseño de los ejes de las poleas.	81
3.2.7 Cálculo del soporte de poleas.	86
3.2.8 Cálculo de los soportes del sistema tensor	88
Bibliografía Capítulo III	98
CAPITULO IV	
SISTEMA RECIPROCANTE: DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	99
4.1 Dimensionado del sistema reciprocante	100
4.1.1 Carrera del mecanismo	100
4.1.2 Resultados esperados en la muestra a ensayar	100
4.2 Cálculo del tiempo de ensayos	101
4.3 Cálculo de la resistencia al desplazamiento del acople de muestras	104
4.4 Análisis y síntesis del sistema de movimiento reciprocante	108
4.5 Cálculos estáticos del sistema de movimiento reciprocante.	110
4.5.1 Diseño del balancín	111
4.5.2 Diseño del eslabón conector	118
4.5.3 Diseño de la manivela	119
4.6 Cálculos dinámicos del sistema de movimiento reciprocante	123
4.6.1 Características de inercia y peso de los eslabones del sistema	123
4.6.2 Definición de la velocidad angular de la manivela	123
4.6.3 Cálculo de las fuerzas en el mecanismo reciprocante	124

4.6.3.1 Cálculo del torque y fuerzas en las articulaciones.	127
4.6.3.2 Torque vs Giro de la manivela según WM.	134
4.7 Cálculo a fatiga de ejes, eslabones y pines del sistema	134
4.7.1 Cálculo a fatiga de ejes y pasadores del sistema reciprocante	134
4.7.1.1 Cálculo a fatiga del eje motriz 1-2 (O_2)	135
4.7.1.2 Cálculo a fatiga del pin (2-3)	140
4.7.1.3 Resultados del cálculo a fatiga de los pines del sistema	143
4.7.2 Cálculo a fatiga del balancín	143
4.7.3 Resultados del cálculo a fatiga de eslabones del sistema.	148
4.8 Selección de rodamientos	148
Bibliografía capítulo IV	149
CAPITULO V	
PLANOS:	151
CONCLUSIONES	152
RECOMENDACIONES	154
ANEXO I - Constantes para calcular la fuerza Donandt	155
ANEXO II - Selección del terminal para muestras de cable de acero.	156
ANEXO III – Diseño Selección de la unidad hidráulica.	157
ANEXO IV – Características dimensionales de la celda de Carga	162
ANEXO V – Factores de seguridad recomendados para la construcción de maquinarias.	163
ANEXO VI – Geometría de la canaleta de las poleas para cables de acero.	164
ANEXO VII – Características de las poleas forjadas	165
ANEXO VIII- Cálculo de los factores que afectan la resistencia a la fatiga: eje motriz	166
ANEXO IX – Propiedades mecánicas del acero seleccionado para el eje motriz	171
ANEXO X – Selección del soporte o chumacera del eje motriz	172

ANEXO XI – Esfuerzos admisibles en N/mm ² para uniones soldadas	173
ANEXO XII – Dimensiones de Roscas Métricas UNE 17704	174
ANEXO XIII –Constantes para el cálculo del número de ciclos de flexión.	175
ANEXO XIV – Cálculo de los momentos de inercia y de masa de los eslabones del sistema reciprocante	176
ANEXO XV - Método de Raven para analizar la posición, velocidad y la aceleración en un mecanismo de 4 eslabones.	178
ANEXO XVI- Comparación de resultados gráficos posición, velocidad y aceleración	184
ANEXO XVII- El programa Working Model (WM)	186
ANEXO XVIII- Cálculo de la transmisión (piñón –cadena)	189
ANEXO XIX- Selección del motoreductor.	198
ANEXO XX- Selección de los rodamientos.	201
ANEXO XXI- Costos estimados.	205
ANEXO XXII- Estructura desglosada del trabajo	206
PLANOS	

Lista de tablas

Tablas	Pág.
Tabla 1.1 Resistencia a la rotura según diámetro de cable de acero	05
Tabla 1.2 Diagrama tensión deformación de un alambre enderezado $d = 1.06$ mm.	25
Tabla 2.1 Lista de requisitos.	38
Tabla 2.2 Plan de trabajo.	39
Tabla 2.3 Evaluación de los conceptos de solución.	48
Tabla 2.4 Evaluación técnica de los conceptos de solución.	49
Tabla 2.5 Evaluación económica de los conceptos de solución.	50
Tabla 2.6 Resultados de la evaluación técnica - económica.	50
Tabla 3.1 Relaciones D/d según diversas fuentes.	55
Tabla 3.2 Diámetros (D) calculados para diámetro de cable (d_1) máximo	56
Tabla 3.3 Diámetros (D) calculados para diámetro (d_2) mínimo.	56
Tabla 3.4 Dimensiones calculadas de poleas a emplear en la máquina de ensayos.	58
Tabla 3.5 Parámetros para el cálculo de la elongación del cable de acero.	60
Tabla 3.6 Valores de Torque para diferentes construcciones de cables de acero	62
Tabla 3.7 Parámetros para el diseño del sistema flexo-tracción.	63
Tabla 3.8 Características del actuador seleccionado.	65
Tabla 3.9 Factores de Fatiga aplicables al eje de poleas.	83
Tabla 3.10 Características del perfil propuesto para el soporte de poleas	85
Tabla 4.1 Constantes b_i para calcular la vida a rotura (\bar{N}).	99
Tabla 4.2 Constantes a_i para vida a rotura (\bar{N})	99

Tabla 4.3	Resumen de ciclos/horas según la carga aplicada.	102
Tabla 4.4	Relación del % de fuerza motriz según relación D/d	103
Tabla 4.5	Eficiencia del cable de acero en %, dados un esfuerzo específico S/d^2 y una relación D/d. Adaptado de FEYRER.	103
Tabla 4.6	Diferencial de carga según torcido del cable en una polea de 640 mm	104
Tabla 4.7	Resistencia al desplazamiento del acople de muestras (Diversas fuentes)	106
Tabla 4.8	Resumen de las fuerzas actuantes en las articulaciones C y A del balancín para cada giro de 25° en sentido horario de la manivela	112
Tabla 4.9	Valores de las componentes de fuerza en la articulación A de la manivela para cada valor de ϕ	119
Tabla 4.10	Resultado en Excel del análisis de las posiciones, velocidades y aceleraciones del mecanismo de movimiento recíprocante.	124
Tabla 4.11	Resultado mediante Working Model de las reacciones y torque en los elementos del mecanismo de movimiento recíprocante	127
Tabla 4.12	Fuerzas en articulaciones, método matricial, manivela en -6.5° (-0.114 rad).	130
Tabla 4.13	Comparación de resultados, matricial vs Working Model	130
Tabla 4.14	Factores de Fatiga para el diseño del eje motriz.	137
Tabla 4.15	Factores de Fatiga para el diseño del pin 2-3	140
Tabla 4.16	Resultados del cálculo sistemático de ejes y pines	141
Tabla 4.17	Factores que afectan la resistencia a la fatiga en el balancín..	144
Tabla 4.18	Resultados del cálculo sistemático de eslabones	145
Tabla. 4.19	Número de ensayos posibles con los rodamientos seleccionados para 20 % MBL.	146
Tabla 5.1	Lista de planos	152

ANEXO V – Tabla 1 Factores de seguridad recomendados para la construcción de maquinarias.	160
ANEXO VIII – Tabla 1 Coeficientes de temperatura ($C_{temp.}$).	165
ANEXO VIII – Tabla 2 Coeficientes de carga ($C_{carg.}$)	165
ANEXO VIII – Tabla 3 Coeficientes de confiabilidad (C_c).	165
ANEXO IX – Tabla 1 Propiedades mecánicas del material seleccionado para el eje	168
ANEXO XI – Tabla 1. Esfuerzos admisibles en N/mm ² para uniones soldadas en elementos de máquina.	170
ANEXO XII – Tabla 1. Dimensiones de Roscas métricas.	171
ANEXO XIII – Tabla 1 Constantes para el cálculo del número de ciclos de flexión simple.	172
ANEXO XIII – Tabla 2 Constantes para el cálculo del número de ciclos de flexión completa.	172
ANEXO XX – Tabla 1 Número de ensayos posibles con el rodamiento seleccionado según % MBL.	201
ANEXO XXI – Tabla 1 Estimación de costos de manufactura: máquina de fatiga.	202

Lista de figuras

Figuras	Pág.
Fig. 1. Fuerzas en el cable de acero flexionado bajo tensión sobre poleas	03
Fig. 1.1 Componentes de un cable de acero	07
Fig. 1.2 Vista seccional de un torón sin compactar y compactado	08
Fig.1.3 Ejemplo de estructura transversal de cables de acero con alma de fibra	08
Fig.1.4 Preformado de un cable de acero	09
Fig.1.5 Paso en un cable de acero	09
Fig.1.6 Direcciones de torsión en los cables de acero	09
Fig.1.7 Aplicación de los cables de acero	10
Fig.1.8 Método normalizado de medición del diámetro en los cables de acero	10
Fig.1.9 Sistema de designación de los cables de acero	10
Fig.1.10 Cables de acero a flexión en grúa tipo RTG de 41t, puerto del Callao	11
Fig.1.11 Tipos de esfuerzos variables en los elementos de máquina	12
Fig.1.12 Detalles de roturas por fatiga en los alambres de un cable de acero.	13
Fig.1.13 Roturas de alambres en una muestra de cable ensayado a fatiga	13
Fig.1.14 Cable 6x36, d.30 mm después de 120000 ciclos de carga, 180 días aprox.	13
Fig.1.15 Cable 8x26 d.30 mm después de 170000 ciclos de carga, 240 días aprox.	14
Fig.1.16 Cable 6x36 d.30 mm después de 150000 ciclos de carga, 200 días aprox.	14
Fig.1.17 Relaciones geométricas de un alambre en un torón.	15
Fig.1.18 Curva espacial de un alambre en un torón	15
Fig.1.19 Fuerzas sobre un alambre en un torón	18
Fig.1.20 Fuerzas en un alambre en un torón despreciando la fuerza de corte	19
Fig.1.21 Elongación de un torón	20
Fig.1.22 Curva espacial de un alambre en un torón a flexión, Schiffner	23
Fig.1.23 Esfuerzos de flexión en los alambres de un cable de torcido regular, Schiffner	24
Fig.1.24 Diagrama tensión deformación de un alambre enderezado $d = 1.06$ mm.	25
Fig.1.25 Curva tensión - deformación para un cable de acero con alma de fibra	25
Fig.1.26 Cinta sobre polea	26

Fig.1.27 Fuerzas sobre un tramo de cinta desplazándose sobre una polea	26
Fig.1.28 Elemento diferencial de cinta sobre polea	26
Fig.1.29 Presión lineal q entre cable y polea (Haberle 1995)	27
Fig.1.30 Ciclos de flexión para rotura vs tensión específica	28
Fig.2.1 Máquina de Fatiga de Flexión, Wire Rope Research Lab., US Bureau of Mines	32
Fig.2.2 Vista superior y lateral del probador de cables, USA Patent 4631955	32
Fig.2.3 Máquina de ensayos de fatiga por flexión de cables de acero	33
Fig.2.4 Vista lateral del equipo probador de cables, USA	33
Fig.2.5 Máquina de ensayos de flexión cíclica, Tension Technology International (TTI), Reino Unido	34
Fig.2.6 Máquina de ensayos de flexión Metro Wire Rope Corporation	34
Fig.2.7 Máquinas de ensayos de fatiga por flexión para cables de acero, Alemania	34
Fig.2.8 Máquina de ensayos de flexión de cables de acero, MRE Rope Israel	35
Fig.2.9 Máquina para fatiga de flexión de cables, Alemania	35
Fig.2.10 Máquina para ensayos de flexión cíclica en S, Japón	35
Fig.2.11 Máquina para fatiga de flexión de cables, Reino Unido	36
Fig.2.12 Sistema para ensayar a flexión los cables de transporte, Suiza	36
Fig.2.13 Máquina para ensayos de flexión cíclica en S, Japón	36
Fig.2.14 Caja negra de funciones	40
Fig.2.15 Estructura de Funciones	42
Fig.2.16 Matriz morfológica	44
Fig.2.17 Concepto solución 1	45
Fig.2.18 Concepto solución 2	46
Fig.2.19 Concepto solución 3	47
Fig.2.20 Diagrama de evaluación técnico – económica	51
Fig.2.21 Proyecto preliminar	52
Fig.2.22 Proyecto preliminar óptimo.	52
Fig.3.1 Fuerza Donandt con relación $D/d= 20$, para cable de 32 mm	57
Fig.3.2 Esquema básico del sistema de flexión de la máquina de ensayos	58

Fig.3.3 Longitud de flexion L_1	59
Fig.3.4 Longitud de interferencia L_i	59
Fig.3.5 Longitud de empalmes L_s	60
Fig.3.6 Cilindro Hidráulico de la máquina de ensayos (a) y longitud efectiva (b)	63
Fig.3.7 Sensor de carga	66
Fig.3.8 Fuerzas aplicadas en el carro acoplador	67
Fig.3.9 Diagrama de cortante (DFC) y Diagrama de Momento (DMF)	68
Fig.3.10 Diseño y dimensiones propuestas para el acoplador de muestras.	71
Fig.3.11 Reacciones (P_r) en los ejes laterales por efecto del torque T (Vista de planta)	71
Fig.3.12 Ángulos formados entre la línea axial de la carrilera y el cable 22 mm.	72
Fig.3.13 Componente Horizontal y Vertical de la carga de ensayo C para cable de 22 mm.	73
Fig.3.14 Cargas en los ejes laterales por efecto de la carga Cx_2 .	75
Fig.3.15 Cargas P_r en los ejes frontales por efecto de la carga recíproca.	76
Fig.3.16 DCL Carrilera vertical.	77
Fig.3.17 DCL sección de polea para cable de acero	79
Fig.3.18 DCL, sección de polea considerada como viga bajo carga distribuida	80
Fig.3.19 Cargas sobre el eje de poleas	83
Fig.3.20 Diagrama de Momentos y Cortantes en el eje de poleas	84
Fig.3.21 Dimensiones del eje de poleas (a). Carga pulsante (b).	85
Fig.3.22 Soporte de poleas	87
Fig.3.23 Sistema tensor	89
Fig.3.24 DCL soportes horizontales	90
Fig.3.25 Planos y tensiones de la garganta de soldadura.	92
Fig.3.26 Soporte lateral vertical.	94
Fig.3.27 Componentes del soporte de polea tensora.	95
Fig.3.28 DCL, soporte superior.	95
Fig.3.29 DCL, soporte tensor.	97
Fig.3.30 Esfuerzo en el soporte tensor, según FEM Inventor	99
Fig.4.1 Esquema dimensional y carrera de la máquina de ensayos.	101
Fig.4.2 Niveles de deterioro esperado en una probeta ensayada de cable de acero	101

Fig.4.3 Longitud libre L_2 antes de la próxima flexión.	104
Fig.4.4 Movimiento de un cable de acero sobre polea	105
Fig.4.5 DCL del sistema polea - rodamientos	108
Fig.4.6a Trayectoria semi - circular del balancín: empuje en el acoplador	109
Fig.4.6b Instalación de corredera en cabeza del balancín.	109
Fig.4.7 Propuesta dimensional del conector, manivela y balancín.	110
Fig.4.8 Ángulos de transmisión del mecanismo manivela balancín (Min. / Max.)	111
Fig.4.9 Posiciones de mayor esfuerzo en el mecanismo.	112
Fig.4.10 Fuerzas concurrentes en una de las posiciones de mayor esfuerzo.	113
Fig.4.11 DCL del balancín para un ángulo $\phi = 245^\circ$ en la manivela.	114
Fig.4.12 DCL del balancín en la fase 7	116
Fig.4.13 DMC y DMF del balancín en la fase 7.	116
Fig.4.14 Placa con agujero central. Adaptado de Mott A-29	117
Fig.4.15 DCL Eslabón	119
Fig.4.16 Fuerzas actuantes en la manivela para la fase 1: $\phi = 25^\circ$.	121
Fig.4.17 DCL de la manivela	122
Fig.4.18 Perfil propuesto para la manivela	123
Fig.4.19 DCL de la manivela a compresión	123
Fig.4.20 Relación del desplazamiento del balancín con el giro de la manivela.	125
Fig.4.21 Esquema del sistema a analizar y sus componentes.	126
Fig.4.22 Esquema del sistema en fase de arranque.	128
Fig.4.23 Esquema del mecanismo recíprocante y fuerzas a analizar.	130
Fig.4.24 Fuerza máxima en las articulaciones.	134
Fig.4.25 Torque máximo.	134
Fig.4.26 Torque Pico hallado con Working Model (WM).	135
Fig.4.27 Evaluación a fatiga de los pines en el sistema recíprocante	136
Fig.4.28 Esquema de cargas en el eje motriz con ángulo de la manivela de -100°	137
Fig.4.29 DMF y DFC, eje motriz, ángulo de la manivela -5.401 radianes.	138
Fig.4.30 Dimensiones del eje Motriz	139
Fig.4.31 DCL del pin 2-3	141

Fig.4.32 DCL, Fuerzas en el balancín.	145
Fig.4.33 DCL balancín para una posición de -6.321 radianes de la manivela	145
Fig.4.34 Perfil geométrico propuesto para el balancín.	146
ANEXO I – Fig. 1. Constantes para calcular la fuerza Donandt.	156
ANEXO II - Fig. 1 Características del terminal G416 para el acople de muestras.	157
ANEXO III - Fig. 1 Dato general Bomba-Motor.	159
ANEXO III – Fig.2 Fuerza de empuje del cilindro hidráulico seleccionado.	160
ANEXO III – Fig.3 Esquema de las dimensiones del cilindro hidráulico.	161
ANEXO III – Fig.4 Dimensiones del cilindro hidráulico.	161
ANEXO III – Fig.5 Dimensiones de montaje ME6 del cilindro hidráulico	162
ANEXO III – Fig.6 Esquema hidráulico	162
ANEXO IV – Fig.1 Dimensiones y capacidad de la celda de carga seleccionada.	163
ANEXO VI – Fig.1 Referencia geométrica para el diseño de las poleas.	164
ANEXO VII – Fig. 1 Características de las poleas forjadas por rodillos.	166
ANEXO VIII – Fig.1 Coeficientes de superficie (Cs)	167
ANEXO VIII – Fig.2 Coeficientes de tamaño (Ct).	168
ANEXO VIII – Fig.3 DCL del eje motriz	170
ANEXO VIII – Fig. 4 Gráfico para determinar la sensibilidad a la entalla (Kt)	171
ANEXO X – Fig. 1 Características del soporte del eje motriz	173
ANEXO XIV – Fig. 1. Perfil del balancín.	177
ANEXO XIV – Fig. 2. Perfil del eslabón conector.	177
ANEXO XIV – Fig. 3. Perfil de la manivela.	178
ANEXO XV – Fig. 1. Lazo vectorial de posición de un mecanismo de 4 barras.	179
ANEXO XV – Fig. 2. Relaciones angulares en un mecanismo de 4 barras.	180
ANEXO XV – Fig. 3. Representación de los vectores de velocidad en un mecanismo de 4 barras	182
ANEXO XV – Fig. 4. Representación de los vectores de aceleración en un mecanismo de 4 barras	183

ANEXO XV – Fig. 5. Representación de los vectores de aceleración de los CG en cualquier eslabón del mecanismo de 4 barras	183
ANEXO XVI – Fig. 1. Resultados en Excel vs resultados en WModel de la posición de los eslabones 3 y 4	185
ANEXO XVI – Fig. 2. Resultados en Excel vs resultados en WModel de la velocidad de los eslabones 3 y 4	185
ANEXO XVI – Fig. 3. Resultados en Excel vs resultados en WModel de la aceleración de los eslabones 3 y 4	186
ANEXO XVI – Fig. 4. Resultados en Excel vs resultados en WModel de la aceleración de los CGs 3 y 4	186
ANEXO XVIII – Fig. 1. Relaciones de transmisión entre dientes de piñones	191
ANEXO XVIII – Fig. 2. Carta para la selección de cadenas	191
ANEXO XVIII – Fig. 3. Datos técnicos de cadenas	193
ANEXO XVIII – Fig. 4. Datos geométricos de cadenas	194
ANEXO XVIII – Fig. 5. Diseño de los dientes piñón.	197
ANEXO XIX – Fig. 1. Posiciones de montaje del motoreductor.	200
ANEXO XIX – Fig. 2. Datos técnicos del motoreductor seleccionado.	200
ANEXO XIX – Fig. 3. Dimensiones de montaje del moto-reductor.	201
ANEXO XIX – Fig. 4. Dimensiones de montaje del moto-reductor.	201
ANEXO XX – Fig. 1 Características técnicas del rodamiento SKF NU 228 ECML	202
ANEXO XX - Fig. 2 Selección gráfica de viscosidades real (v) y requerida (v_1)	204
ANEXO XX – Fig. 3 Determinación del factor (a_{SKF})	204
ANEXO XXII – Fig. 1 Estructura desglosada del trabajo de manufactura máquina de ensayos.	207

Lista de Símbolos y abreviaturas

A	Sumatoria de secciones transversales de los alambres
AF	Alma de fibra
Ar	Área resistente
A _m	Área metálica
A _{gi}	Aceleración del centro de masa del eslabón.
Cs	Coefficiente de Superficie
Ct	Coefficiente de Tamaño
C _{temp}	Coefficiente de Temperatura
C _{carg}	Coefficiente de carga
Cc	Coefficiente de confiabilidad
CG	Centro de gravedad
MBL	Mínimum Breaking Load
D	Diámetro de la polea
d	Diámetro del cable de acero
d _e	Diámetro del eje de sección circular
Ce	Carga en cantiléver los ejes superiores del acoplador.
Cy	Componente vertical de la carga de ensayo
Cx	Componente horizontal de la carga de ensayo
Cd	Capacidad dinámica

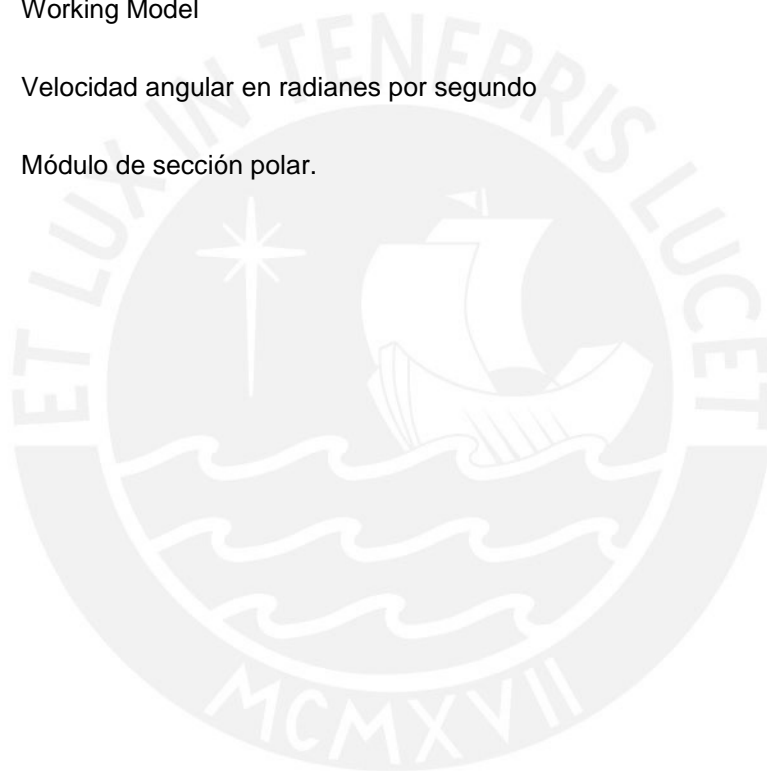
DCL	Diagrama de cuerpo libre
DMC	Diagrama de momentos cortantes
DMF	Diagrama de momentos flectores
D_p	Diámetro del piñón
E_i	Módulo de elasticidad de alambre
F_i	Carga interna resultante en el alambre en la capa i
F_b	Carga crítica de pandeo
FS	Factor de seguridad
F_{ij}	carga en un alambre en la capa i en un torón j .
F_{MAX}	Deflexión máxima
F_y	Límite de fluencia
F_{adm}	Deflexión admisible
F_y	Esfuerzo de Fluencia
G	Módulo de rigidez al cizallamiento
h_w	Longitud de torsión helicoidal de un alambre (paso del toron)
h_s	Longitud de torsión helicoidal de un torón (paso del cable)
HRC	Dureza Rockwell C
I_g	Inercia con respecto al centro de gravedad
I_G	Momento de Inercia con respecto al CG del eslabón
K	Curvatura
Kt	Sensibilidad a la entalla
L_{10m}	Vida nominal al 90% de confiabilidad
Mf	Momento flector

M_{\max}	Momento flector máximo
M_f	Momento para vencer la fricción
m_b	Peso de la barra
M_s	Momento superior
M_i	Momento inferior
N_e	Numero de ensayos
$N_{\text{rev-corr}}$	Número de ciclos de flexión doble invertida corregida
p_0	Presión global en el cable
P_r	Carga en cada rodamiento
P_c	Fuerza radial
P_{cr}	Carga crítica de pandeo
q_0	Presión lineal global
Q_i	Fuerzas internas de corte en un alambre en la capa i
R_0	Grado nominal del cable de acero (N/mm ²)
R_e	Relación de esbeltez.
R_t	Acabado superficial (profundidad de rugosidad)
r_w	Radio de enrollamiento de los alambres
R	Radio de la trayectoria helicoidal
r_s	Radio de enrollamiento de los torones
S/d^2	Esfuerzo de tracción global
S_i	Carga de tracción en un alambre en un toron
$S_{D,\text{sim}}$	Fuerza Limite de Donandt para flexión simple
$S_{D,\text{rev}}$	Fuerza Limite de Donandt para flexión doble invertida

S	Módulo de sección
S_i	Carga recíproca
S_y	Esfuerzo en el límite de fluencia del acero
s'	Carga para vencer la fricción de los rodamientos
t	Toneladas
V	Carga de corte
W	Módulo resistente a la flexión del cordón de soldadura.
Y	Deflexión en la viga
z_i	Número de alambres en la Capa o posición i del torón.
α_i	Ángulo de torsión del alambre en un torón
α	Aceleración angular
σ_t	Esfuerzo de tensión
σ_{adm}	Esfuerzo admisible
σ_b	Esfuerzo de flexión del alambre
σ_z	Esfuerzo de tracción axial global o nominal
σ_1	Esfuerzo principal 1
σ_2	Esfuerzo principal 2
σ'	Esfuerzo equivalente de Von Mises
σ_{alt}	Esfuerzo alternante a tracción-compresión
σ_{ult}	Esfuerzo de rotura
σ_{fs}	Esfuerzo superior
σ_{fi}	Esfuerzo inferior

σ_{eq}	Esfuerzo equivalente de Von Mises
σ_B	Esfuerzo máximo a tracción
σ_{fAlt}	Esfuerzo alternante a flexión.
σ_{fm}	Esfuerzo medio
σ_y	Esfuerzo de fluencia del material
β_i	Angulo de torsión del toron
β	Factor efectivo de concentración de esfuerzos
Γ	Angulo entre radios consecutivos de una polea
γ	Angulo de transmisión
δ_i	Diámetros nominales de los alambres
ΔS	Carga reciprocante o motriz.
Δl_s	Variación de longitud de un alambre
φ_s	Angulo de rotación de los torones
F	Fuerza debido a la fricción
ν_i	Relación de poisson del alambre
ρ	Densidad
T	Esfuerzo de torsión
τ_c	Esfuerzo cortante
U_i	Fuerza circunferencial
η	Factor de sensibilidad a la entalla
Φ	Angulo de giro de la manivela
θ_2	Posición angular de la manivela

ΣT	Sumatoria de los momentos de las fuerzas y pares de torsión.
$\Sigma \Delta L$	Sumatoria de las variaciones de longitud
ΣM_i	Sumatoria de momentos
ΣF_i	Sumatoria de fuerzas internas
$\Sigma \mu_i$	Sumatoria de fuerzas de fricción
μ	Coefficiente de fricción
WM	Working Model
ω	Velocidad angular en radianes por segundo
Z_p	Módulo de sección polar.



INTRODUCCIÓN.

Antecedentes

En la teoría de los mecanismos de falla de los elementos de máquina - tales como los cables de acero - el fenómeno de fatiga está definido como un tipo de falla causado por cargas fluctuantes en el tiempo, con la particularidad de que estas cargas son en magnitud incluso muy inferiores a las requeridas para generar la falla por tracción en el componente. Diversas teorías indican que la primera etapa de las fallas, es decir la nucleación de grietas, tienen su origen a nivel cristalográfico en los fenómenos de deslizamientos.

Adicionalmente existen evidencias de que las grietas se desarrollan en escala macroscópica a partir de muescas introducidas en los componentes durante su manufactura, las que luego se convierten en puntos de elevada concentración de esfuerzos que, por efecto de las cargas fluctuantes, se desarrollan en grietas que llegan al tamaño crítico hasta la falla súbita de la pieza, esta etapa está mejor explicada en las teorías de mecánica de la fractura.

Es característico que en los elementos sometidos a flexión las fallas por fatiga se inicien a partir de grietas formadas en la superficie del elemento, ya que es en esta zona donde se producen las mayores fluctuaciones de esfuerzos normales. Pero, también, el inicio y nucleación de grietas por efectos de cargas variables puede desarrollarse internamente como parte de la propia naturaleza del material, por ejemplo las inclusiones. La velocidad con que se produce una falla por fatiga, depende del historial de cargas (patrón y magnitud), de factores ambientales, de acabado superficial,

tratamiento térmico y mecánico del material, esfuerzos y materiales en contacto entre otros.

Los alambres, material básico de los cables de acero para uso en grúas, poseen alta energía interna debido al elevado contenido de carbono y a su acritud debido al trabajado mecánico de trefilado. Como consecuencia del proceso de trefilado se obtiene un alambre de microestructura texturizada. Aunque el conformado mejora las propiedades en fatiga resultan afectadas otras propiedades de dicho material lo cual afecta posteriormente el rendimiento a fatiga del alambre.

En un cable de acero, solicitado a flexión dinámica, incluso bajo cargas globales constantes, se producen esfuerzos fluctuantes de tipo radial en los puntos de contacto de los alambres entre sí o con materiales externos como ocurre durante la flexión sobre las poleas. Estos esfuerzos locales, si son elevados, llegan a producir deformación plástica de los alambres y constituyen el punto de nucleación de micro grietas.

Mediante adecuadas técnicas de análisis de fallas se han verificado que las roturas en los alambres individuales corresponden a los del tipo fatiga y, en el caso de los cables de acero, estas progresan de manera exponencial ya que al perderse sección metálica, los alambres restantes fallan debido al efecto de fatiga por alto nivel de esfuerzo mientras que un porcentaje aún menor falla por sobrecarga de tracción.

Existen diversos estudios con el propósito de predecir el número de ciclos de carga que puede durar un cable de acero hasta que se inicien las fallas por fatiga, sin embargo también existen estudiosos en este campo que opinan: *“Los mejores datos resultan de las mediciones reales, efectuadas sobre el equipo en servicio o de su operación en condiciones simuladas”* [1].

Definición del problema.

Se sabe que las fallas por fatiga que se presentan en los cables de acero, se originan por la presencia de esfuerzos fluctuantes de tipo local. Pero en el Perú no se cuenta con un método y/o mecanismo que permita reproducir, a nivel de laboratorio, con propósitos de investigación y desarrollo, este tipo de fallas en dichos elementos de máquina.

Bajo estados de flexión o carga axial pura de tipo estático y dinámico, los esfuerzos principales y secundarios que se desarrollan en los alambres que conforman el cable de acero son diferentes en magnitud e incluso superiores al *esfuerzo global**, esto debido principalmente al efecto del ángulo de torsión de manufactura y a las cargas de contacto entre los alambres. Se ha identificado que bajo estados de flexión dinámica, específicamente durante el desplazamiento del cable sobre las poleas (Fig. 1), ocurren picos adicionales de esfuerzos al inicio y fin del contacto cable - polea, cuya magnitud depende de las relaciones diámetro de cable y polea, radio de canaleta de polea y de sección del cable, longitud del cableado y arco de contacto, fuerza axial, entre otros.

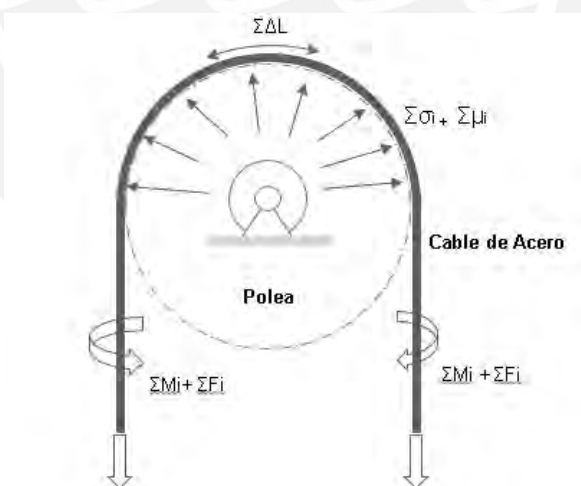


Figura 1. Fuerzas en el cable de acero flexionado bajo tensión sobre poleas.

Debido a que en los cables de acero el diferencial entre las magnitudes de esfuerzos fluctuantes en las sollicitaciones de flexión- tracción dinámica sobre poleas es mucho mayor comparándolo con el diferencial de magnitudes presentes en tracción dinámica axial, es de esperar que las fallas se presenten con mayor frecuencia en la primera situación.

Justificación

En el Perú, las industrias portuaria, petrolera, minera, pesquera, de la construcción entre otros, donde el uso de cables de acero es parte básica de su proceso operativo, demandan y demandarán mejores indicadores de vida útil de estos repuestos, principalmente por razones económicas, ambientales y de seguridad que se vuelven críticos si se observan ciclos cortos de re-cambio. Del tipo de mecanismos de fallas que ocurren en los cables de acero, se ha identificado a la fatiga como uno de los más comunes, debido, en la mayoría de casos al grado de desconocimiento acerca de los factores y parámetros reales involucrados.

Una evaluación de los factores y parámetros presentes en las fallas por fatiga con el propósito de desarrollar cables de acero de mejor desempeño, requiere de equipos de experimentación en el cual realizar comprobaciones cuantitativas y evaluar si, por ejemplo, los esfuerzos secundarios que se desarrollan internamente en el contacto y desplazamiento relativo, es decir los desarrollados a partir de la fricción entre alambres, pueden disminuirse en magnitud por adecuados métodos o elementos de lubricación o también introduciendo ciertas variables en el diseño y tecnología propia de la manufactura de los cables tales como la redistribución y/o ángulos de torsión de los alambres, torones, acabado mecánico del cable, tecnología del alambre, tratamiento mecánico, térmico, acabado superficial, aleaciones y materiales empleados, factores de seguridad, entre otros.

* El esfuerzo global es el esfuerzo axial calculado considerando los alambres paralelos, es decir sin la forma helicoidal que realmente tienen cuando conforman el cable de acero.

Propuesta solución.

Para complementar los estudios conducentes a la evaluación cuantitativa del rendimiento de los cables de acero solicitados a fatiga de flexión-tracción sobre poleas se requiere contar con una máquina de ensayos en la cual reproducir dichas condiciones.

Existen diversos modelos de máquinas de ensayos, desarrollados por varios investigadores. Muchas de estas máquinas están patentadas por lo que solamente se conocen de ellos alguna de sus características básicas. Un grupo de estas máquinas han sido desarrolladas para investigar un rango de diámetros de cables de acero por debajo de los 13mm, por otro lado existen máquinas para mayores diámetros de cables pero que no son asequibles debido principalmente a sus elevados costos y demanda de espacio físico.

Por lo tanto, se propone diseñar una máquina para realizar ensayos de cables de acero solicitados a fatiga por flexión-tracción sobre poleas.

Considerando la óptima relación técnico-económica, se contempla entre las características básicas el sistema de variación de la magnitud de la carga y la velocidad, el rápido intercambio de poleas, facilidad de mantenimiento, seguridad y el menor espacio físico posible.

Diámetros de cable vs cargas de ensayo

En el presente trabajo de diseño se considerarán los valores de resistencia mínima a la rotura (MBL) de los cables de acero 6x36 AA, según se especifica en la norma ISO 10425 para los correspondientes diámetros (d), las cargas para ensayo estarán en el rango 10 - 30% de MBL, según se muestra a continuación en la tabla 1

Diámetro d (mm)	MBL (Kg-f)	10%MBL (Kg-f)	20%MBL (Kg-f)	30%MBL (Kg-f)
22	36122	3612	7224	10837
26	53060	5306	10612	15918
29	66330	6633	13266	19899
32	81530	8153	16306	24459

Tabla 1.1. Resistencia a la rotura según diámetro de cable de acero.

Objetivos de la tesis

Objetivo General:

- Diseñar una máquina para ensayos de fatiga por flexión cíclica de cables de acero sobre poleas.

Objetivos específicos:

- Justificar la necesidad de reproducir - en la máquina a diseñar - el efecto de falla por fatiga en los cables de acero de diámetros 22mm – 32mm
- Establecer mediante el *proceso generalizado de desarrollo y diseño VDI 2221* las funciones de la máquina a diseñar.
- Calcular, seleccionar y realizar las comprobaciones de los componentes mecánicos principales de la máquina.
- Realizar la simulación y análisis con software especializado
- Realizar los planos de ensamble y de detalle de la máquina.

Metodología

En una primera etapa se estudiarán las características técnicas de los cables de acero, el comportamiento de estos bajo solicitaciones en las grúas.

Mediante la evaluación de probetas de cables de acero usados, proporcionadas por usuarios locales, se definirá el principal modo de falla de los cables de acero: **fatiga por flexión** tal vez incrementada en velocidad por factores que corresponderá estudiarse en trabajos futuros.

Con lo anterior en mente se procederá a realizar el diseño funcional de la máquina de ensayos, posteriormente se realizarán los cálculos y comprobaciones para en seguida pasar a elaborar los planos de detalle para la fabricación. Se realizará la simulación y análisis con ayuda de software especializado. Finalmente se establecerán las conclusiones y recomendaciones adecuadas al estudio.

Limitaciones.

No se fabricarán prototipos, No se realizarán ensayos experimentales, No se diseñan los aspectos eléctricos ni electrónicos, No se diseñará la cimentación de la máquina, se contempla que el equipo trabaje con cables desde 22mm hasta 32mm.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

1.1 EL CABLE DE ACERO – CARACTERÍSTICAS GENERALES

El cable de acero es un elemento mecánico de amplio empleo en las máquinas de elevación debido a que pueden transmitir fuerza a grandes distancias, siendo esto posible debido a sus propiedades simultáneas de alta resistencia y flexibilidad.

1.1.1 Componentes de un cable de acero.

Los cables de acero para uso estándar están constituidos por un conjunto de alambres, los cuales unidos conforman torones y estos a su vez enrollados alrededor de un núcleo forman el cable (Fig. 1.1).

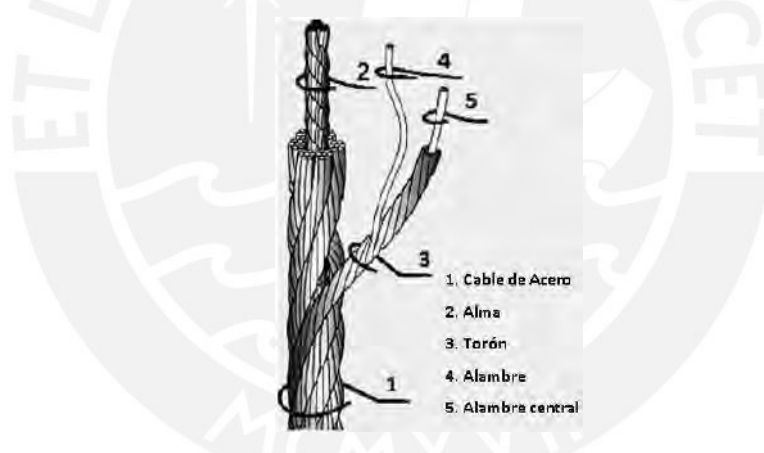


Fig. 1.1 Componentes de un cable de acero [2, p. 722].

a) El alambre

Es el componente básico del cable de acero obtenido mediante trefilado y patentado. El alambre posee alta resistencia (usualmente entre 140 a 210 kg/mm²) debido al alto contenido de carbono (SAE 1075) y a su acritud inducida por trefilado [3]. Las normas ISO 2232 e ISO 7800, ISO 7801, establecen los requisitos mínimos de los alambres para cables de acero.

b) El torón.

El torón representa el caso básico de configuración geométrica de alambres torcidos alrededor de un núcleo (el cual en la mayoría de casos es un alambre, ver Fig. 1.2).

Por lo general los alambres en los torones tienen torcido paralelo. Estos torones, una vez conformados como tal, pueden ser compactados por trefilado, rodillos o martillos (Fig. 1.2-b).

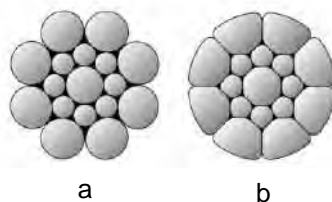


Fig.1.2 Vista seccional de un torón sin compactar(a) y compactado (b) [4]

Los torones para aplicaciones especiales pueden ser conformados de forma elíptica o triangular.

c) El alma del cable de acero

Elemento central sobre el cual se apoyan los torones en el cable, estos pueden ser de fibra (natural o sintética), de acero (cable independiente o torón), cables independientes cubiertos con polímeros, cable de acero independientes combinados con fibras de alta resistencia, entre otros. [5, p.30][6].

d) La estructura transversal

En Fig.1.3 se muestra un pequeño ejemplo de arreglo de alambres en un cable de acero.

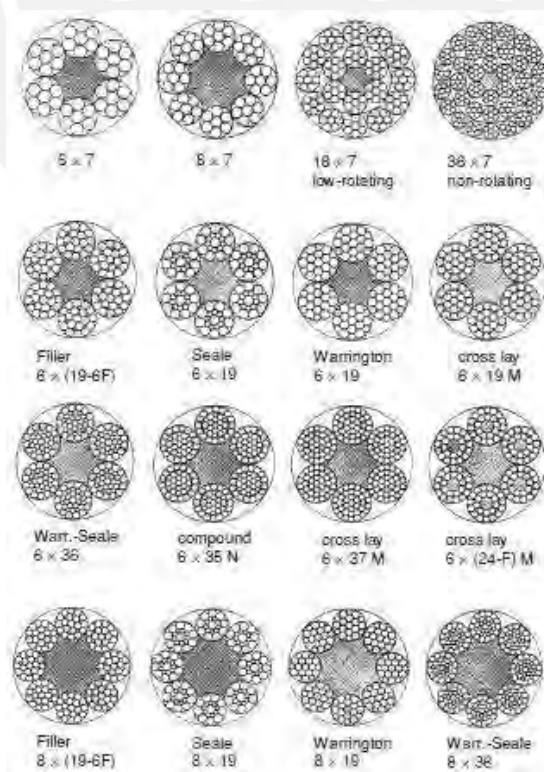


Fig. 1.3 Ejemplos de estructura transversal de cables de acero con alma de fibra [5, p. 37]

e) Preformación.

Es el resultado del trabajado mecánico que logra que los torones adopten forma helicoidal (Fig.1.4) lo que permite estabilidad, facilidad en la manipulación además de reportar mayores ciclos en las pruebas de fatiga [7]



Fig. 1.4 Preformado del cable de acero. [7]

f) Longitud del cableado (rope lay o paso).

Es la distancia de revolución completa del helicoide de un torón en un cable o del alambre en un torón alrededor de su núcleo, Fig. 1.5.

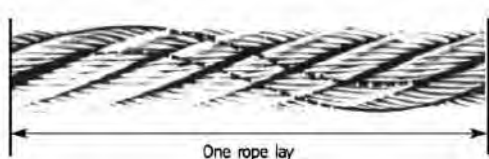


Fig.1.5 Paso en un cable de acero. [2, p. 724].

g) Dirección del torcido helicoidal

La dirección del torcido helicoidal de los torones en el cable puede realizarse en dirección derecha (Z) o izquierda (S), a su vez los alambres en los torones pueden estar en dirección derecha (z) o izquierda (s), según se muestra en la Fig. 1.6.

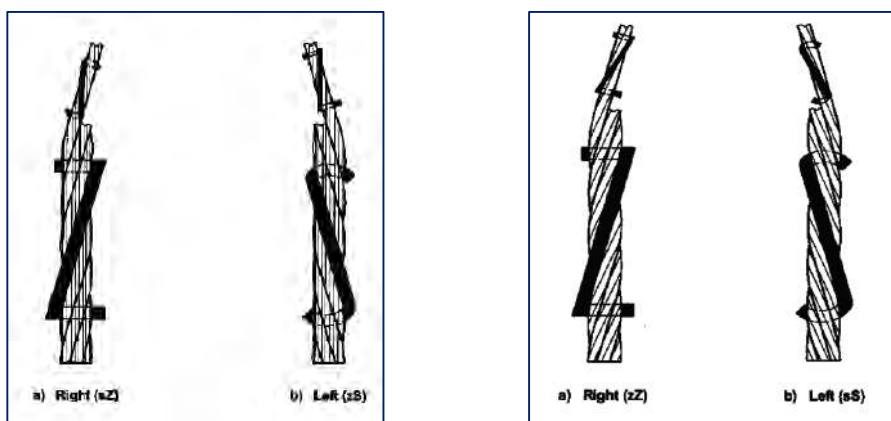


Fig. 1.6 Direcciones de torsión en los cables de acero [8].

1.1.2 Aplicación de los cables de acero

Los cables pueden emplearse en sollicitaciones dinámicas como las grúas, ascensores o en aplicaciones cuasi estáticas como en los puentes, los cables carril o en maniobras con eslingas (Fig. 1.7).

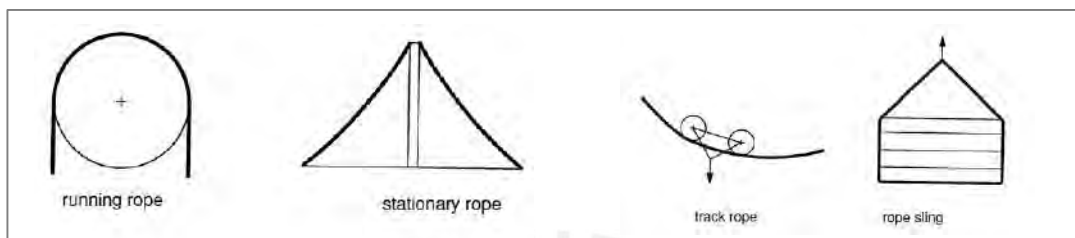


Fig.1.7 Aplicación de los cables de acero [5, p. 34].

1.1.3 Verificación del diámetro del cable de acero.

El diámetro del cable es el diámetro del círculo circunscrito, según el método normalizado ISO 10425, como se muestra en la Fig. 1.8.

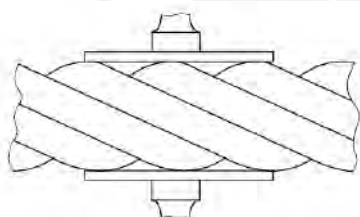


Fig. 1.8 Método normalizado de medición del diámetro de un cable de acero [9]

1.1.4 Designación de los cables de acero.

La Fig. 1.9 resume la metodología estándar para designar los cables de acero.

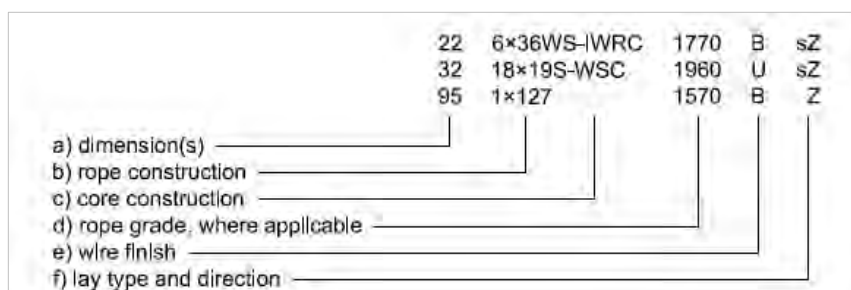


Fig. 1.9 Sistema de designación de los cables [8, p.25]

1.2 MECANISMOS DE FALLAS EN CABLES DE ACERO DE USO DINÁMICO

Los cables de referencia en el presente trabajo, que poseen propiedades de elevada resistencia y flexibilidad, constituyen parte esencial en la transmisión de fuerzas de tracción a grandes distancias como en el caso de las grúas (Fig. 1.10).



Fig. 1.10 Cables de acero a flexión en una grúa tipo RTG de 41t, puerto del Callao [10]

Los cables de acero poseen ventaja sobre los cables de fibra por su resistencia a la abrasión y sobre las cadenas porque en estas la unión soldada es un punto crítico, comparados con estos son menos ruidosos y trabajan a mayores velocidades [11].

1.2.1 Mecanismos de falla en los cables de acero de uso en grúas

A continuación se muestra un resumen los principales mecanismos de falla en cables de acero de uso dinámico según *Herber R. Weischedel*, "*Crane Wire Rope Damage and Nondestructive Inspection Methods*", [12]

a) *Falla por aplastamiento debido al enrollamiento*: En los tambores, las primeras capas resultan comprimidas y dañadas por las capas superiores, un mal enrollamiento produce cruces y aplastamientos.

b) *Falla por corrosión*: Este fenómeno produce pérdida de material y en presencia de temperaturas elevadas se incrementa su velocidad de acción sobre los alambres.

c) *Fallas por vibración*: Durante las maniobras de carga/descarga se producen ondas transversales y longitudinales que chocan en los puntos de anclaje principalmente, siendo en estos puntos donde ocurren roturas debido a mayores esfuerzos localizados.

d) *Fallas por torque axial*: Bajo carga y a medida que se incrementa la longitud se producen en el cable fuerzas de torque que tienden a destorcer el cable, afectando la resistencia del cable si esta situación se vuelve crítica.

e) *Fallas por Desgaste*: Se manifiesta por pérdida de material y ocurre por el deslizamiento relativo entre los alambres internos del cable con la superficie de la polea, entre superficies del mismo cable. Adicionalmente puede ocurrir por el desplazamiento sobre bordes estructurales, elevados ángulos al salir de las poleas, esto último genera incluso esfuerzos de torque axial con modificación de la longitud de torcido helicoidal de los torones en el cable.

f) *Fallas por fatiga*: En los cables de acero el efecto de la fatiga es propia de la naturaleza de la operación ya que los procesos de carga/ descarga, flexión/enderezamiento generan en los componentes del cable esfuerzos internos cíclicos y variables de tracción y otros de tipo secundario tales como fricción, ovalamiento, momentos de flexión, fenómenos de contacto internos y externos los cuales varían en intensidad dependiendo del diseño y configuración de los cables de acero. Los extremos cuadrados, perpendiculares al eje longitudinal de los alambres rotos en un cable, conjuntamente con la poca elongación y escasa deformación transversal son típicas evidencias de fallas por fatiga. [5, p.204], [12], [13],[14]. Las roturas pueden ser internas o externas. Se sabe con respecto al mecanismo de la falla por fatiga que estas comienzan siempre como una pequeña grieta, la cual bajo repetidas aplicaciones de esfuerzos crece, reduciéndose la sección transversal que soporta la carga, incrementándose el esfuerzo sobre la sección remanente, la que finalmente no es lo suficientemente fuerte para soportar la carga y entonces la expansión de la fractura se desarrolla instantáneamente [15]. Además las cargas aplicadas sobre cualquier elemento de máquina pueden ser estáticas, repetidas e invertidas, fluctuantes, de impacto, aleatorias, las que a su vez tiene relación directa con en los tipos de esfuerzos que se producen internamente en el elemento (ver Fig.1.11)

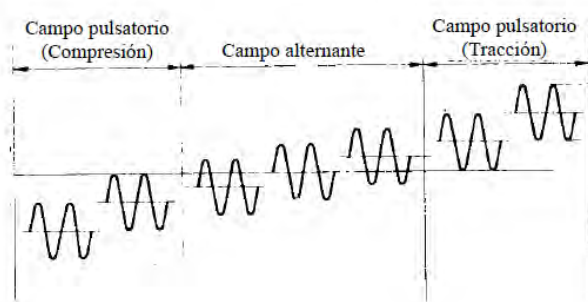


Fig. 1.11 Tipos de esfuerzos en los elementos de máquina [16]

1.2.2 Casos de fallas por fatiga por flexión cíclica en cables de acero

En la Fig. 1.12 se muestra el estado de los torones de un cable de acero retirado de una grúa Derrick tras un accidente. El estudio realizado por el instituto de seguridad industrial de Japón, mediante técnicas de barrido electrónico [17], determinó que las flexiones cíclicas de cable de acero sobre poleas generaron deformación plástica de los alambres, desgaste interno y principalmente roturas de fatiga.



Fig. 1.12 Detalles de roturas por fatiga en los alambres de un cable de acero [17, p. 3].

La Fig. 1.13, muestra el estado de un cable después de una prueba de fatiga, en una muestra de un cable de 2" de diámetro construcción 6x25 - AF, resultante de ensayos de fatiga. Se observa deformación plástica preliminar en los alambres exteriores que estuvieron en contacto con las poleas. [18]

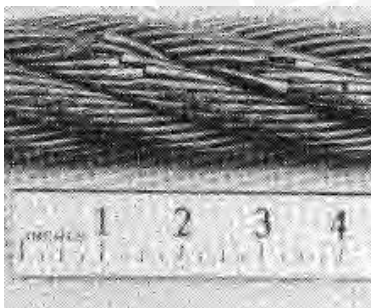


Fig. 1.13 Roturas de alambres en una muestra de cable de acero ensayado a fatiga [18, p.25].

1.2.3 Antecedente local de fallas por fatiga en cables de acero.

Las figuras 1.14 – 1.16 muestran fotografías del estado de los cables de acero después de un cierto periodo de trabajo en unas grúas de manipulación de contenedores en un puerto del Perú.



Fig. 1.14 Cable 6x36 d. 30 mm después de 120000 ciclos de carga, 180 días aprox. [Imagen tomada por el Autor].



Fig. 1.15 Cable 8x26mm d. 30mm, después de 170000 ciclos de carga, 240 días aprox. [Imagen tomada por el autor].



Fig. 1.16 Cable 6x26mm, d.30mm, después de 150000 ciclos de carga, 200 días [Imagen tomada por el Autor].

Ensayos posteriores revelaron que la sumatoria del número de roturas (internas y externas) en un sector del cable equivalente a 30 veces el diámetro nominal del cable, excedían hasta en 5 veces los criterios de descarte según método de evaluación propuesto por ISO 4309, por lo que se sugería realizar estudios convenientes para establecer la correlación entre los ciclos de flexión, las roturas visibles (externas), las roturas no visibles (internas), los criterios de descarte de las normas técnicas y los factores de seguridad empleados.

1.3 TEORIA DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DEL CABLE DE ACERO.

Los cables de acero están solicitados a cargas fluctuantes durante su vida útil. Como elementos estructurales, en los puentes por ejemplo, están solicitados a cargas cuasi estáticas de tracción, mientras que como elementos de máquinas, como en las grúas, están solicitados al efecto combinado de flexión-tracción, debido al necesario uso de poleas. Los esfuerzos fluctuantes en los alambres individuales pueden variar con respecto al esfuerzo global, considerándose como la razón principal de esta variación la posición y la distribución espacial que tienen los alambres dentro del cable.

1.3.1 Modelos matemáticos cable a tracción.

El valor de los esfuerzos en los alambres individuales puede estimarse, a partir de modelos matemáticos. El presente apartado muestra de manera resumida los modelos

presentados por *Klaus Feyrer (2007)* en su libro *WIRE ROPE, ENDURANCE, RELIABILITY*.

Las relaciones geométricas existentes en la configuración helicoidal de los alambres en un torón es el punto de partida en la mayoría de modelos que estudian los cables de acero.

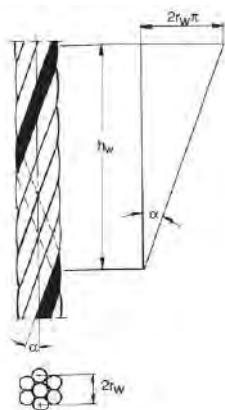


Fig. 1.17 Relaciones geométricas de un alambre en un torón [5, p.25]

A partir de la figura 1.17 el ángulo de torsión (α), está definido como:

$$\tan \alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_w}{h_w} \quad (1.1)$$

Siendo, (h_w) la longitud de torsión o paso y (r_w) el radio del enrollamiento de los alambres, con el subíndice W del inglés wire. Es posible establecer paramétricamente la trayectoria helicoidal espacial de un alambre en un torón a partir de la figura 1.18

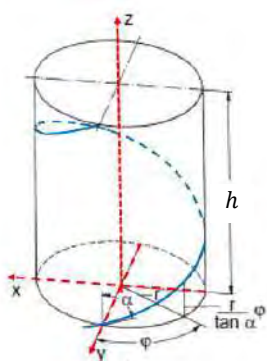


Fig. 1.18 Curva espacial de un alambre en un torón. [5, p. 72]

Del gráfico:

$$\begin{aligned}
 x &= -r \cdot \sin \varphi \\
 y &= r \cdot \cos \varphi \\
 z &= \frac{r}{\tan \alpha} \cdot \varphi
 \end{aligned}
 \tag{1.2}$$

Donde (φ) representa el ángulo de rotación y (r) representa el radio de la trayectoria helicoidal del alambre ($r = r_w$). De la ecuación 1.1. el paso de torcido es:

$$h_w = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{\tan \alpha} \tag{1.3}$$

En el caso más simple, como sucede en un mono - torón, el esfuerzo en un alambre se puede deducir a partir de hallar la variación en la curvatura (K) y el enrollamiento (T).

$$K = \frac{1}{\rho} \tag{1.4}$$

Donde el radio de curvatura es:

$$\rho = \frac{r}{\sin^2 \alpha} \tag{1.5}$$

Y el enrollamiento:

$$T = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{r} \tag{1.6}$$

El esfuerzo de flexión en un alambre está definido por la ecuación:

$$\sigma_b = \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} \right) \frac{\delta}{2} E \tag{1.7}$$

El esfuerzo de torsión en un alambre está definido por:

$$\tau = (T - T_0) \frac{\delta}{2} G \tag{1.8}$$

Donde el subíndice 0 representa el estado inicial sin el efecto de la carga de tracción.

En un *cable de acero* (estándar con 01 capa de torones) la curva espacial de los *torones* por analogía con la ecuación en 1.2 y tendría la forma:

$$\begin{aligned}
 x_S &= -r_S \cdot \sin \varphi_S \\
 y_S &= r_S \cdot \cos \varphi_S \\
 z_S &= -\frac{r_S}{\tan \beta} \cdot \varphi_S
 \end{aligned}
 \tag{1.9}$$

β representa el ángulo de torsión y φ_S el ángulo de rotación de la hélice del torón.

1.3.2 Esfuerzos en un cable a tracción.

Los alambres en un cable de acero bajo carga están solicitados a esfuerzos de tensión, para propósitos prácticos no se consideran el esfuerzo realmente presente en cada alambre constituyente, por el contrario se considera este esfuerzo como global o nominal:

Esfuerzo Global:

$$\sigma_{z1} = \frac{S}{d^2} \tag{1.10}$$

Esfuerzo Nominal:

$$\sigma_{z2} = \frac{S}{A} \tag{1.11}$$

Siendo A , la sumatoria de las secciones transversales de los alambres en el cable de acero.

El esfuerzo real en cada alambre puede ser mayor debido a que adicionalmente a los esfuerzos de tracción producto de las fuerzas de tensión, se producen en los alambres esfuerzos de flexión y torsión.

Las hipótesis planteadas por Feyrer acerca de las diferencias en los esfuerzos presentes en los alambres se basan en:

- a) La presencia de diferentes ángulos de torsión de los alambres y torones.
- b) Los torones y alambres están acomodados ligeramente sueltos en su base y en forma helicoidal por lo tanto todos no soportarían parte de la carga desde el inicio.

Dado que las situaciones indicadas son difíciles de calcular se plantea para propósitos de simplificación en los cálculos que:

- Todos los alambres soportan parte de la carga de tracción desde el principio de la aplicación de la carga.
- Los esfuerzos permanecen en el rango elástico.
- Los esfuerzos residuales producidos durante la manufactura pueden ser despreciados (Aunque estos representarían una marcada influencia en el esfuerzo promedio durante las cargas fluctuantes).

A) Esfuerzos de corte en los alambres en un torón.

Se sabe que un torón bajo carga axial y debido a la forma helicoidal de sus alambres desarrolla un torque que tenderá a girar el cable en sentido contrario al enrollamiento, asumiendo fijos los extremos del torón, en un alambre de la capa i se desarrollan cargas externas de tracción S_i en la dirección de los torones y fuerzas circunferenciales U_i de torque las que deberán equilibrarse con las fuerzas internas de tensión F_i y de corte Q_i tal como se muestra en la figura 1.19.

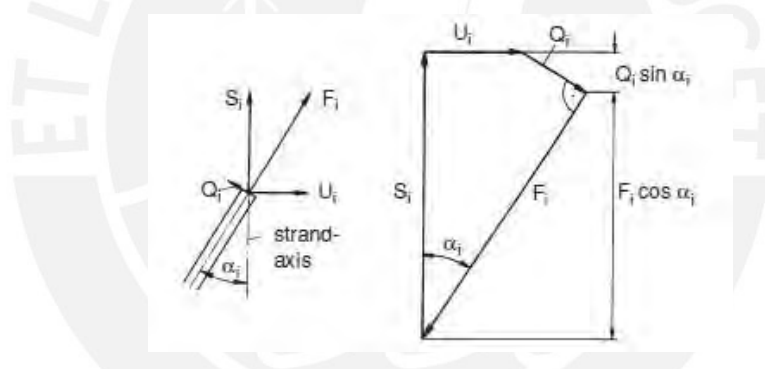


Fig. 1.19 Fuerzas sobre un alambre en un torón [5, p.63]

De la figura:

$$S_i = Q_i \sin \alpha_i + F_i \cos \alpha_i \quad (1.12)$$

O también

$$F_i = \frac{S_i - Q_i \sin \alpha_i}{\cos \alpha_i} \quad (1.13)$$

Además:

$$U_i = F_i \sin \alpha_i - Q_i \cos \alpha_i \quad (1.14)$$

El esfuerzo de corte Q_i en el alambre de la capa i es causada por la flexión y torsión de dicho alambre. Berg (1907) plantea la siguiente ecuación para el esfuerzo de corte Q_i :

$$Q_i = \frac{\sin \alpha_i}{r_i} \cdot (M_{b,i} \cdot \cos \alpha_i - M_{tor,i} \cdot \sin \alpha_i) \quad (1.15)$$

Reemplazando 1.15 en 1.13 se obtiene:

$$F_i = \frac{S_i}{\cos \alpha_i} - \frac{\sin^2 \alpha_i}{r_i \cdot \cos \alpha_i} \cdot (M_{b,i} \cdot \cos \alpha_i - M_{tor,i} \cdot \sin \alpha_i) \quad (1.16)$$

Según Berg (1907), parte del momento torsor causado por un alambre en la capa i es:

$$M_i = F_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha_i - Q_i \cdot r_i \cdot \cos \alpha_i + M_{b,i} \cdot \sin \alpha_i + M_{tor,i} \cdot \cos \alpha_i \quad (1.17)$$

Por otra parte Czitary (1952) plantea las siguientes ecuaciones para los momentos de flexión $M_{b,i}$ y torsión $M_{tor,i}$:

$$M_{b,i} = E_i \cdot J_i \cdot \left(\frac{\sin^2 \alpha_i}{r_i} - \frac{\sin^2 \alpha_{0i}}{r_{0i}} \right) \quad (1.18)$$

$$M_{tor,i} = G_i \cdot J_{pi} \cdot \left(\frac{\sin \alpha_i \cdot \cos \alpha_i}{r_i} - \frac{\sin \alpha_{0i} \cdot \cos \alpha_{0i}}{r_{0i}} \right) \quad (1.19)$$

Donde G es el Modulo de corte, J_p es el momento polar de inercia. El índice "0" representa el estado antes de la carga.

Czitary demostró, también, que los valores $M_{b,i}$ y $M_{tor,i}$ pueden despreciarse en los cálculos de la fuerza F_i por ser muy pequeños. Por lo tanto Q_i también se puede despreciar, por lo que la nueva relación de fuerzas sería según se muestra en Fig. 1.20:

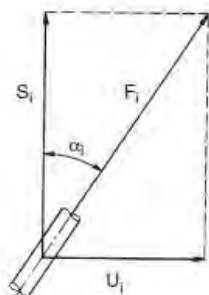


Fig. 1.20 Fuerzas en un alambre en un torón despreciando la fuerza de corte [5, p.64]

Luego de 1.13:

$$F_i = \frac{S_i}{\cos \alpha_i} \quad (1.20)$$

Y de 1.14, la fuerza circunferencial sería:

$$U_i = F_i \sin \alpha_i \quad (1.21)$$

A partir de 1.17, el nuevo torque para el alambre en la capa i sería:

$$M_i = F_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha_i \quad (1.22)$$

B) Esfuerzos de tracción en un alambre en un torón.

Para determinar los esfuerzos de tracción de un alambre en un torón se asume que las secciones transversales de los alambres permanecen planas antes y después de elongación por aplicación de la carga. Siendo posible calcular la elongación en cada alambre, es posible calcular también la carga aplicada en cada uno de ellos. A partir de 1.20, la componente de la fuerza en el alambre en la dirección del eje del torón se tiene:

$$S_i = F_i \cos \alpha_i \quad (1.23)$$

Conocidos el área A_i y el módulo de elasticidad del material E_i , la carga en un alambre en la capa i sería:

$$F_i = \frac{\Delta l_i}{l_i} \cdot E_i \cdot A_i \quad (1.24)$$

Siendo l_i la longitud del alambre y Δl_i su elongación como se observa en la figura 1.21

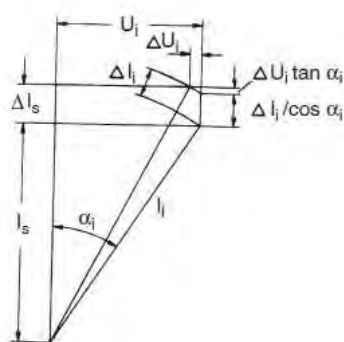


Fig. 1.21 Elongación de un torón [5, p.66]

De donde la elongación de un alambre resulta:

$$\Delta l_i = (\Delta l_S - \Delta u_i \cdot \tan \alpha_i) \cdot \cos \alpha_i \quad (1.25)$$

O también:

$$\Delta l_i = \Delta l_S \cdot \cos \alpha_i - \Delta u_i \cdot \sin \alpha_i \quad (1.26)$$

Si la deformación de un alambre se define como:

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta l_i}{l_i} \quad (1.27)$$

La longitud del torón y la longitud del alambre se relacionan mediante:

$$l_i = \frac{l_S}{\cos \alpha_i} \quad (1.28)$$

Y la contracción circunferencial del helicoide del alambre con respecto a su elongación, (relación de Poisson) se definen como:

$$v_i = \frac{\Delta u_i / u_i}{\Delta l_i / l_i} \quad (1.29)$$

Así mismo de la figura 1.21 y de 1.34, se tiene que u_i es el radio de enrollamiento y Δu_i es su contracción.

O expresado de otro modo con 1.29 en 1.27 se obtiene:

$$\Delta u_i = \varepsilon_i \cdot v_i \cdot u_i \quad (1.30)$$

Además de la figura 1.21:

$$u_i = l_i \cdot \sin \alpha_i \quad (1.31)$$

Luego reemplazando 1.31 en 1.30:

$$\Delta u_i = \varepsilon_i \cdot v_i \cdot l_i \cdot \sin \alpha_i \quad (1.32)$$

Reemplazando en 1.26 la elongación resulta:

$$\Delta l_i = \Delta l_S \cdot \cos \alpha_i - (\varepsilon_i \cdot v_i \cdot l_i \cdot \sin \alpha_i) \cdot \sin \alpha_i \quad (1.33)$$

Reemplazando 1.27 en 1.33 y despejando, la elongación nuevamente podría expresarse como:

$$\Delta l_i = \frac{\Delta l_S \cdot \cos \alpha_i}{1 + v_i \cdot \sin^2 \alpha_i} \quad (1.34)$$

Luego con 1.26 y 1.32 en 1.24 se obtiene la fuerza de tracción en un alambre en la capa i en función de la elongación del torón:

$$F_i = \frac{\Delta l_S \cdot \cos^2 \alpha_i}{l_S \cdot (1 + v_i \cdot \sin^2 \alpha_i)} \cdot E_i \cdot A_i \quad (1.35)$$

Luego, despejando, se determina el esfuerzo a tracción σ_{ii} del alambre en la capa i .

C) Esfuerzos en el alambre de un cable.

Relaciones análogas a los cálculos anteriores pueden plantearse para un cable de acero, en este caso es posible considerar el torón como un alambre y el cable como un torón. Luego la carga de tracción en un alambre de la capa i en el torón j será:

$$F_{ij} = \frac{\Delta l_j \cdot \cos^2 \alpha_{ij}}{l_j \cdot (1 + v_{ij} \cdot \sin^2 \alpha_{ij})} \cdot E_{ij} \cdot A_{ij} \quad (1.36)$$

La longitud del cable tiene la relación:

$$L = l_j \cdot \cos \beta_j \quad (1.37)$$

Además:

$$\frac{\Delta l_j}{l_j} = \frac{\Delta L}{L} \cdot \frac{\cos^2 \beta_j}{1 + v_j \cdot \sin^2 \beta_j} \quad (1.38)$$

Luego con 1.36, 1.37 y 1.38 se obtienen la fuerza aplicada en un alambre en la capa i en el torón j en función de la elongación del cable.

$$F_{ij} = \frac{\Delta L}{L} \cdot \frac{\cos^2 \beta_j}{1 + v_j \cdot \sin^2 \beta_j} * \frac{\cos^2 \alpha_{ij}}{(1 + v_{ij} \cdot \sin^2 \alpha_{ij})} \cdot E_{ij} \cdot A_{ij} \quad (1.39)$$

1.3.3 Modelos matemáticos cable a flexión.

El esfuerzo global de flexión de un cable de acero, sin considerar el efecto del helicoides de los alambres, propuesto por Reuleaux (1861) está definido por:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{D} \cdot E \quad (1.40)$$

Una curva espacial para un torón a flexión se muestra en la figura 1.22, similarmente a lo que sucede en la tracción pura, los esfuerzos en los alambres se calculan a partir de la diferencia en la curva espacial de los mismos antes y después de la flexión.

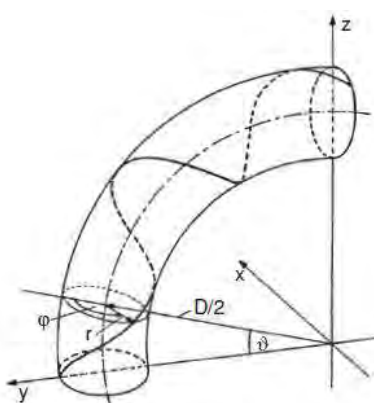


Fig. 1.22 Curva espacial de un alambre en un torón a flexión, Schiffner [5, p.174]

Paetzel (1969) y Wiek (1973), plantearon las siguientes ecuaciones espaciales para un alambre en un torón bajo flexión:

$$\begin{aligned} x &= -r_W \cdot \sin \varphi_W \\ y &= \frac{D}{2} \cdot \cos(\vartheta - \vartheta_0) + r_W \cdot \cos \varphi_W \cdot \cos(\vartheta - \vartheta_0) \\ z &= \frac{D}{2} \cdot \sin(\vartheta - \vartheta_0) + r_W \cdot \cos \varphi_W \cdot \sin(\vartheta - \vartheta_0) \end{aligned} \quad (1.41)$$

Donde ϑ representa el ángulo de enrollamiento del torón alrededor de la polea y φ_W representa el ángulo de enrollamiento del alambre alrededor del eje del torón.

Schiffner (1986) plantea las siguientes ecuaciones para la curva espacial de un alambre en el cable de acero [5, p.176]:

$$x = -r_S \cdot \sin \varphi_S - r_W \cdot [\cos(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \sin \varphi_S + \sin(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \cos \varphi_S \cdot \cos \beta]$$

$$\begin{aligned}
y &= \cos\left(\frac{h_S}{\pi \cdot D} \cdot \varphi_S - \vartheta_0\right) \cdot \left(\frac{D}{2}\right) \\
&\quad + r_S \cdot \cos \varphi_S + r_W [\cos(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \cos \varphi_S - \sin(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \sin \varphi_S \cdot \cos \beta] \\
&\quad + \sin\left(\frac{h_S}{\pi \cdot D} \cdot \varphi_S - \vartheta_0\right) \cdot r_W \cdot \sin(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \sin \beta \\
z &= \sin\left(\frac{h_S}{\pi \cdot D} \cdot \varphi_S - \vartheta_0\right) \cdot \left(\frac{D}{2}\right) \\
&\quad + r_S \cdot \cos \varphi_S + r_W [\cos(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \cos \varphi_S - \sin(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \sin \varphi_S \cdot \cos \beta] \\
&\quad - \cos\left(\frac{h_S}{\pi \cdot D} \cdot \varphi_S - \vartheta_0\right) \cdot r_W \cdot \sin(\varphi_W - \varphi_S) \cdot \sin \beta
\end{aligned}
\tag{1.42}$$

En la figura 1.23, a partir de 1.7, se muestran los esfuerzos de flexión en los alambres en distintas posiciones dentro de un cable de torcido regular.

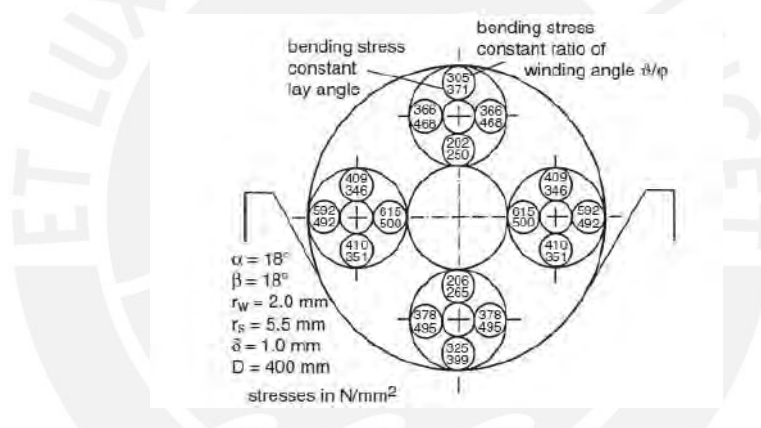


Fig. 1.23 Esfuerzos de flexión en los alambres de un cable de torcido regular, Schiffner [5, p.178]

El número en la parte superior muestra el esfuerzo considerando constantes las relaciones de enrollamiento ϑ/φ_S y el número inferior es considerando constante el ángulo de torcido β . El esfuerzo global para este mismo cable a partir de la ecuación de Reuleaux es de 500 N/mm^2 .

1.3.4 Ensayo $\sigma - \varepsilon$ de un alambre y un cable de acero

En el ensayo esfuerzo (σ) - deformación (ε) de un alambre, se observa que, debido a sus particulares características técnicas, no es posible establecer con exactitud su límite de fluencia, estimándose dicho valor a partir de una pequeña deformación residual (ε_r) igual a 0.2%, como se muestra en Fig. 1.24

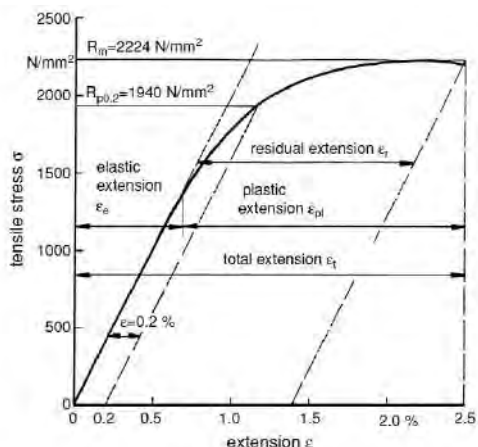


Fig. 1.24 Diagrama tensión deformación de un alambre enderezado $d = 1.06$ mm. [5, p.7].

En la tabla 2.1 se muestran la existencia de variación entre los valores de deformación total hasta la rotura, límite de fluencia y módulo de elasticidad para ensayos realizados en alambres antes y después del cableado.

Estado del alambre	Deformación total (%)	Límite de Fluencia (% MBL)	E (N/mm ²)
Antes del cableado	1.5 – 4	75-95	195 000
Retirado del cable	1.4 – 2.9	85 - 99	199 000

Tabla 1.2 Diagrama tensión deformación de un alambre enderezado $d = 1.06$ mm. [5, p.8].

En un cable de acero la curva $\sigma - \epsilon$ tiene un patrón no lineal. En la figura 1.25 se muestra el ensayo de tracción de un cable de acero con alma de fibra, observándose un progresivo incremento en la resistencia y menor elongación conforme se incrementa la carga. Se observa también, que las curvas de carga y descarga siguen trayectorias distintas, lo cual es atribuido a la fricción entre alambres. Por lo anterior el módulo de elasticidad del cable es completamente diferente al de su componente base, el alambre.

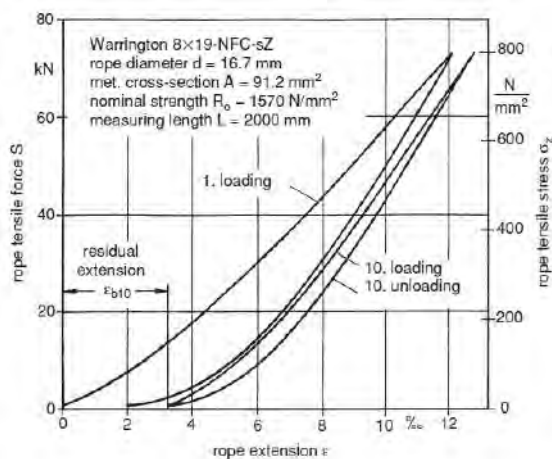


Fig. 1.25 Curva tensión - deformación para un cable de acero con alma de fibra [5, p.8]

1.3.5 Esfuerzos cable-polea

Durante la flexión-tracción se generan esfuerzos de presión que varían en intensidad entre el cable de acero y la garganta de la polea. Según refiere Feyrer, los investigadores Wiek y Molkow (1982), demostraron que estos esfuerzos son mayores en el punto de contacto inicial cable polea debido a la rigidez a la flexión del cable. Estos esfuerzos se deducen a partir de la Fig. 1.26.

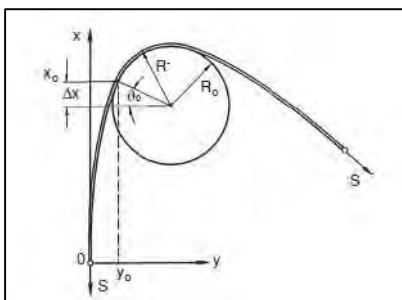


Fig. 1.26 Cinta sobre polea [5, p.189]

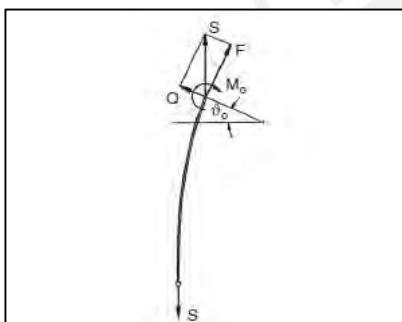


Fig. 1.27 Fuerzas sobre un tramo de cinta desplazándose sobre una polea [5, p.190]

Un acercamiento al punto de contacto cable – polea, Fig.1.27, permite observar que la fuerza de tracción F en el ángulo límite ϑ_0 es:

$$F = S \cdot \cos \vartheta_0 \quad (1.43)$$

Mientras que la fuerza de contacto entre el cable y la polea es:

$$Q = S \cdot \sin \vartheta_0 \quad (1.44)$$

El esfuerzo de presión lineal q_0 puede derivarse desde el diferencial (Fig.1.28):

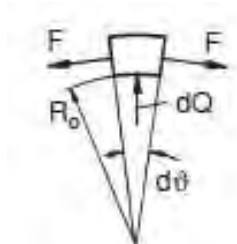


Figura 1.28 Elemento diferencial de cinta sobre polea [5, p.192].

Planteándose:

$$dQ = 2 \cdot F \cdot \sin \frac{d\theta}{2} \quad (1.45)$$

De donde resolviendo se obtiene la expresión de presión lineal global:

$$q_0 = \frac{2 \cdot S}{D} \quad (1.46)$$

Presión lineal cable de acero - polea.

La presión lineal cable - polea, mientras el cable se desplaza sobre la polea fue medida por Haberle (1995), fig. 1.29. Se muestran valores pico en los valores de presión a la entrada y a la salida del cable de la polea.

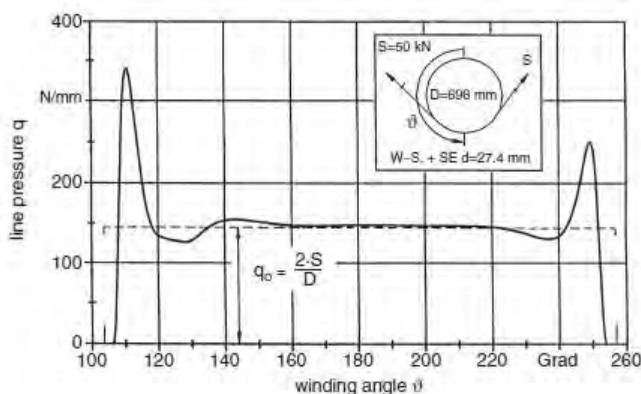


Fig. 1.29 Presión lineal q entre cable y polea (Haberle 1995) [5, p. 194]

Presión global en el cable

La presión global, usado como criterio de dimensionamiento, resulta de distribuir la presión lineal entre el diámetro d del cable, considerado este como una barra redonda.

$$p_0 = \frac{q_0}{d} = \frac{2 \cdot S}{D \cdot d} \quad (1.47)$$

1.3.6 Efecto de la carga y la relación D/d en el Número de ciclos de flexión.

Ensayos realizados por Schmidt, muestran que la carga y la relación entre los diámetros de polea y cable (D/d) ejercen notable influencia en el número de ciclos de flexión que durará un cable de acero. En la figura 1.30, se observa que para un valor límite denominado fuerza de Donandt, y con una relación D/d constante, un incremento en la carga S/d^2 , causa que el número de ciclos de flexión disminuya abruptamente.

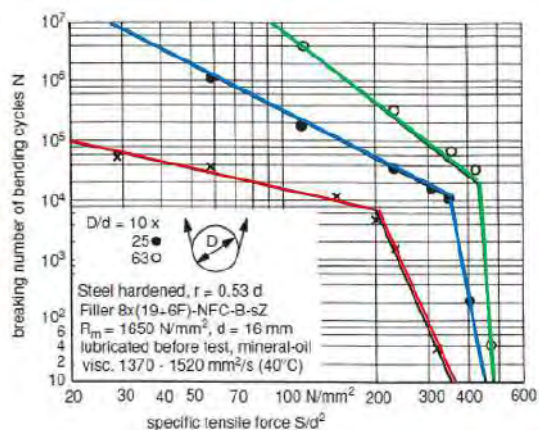


Fig. 1.30 Ciclos de flexión para rotura vs tensión específica [5, p.212]

1.3.7 Fuerza Donandt.

Estado límite del esfuerzo en el cable, manifestada por una disminución abrupta en el número de ciclos de flexión, debido a que gran número de alambres alcanzan el límite de fluencia. Para flexión simple la fuerza límite de Donandt se calcula con (eq. 1.48) y para flexión doble invertida se emplea (eq. 1.49):

$$S_{D,sim} = q_0 \cdot F_{min} + q_1 \cdot \frac{d}{D} \cdot F_{min} \quad (1.48)$$

$$S_{D,rev} = (q_0 - 0.035) \cdot F_{min} + (q_1 - 0.25) \cdot \frac{d}{D} \cdot F_{min} \quad (1.49)$$

1.3.8 Cálculo del número de ciclos de flexión.

Diversos estudios experimentales realizados por Feyrer presentan las siguientes formulaciones para predecir el número de ciclos que durará un cable de acero.

$$\log N = a_0 + a_1 \cdot \log \frac{S \cdot d_0^2}{S_0 \cdot d^2} + a_2 \cdot \log \frac{D}{d} + a_4 \cdot \log \frac{S \cdot d_0^2}{S_0 \cdot d^2} * \log \frac{D}{d} \quad (1.50)$$

Considerando el grado de los alambres, el diámetro, longitud de flexión se usa:

$$\log N = b_0 + \left(b_1 + b_4 \cdot \log \frac{D}{d} \right) \cdot \left(\log \frac{S}{S_0} - 0.4 \cdot \log \frac{R_0}{1770} \right) + b_2 \cdot \log \frac{D}{d} + b_3 \cdot \log d + \frac{1}{b_5 + \log \frac{l}{d}} \quad (1.51)$$

Los valores de a_i y b_i se encuentran indicados en el ANEXO XVIII, así mismo los factores de corrección aplicables.

BIBLIOGRAFÍA CAPITULO I

- [1] Robert L. Norton, *Diseño de Máquinas*, Ed. Pearson, 4ta Edic., México, 2011, p. 244.
- [2] Peter R.N. Childs, Chapter 17, *Wire Rope Mechanical Design Engineering Handbook*, 2014, p. 722.
- [3] Humberto Gomez V - José Wilches B. *Mecanismos y modos de falla en cables metálicos estructurales*, Universidad del Norte, Colombia, 2003, p.127.
- [4] R.Verreet, *Special wire ropes, technical documentation*,CASAR, Alemania , 2004, p.5.
- [5] Klaus, Feyrer, *Wire rope, endurance, reliability*, Ed. Springer, Stuttgart, Alemania , 2007, p.30;
- [6] IML.Ridge, N.O'Hear,R.Verreet y otros, High streng fibre cored steel wire rope for deep hoisting applications, OIPEEC conference, Johannesburg, September 2007, p. 226
- [7] Trefilcable,"Generalidades Industriales", 2014. Disponible en: http://www.trefilcable.com/?section=&page=Generalidades_Industrial. [Accedido: 24-sep-2014]
- [8] ISO 17893, *Steel Wire Ropes – Vocabulary, designation and classification*, Suiza, 2004.p19
- [9] ISO 10425:2003, *Steel Wire Ropes for the Petroleum and Natural Gas Industries Minimum Requirements and Terms of Acceptance*, p.9.
- [10] RPP, "DP World," 16-jul-2013. Disponible: <http://www.rpp.com.pe/2013-07-16-dp-world>. [Accedido: 24-sep-2014].
- [11] M Giglio, A. Manes, *Life Prediction Of A Wire Rope Subjected To Axial And Bending Load, Engineering Failure Analysis*, Milano - Italia, 2005, p.549.
- [12] H. R. Weischedel, "Crane Wire Rope Damage and Nondestructive Inspection Methods," 2012.Disponible:<http://es.slideshare.net/chaari/crane-wire-rope-damage-and-inspection-methods>. [Accedido: 15-sep-2014].
- [13] Edgar Espejo y Juan Carlos Martínez. *Caracterización De Modos De Falla Típicos En Cables De Transmisión Mecánica*, Internet, Abril 2007, p.1
- [14] Ossa y Paniagua,"Análisis De Falla En Cable De Acero", Redalyc 2005. Disponible en: <http://redalyc.uaemex.mx>, 2005.
- [15] R. E. Redd-Hill, *Principios De Metalurgia Física*, Ed.Continental, México, 1973, p. 716.
- [16] J. Rodríguez H., *Fatiga: Notas del Curso de Diseño*, PUCP, 2011, p. 4.
- [17] M. Tanaka. *Internal Damage To Wire Rope On Cranes: Case studies of fracture accidents and countermeasures for prevention*, National Institute of industrial Safety, Japan, p.2.
- [18] Bartels, Mc Kewan, and Miscoe, (1992), *Bending Fatigue Test 2 and 3 on 2-inch 6x25 Fiber Core Wire Rope*, Bureau of Mines, USA.p.25

CAPITULO II

DISEÑO DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS SEGÚN MÉTODO VDI 2221

Los aspectos teóricos mostrados en el capítulo I, conjuntamente con el desarrollo metodológico de diseño del presente capítulo, permitirán la solución del problema planteado: diseñar una máquina de ensayos a flexión para cables de acero.

En el presente trabajo de tesis se emplea la Metodología VDI 2221 *guideline Systematic approach to the development and design of technical systems and products*. Se establecen los lineamientos para que, mediante el empleo de una secuencia de actividades interrelacionadas, la necesidad planteada sea transformada en un producto [1]. El proceso de diseñar y que se utiliza en el desarrollo del presente trabajo presenta cuatro fases: Comprensión de la solicitud, Concepto de solución, Elaboración del Proyecto y Elaboración de detalles.

2.1 COMPRESION DE LA SOLICITUD.

Identificada la necesidad del usuario, contar con una máquina para realizar pruebas de flexión en cables de acero en el rango de diámetros (d) 22 – 32mm, corresponde enseguida realizar una investigación preliminar, es decir revisar el estado de la tecnología o también conocido como **estado del arte**, en búsqueda de soluciones existentes para la misma necesidad, a continuación se elabora la lista de requisitos del usuario, también llamado **lista de exigencias**, en esta lista se resumirán tanto las especificaciones de desempeño, es decir lo que se espera que haga la máquina así como aquellas que, en base a la investigación del estado del arte, se consideren puedan aportar una mejora para el cumplimiento de la necesidad básica. Finalmente se elabora un cronograma de desarrollo o **plan de trabajo**.

2.1.1 Estado del arte

En esta etapa se evalúa la tecnología y las soluciones existentes para la necesidad planteada, siendo por lo tanto fuente importante de propuestas de la presente solución.

a) Máquina de fatiga - USA.

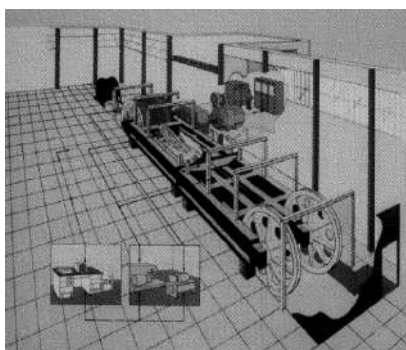


Fig. 2.1 Máquina de Fatiga de Flexión, Wire Rope Research Laboratory, US Bureau of Mines [2]

Especificaciones técnicas máximas: carga en el cable 136000 kg-f; velocidad del cable 5 m/s; ángulo de desvío 2.9°; elongación del cable 6.10m; diámetro del cable de 1" a 2.5"; cable hasta 335m; diámetro del tambor 3.04m; ancho del tambor 2.56m; diámetro de polea tensora 3.04 m; motor 500hp; sistema Hidráulico 30gpm/3000 psi.

b) Patente de máquina de flexión - USA

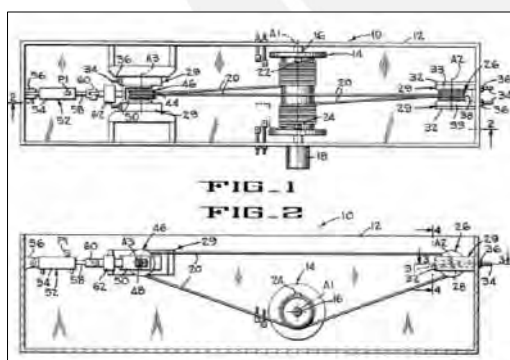


Fig. 2.2 Vista superior y lateral del probador de cables, United States Patent 4631955 [3]

El sistema consta de un winche-tambor, posee un juego de 2 poleas colocadas en los extremos opuestos, un motor hidráulico reversible con variador de velocidad que se encarga del movimiento vaivén de la muestra de cable, un cilindro hidráulico es el generador de la carga requerida, una celda de carga mide la carga aplicada, las probetas de cable pueden ser de 150 a 200ft de longitud, los espacios entre poleas van de 8 a 10 ft., la velocidad del cable de 50 a 400 ft/min, la carga promedio es 15000 lbf.

c) Máquina de ensayos de fatiga por flexión - ALEMANIA

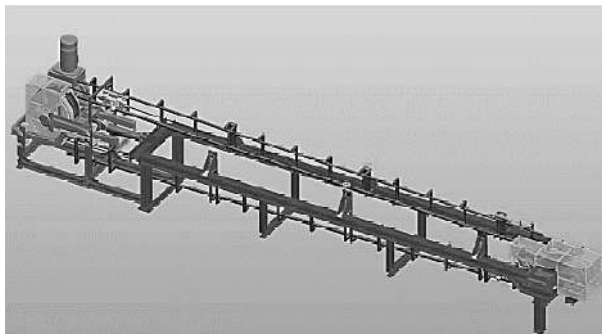


Fig.2.3 Máquina de ensayos de fatiga por flexión de cables de acero [4]

En esta máquina, las poleas se disponen de modo que se reduzca el efecto del ángulo de desvío, el equipo cuenta con 5 poleas, puede ensayar cables de hasta 25mm, un sensor de carga va conectado directamente a los cables, un sistema winche-tambor genera el movimiento cíclico de vaivén, un cilindro hidráulico proporciona la carga, un ciclo de la máquina, genera 10 ciclos de flexión en la parte central del cable de acero.

d) Máquina de ensayo de flexión cíclica sobre poleas para cables -USA

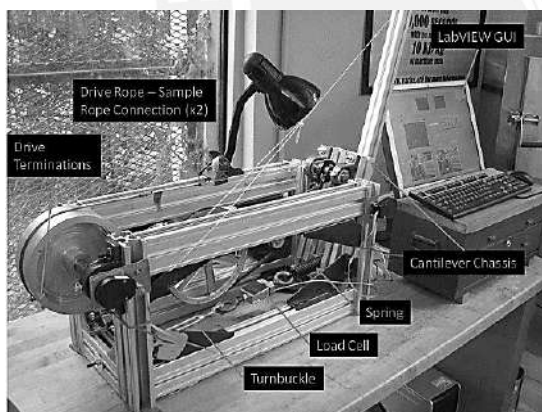


Fig.2.4 Vista lateral del equipo probador de cables, USA [5]

Este equipo permite ensayar cables de hasta $\frac{1}{4}$ " de diámetro, posee un brazo motriz trasmite del movimiento rotacional de un motor al movimiento oscilatorio de la polea tensora de 8", cuenta con una celda de 450 kgf. la carga es aplicada mediante un sistema cantiléver y un gancho tensor roscado, un resorte actúa como amortiguador de vibraciones y para prevenir las cargas de impacto, poleas de diámetro según las recomendaciones del fabricante del cable de acero, la carga aplicada al cable es del 20% de la carga de rotura nominal.

e) Máquina de ensayos de flexión cíclica sobre poleas – UK



Fig. 2.5 Máquina de ensayos de flexión cíclica, Tension Technology International (TTI), Reino Unido [6]

El equipamiento de esta máquina permite el control de cargas para ensayos de flexión tensión y realizar pruebas con cargas de hasta 25t.

f) Máquina de ensayos de fatiga por flexión completa de cables de acero - USA.

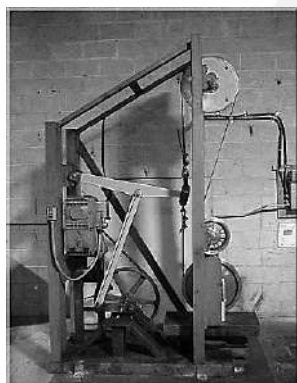


Fig. 2.6, Máquina de ensayos de flexión Metro Wire Rope Corporation [7]

Esta máquina ensaya cables de acero para elevadores, no se tiene mayor información.

g) Equipos para ensayos de fatiga por flexión - ALEMANIA

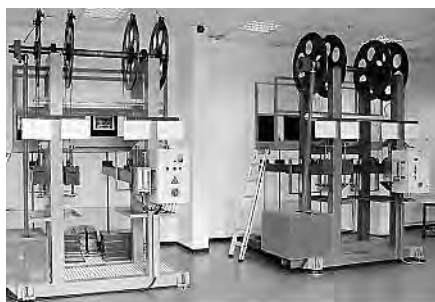


Fig. 2.7 Máquinas de ensayos de fatiga por flexión para cables de acero, Alemania [8]

Máquina para ensayos de fatiga por flexión para cables de acero de 4 - 5mm.

h) Máquina para fatiga de flexión de cables de gran diámetro - ISRAEL



Fig. 2.8 Máquina de ensayos de flexión de cables de acero, MRE Rope Israel [9].

Máquina de construcción modular, puede realizar pruebas de flexión simple y completa, con poleas de hasta 1200 mm y capacidad de carga de hasta 20 t.

i) Máquina de ensayo de fatiga de cables - ALEMANIA

En esta máquina la carga en el cable es aplicada mediante una palanca con pesas. En cables de mayor resistencia la carga es inducida usando cilindros hidráulicos.

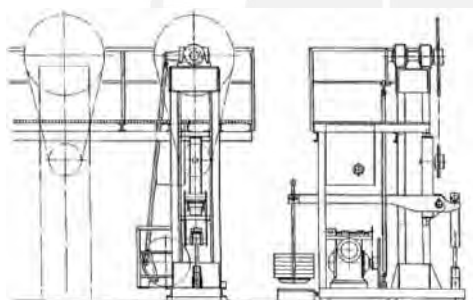


Fig.2.9 Máquina para fatiga de flexión de cables, Alemania [10]

j) Máquina para ensayos de fatiga de cables de acero - JAPÓN

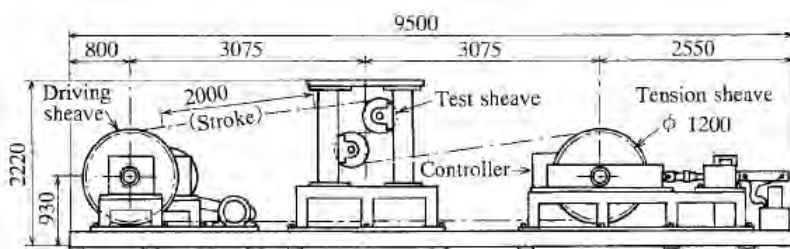


Fig. 2.10 Máquina para ensayos de flexión cíclica en S, Japón [11]

Ensaya cables a flexión completa (S), es de 9.5m de largo por 2.2m de alto, posee poleas tensoras, de flexión y motriz, la carga es aplicada por un actuador hidráulico.

k) Máquina de ensayos de fatiga de cables.UK

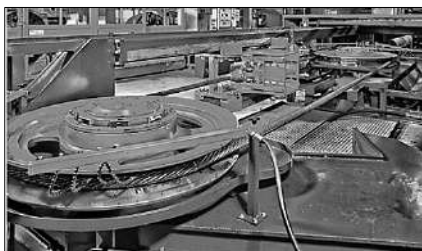


Fig. 2.11 Máquina para fatiga de flexión de cables, Reino Unido [12]

Para ensayar cables de acero de 20mm a 100mm; Carga máxima 160 t

l) Instalación de un sistema de ensayos de cables para transporte. SUIZA



Fig. 2.12 Sistema para ensayar a flexión los cables de transporte, Suiza [13]

Permite ensayar cables de hasta 60mm y alcanzar los 18m/s.

m) Máquina para ensayos de fatiga de cables de acero - JAPÓN



Fig. 2.13 Máquina para ensayos de flexión cíclica en S, Japón [14]

Posee función de parada automática, polea está hecha de hierro dúctil, la rugosidad de la superficie de la canaleta máximo 0.8um, la frecuencia de ensayo es 50 ciclos / min; ensaya cables de 6mm a 16mm dimensiones: 2135mm x 813mm x 2730mm.

2.1.2 Lista de requisitos

Los requisitos del cliente se enlistan de modo que se estas se formalicen y puedan ser complementadas con el aporte del ingeniero de diseño. Por tratarse de una máquina de ensayos, es importante considerar el: *informe de ensayos de fatiga a flexión doble de cables de acero* UNE 36480 – 1997 y las recomendaciones OIPEEC *Bulletin 56 – 1988*.

LISTA DE REQUISITOS		Pág. 1 de 2
		Rev. 01
PROYECTO: Diseño de una máquina para ensayos de flexión de cables de acero		Fecha: 01/07/14 Revisión: B.B
CLIENTE: PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		Elaborado: J.C.A.C.
Deseo o exigencia	DESCRIPCION	Responsable
E	FUNCION PRINCIPAL: Aplicar cargas de flexión-tensión a muestras de cables de acero del tipo dinámico en los rangos de diámetro (d) 22 – 32 mm, con el objetivo de evaluar su vida útil bajo estas sollicitaciones.	JCAC
E	FUERZA: La fuerza de tracción en cada línea de la muestra de cable será del 20% MBL, es decir desde 2.5t hasta 25t.	JCAC
E	ENERGIA: Se considera energía eléctrica 220 ó 440 V, para sistemas de movimiento cíclico, de carga y de control.	JCAC
E	SEGURIDAD: la máquina deberá cumplir con los requisitos de salud y seguridad industrial según normatividad aplicables.	JCAC
E	COSTOS: Los costos de fabricación no deberán exceder a los existentes en el mercado.	JCAC
D	SEÑALES Y CONTROL: El equipo deberá contar con un sistema de conteo y parada en el número de ciclos prefijados o parada debido a la detección de roturas, deberá tener control y registro de la velocidad y la carga.	JCAC
E	FABRICACION: Los componentes deberán ser de fácil adquisición, de buena calidad y el equipo deberá ser fabricado en un taller local.	JCAC

LISTA DE REQUISITOS		Pág. 2 de 2
		Rev. 01
PROYECTO: Diseño de una máquina para ensayos de flexión de cables de acero		Fecha:
		Revisión: B.B
CLIENTE: PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		Elaborado: J.C.A.C.
Deseo o exigencia	DESCRIPCIÓN	Responsable
E	MONTAJE: Facilidad de montaje, desmontaje y reubicación del equipo total y de las poleas para el ensayo. Considerar el empleo del menor espacio horizontal posible.	JCAC
E	PLAZO DE ENTREGA: La ingeniería para la fabricación deberá entregarse el 17 de Dic. 2014.	JCAC
E	ERGONOMIA: fácil acceso a controles (mandos, paradas de emergencia, PLC, PC) y para colocar las muestras de ensayo.	JCAC
E	MANTENIMIENTO: fácil acceso a los componentes de desgaste que requieran ser cambiados y a los sistemas de lubricación.	JCAC
D	TRANSPORTE: Componentes de peso excesivo deberán estar provistos de cáncamos o similar para facilitar su transporte y ensamble.	JCAC
E	CONTROL DE CALIDAD: <ul style="list-style-type: none"> • Ángulos de desvío del cable <math><1^\circ</math>. • Geometría de poleas según norma API. • Test en menor tiempo posible, a flexión simple y completa. • Ángulo de contacto cable – polea no menor a 150° • Variación de la carga nominal en la línea +/- 1% • Repetitividad y confiabilidad en los resultados de las pruebas. • Evitar des - torsiones de las muestras. • Máximo tamaño de las muestra de 15 - 25m. 	JCAC

Tabla 2.1 Lista de Requisitos

2.1.3 Plan de trabajo

A partir de la lista de exigencias y la información disponible se establece el siguiente plan de trabajo:

Nombre de la tarea	Duración (horas)	AGOS. 2014				SEPT. 2014				OCT. 2014					NOV. 2014				DIC. 2014			
		S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4	S5	S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4
TESIS	306																					
1.0 Comprension de la solicitud																						
1.1 Plan de Trabajo	6																					
1.2 Lista de Exigencias	12																					
1.3 Estado de la tecnología	12																					
2.0 Concepción de la solución																						
2.1 Estructura de funciones	12																					
2.2 Conceptos de solución	9																					
2.3 Conceptos de solución optimizados	6																					
3.0 Elaboración solución																						
3.1 Proyecto Preliminar	9																					
3.2 Desarrollo proyecto preliminar óptimo	6																					
3.3 Cálculos preliminares	24																					
3.4 Planos de ensamble	24																					
3.5 Planos de detalle	24																					
3.6 Informe Técnico preliminar	6																					
4.0 Elaboración de Detalles																						
4.1 Ingenieria de detalle	48																					
4.2 Calculos finales	24																					
4.3 Planos para fabricación preliminar	48																					
4.4 Planos para fabricación final (ensamble y despiece)	24																					
4.5 Informe Técnico Final	12																					

Costo diseño por dia
 Costo diseño por hora
 Costo diseñar - Nsoles
 Costo diseñar - USD.

183.3 Soles
 26.2 Soles
 8014 Soles
 2968 Dolares

2.2 PLANTEAMIENTO DE LA SOLUCION.

2.2.1 Abstracción

La caja negra resume la transformación que ocurrirá en materiales, energía y señales.

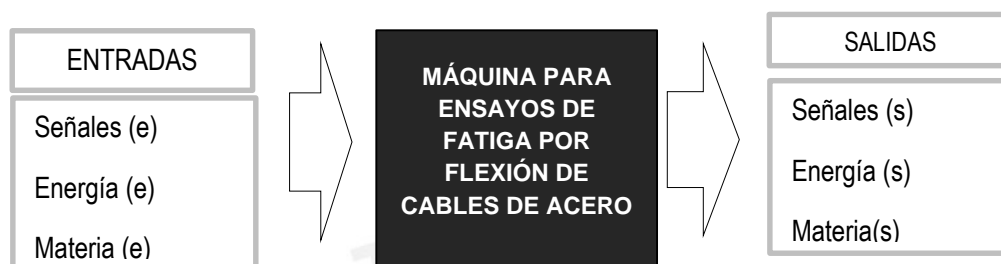


Fig.2.14 Caja negra de funciones

a) ENTRADAS (e):

Señales (e):

- Visual, dimensiones y detalles de calidad de la probeta y estado de sus terminales.
- Visual, magnitud de la carga aplicada.
- Visual, equipo des-energizado durante el carguío de la muestra.
- Visual, sensor de roturas y el contador de ciclos están encendidos.
- Visual, selección de velocidad y carga de ensayo.
- Visual, definir las poleas a emplear.

Energía (e):

- Humana para colocar la probeta, pasándolo a través de las poleas y acoplándolo.
- Eléctrica para accionar los sistemas hidráulicos de carga predefinida.
- Humana para colocar el sistema sensor de roturas.
- Humana para retirar el/los alambres rotos en el cable antes de proseguir el ensayo.
- Mecánica para el movimiento vaivén del cable.

Materia (e):

- Probeta de cable de acero con sus correspondientes terminales.

b) PROCESO.

- Verificar el correcto funcionamiento del contador de ciclos.
- Verificar la velocidad del proceso de ensayo.

- Verificar la correspondencia de carga según el cable a ensayar.
- Verificar la correspondencia de polea con el diámetro de cable a ensayar.
- Verificar durante el proceso el funcionamiento del sensor de roturas.

c) SALIDAS.

Señales (s):

- Señal eléctrica/visual, de ocurrencia de roturas(s) de alambres exteriores.
- Señal eléctrica/visual, ciclos acumulados al momento de aparición de roturas.

Energía (s):

- Ruido, por el movimiento de los componentes de la máquina.
- Calor generado por fricción entre los alambres del cable debido al efecto de flexión.
- Calor generado por la fricción de los cojinetes de poleas y articulaciones.

Materia (s):

- Cable de acero + rotura de sus alambres.

2.2.2 Estructura de funciones

Aquí se establecen las funciones a realizar por la máquina. Las funciones parciales son aquellas que en conjunto permitirán que la máquina ejecute su función principal.

Función principal:

Aplicar cargas de flexión cíclica en cables de acero bajo movimiento sobre poleas hasta la ocurrencia de roturas de alambres exteriores o el número de ciclos pre-establecidos.

Funciones parciales:

1. Montaje de la probeta (acoplamiento de terminales).
2. Aplicación de la carga de tensión.
3. Instalación del sensor de roturas.
4. Instalación del contador de ciclos.
5. Inicio del movimiento recíprocante.
6. Activación del sensor de roturas de alambres (detección y parada del equipo).
7. Retiro de la carga de tensión.
8. Desmontaje de la muestra.

ESTRUCTURA DE FUNCIONES ÓPTIMA

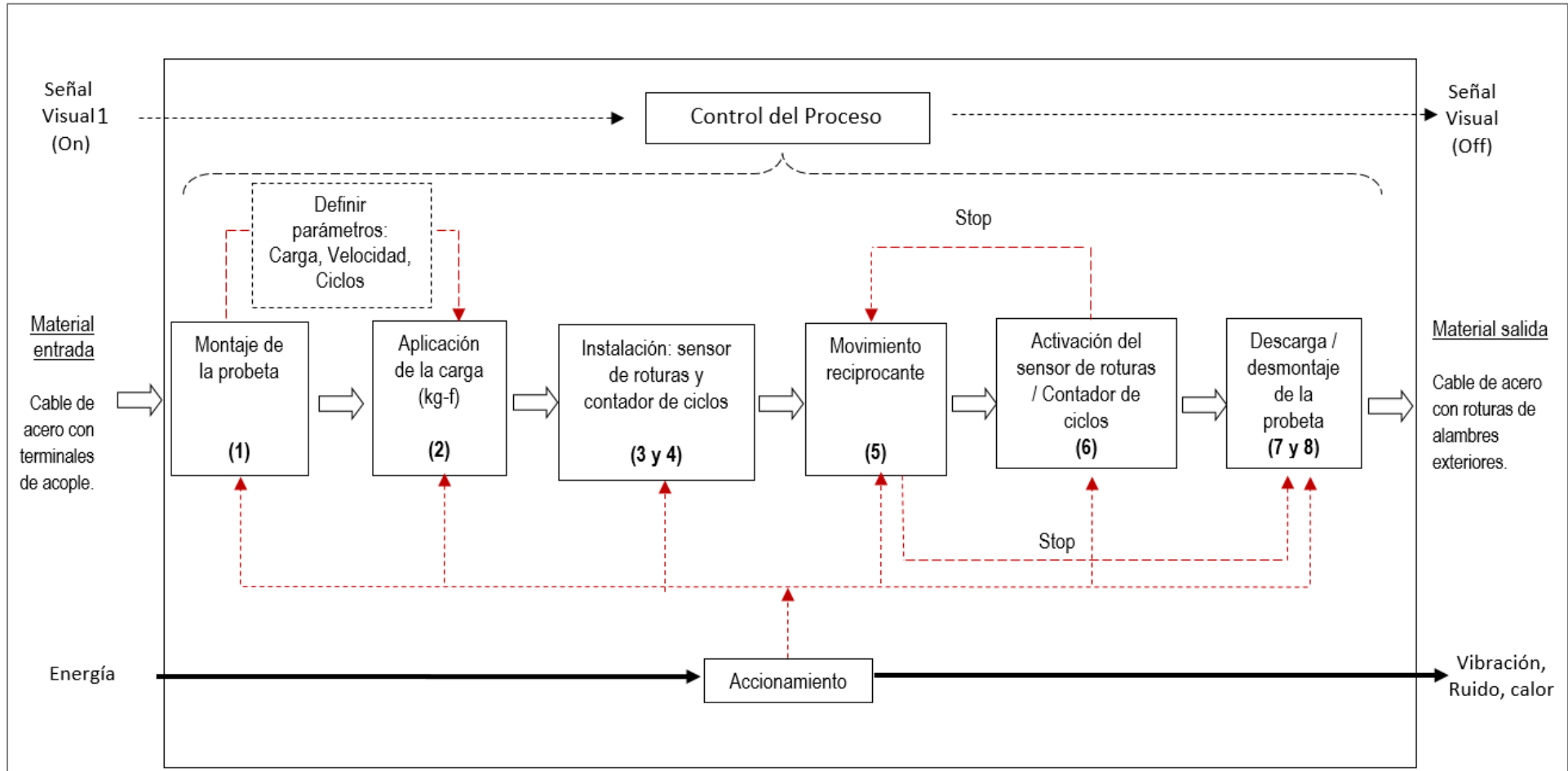


Fig.2.15 Estructura de Funciones

2.2.3. Concepto de solución

Con la matriz morfológica de Zwicky se establecen de modo cualitativo los portadores de funciones como alternativas de solución para las funciones parciales del sistema a diseñar. Enseguida se realizan las combinatorias buscando la compatibilidad funcional, esta es la etapa de concepto y es susceptible de mejora continua.

Las ocho funciones parciales mostradas inicialmente, se amplían en esta etapa ya que dichas funciones parciales se derivan en nuevas funciones parciales. En el diseño de la presente máquina de ensayos de flexión-tracción de cables de acero las funciones parciales fueron ampliadas a:

- 1) **Instalación de las poleas**, según el diámetro del cable de acero a ensayar.
- 2) **Alinear/distanciar las poleas**, y conservar el ángulo de desvío menor a 1° .
- 3) **Montaje de la probeta**, ubicar la muestra en la máquina para el ensayo.
- 4) **Acoplar muestras**, para transmisión de la carga de tracción a las muestras.
- 5) **Instalar sensores**, y activarlos para detección de roturas de alambres exteriores.
- 6) **Definir carga, velocidad, ciclos, y/o** programar dichos parámetros.
- 7) **Aplicar Carga**, para generar tracción-flexión en las muestras de cables de acero.
- 8) **Medir la carga**, cuantificar el valor de la carga de tracción aplicada.
- 9) **Generar movimiento vaivén**, desplazar el cable sobre las poleas.
- 10) **Variar la velocidad**, mayor o menor velocidad del movimiento vaivén.
- 11) **Contar ciclos**, cuantificar el número de flexiones efectuadas por la probeta.
- 12) **Detectar roturas**, activación de sensores de roturas de alambres exteriores.
- 13) **Parada de máquina**, accionamiento de frenos de la máquina.
- 14) **Descarga de la muestra**, se retira la probeta con roturas para las evaluaciones.

Establecidas las funciones parciales, estas se anotan en la cuadrícula o matriz morfológica (ver Fig. 2.16), en la primera columna se anotan las funciones y en la parte derecha se anotan las principales alternativas de solución evaluadas.

2.2.3.1 Matriz morfológica.

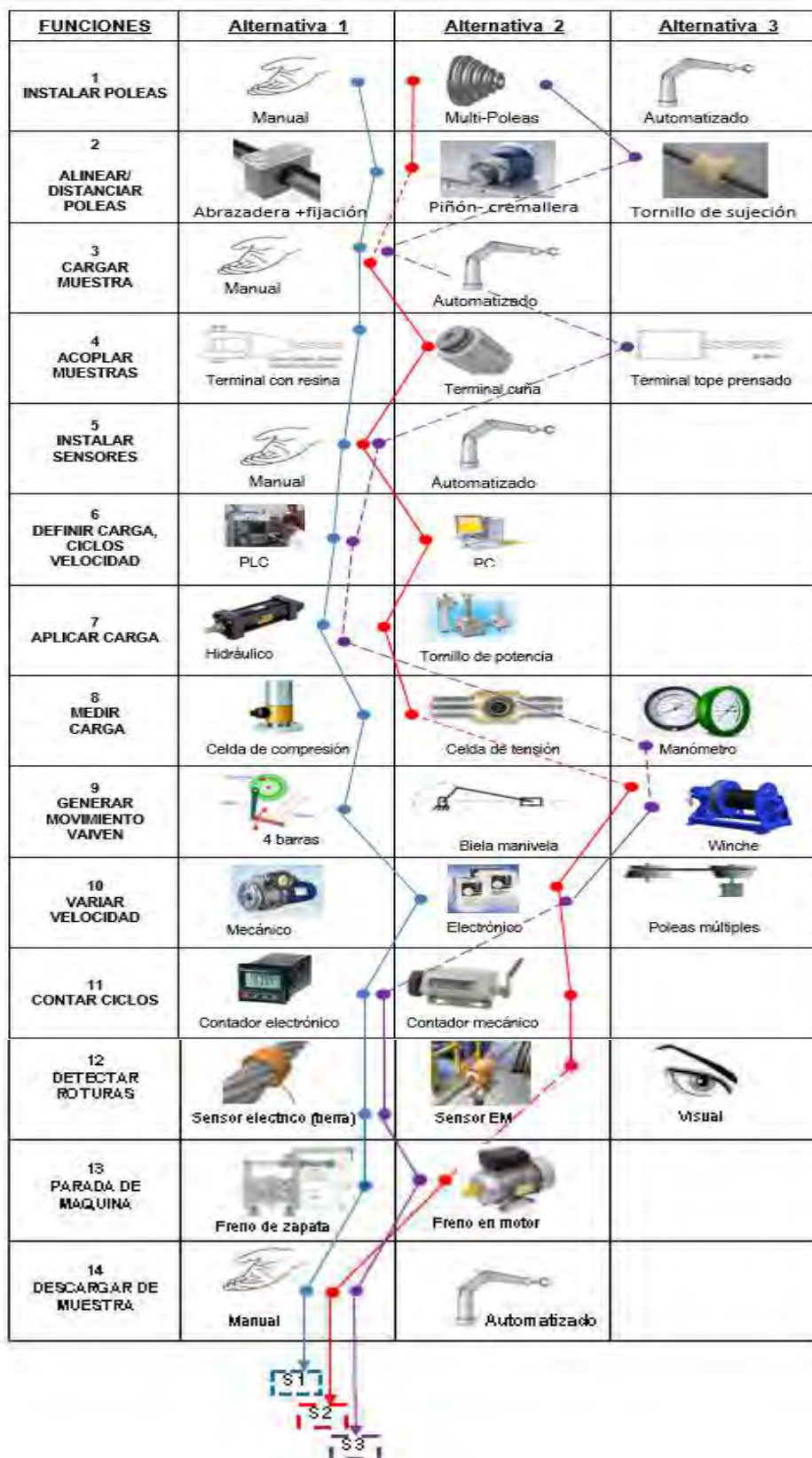


Fig. 2.16, Matriz morfológica

2.2.3.2 Esquemas de conceptos de solución

La solución cualitativa y las relaciones funcionales de los portadores de función se representan esquemáticamente en los conceptos de solución.

a) Concepto de solución 1:

La instalación de las poleas correspondientes al diámetro de cable a ensayar se realizará de manera manual, a continuación y de modo manual se acoplará la probeta de cable de acero, esta deberá estar provista de terminales reutilizables tipo cónicos con resina, de modo manual se instalarán también los sensores de roturas, se definirán y programarán en un sistema PLC las variables de carga a aplicar, los ciclos y la velocidad.

La carga sobre la probeta de ensayo será realizada por un actuador hidráulico y será censada mediante una celda de carga conectada al pistón del actuador, el movimiento oscilatorio será realizado por un mecanismo de 4 barras, la velocidad se podrá modificar mediante un mecanismo electrónico variador de frecuencias instalado en el motor. Un sistema de conteo electrónico registrará el número de ciclos, un sistema de cableado tipo "tierra" se encargará de detectar las roturas externas en la probeta por enganche y barrido, activándose el sistema de frenos del motor, finalizado el ensayo se procede a desmontar la probeta de manera manual.

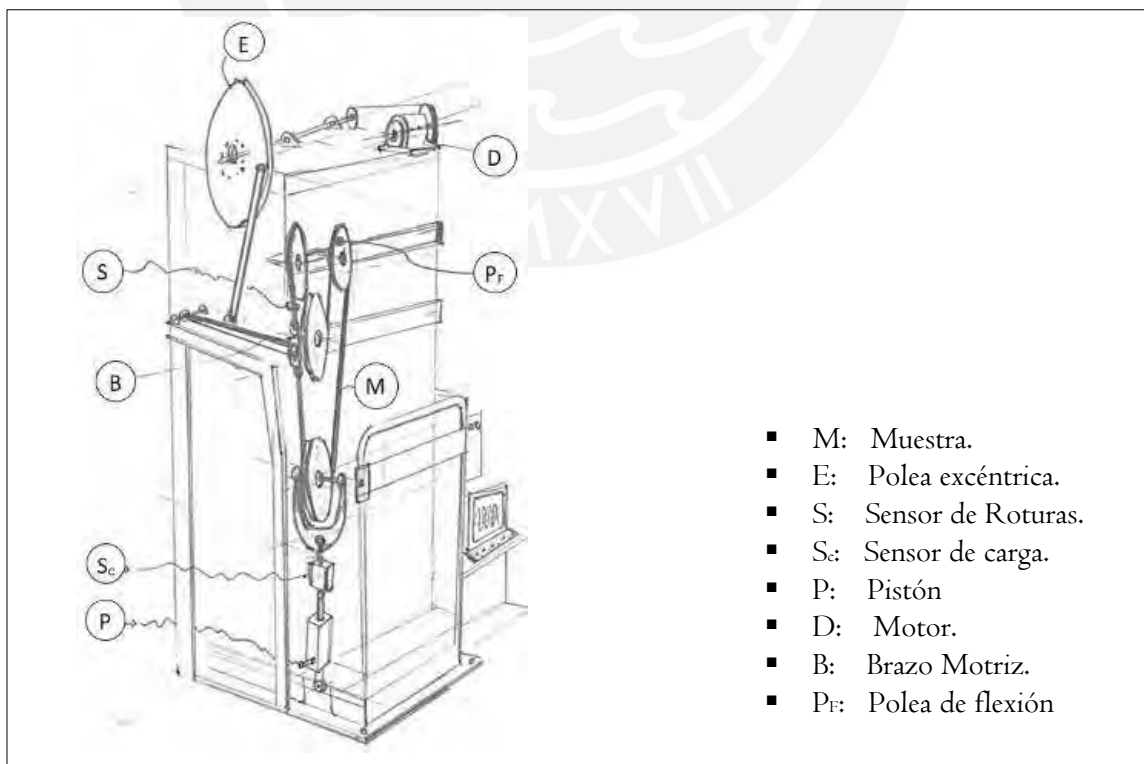


Fig. 2.17 Concepto de solución 1

b) Concepto de Solución 2:

En esta propuesta se emplearán multi –poleas, las cuales estarán prefijadas, mientras que el ajuste de la distancia horizontal entre poleas será realizado mediante un sistema piñón –cremallera, el montaje de la probeta se hará manualmente, fijándose sus extremos a los empalmes mediante cuñas, manualmente se instalará el sensor de roturas, en una PC se programarán la velocidad, carga de tracción y el número de ciclos. La carga de tracción se realizará con un actuador hidráulico conectado a las dos poleas superiores, una celda de carga estará conectada al vástago del indicado actuador. El movimiento vaivén necesario para la flexión sobre las poleas, será realizado mediante el enrollado y desenrollado de la probeta en el tambor de un winche mecánico, el cual podrá modificar su velocidad mediante un variador de frecuencias conectado al motor, el conteo de ciclos podrá ser de tipo mecánico; un sensor de roturas de tipo electromagnético estará instalado en una de las líneas; detectadas las roturas se accionará el mecanismo de frenado que se encuentra directamente en el motor del winche, finalmente el desmontaje de la probeta ensayada se hará de modo manual.

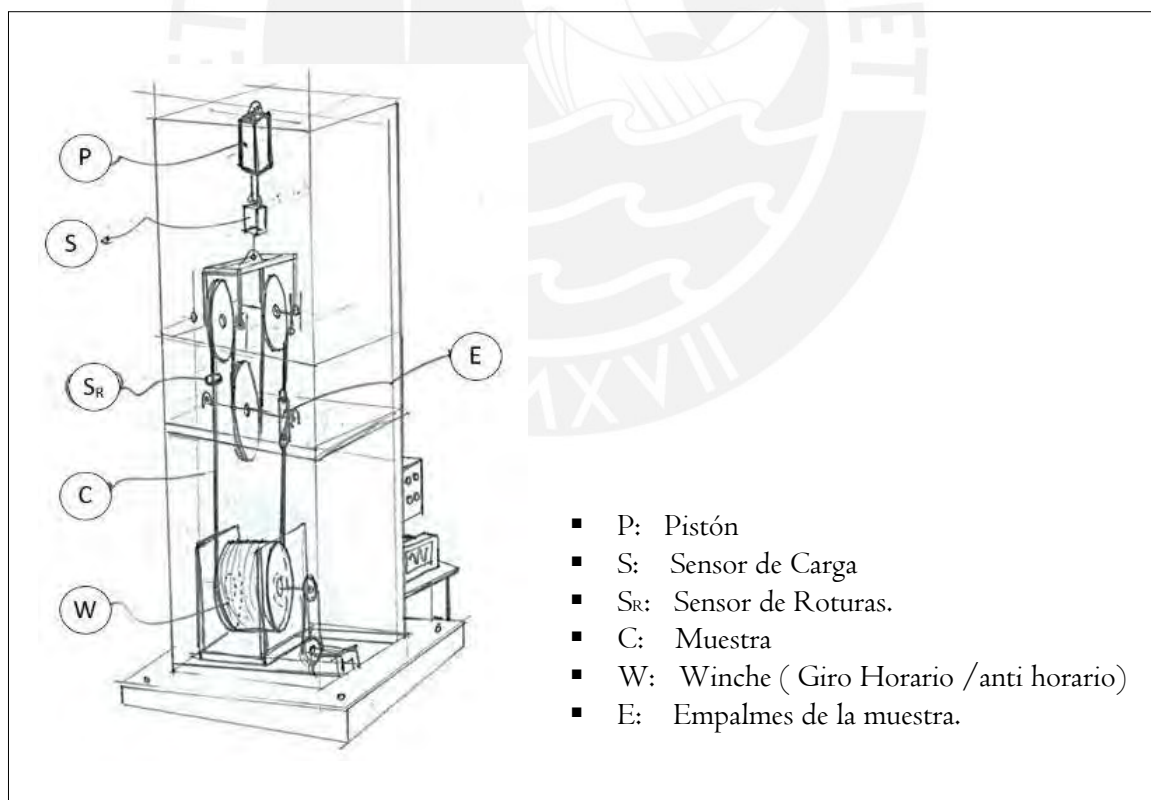


Fig.2.18 Concepto de solución 2

c) Concepto de solución 3.

Esta solución utilizará también poleas de canal múltiple preinstaladas en la máquina, el alineamiento se realizará mediante abrazaderas de fijación eje polea, la instalación de la probeta entre las poleas se realizará de manera manual, en este caso los extremos de la probeta estarán anclados al tambor del winche mediante terminales de tope prensados. Los sensores de roturas de alambres exteriores se colocaran de manera manual y se programaran la velocidad, carga y ciclos mediante un PLC, la carga se realizará mediante actuadores hidráulicos, la medición de la carga se realizará mediante un manómetro conectado al sistema hidráulico del actuador de tracción. El movimiento cíclico es generado a partir del giro horario y anti-horario del tambor winche, la velocidad podrá controlarse mediante un variador de frecuencia, el conteo será de tipo electrónico y el sensor de roturas será de tipo eléctrico, el freno estará conectado al motor del winche y finalmente el desmontaje se realizará manualmente.

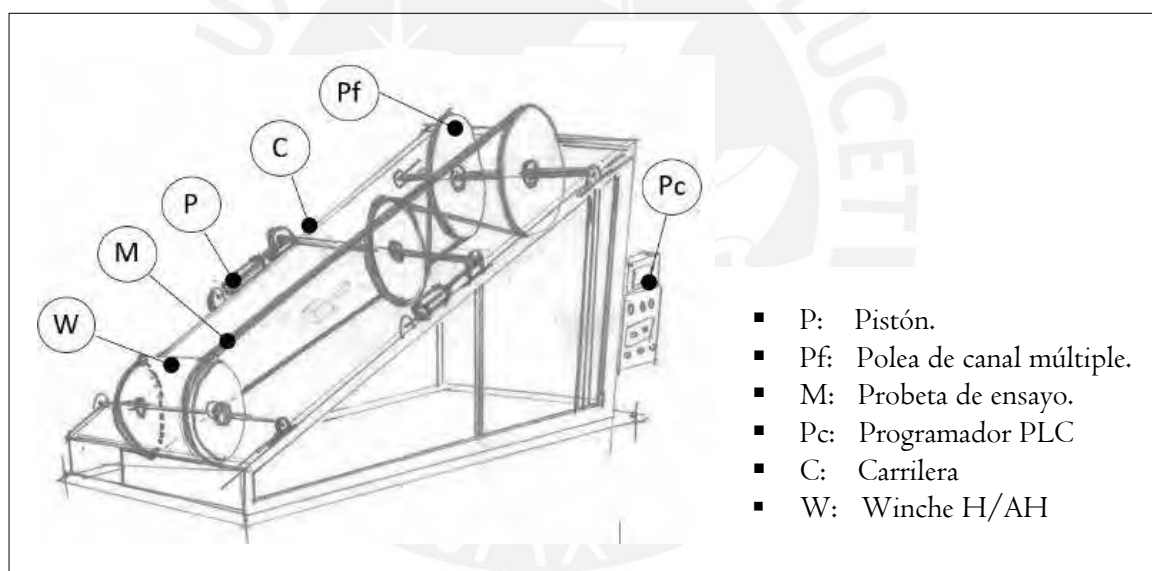


Fig. 2.19 Concepto de solución 3

2.2.3.3 Evaluación de los conceptos de solución.

En esta etapa se establecen los criterios que permitan comparar las variantes de solución propuestas. Para encontrar una solución óptima es conveniente contrastar las propuestas con una solución ideal, según se muestra en la tabla 2.3. La valoración o puntaje de calificación de los criterios van desde 0 hasta 3 dependiendo del grado de satisfacción dado por el criterio evaluado.

En esta etapa, el puntaje de 4 se reserva para la solución ideal, el mejor concepto solución es aquella con mayor calificación, en el presente caso es la solución 1.

Nro.	Criterios Técnicos y Económicos	Solución			
		1	2	3	Ideal
1	Uso eficiente de Fuerza y Energía	3	2	3	4
2	Seguridad	3	3	3	4
3	Rapidez	3	2	3	4
4	Estabilidad	3	3	3	4
5	Rigidez	3	3	3	4
6	Manipulación	2	3	2	4
7	Confiabilidad	3	3	3	4
8	Facilidad de Manejo	3	3	2	4
9	Transportabilidad	2	2	3	4
10	Calidad de trabajo	3	3	3	4
11	Complejidad	3	3	2	4
12	Cumplimiento de Exigencias	3	3	3	4
13	Posibilidades de automatización	2	3	3	4
14	Cuidado ambiental	3	2	3	4
15	Facilidad de reciclaje	3	3	2	4
16	Número de Piezas	3	3	3	4
17	Fácil adquisición de Materiales	3	2	3	4
18	Productividad	3	2	3	4
19	Costos diversos	3	3	3	4
20	Pocos desperdicios	3	3	3	4
21	Numero de Operarios	3	3	3	4
22	Costos de tecnologías	3	2	2	4
23	Facilidad de Montaje	3	2	3	4
24	Facilidad de Mantenimiento	2	3	2	4
25	Costos de operación	3	2	2	4
Suma Total		96	91	93	100

Tabla 2.3 Evaluación de los conceptos de solución.

2.3 ELABORACION DEL PROYECTO

2.3.1 Esquemas de los proyectos preliminar y preliminar óptimo.

A partir del concepto ganador, en esta etapa se plantean de manera preliminar la disposición de los componentes considerando sus relaciones espaciales aproximadas.

a) Proyecto preliminar

La figura 2.2 muestra los proyectos soluciones preliminares a ser evaluados.

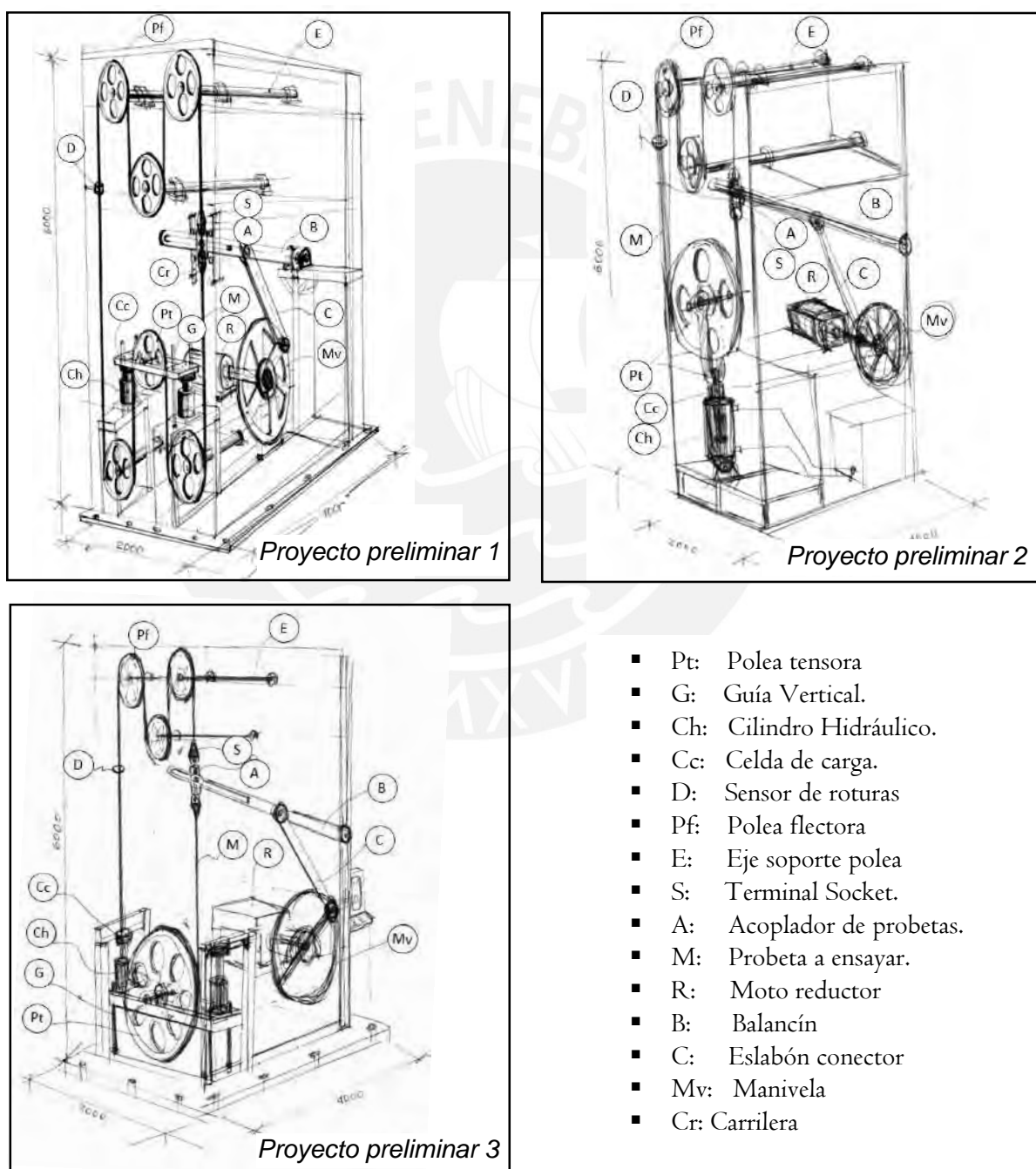


Fig. 2.20 proyectos preliminares

A continuación se efectúan las evaluaciones técnicas y económicas, aplicando valores de ponderación para los criterios según recomendaciones VDI 2225.

Evaluación técnica:

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DE PROYECTOS										Área de Diseño
Valor Técnico (Xi)										
Proyecto: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FLEXIÓN DE CABLES DE ACERO										
P: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225).										
0 = No satisface, 1= Aceptable a las justas, 2= Suficiente; 3= Bien; 4= Muy bien (ideal)										
g: es el peso ponderado asignado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos ó proyectos										
Variantes de concepto/ Proyectos			SOLUCIONES (S)							
			S1		S2		S3		S _{ideal}	
Nº	Criterio de Evaluación	g	P	gP	P	gP	P	gP	P	gP
1	Funcion	3	3	9	3	9	3	9	4	12
2	Forma	2	3	6	3	6	3	6	4	8
3	Diseño	3	3	9	3	9	3	9	4	12
4	Seguridad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
5	Ergonomía	3	3	9	3	9	2	6	4	12
6	Fabricación	2	3	6	2	4	2	4	4	8
7	Control de Calidad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
8	Transporte	2	2	4	3	6	3	6	4	8
9	Aplicación	3	3	9	3	9	3	9	4	12
10	Mantenimiento	2	3	6	2	4	2	4	4	8
Puntaje máximo ΣP ó ΣgP			29	76	28	74	27	71	40	104
Valor Técnico Xi			0.73		0.71		0.68		1	
Orden			1		2		3		4	
$Y_i = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{nP_{max}} = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{P_{max}} = \frac{\bar{P}}{P_{max}} \leq 1$ $Y_i = \frac{g_1P_1 + g_2P_2 + g_3P_3}{(g_1 + g_2 + g_3)P_{max}} \leq 1$										

Tabla 2.4 Evaluación técnica de los conceptos de solución.

Evaluación económica:

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DE PROYECTOS							Área de Diseño			
Valor Económico (Yi)										
Proyecto: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FLEXIÓN DE CABLES DE ACERO										
P: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225).										
0 = No satisface, 1= Aceptable a las justas, 2= Suficiente; 3= Bien; 4= Muy bien (ideal)										
g: es el peso ponderado asignado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos ó proyectos										
Variantes de concepto/ Proyectos			SOLUCIONES (S)							
			S1		S2		S3		S _{ideal}	
Nº	Criterio de Evaluación	g	P	g * P	P	g * P	P	g * P	P	g * P
1	Costo de materiales	3	3	9	2	6	2	6	4	12
2	Costo de tecnología	3	3	9	2	6	2	6	4	12
3	Costos de fabricación	3	3	9	3	9	2	6	4	12
4	Costos de mantenimiento	2	3	6	2	4	2	4	4	8
5	Costos de mano de obra	3	3	9	3	9	2	6	4	12
6	Costos de Energia	2	3	6	2	4	2	4	4	8
7	Costos de Operación	2	3	6	3	6	3	6	4	8
8	Costos de Transporte	1	2	2	3	3	2	2	4	4
Puntaje máximo $\sum P$ ó $\sum gP$			23	56	20	47	17	40	32	76
Valor económico yi			0.74		0.62		0.53		1	
Orden			1		2		3		4	
$Y_i = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{nP_{max}} = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{P_{max}} = \frac{\bar{P}}{P_{max}} = \leq 1$ $Y_i = \frac{g_1P_1 + g_2P_2 + g_3P_3}{(g_1 + g_2 + g_3)P_{max}} = \leq 1$										

Tabla 2.5 Evaluación económica de los conceptos de solución.

Resultado de la evaluación técnico - económica según VDI 2225.

Los resultados se muestran en la tabla 2.6 y finalmente son mostrados en la figura 2.20.

Concepto	S1	S2	S2
Valor Técnico (Xi)	0.73	0.71	0.68
Valor Económico (Yi)	0.74	0.62	0.53

Tabla 2.6 Resultados de la evaluación técnica - económica.

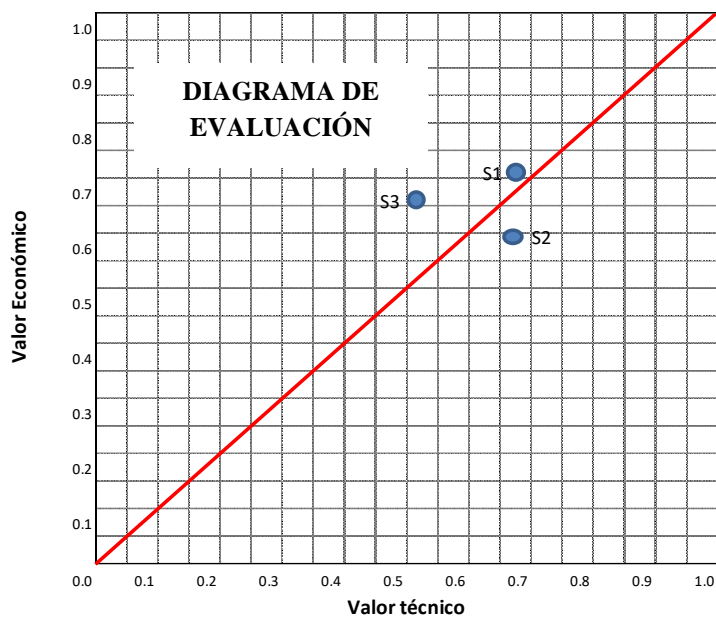


Fig. 2.21. Diagrama de evaluación técnico - económica.

Como se observa el proyecto S1 se encuentra bastante cerca de la línea ideal, representada por la línea diagonal, mostrando por lo tanto un mejor balance entre los aspectos técnicos y económicos.

b) Proyecto preliminar óptimo:

Aunque se considera óptimo el diseño, este aún es susceptible de mejorarse. Conforme se desarrolla el proyecto se deben continuar con el análisis de los puntos débiles de la máquina de acuerdo con las solicitudes proyectadas.

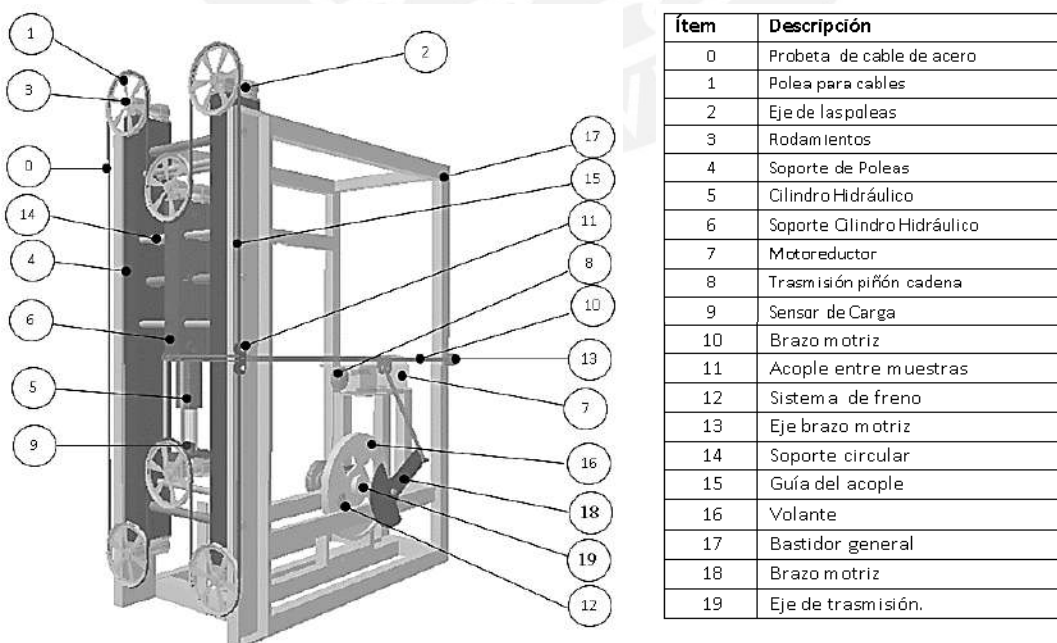


Figura 2.22 Proyecto preliminar óptimo.

BIBLIOGRAFIA CAPITULO II

- [1] B. Barriga, *Métodos de diseño en ingeniería mecánica*, Lima: PUCP, 2010.
- [2] J. Miscoe y W.M. McKewan, "Wire Rope Research: analysis of bending fatigue in a 2-inch iwrc wire rope", [En línea]. Disponible en: <http://biblioteca.universia.net/> [Accedido: 12-oct-2014]
- [3] C. A. Brolin, J. B. Sheets, R. H. Benson, "Rope and Sheaves Testing , Device and Method", United States Patent 4631955, Dec.30,1986.
- [4] R.Verret and J.M. Teissier; "A new and Innovative wire rope bending fatigue machine. [En línea]. Disponible en: www.seile.com/bro_engl/machine_paper.pdf, [Accedido: 14-oct-2014]
- [5] M. P. Summers, "Rope selection for rope drive transmissions used in robotic manipulation", [En línea]. Disponible en: <http://ir.library.oregonstate.edu/xmlui/handle>, [Accedido: 14-oct-2014]
- [6] TTI Testing, [En línea]. Disponible en: <http://testing.tensiontech.com/>; [Accedido: 20-oct-2014].
- [7] Metro Wire Rope Corporation, [En línea]. Disponible en: http://www.elevatorbobs-elevatorpics.com/ropes_p2.html, [Accedido: 21-oct-2014]
- [8] Pfeifer Drako Technical Competence Center, "The use of thin steel wire ropes in traction sheave elevators," *Lift Report*, [En línea]. Disponible en: <http://www.lift-report.de/index.php/news/243/361/The-use-of-thin-steel-wire-ropes-in-traction-sheave-elevators>, [Accedido: 22-oct-2014].
- [9] Matron Rope and Wire Rope Engineering Ltd, [En línea]. Disponible en: <http://www.mre-rope.com/> [Accedido: 25-oct-2025]
- [10] K. Feyrer, *Wire rope, endurance, reliability*, Ed. Springer, Stuttgart, Alemania, 2007, p.209;
- [11] M. Tanaka. "Internal damage to wire rope on cranes: case studies of fracture accidents and countermeasures for prevention", National Institute of industrial Safety, Japón, p.4.
- [12] Bridon Technology Centre, [En línea]. Disponible en: <http://www.bridon.com/btc/>, [Accedido: 29-oct-2014]
- [13] Fatzer, [En línea]. Disponible en: <http://www.fatzer.com/enUS/Home/Company/ProductionPlant/>, [Accedido: 30-oct-2014]
- [14] SLT, [En línea]. Disponible en: http://www.sltest.com.cn/en/?post_type=products&p=223, [Accedido: 30-oct-2014].

CAPITULO III

SISTEMA FLEXIÓN-TRACCIÓN:

DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

En el capítulo II se estableció como función principal de la máquina a diseñar:

Generar cargas de flexión cíclica en muestras de cables de acero bajo tensión, mientras estos se desplazan sobre poleas hasta la ocurrencia de roturas visibles de alambres o hasta alcanzar un pre-definido número de ciclos de ensayo.

Para cumplir con dicha función principal se propone el desarrollo por separado de 02 sistemas, el sistema flexo-tracción y el sistema de movimiento reciprocante. Este último se desarrollará en el capítulo siguiente.

El sistema de flexión- tracción estará conformado por:

- Mecanismo generador de la carga (actuador hidráulico).
- Poleas para la flexión de las probetas (flexión bajo tensión)
- Elementos de transmisión de la carga a la muestra (acoples)
- Mecanismos de medición de la carga a aplicar (celda de carga)

Durante el desarrollo del proyecto y mediante actividades iterativas, procurando siempre un diseño compacto de la máquina, se realiza en primer término las estimaciones dimensionales de cada sistema, se aproximan las dimensiones de los componentes luego se procede a la selección, verificación y/o cálculo de los esfuerzos y sus respectivos factores de diseño.

3.1 Dimensionado del sistema flexión - tracción.

El dimensionamiento de la máquina de ensayos inicia con las dimensiones de las poleas, luego se determina la carrera del carro acoplador para causar en la probeta el efecto de flexión simple (N_{sim}) y flexión completa (N_{rev}). Simbología de K. Feyrer [1].

Definida la geometría se procede al cálculo por resistencia y rigidez de cada componente.

3.1.1 Dimensionamiento de las poleas

Para el dimensionado de poleas se consideran las relaciones D/d según las normas consultadas (Tabla 1) y la fuerza límite de Donandt.

Basados en el cable de uso dinámico, construcción 6x36, en la tabla 3.1 se muestra la relación dimensional D/d entre el diámetro del cable (d) y diámetro de la polea (D).

Fuente/Norma/Entidad	D. Mínimo	D. Máximo
API 9B	$18d$	$33d$
SFAC	$23d$	$28d$
ISO 4308	$12.5d$	$28d$
DIN 4130	$5.5\sqrt{T}$	$12\sqrt{T}$

Tabla 3.1 Relaciones D/d según diversas fuentes.

Dónde:

T : Carga de trabajo (factor de diseño 5:1 con respecto al valor de rotura)

D : Diámetro de polea, medido en la zona de contacto con el cable.

d : Diámetro nominal del cable.

Dimensionamiento de las poleas considerando el cable 32mm

$d_1 = 32$ mm Máximo diámetro del cable a ensayar.

$T_1 = 16306$ kg-f Carga de trabajo con factor 5:1 respecto a la rotura.

En la tabla 3.1 se reemplazaron los valores de d_1 y T_1 , obteniéndose los diámetros mínimos y máximos para las poleas (D) que se muestran a continuación en la tabla 3.2:

Norma/Entidad	D. Mínimo (mm)	D. Máximo (mm)
API 9B	576	1056
SFAC	736	896
ISO 4308	400	896
DIN 4130	702	1532

Tabla 3.2 Diámetros (D) calculados para diámetro de cable (d_1) máximo.

Dimensionado de las poleas considerando el cable de 22 mm

$d_2 =$	22 mm	Diámetro mínimo del cable a ensayar.
$T_2 =$	7224.4 kg-f	Carga de trabajo con factor 5:1 respecto a la rotura.

En la tabla 3.1 se reemplazaron los valores d_2 y T_2 obteniéndose en la tabla 3.3 las dimensiones mínimas y máximas para los diámetros de poleas:

Norma/Entidad	D. Mínimo (mm)	D. Máximo (mm)
API 9B	396	726
SFAC	506	616
ISO 4308	275	616
DIN 4130	468	1020

Tabla 3.3 Diámetros (D) calculados para diámetro (d_2) mínimo.

Cálculo de la Fuerza límite de Donandt

Como se indicó en la sección 1.3.7, para una predefinida relación D/d , existe una carga a la cual ocurre una abrupta caída en el número de ciclos de flexión. Esta fuerza para el presente trabajo se calcula proponiendo los parámetros de ensayo:

- Diámetro de cable: $d=32$ mm
- Construcción: 6x36-AA
- MBL= 81530 kg-f;

La carga máxima a aplicar durante el ensayo es de 30% MBL:

$$T = \text{MBL} * 0.3 = 81530 \text{ kgf} * 0.3 = 24460 \text{ kgf} \quad (3.1)$$

El esfuerzo específico calculado para dicha carga es:

$$S/d^2 = 24460 \text{ kg-f} \times 9.802/32^2 = 234.1 \text{ N/mm}^2, \quad (3.2)$$

Tomando los factores de la tabla 1, ANEXO I y la formulación dada en la sección 1.3.7:

- $q_0 = 0.82$
- $q_1 = -3.86$
- $F_{min} = MBL = 81530 \text{ kgf}$

$$S_{D,rev} = (0.82 - 0.035) \cdot 81530 + (-3.86 - 0.25) \cdot \frac{32}{640} \cdot 81530 \text{ kgf} \quad (3.3)$$

La fuerza Donandt y el esfuerzo específico respectivamente resultan:

$$S_{D,rev} = 47246.6 \text{ kgf} \quad (3.4)$$

$$S_{D,rev}/d^2 = 47246.6 \cdot 9.802/32^2 = 452.25 \text{ N/mm}^2 \quad (3.5)$$

Es decir, se requiere una carga de 47246.6 kgf, (452.25 N/mm²) para causar una caída abrupta en el número de ciclos de flexión. Como se estaría trabajando a 24460 kgf como máximo no se generaría tal efecto. En la Fig. 3.1, en la intercepción del número de *ciclos de flexión* 19235 (ver tabla 4.3 del siguiente capítulo) y el esfuerzo específico 234 N/mm² (hallado en 3.2) se observa que se estaría realizando el ensayo del cable de 32 mm por debajo de la fuerza límite de Donandt (cuadrados en la Fig. 3.1).

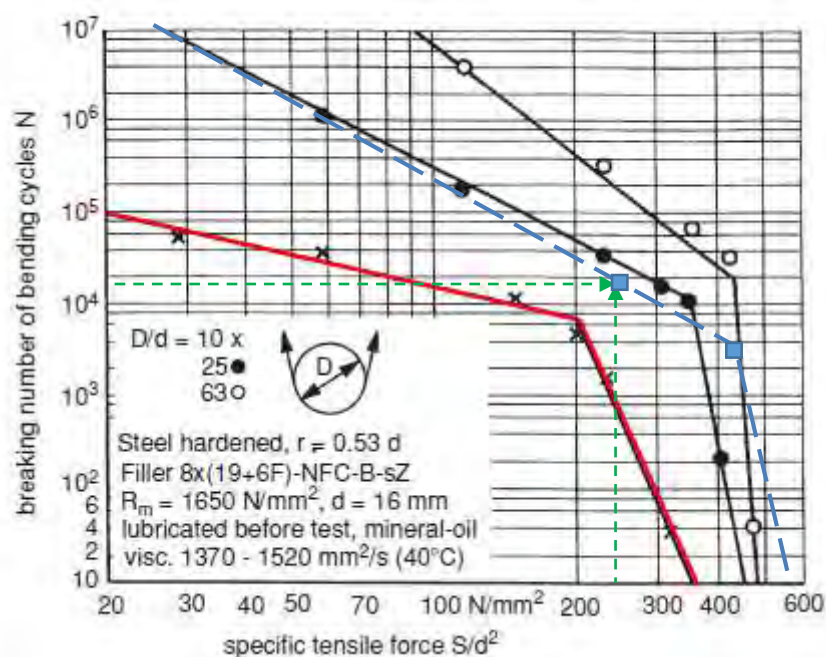


Fig.3.1 Fuerza Donandt con relación $D/d=20$, para el cable 32 mm. Modificado de [1, p.212].

Por los criterios evaluados se acepta el valor $D/d = 20$. En la tabla 3.4 se muestra en resumen, las dimensiones máximas y mínimas de las poleas a emplear.

Parámetro	Mínimo (mm)	Máximo(mm)
Diámetros de cable	22	32
Factor D/d	20	20
Diámetros mínimo de polea	440	640

Tabla 3.4 Dimensiones calculadas de poleas a emplear en la máquina de ensayos.

3.1.2 Definición dimensional del sistema flexión- tracción

En la Fig. 3.2, se esquematiza la disposición que tendrán las poleas en el sistema de flexo-tracción, así como la probeta de cable a ensayar y el acople.

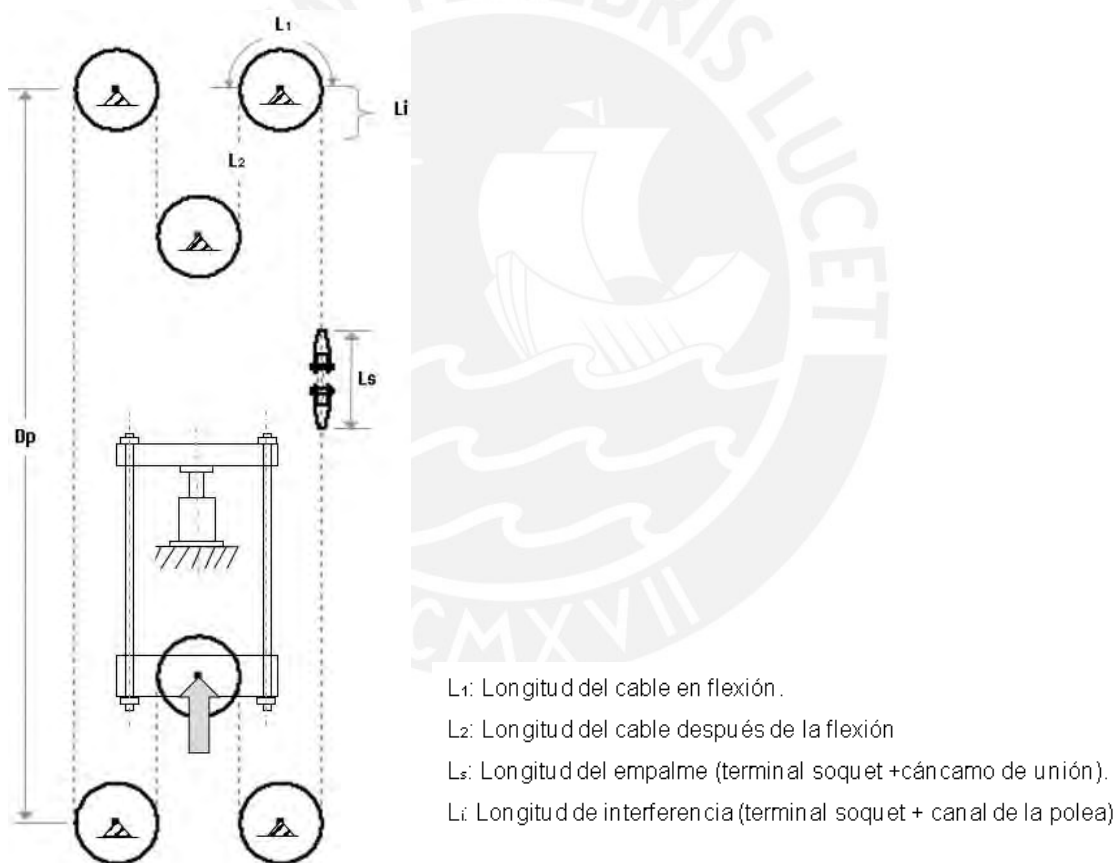


Fig. 3.2 Esquema básico del sistema de flexión de la máquina de ensayos.

Longitud de flexión (L_1):

Siendo $d = 32$ mm y el $D = 640$ mm, el diámetro medio (D_m) resulta

$$D_m = D + d = 672\text{mm} \quad (3.6)$$

Como se muestra en la figura 3.3. Luego la longitud de flexión:

$$L_1 = \pi * 672 / 2 = 1056 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Longitud después de la flexión (L_2):

Para L_2 , se considera un valor arbitrario del 10% adicional a la longitud de flexión

$$L_2 = L_1 * 1.10 = 1161.1 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Longitud de interferencia (Li):

Para que no ocurra choque por interferencia entre el terminal cónico y la pestaña de la polea, se establece como distancia adecuada

$$Li = 280 \text{ mm.} \quad (3.9)$$

Dicha distancia se observa en la figura 3.4.

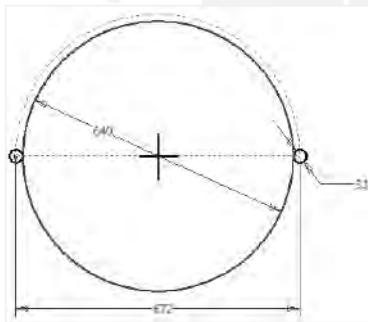


Fig. 3.3 Longitud de flexión L_1

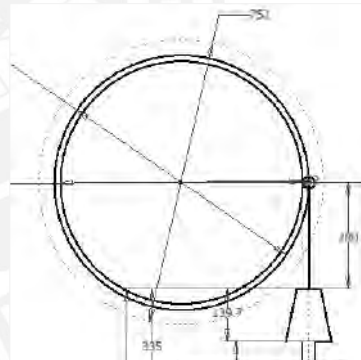
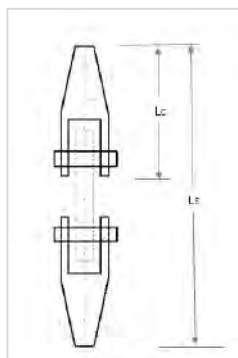


Fig. 3.4 Longitud de interferencia Li .

Longitud de empalmes (L_s)

Siendo la longitud del terminal cónico (L_c) igual a 750 mm (ANEXO II, figura 1) y estimando una longitud del acoplador (L_a) igual a 80mm, la longitud de empalmes (L_s) resulta:

$$L_s = 2 \cdot L_c + L_a = 2 \times 335 + 80 = 750 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Fig. 3.5 Longitud de empalmes L_s **Longitud del cable bajo ensayo (L_T , carrera):**

La longitud del tramo de cable que pasará por las poleas equivale a la carrera vertical del carro acoplador:

$$L_T = 2L_1 + 2L_2 = 4433.5\text{mm} \quad (3.11)$$

Determinación de la distancia entre ejes de poleas.

La distancia entre ejes de poleas, queda definida por la elongación de la probeta. La cual se determina con los parámetros de ensayo mostrados en la tabla 3.5 y la metodología del catálogo PRODINSA. Se propone nuevamente el cable 6x36 AA.

Parámetro	Valor	Unidad	Descripción
L	4433.5	mm	Carrera de la probeta del cable
E	5600	Kg/mm ²	Módulo de Elasticidad [2]
d	32	mm	Diámetro del cable a ensayar
A	804.25	mm ²	Área aparente del cable
F	25000	Kg-f	Carga máxima a aplicar por línea de cable
T	25	°C	Temperatura de ensayo
α	0.0000125	°C ⁻¹	Coefficiente de expansión Lineal

Tabla 3.5. Parámetros para el cálculo de la elongación del cable de acero.

Alargamiento por construcción (A_c):

$$A_c = 0.25 * L/100 = 0.25*4433.5/100 = 11.1 \text{ mm} \quad (3.12)$$

Alargamiento elástico (A_e)

$$A_e = FL/EA = (25000*4433.5)/(5600*804.25) = 24.61 \text{ mm} \quad (3.13)$$

Alargamiento por efecto térmico (A_t):

$$A_t = \alpha \times L \times T = 0.0000125 \times 4433.5 \times 25 = 1.38 \text{ mm} \quad (3.14)$$

Alargamiento total (A_{Total}):

$$A_{Total} = A_c + A_e + A_t = 11.1 + 24.61 + 1.38 = 37.1 \text{ mm} \quad (3.15)$$

Feyrer considera un incremento en la longitud al final de la prueba de 2% [1, p.247], esto es:

$$\Delta L_F = 4433.5 \times 2/100 = 88.67 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Por lo que la elongación total (ΔL) es:

$$\Delta L = \Delta L_F + A_{Total} = 37.1 + 88.67 = 126 \text{ mm} \quad (3.17)$$

Finalmente la distancia entre poleas (D_p) resulta:

$$D_p = L_t + \Delta L + L_s + 2L_i = 4433.5 + 126 + 750 + 2 \times 280 = 5870 \text{ mm} \quad (3.18)$$

3.1.3 Cálculo del Torque generado durante la tracción.

Durante la aplicación de la carga y debido a la configuración helicoidal de los alambres y torones, aparecen componentes de cargas tangenciales que tienden a generar rotación en el cable. El torque se calcula a partir de la ecuación de Kollros [1, p.111]:

$$M = c_1 \cdot d \cdot S + c_2 \cdot d^2 \cdot S \cdot \omega + c_3 \cdot G \cdot d^4 \cdot \omega \quad (3.19)$$

Cálculo del módulo de corte (G) del alambre:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{199000}{2(1 + 0.31)} = 79954 \text{ N/mm}^2 \quad (3.20)$$

Donde E, es el módulo de elasticidad del alambre

En la tabla 3.6 se muestran los valores de torque, calculados empleando la formulación indicada en 3.19 para las construcciones más comunes de cables a ensayar.

		6x19 FC - sZ	6x36 FC - sZ	6x19 IWRC - sZ	6x36 IWRC - sZ	8x36 IWRC - sZ	8x19 IWRC - sZ
Mòdulo de elasticidad	E =	199000	199000	199000	199000	199000	199000
Relaciòn de Poisson	v =	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31
Diametro del cable (mm)	d =	32	32	32	32	32	32
Longitud de muestra (mm)	L =	18000	18000	18000	18000	18000	18000
Mod. Cortante G (N/mm ²)	G =	75954	75954	75954	75954	75954	75954
Carga (N)	S =	225000	225000	250000	250000	250000	250000
Angulode giro (rad)	φ =	6.2832	6.2832	6.2832	6.2832	6.2832	6.2832
Angulo de torsión (φ/L) rad/mm	w =	0.00035	0.00035	0.00035	0.00035	0.00035	0.00035
Constantes para el torque	c1 =	0.109	0.105	0.112	0.108	0.114	0.118
Constantes para el torque	c2 =	0.207	0.212	0.151	0.158	0.168	0.16
Constantes para el torque	c3 =	0.0004	0.000376	0.000523	0.000497	0.00039	0.000414
Torque resultante (kg-m)	M =	81	78	92	89	94	97
N-mm		812568.4	783503.3	924033.4	891936.1	937855.0	969807.4

Tabla 3.6 Valores de torque para diferentes construcciones de cables de acero.

3.2 Parámetros para el diseño o selección de componentes del sistema.

Los parámetros de entrada para el diseño del sistema flexo tracción de la máquina de ensayos son: la fuerza de tracción a aplicar, el torque que se generará en el cable durante la aplicación de dicha carga, así como las dimensiones calculadas anteriormente (ver tabla 3.6)

Parámetro	Cantidad	Unidad
Fuerza máxima por línea de cable	24.5	t
Fuerza mínima por línea de cable	3.5	t
Carrera para desplazamiento del acople	4.43	m
Elongación total del cable	0.3	m
Torque en los extremos libres de la muestra	97	Kg-m
Diámetro de polea mínimo – cable 22 mm	0.44	m
Diámetro de polea máximo – cable 32mm	0.64	m

Tabla 3.7 Parámetros para el diseño del sistema flexo-tracción.

3.2.1 Selección del actuador hidráulico.

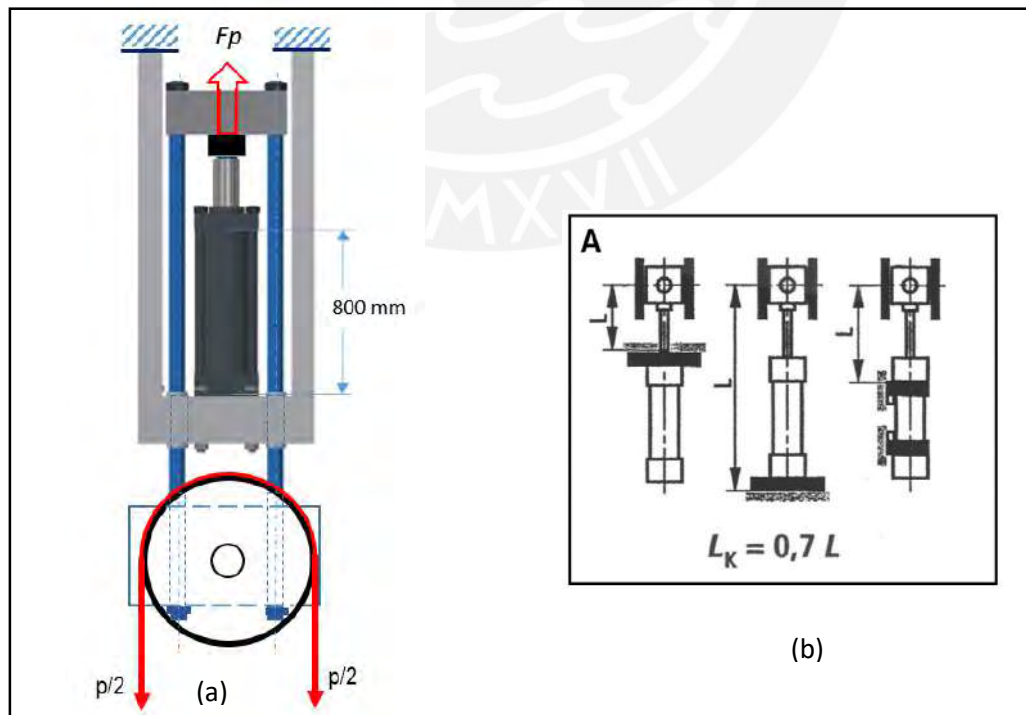


Fig. 3.6 Cilindro Hidráulico de la máquina de ensayos (a) y longitud efectiva (b).

La carga de cada línea de cable 24459 kgf (Ver Tabla 1), genera una carga de compresión en el cilindro hidráulico.

$$p=2*24459 = 49000 \text{ kgf} \quad (3.21)$$

En 3.17, se verificó que la elongación para el cable es 126 mm, pero para tener un margen adicional se establece en el diseño una carrera del vástago (Cv) igual a:

$$Cv= 700\text{mm}. \quad (3.22)$$

Del catálogo digital Bosch Rexroth, se sabe que la presión nominal es 210 bar (equivalente a 3000 PSI). Considerando una eficiencia de 80% la presión de diseño (Pd) resulta:

$$Pd = 3000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} * 0.8 * 0.4536 \frac{\text{kg}}{\text{lb}} * \frac{\text{pulg}^2}{25.4 \text{ mm}^2} = 1.68 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad (3.23)$$

El área requerida para el embolo (Ae), se determina a partir de la carga de compresión máxima (Fp) y la presión de diseño (Pd):

$$Ae = \frac{Fp}{Pd} = \frac{49000}{1.68} = 29118 \text{ mm}^2 \quad (3.24)$$

Luego el diámetro del embolo resultantes es:

$$de = \sqrt{\frac{4 \cdot Ae}{\pi}} = 192.5 \text{ mm} \quad (3.25)$$

Del catálogo Bosch Rexroth se selecciona el cilindro cuyo diámetro de émbolo es de 200 mm y con diámetro de vástago (dv) igual a 140 mm.

Comprobando la resistencia al pandeo.

Se inicia verificando la relación de esbeltez con:

$$\lambda = \frac{L_k}{i} \quad (3.26)$$

De la figura 3.6 (b), la longitud efectiva es:

$$L_k = 0.7L = 0.7 (Cv + Lv) = 0.7 (700 + 800) \text{ mm} = 1050 \text{ mm} \quad (3.27)$$

Siendo el radio de giro del vástago:

$$i = \frac{dv}{4} = \frac{140}{4} = 35 \quad (3.28)$$

Reemplazando datos la relación de esbeltez resulta:

$$\lambda = \frac{L_k}{i} = \frac{1050}{35} = 30.0 \quad (3.29)$$

Como $\lambda < 90$, la columna es corta, no hay pandeo, se usa la formulación de Tetmajer

$$F = \frac{d^2 * \pi(3350 - 6.2 * \lambda)}{4 * FS} \quad (3.30)$$

Donde FS representa el factor de seguridad:

$$FS = 4$$

Reemplazando datos:

$$F = \frac{14^2 * \pi(3350 - 6.2 * 30)}{4 * 4} = 121765.3 \text{ kgf} \quad (3.31)$$

Se verifica que la carga admisible es mayor que la carga 49000 kgf aplicada, por lo tanto se acepta el cilindro propuesto.

Luego del catálogo Bosch [3] se selecciona el actuador cuyas características se indican en la tabla 3.8:

$d_e =$	200 mm	(Diámetro del embolo del cilindro)
$d_v =$	140 mm	(Diámetro del vástago)
$c_v =$	700 mm	(Carrera del vástago)
$L_v =$	800 mm	(Longitud del vástago)
$Cap=$	67302 kg	(Capacidad 659.7 kN)
$P_{max} =$	210 bar	(Presión máxima)
$Wap=$	250 kg	Peso aproximado

Tabla 3.8 Características del actuador seleccionado.

El cilindro hidráulico seleccionado corresponde al Modelo CDT3, con cuyas especificaciones dimensionales se diseñan los alojamientos correspondientes (ver ANEXO III, donde adicionalmente se muestra el desarrollo de la unidad hidráulica).

3.2.2 Selección de la celda de carga.

Esta celda trabajará a compresión y estará acoplada al vástago del actuador hidráulico. Se selecciona la celda de trabajo a compresión Marca Dillon 100000 lb., Modelo SGMC, en la figura 1 ANEXO IV se muestran los detalles dimensionales para el montaje.

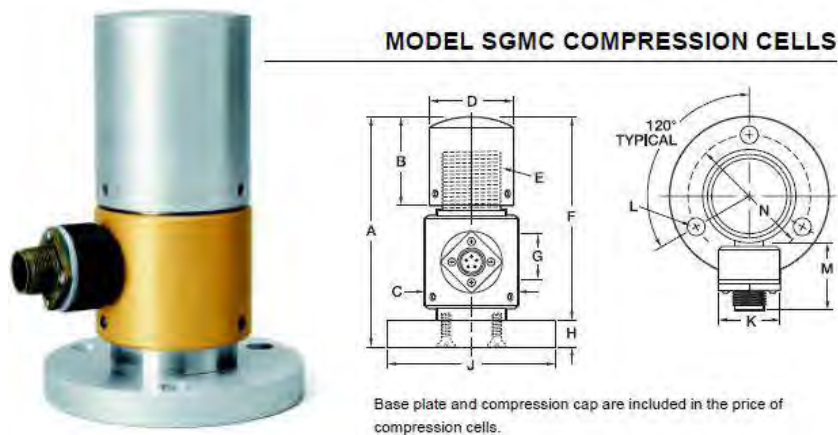


Fig 3.7 Sensor de carga. [4]

3.2.3 Diseño del carro acoplador:

Como se observó en fig 2.22, del proyecto preliminar óptimo, los extremos de las muestras de cables de acero estarán provistos de terminales modelo G416 de la marca Crosby. Dichos terminales se deberán conectar a una estructura denominada *carro acoplador*, el cual presentará un desplazamiento vertical lineal de tipo vaivén, generado por el balancín, este movimiento del carro acoplador a su vez generará el movimiento de la probeta de cable de acero en las poleas. Se propone para el carro acoplador el arreglo y partes mostradas en la fig. 3.8. Como se indica, estando la probeta bajo carga axial P , se generará un momento torsor T .

La carga P deberá ser absorbida por el cuerpo del carro mientras que el torque T , deberá ser absorbido por las ruedas laterales.

Las ruedas frontales deberán resistir la carga ΔS proveniente del balancín.

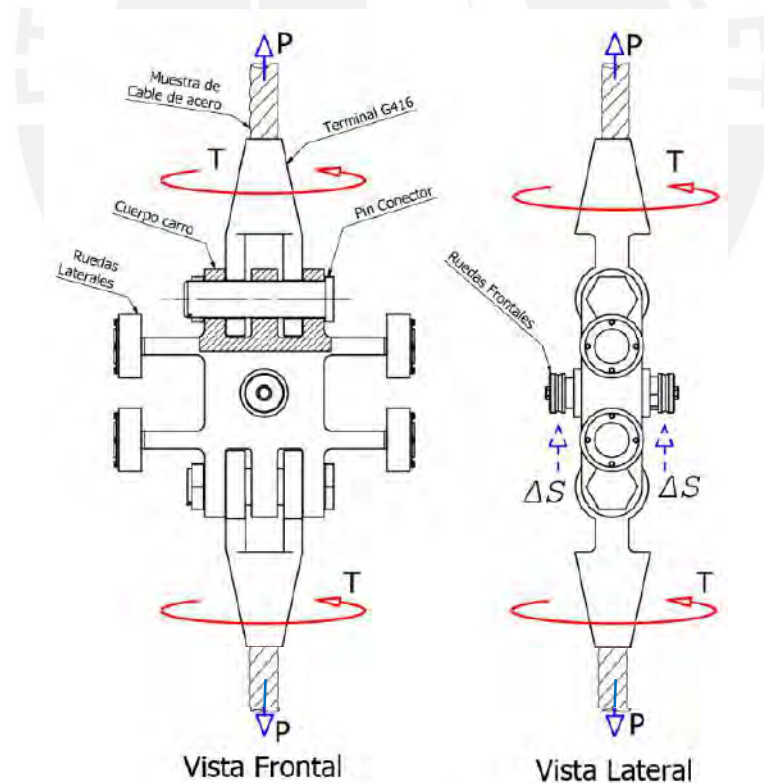


Fig 3.8 Fuerzas aplicadas en el carro acoplador

Diseño del pin conector.

Cálculo de la resistencia a la flexión.

La carga máxima en la línea de tracción es de 26060 kgf por lo tanto se tiene en el DCL:

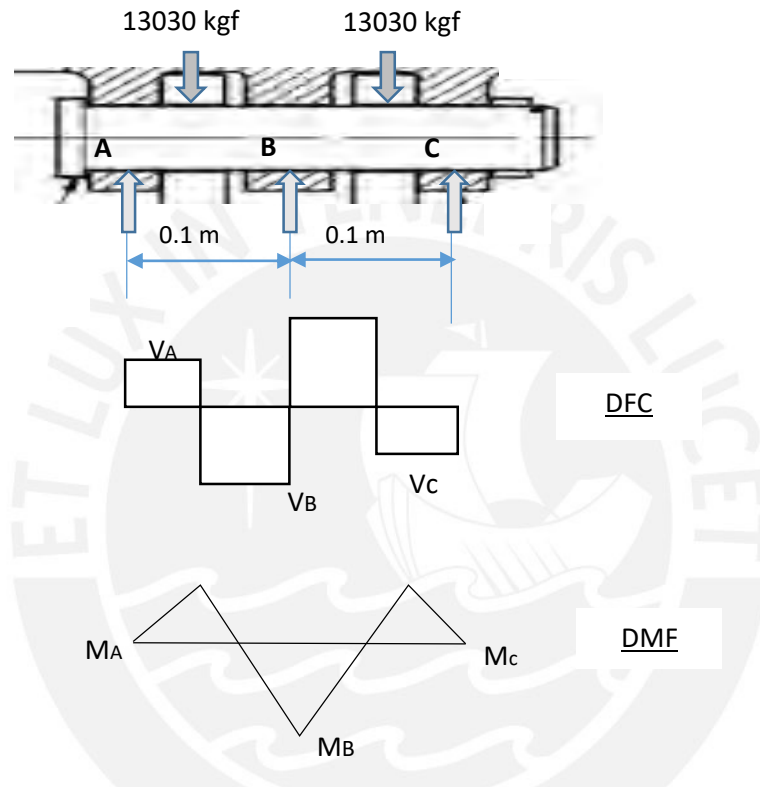


Fig. 3.9 Diagrama de cortante (DFC) y Diagrama de Momento (DMF)

Por ser una viga hiperestática, se analiza según el *teorema de los tres momentos* [5]:

$$M_A + 4M_B + M_C = - \sum P_i l (k_i - k_i^3) \quad (3.32)$$

Como $M_A = M_C = 0$

$$4M_B = -2 * 13030 * 0.1 * (0.5 - 0.5^3) \Rightarrow M_B = 244.3 \text{ kg} - \text{m}$$

Luego las reacciones:

$$-M_B = V_A(0.1) - 13030 (0.1) \left(\frac{1}{2}\right) \Rightarrow V_A = 4072 \text{ kgf}$$

Por sumatoria de fuerzas verticales, las reacciones en C y B son respectivamente:

$$V_C = 4072 \text{ kgf}$$

$$V_B = 17916 \text{ kgf}$$

El módulo de sección requerido, para el pin de acero AISI 4140 es:

$$S = M_{max}/\sigma_{adm} = 244.1 \cdot 1000 / 14.42 = 29084.5 \text{ mm}^3 \quad (3.33)$$

Resolviendo, el diámetro del pin resulta:

$$S = \frac{\pi \cdot d_p^3}{32} \Rightarrow d_p = 56 \text{ mm} \quad (3.34)$$

Comprobando FS a fatiga.

Los esfuerzos superiores (σ_{fs}) e inferior respectivamente (σ_{fi}) son:

$$\sigma_{fs} = \frac{Ms}{S} = \frac{32 \cdot 244.31}{\pi \cdot d_p^3} = 14.17 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.35)$$

$$\sigma_{fi} = \frac{Mi}{S} = \frac{32 \cdot 229.31}{\pi \cdot d_p^3} = 13.30 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.36)$$

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_{fm} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} + \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(14.17 + 13.30) = 13.73 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.37)$$

El esfuerzo alternante es:

$$\sigma_{fa} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} - \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(14.17 - 13.30) = 0.435 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.38)$$

Luego la amplitud del esfuerzo aumentada por los factores resulta:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{c_s c_t c_{tem} c_{carg} c_c} \right) \sigma_{fa} = \left(\frac{1}{0.85 * 0.68 * 1 * 1 * 0.9} \right) 0.435 = 0.836 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.39)$$

Luego FS resulta:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{fm}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{Alt}} = \frac{13.73}{81.6} + \frac{0.836}{78.6} \Rightarrow FS = 5.58 \dots OK! \quad (3.40)$$

Verificando al corte

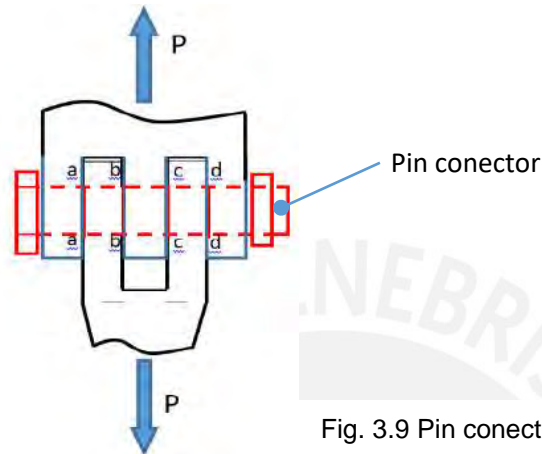


Fig. 3.9 Pin conector a corte.

El pin está solicitado a corte en 04 secciones (Ar): a-a; b-b; c-c y d-d.

$$Ar = 4 (3.14 \times D^2 / 4) = 11309.8 \text{ mm}^2$$

Considerando un acero SAE 4140, con un $FS = 3$ el esfuerzo admisible al corte resulta:

$$\tau_{adm} = 0.8 \times 54.1 / 3 = 14.42 \text{ kg/mm}^2$$

De (3.36), la carga aplicada es:

$$P = 26060 \text{ kgf}$$

El esfuerzo cortante calculado resulta:

$$\tau_c = P / Ar = 26060 \text{ kgf} / 11309.8 \text{ mm}^2 = 2.30 \text{ kg/mm}^2$$

Como: $\tau_{adm} > \tau_c$ Se acepta el diámetro propuesto para el pasador.

Carro Acoplador.

A partir de las reacciones calculadas para el pin y dimensiones del terminal G416 para cable de 32mm, se determinan las medidas para el carro acoplador.

Se sabe

$$V_B = 17916 \text{ kgf}$$

El esfuerzo admisible para la propuesta ASTM A36: $\sigma_{adm} = 8.4 \text{ kg/mm}^2$ (FS: 3)

De donde: $\sigma_{adm} = V_B / A_r$

Siendo el área resistente: $A_r = 17916 / 8.4 = (w-60)43 = 2132.85 \text{ mm}^2$

El ancho w , requerido resulta: $w = 110 \text{ mm}$

Por lo que las dimensiones de cáncamos del carro acoplador quedan definidas según la fig.3.10:

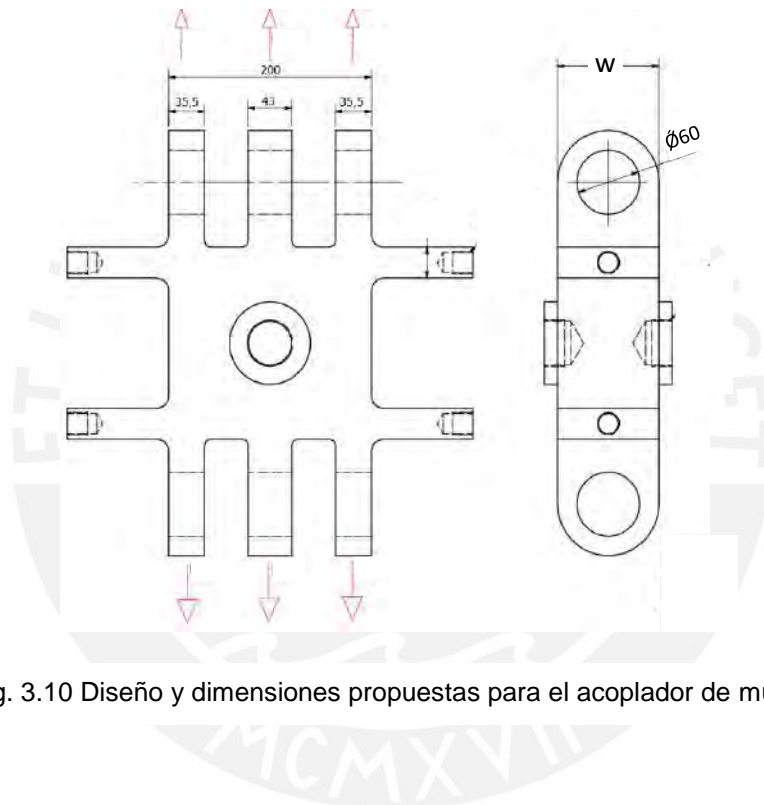


Fig. 3.10 Diseño y dimensiones propuestas para el acoplador de muestras.

Diseño de ejes laterales:

Los 4 ejes laterales se desplazarán a través de una carrilera vertical.

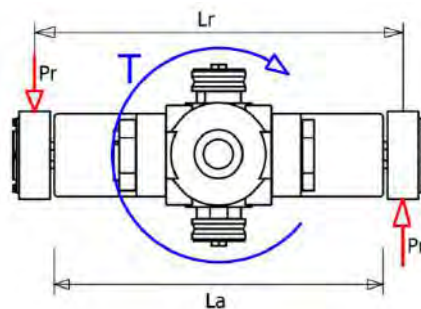


Fig. 3.11 Reacciones (P_r) en los ejes laterales por efecto del torque T (Vista de planta)

El torque máximo (T) resultante en el cable durante el ensayo según la tabla 3.5 es:

$$T = 97 \text{ kg.m} \approx 100 \text{ kg.m} \quad (3.41)$$

Proponiendo como distancia entre rodamientos (L_r):

$$L_r = 0.5 \text{ m} \quad (3.42)$$

La carga necesaria para contrarrestar el torque es:

$$P_r = \frac{T}{L_r} = \frac{100}{0.5} = 200 \text{ kgf} \quad (3.43)$$

Como se trata de 4 ejes, cada uno recibe una carga de 50kgf.

Considerando el cálculo como una viga en cantiléver, siendo la longitud propuesta para el cuerpo (L_a):

$$L_a = 0.2 \text{ m} \quad (3.44)$$

El momento máximo resulta:

$$M_{max} = (P_r/4) \cdot ((L_r - L_a)/2) = 50 \text{ kg} \cdot 0.15 \text{ m} = 7500 \text{ kg-mm} \quad (3.45)$$

El módulo de sección requerido es:

$$S = M_{max} / \sigma_{adm} = 7500 / 8.47 = 885.5 \text{ mm}^3 \quad (3.46)$$

Resolviendo, el diámetro del eje resulta:

$$S = \frac{\pi \cdot d_e^3}{32} \Rightarrow d_e = 21 \text{ mm} \quad (3.47)$$

Cargas en los ejes laterales al usar poleas de 440 mm de diámetro.

Para una relación (D/d) igual a 20, con un cable de 32mm de diámetro, se requiere una polea de 640mm (fig 3.3), mientras que para un cable de 22mm, la polea requerida es 440 mm (fig 3.12).

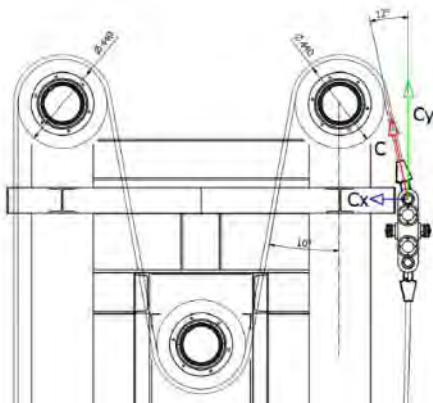


Fig.3.12 Ángulos formados entre la línea axial de la carrilera y el cable 22 mm.

En este último caso, se genera una componente de carga horizontal (C_x), la cual deberá sumarse a la carga originada por el torque. El ángulo entre la resultante C y el eje de la carrilera vertical será de 12° y ocurre cuando el carro acoplador está cerca de la polea.

Cálculo de C_x al ensayar un cable $d= 22\text{mm}$.

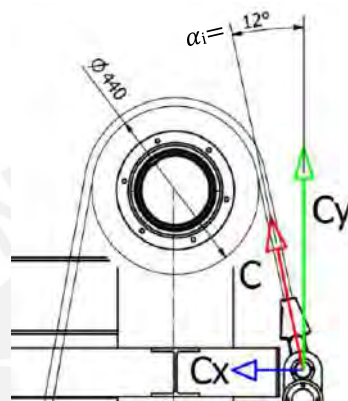


Fig.3.13 Componentes Horizontal y Vertical de la carga de ensayo C para cable de 22 mm.

De la tabla 1, se sabe que la carga de ensayo a 30% MBL para el cable de 22 mm es 10.84 t, es decir

$$C_y = 10.84 \text{ t} \quad (3.48)$$

Cuando el carro se encuentra en el centro de su trayectoria el ángulo formado por la vertical y el eje del cable bajo tracción es:

$$\alpha_1 = 2.06^\circ \quad (3.49)$$

La componente horizontal de la carga es:

$$C_{x_1} = \tan(\alpha_1) C_y = \tan(2.06^\circ) * 10.84 \text{ t} = 0.39 \text{ t} \quad (3.50)$$

Cuando el carro se encuentra cerca de la polea (fig. 3.13) el ángulo formado por la vertical y el eje del cable bajo tracción es:

$$\alpha_2 = 12^\circ \quad (3.51)$$

La componente horizontal resulta:

$$Cx_2 = \tan(\alpha_2) Cy = \tan(12^\circ) * 10.84t = 2.25 t \quad (3.52)$$

Cálculo de Cx al ensayar un cable $d=26\text{mm}$.

De la tabla 1, la carga de ensayo a 30% MBL para el cable 26 mm es 15.92 t.

$$C_{yj} = 15.92 t \quad (3.53)$$

Cuando el carro se encuentra en la parte central de la carrilera el ángulo formado por la vertical y el eje del cable bajo tracción es:

$$\alpha_{j1} = 1.24^\circ \quad (3.54)$$

La componente horizontal de la carga es:

$$Cx_{j1} = \tan(\alpha_{j1}) C_{yj} = \tan(1.24^\circ) * 15.92t = 0.34 t \quad (3.55)$$

Cuando el carro se aproxima a la polea el ángulo formado es:

$$\alpha_{j2} = 6.70^\circ \quad (3.56)$$

Luego la componente horizontal resulta:

$$Cx_{j2} = \tan(\alpha_{j2}) C_{yj} = \tan(6.70^\circ) * 15.92t = 1.87 t \quad (3.57)$$

$Cx_2 = 2.25 t$ representa la mayor carga en la dirección horizontal y ocurre al ensayar el cable de 22mm. Por otro lado el torque calculado con 3.48 en 3.19 resulta:

$$T = 30 \text{ kg-m} \quad (3.58)$$

Reemplazando datos en 3.43 la carga en cada eje para contrarrestar el torque resulta:

$$Pr/4 = 15 \text{ kgf} \quad (3.59)$$

Es posible despreciar dicho valor por ser bajo comparándolo con la carga de 2.25 t.

Cálculo del soporte de los ejes laterales:

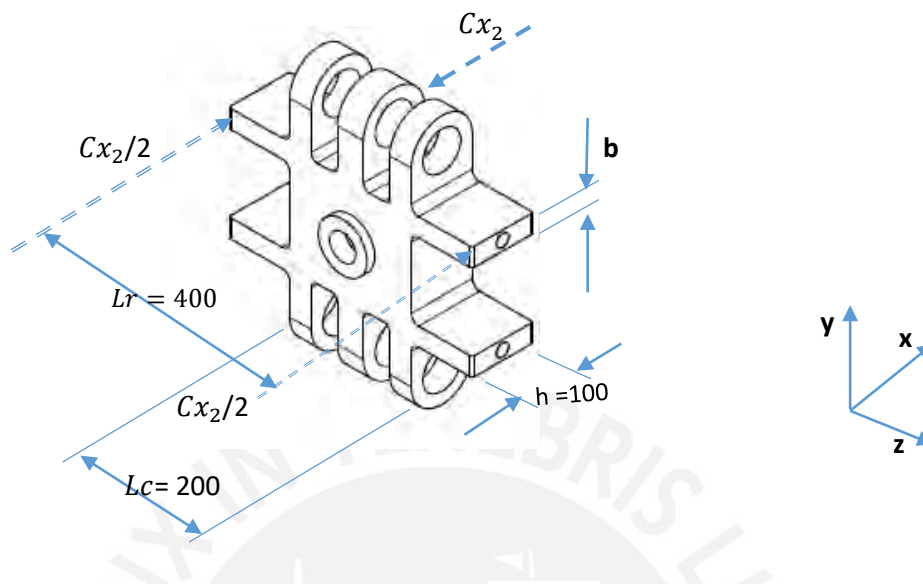


Fig. 3.14 Cargas en los ejes laterales por efecto de la carga Cx_2

De 3.52, la carga Cx_2 es 2.25 t, la cual se reparte entre los ejes laterales del lado superior del carro acoplador

$$Cx_2/2 = 2250 / 2 = 1125 \text{ kg-f} \quad (3.60)$$

Con 3.60 y a partir de dimensiones mostradas en la figura 3.14:

$$M_{max} = Cx_2 (Lr - Lc)/2 = 1125 \text{ kg} \cdot 0.10 \text{ m} = 112500 \text{ kg-mm} \quad (3.61)$$

Para un esfuerzo admisible (σ_{adm}) igual a 8.47 kg/mm² (ASTM A36, factor de seguridad igual a 3), el módulo de sección requerido es:

$$S = M_{max}/\sigma_{adm} = 112500/8.47 = 13282 \text{ mm}^3 \quad (3.62)$$

Proponiendo una sección rectangular de altura (h) igual al espesor del carro acoplador (fig. 3.14)

$$h = 100 \text{ mm} \quad (3.63)$$

El ancho mínimo de la base (b) resulta:

$$S = \frac{b \cdot h^2}{6} \Rightarrow b = 8 \text{ mm} \quad (3.64)$$

Cálculo de los ejes frontales:

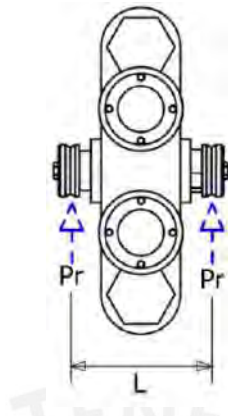


Fig. 3.15 Cargas P_r en los ejes frontales por efecto de la carga recíprocante.

Como se verá en 4.20, la máxima carga recíprocante a aplicar durante el ensayo del cable de 32 mm en los 02 los ejes frontales será de 1600kgf. La carga por eje resulta:

$$P_r = 800 \quad (3.65)$$

Proponiendo una distancia entre rodamientos (L) igual a 160 mm, el momento máximo resulta:

$$M_{max} = P_r * L/2 = 64000 \text{ kg mm} \quad (3.66)$$

Para un esfuerzo admisible (σ_{adm}) igual a 8.47 kg/mm² (ASTM A36, factor de seguridad 3), el módulo de sección requerido es:

$$S = M_{max}/\sigma_{adm} = 64000/8.47 = 7556 \text{ mm}^3 \quad (3.67)$$

Resolviendo para un eje circular, el diámetro del eje resulta:

$$S = \frac{\pi \cdot d_e^3}{32} \Rightarrow d_e = 42.5 \text{ mm} \quad (3.68)$$

3.2.4 Diseño de la carrilera vertical del carro acoplador.

De 3.50 y 3.59 se tiene que las reacciones en los puntos de apoyo de la carrilera son:

$$Cr = 390/2 + 15 \cdot 2 \text{ kgf} = 225 \text{ kgf} \quad (3.69)$$

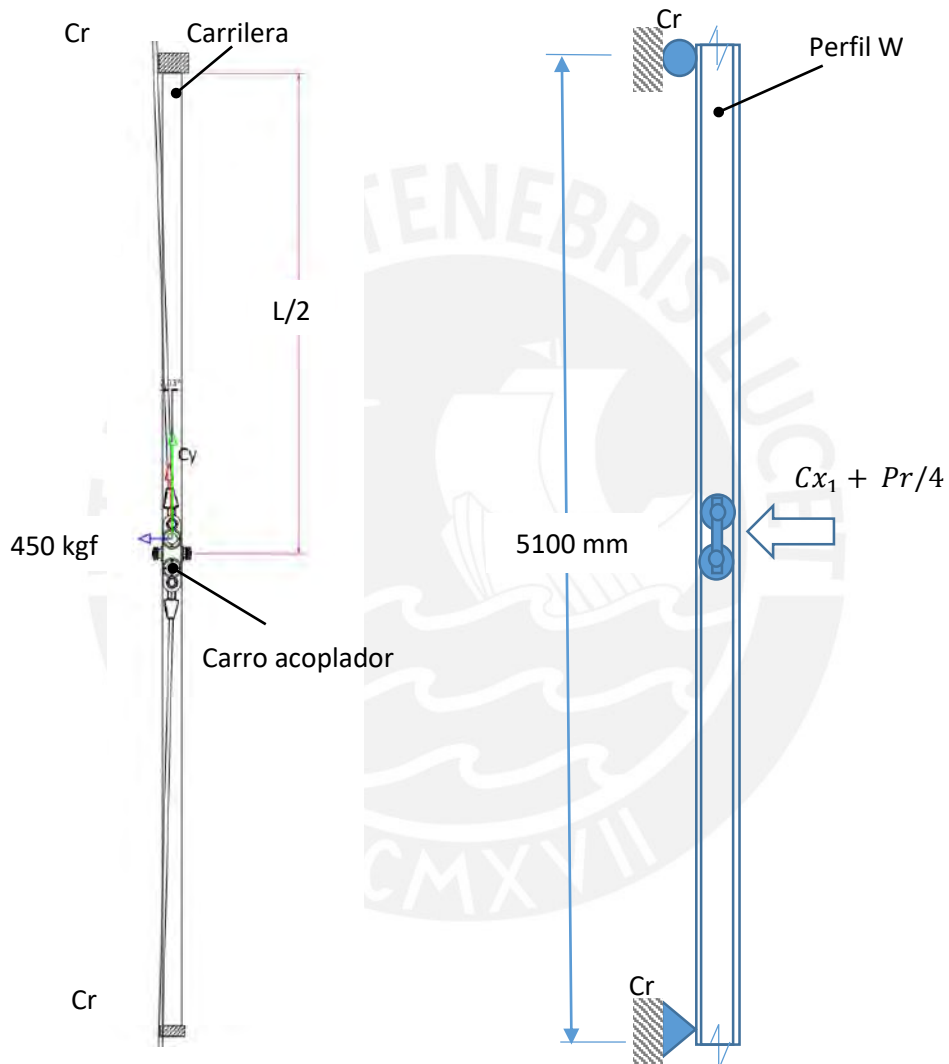


Fig. 3.16, DCL Carrilera vertical.

El momento máximo resultante para una distancia (L) de 5100mm propuesta para la carrilera es:

$$M_{max} = Cr * L/2 = 225 * 5100/2 = 573750 \text{ kg-mm} \quad (3.70)$$

Para un esfuerzo admisible igual a 8.47 kg/mm² (ASTM A36, FS= 3), el módulo de sección requerido es:

$$S = M_{max}/\sigma_{adm} = 573750/8.47 = 67739 \text{ mm}^3 \quad (3.71)$$

Se selecciona el perfil **W4x13** con módulo igual a $S = 89473 \text{ mm}^3$.

Verificando la deflexión:

$$f_{MAX} = \frac{-PL^3}{48EI} \quad (3.72)$$

Donde las características del perfil **W4x13** propuesto son:

$E = 20390 \text{ kg/mm}^2$ Módulo de elasticidad.

$I = 4703415 \text{ mm}^4$ Momento de Inercia.

Reemplazando en 3.72, la deflexión resultante es:

$$f_{MAX} = \frac{-450 * 5100^3}{48 * 20390 * 4703415} = 12.96 \text{ mm} \quad (3.73)$$

Si se establece como deflexión admisible:

$$f_{adm} = \frac{L}{500} = \frac{5100}{500} = 10.20 \text{ mm} \quad (3.74)$$

Como $f_{MAX} > f_{adm}$ no se acepta el perfil propuesto.

Entonces se propone el perfil **W5x16**, luego resolviendo de modo similar a 3.73 la deflexión máxima resulta:

$$f_{MAX} = 7.38 \text{ mm} \quad (3.75)$$

Como esta vez $f_{MAX} < f_{adm}$ se acepta el perfil **W5x16** propuesto.

3.2.5 Diseño de las poleas para cables de acero.

El diseño de una polea o roldana para cables de acero comprende 3 aspectos básicos: la geometría, el material y su resistencia.

Los aspectos geométricos, tales como, diámetro primitivo, altura de pestaña, radio de la canaleta entre otros del presente diseño han sido tomados de la norma ISO 4308-1:2003- E (ANEXO VI). Angulo entre $30 - 60^\circ$, radio en el rango $0.525d$ hasta $0.550d$, siendo lo óptimo $0.5375d$, donde (d) es el diámetro nominal del cable de acero, el perfil del fondo debe ser circular, la altura de pestaña no debe ser menor a $1.5d$

Con respecto al material, se consideran las propuestas de material endurecido en la zona de contacto con el cable, esto para evitar el desgaste prematuro de la polea lo que redundaría en un rápido deterioro del cable [1, p.228], la roldana en el presente proyecto será de dureza superficial 50 HRc, forjadas por rodillos (ANEXO VII).

El diseño por resistencia de la roldana se basa en la metodología propuesta por Hellmut Ernst [6], y con el propósito de definir las características básicas de las poleas se proponen las siguientes hipótesis de cálculo:

- Los radios estarán solicitados a compresión.
- La llanta estará solicitada a flexión.

Cálculo de las fuerzas radiales (compresión):

Se propone el DCL mostrado en la figura 3.17, de una sección de polea.

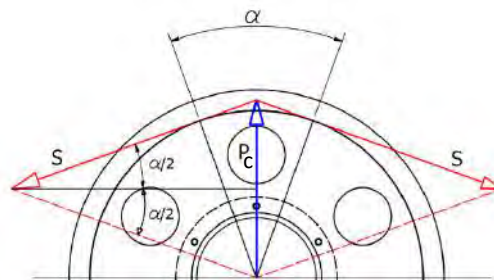


Fig 3.17, DCL sección de polea para cable de acero [6, p.28]

A partir de las cargas S , se calcula la fuerza radial P_c mediante un polígono de fuerzas o empleando la fórmula:

$$P_c = 2S \left(\text{sen} \frac{\gamma}{2} \right) \quad (3.76)$$

Donde:

$S=25000$ kgf Carga aplicada al cable (Valor redondeado).

$\gamma = 180$ Angulo de contacto cable polea

Reemplazando en 3.76:

$$P_c = 2 * 25000 \left(\text{sen} \frac{180}{2} \right) = 50000 \text{ kgf} \quad (3.77)$$

Cálculo a Flexión de la llanta:

Para el cable de 32mm, el diámetro de la polea (De) es 640 mm, luego la longitud de la llanta es:

$$L_{lp} = \pi \cdot De = \pi * 640 = 2010.6 \text{ mm} \quad (3.78)$$

Considerando el ángulo de 60° entre radios, la distancia libre de la llanta resulta:

$$L = L_{lp} * \frac{\gamma}{360} = 2010.6 * \frac{60}{360} = 335.1 \text{ mm} \quad (3.79)$$

Considerando la llanta como una viga con apoyos simples en sus extremos y con carga distribuida se tiene:

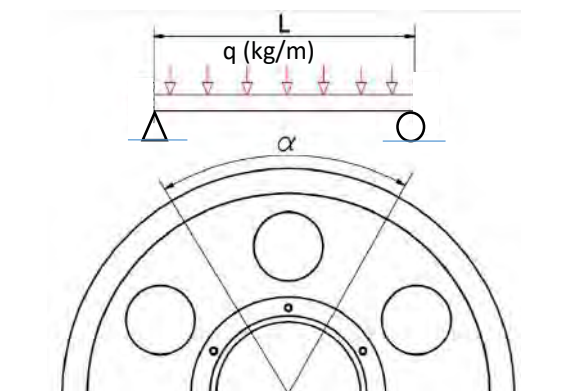


Fig. 3.18 DCL, sección de polea considerada como viga bajo carga distribuida

Si la carga P se distribuye en el diámetro proyectado de la polea (D_e), y el momento flector máximo en la distancia libre L de la llanta resulta:

$$M_{max} = qL^2/8 = 50000/640 * 335.1 * 335.1/8 = 1096250.75 \text{ kg-mm} \quad (3.80)$$

Para un esfuerzo admisible (σ_{adm}) igual a 8.47 kg/mm² (ASTM A36, factor de seguridad 3), el módulo de sección requerido es:

$$S = M_{max}/\sigma_{adm} = 1096250/8.47 = 129427.5 \text{ mm}^3 \quad (3.81)$$

Se propone un espesor de plancha de 24 mm (mínimo $0.75d$ [7]) y luego se determina la altura mínima a partir del módulo de sección:

$$b = 24 \text{ mm} \quad (3.82)$$

La altura (h) resulta:

$$S = \frac{b \cdot h^2}{6} = 129427.5 = \frac{24 \cdot h^2}{6} \Rightarrow h = 180 \text{ mm} \quad (3.83)$$

Siendo la distancia libre entre el diámetro exterior (D_e = llanta de la polea) e interior (D_i = cubo de la polea):

$$D_L = (D_e - D_i)/2 = (640 - 280)/2 = 180 \text{ mm} \quad (3.84)$$

Como $h \leq D_L$; Se acepta el espesor propuesto para la llanta.

Verificación de la estabilidad a Compresión.

Si se propone como ancho (a) del radio, $a = 335 \text{ mm}$

El radio de giro resulta:

$$r = e/\sqrt{12} = 24/\sqrt{12} = 6.93 \text{ mm} \quad (3.85)$$

Considerando un factor de empotramiento $K = 1$ (articulada – articulada), la relación de esbeltez resulta:

$$Re = K * D_L / r = 1 * 180/6.93 = 25.97 \quad (3.86)$$

Siendo

E: 21092 kg/mm² Módulo de elasticidad
 Sy: 25.4 kg/mm² Esfuerzo de fluencia

La relación de transición de esbeltez (constante de columna) es:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 21092}{25.4}} = 72.23 \quad (3.87)$$

Como $Re < C_c$, la columna es corta, se usa la ecuación de J.B. Johnson [8]:

$$P_{cr} = A \cdot \frac{S_y}{N} \left[1 - \frac{S_y \cdot \left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right] \quad (3.88)$$

Siendo:

A: 24*335=8040 kg/mm² Área de la sección propuesta
 N: 3.00 Factor de Seguridad.

Reemplazando datos en 3.88, la carga crítica P_{cr} resulta:

$$P_{cr} = 8040 * \frac{25.4}{3} \cdot \left[1 - \frac{25.4 \cdot \left(\frac{1 * 171}{7.33}\right)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 21092} \right] = 61265 \text{ kg} \quad (3.89)$$

Como $P_c \leq P_{cr}$ Se acepta la geometría propuesta.

3.2.6 Diseño de los ejes de las poleas.

Los ejes de las poleas actuarán como soportes, es decir no transmitirán torque. Estos trabajarán en voladizo como se muestra en la Figura 3.19. La carga a aplicar será la sumatoria de 02 líneas de cable ($2P$), el peso de la polea (Pp) y la fuerza diferencial ΔS que genera el desplazamiento del carro acoplador (el cálculo de dicha fuerza se efectúa en el acápite 4.3 del capítulo IV).

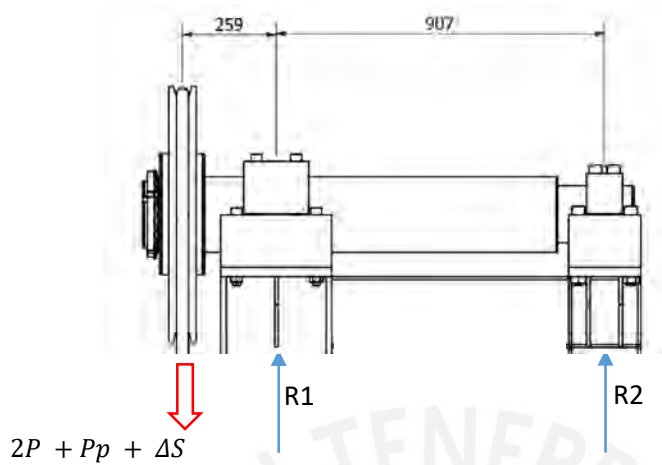


Fig. 3.19 Cargas sobre el eje de poleas.

Donde:

El peso de la polea:	$Pp = 82 \text{ kg}$
Las fuerzas en cada línea de cable:	$P = 0.3MBL = 24459 \text{ kgf}$
Fuerza diferencial:	$\Delta S = 1600 \text{ kgf.}$

Luego las cargas de diseño serían:

Carga resultante superior:

$$P_s = 2P + \Delta S + Pp = 2 \cdot 24459 + 1600 + 82 = 50600 \text{ kgf} \quad (3.90)$$

Carga resultante inferior:

$$P_i = 2P + Pp = 2 \cdot 24459 + 82 = 49000 \text{ kgf} \quad (3.91)$$

Cálculo de las reacciones:

A partir de la figura 3.19, se plantean las ecuaciones de momento y sumatoria de fuerzas:

$$\sum M_{R2} = 0 \quad 50600 (0.259 + 0.907) - R1(0.907) = 0 \quad (3.92)$$

$$\sum F_y = 0 \quad 50600 - R1 + R2 = 0 \quad (3.93)$$

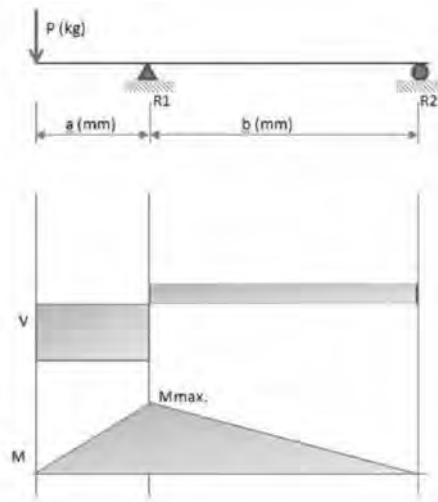


Fig. 3.20 Diagrama de Momentos y Cortantes en el eje de poleas.

Resolviendo se tiene:

$$R1 = 65049 \quad \text{kgf} \quad (3.94)$$

$$R2 = -14450 \quad \text{kgf}$$

Los momentos flectores superior (M_s) e inferior (M_i) respectivamente son:

$$M_s = P_s * a = 50600 * 259 = 13105400 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \quad (3.95)$$

$$M_i = P_i * a = 49000 * 259 = 12691000 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Para un esfuerzo admisible (σ_{adm}) igual a 18.03 kg/mm² (AISI 4140, factor de seguridad 3) [9], el módulo de sección máximo requerido es:

$$S = M_{max} / \sigma_{adm} = 13105400 / 18.03 = 726866.3 \text{ mm}^3 \quad (3.96)$$

Resolviendo para un eje circular, el diámetro del eje resulta:

$$S = \frac{\pi \cdot d_e^3}{32} \Rightarrow d_e = 194.90 \text{ mm} \quad (3.97)$$

Cálculo del esfuerzo equivalente o de Von Mises:

Cálculo del esfuerzo de corte máximo en el eje [8, p. 103],

$$\tau_{max} = \tau_{xy} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 * 50600 \text{ kgf}}{3 * 29864.8 \text{ mm}^2} = 2.26 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.98)$$

Cálculo del esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)} = \sqrt{(18.03)^2 + 3(2.26^2)} = 18.45 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.99)$$

Cálculos a **Fatiga**:

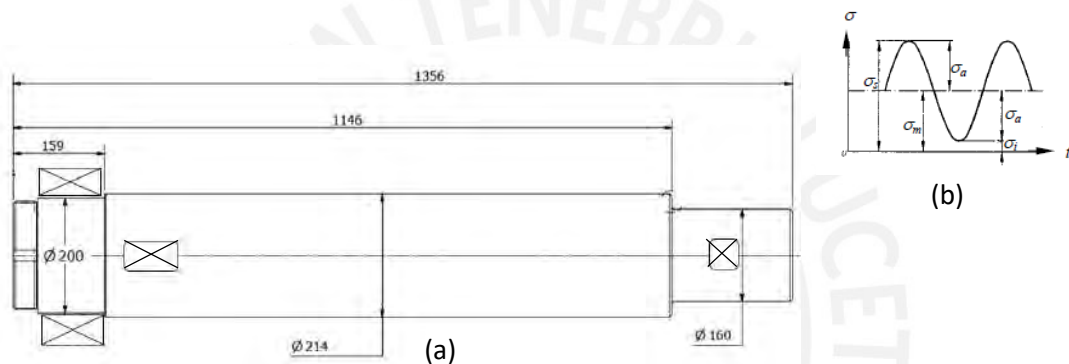


Fig. 3.21 Dimensiones del eje de poleas (a). Carga pulsante (b).

La carga de 1600 kgf, necesaria para el desplazamiento del acoplador de muestras, generará un esfuerzo pulsante en el eje.

Con 3.95 y 3.96 los esfuerzos superiores (σ_{fs}) e inferior respectivamente (σ_{fi}) son:

$$\sigma_{fs} = \frac{Ms}{S} = 18.03 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.100)$$

$$\sigma_{fi} = \frac{Mi}{S} = 17.47 \text{ kg/mm}^2$$

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_{fm} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} + \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(18.03 + 17.47) = 17.75 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.101)$$

El esfuerzo alternante es:

$$\sigma_{fa} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} - \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(18.03 - 17.47) = 0.30 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.102)$$

En la tabla 3.9 se muestran los factores que afectan la resistencia a la fatiga del eje.

Factor	Valor	Descripción
C_s	0.85	Coeficiente de superficie
C_t	0.58	Coeficiente de tamaño
C_{temp}	1	Coeficiente de temperatura
C_{carg}	1	Coeficiente de carga
C_c	0.9	Coeficiente de confiabilidad
β	2.41	Factor de concentración de esfuerzos

Tabla 3.9 Factores de Fatiga aplicables al eje de poleas.

NOTA: En ANEXO VIII, se muestra como ejemplo la determinación de estos factores pero para el eje motriz.

Luego la amplitud del esfuerzo aumentada por los factores resulta:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \right) \sigma_{fa} = \left(\frac{2.41}{0.85 * 0.58 * 1 * 1 * 0.9} \right) 0.30 = 1.63 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.103)$$

Las propiedades del acero SAE 4140 (DIN 17200 – 42CrMo4) son:

$$\sigma_B = 81.6 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Esfuerzo máximo a tracción.}$$

$$\sigma_{BAlt} = 45.9 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Esfuerzo pulsante a flexión.}$$

$$\sigma_F = 54.1 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Esfuerzo de fluencia.}$$

Cálculo del factor de seguridad a la fatiga:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{fm}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{Alt}} = \frac{17.75}{81.6} + \frac{1.63}{45.9} \Rightarrow FS = 3.95 \quad (3.104)$$

FS= 3.95 OK!

Cálculo del factor de seguridad a la fluencia:

$$FS = \frac{\sigma_{Lim}}{\sigma_{eq}} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{54.1}{18.45} \Rightarrow FS = 2.93 \text{OK!} \quad (3.105)$$

3.2.7 Cálculo del soporte de poleas

La figura 3.22, muestra las cargas y reacciones en el soporte de poleas:

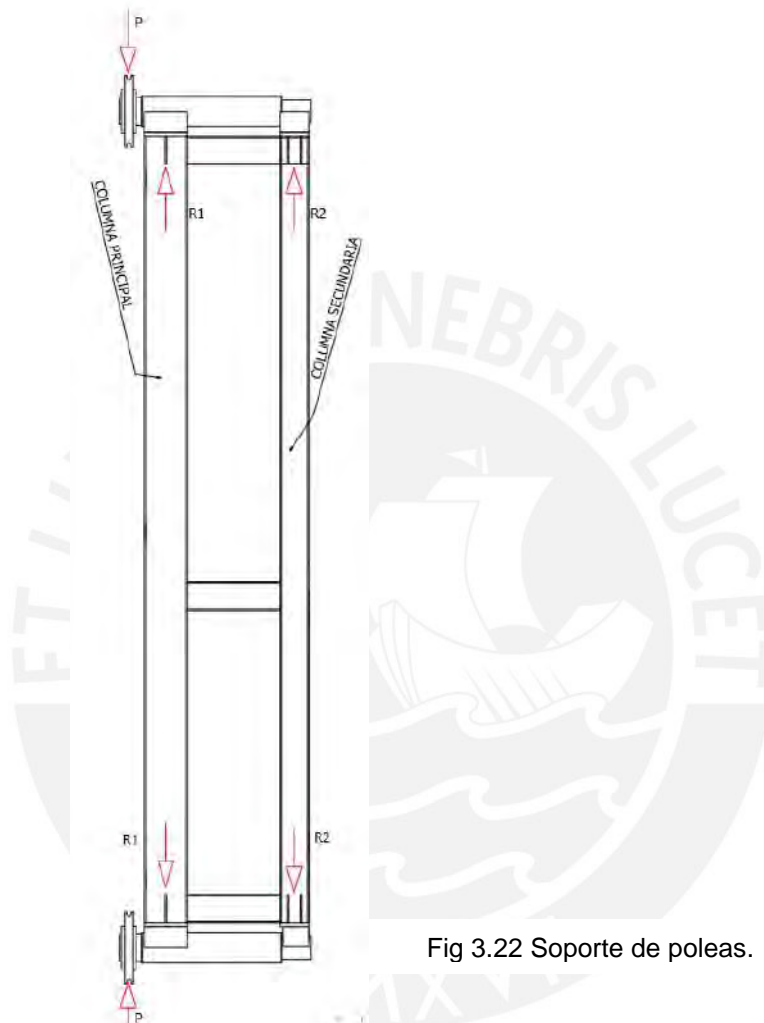


Fig 3.22 Soporte de poleas.

De 3.94, se sabe:

$$\begin{aligned} R2 &= -14450 & \text{kgf} \\ R1 &= 65049 & \text{kgf} \end{aligned} \quad (3.106)$$

Cálculo de la columna principal.

Según se muestra en la figura 3.22, la columna principal estará solicitada a compresión. Para esta parte del soporte de poleas se propone el perfil ANSI W12x65, cuyas características en el eje débil se muestran en la tabla 3.10.

Design.	Área (mm ²)	I _{yy} (mm ⁴)	Peso (kg/m)	r _{yy} (mm)
W12x65	12322.56	72424268	93.7	76.71

Tabla 3.10 Características del perfil propuesto para el soporte de poleas [10]

Siendo:

$$L_c = 5600 \text{ mm (Longitud de columna)}$$

$$K = 1 \text{ (Factor de longitud efectiva)}$$

La relación de esbeltez resulta:

$$R_e = \frac{K \cdot L}{r} = \frac{1 \cdot 5660}{76.6} = 72.35 \quad (3.107)$$

Sabiendo que para el acero ASTM A992:

$$E = 20390 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Módulo de elasticidad}$$

$$\sigma_y = 35.1 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Límite de Fluencia}$$

Cálculo de la constante de columna (C_c):

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 20390}{35.1}} = 106 \quad (3.108)$$

Como $R_e < C_c$, la columna es corta, se usa la ecuación de J.B. Johnson:

$$P_{cr} = A \cdot \frac{S_y}{FS} \left[1 - \frac{S_y \cdot \left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right] \quad (3.109)$$

Siendo:

$$FS: \quad 3.00 \quad \text{Factor de Seguridad.}$$

Reemplazando datos en 3.109, P_{cr} resulta:

$$P_{cr} = 12322.56 * \frac{35.1}{3} \cdot \left[1 - \frac{35.1 * (72.35)^2}{4 * \pi^2 * 20390} \right] = 111266.6 \text{ kgf} \quad (3.110)$$

En este caso el valor de comparación es $R1 = 65049 \text{ kgf}$; Como $R1 \leq P_{cr}$, se acepta el perfil propuesto.

Cálculo de la columna secundaria.

En fig. 3.22 se muestra que la columna secundaria trabajará a tracción, luego el área requerida es:

$$A = R2/\sigma_y = 14450/8.47 = 1706 \text{ mm}^2 \quad (3.111)$$

El perfil propuesto WF8x15, presenta un área transversal igual a 2860 mm², por lo que queda aceptado.

3.2.8 Cálculo de los soportes del sistema tensor.

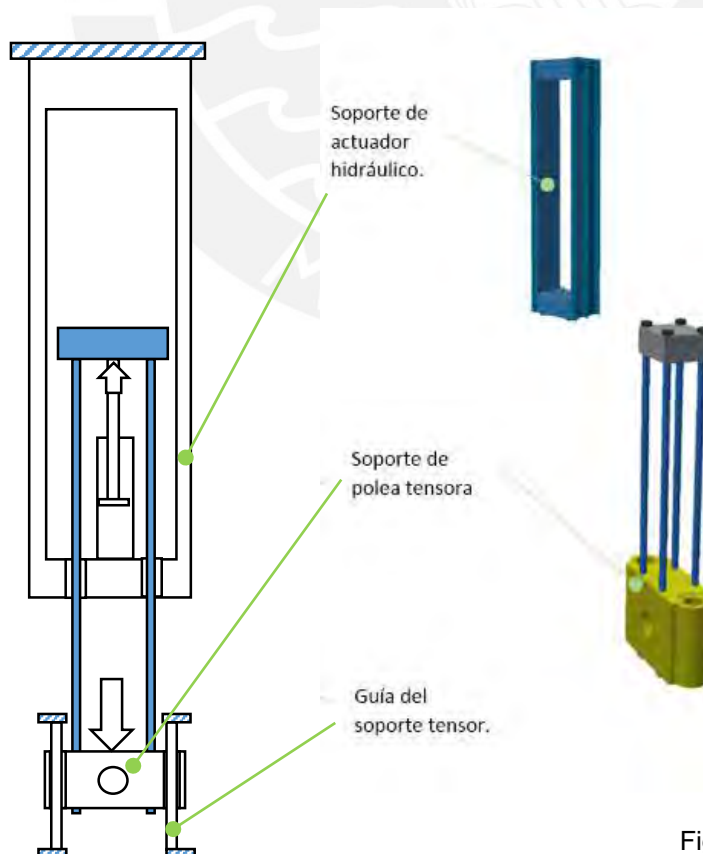


Fig. 3.23 Sistema tensor

Los componentes del sistema tensor son el soporte del actuador hidráulico y el soporte de polea tensora (incluye las barras guía, fig. 3.23).

Los soportes se aproximan entre sí al trabajar a compresión el cilindro hidráulico.

a) Soporte del actuador hidráulico

Está conformado por perfiles horizontales conectados mediante perfiles verticales. En la parte inferior se apoya el cilindro hidráulico y en la parte superior se aloja un eje con su correspondiente polea.

Cálculo de los perfiles horizontales.

Se considera en el diseño 4 perfiles horizontales los cuales recibirán la carga distribuida originada por el actuador hidráulico como se muestra en la figura 3.24.

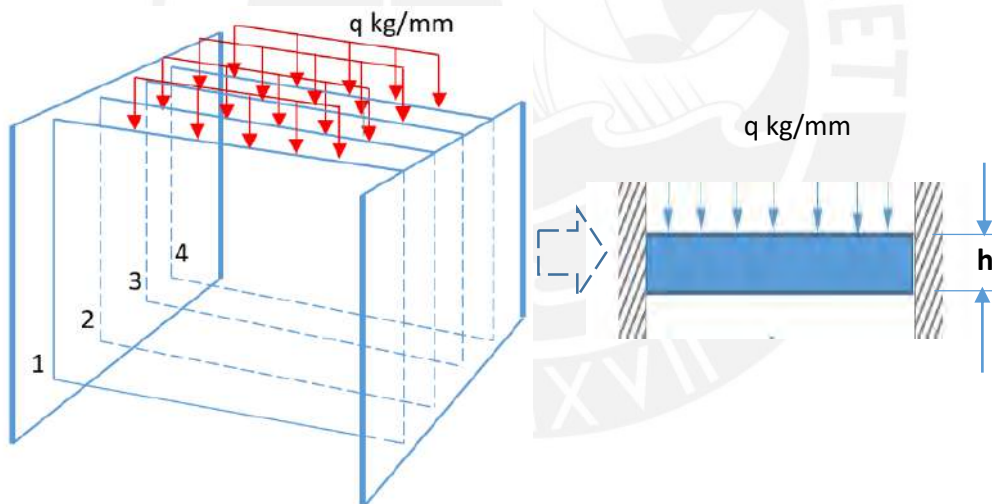


Fig 3.24 DCL soportes horizontales.

El momento máximo (M_{max}) en cada perfil del soporte horizontal, considerando los extremos empotrados se calcula con:

$$M_{max} = \frac{q}{N_s} * \frac{L^2}{24} \quad (3.112)$$

Donde:

L:	485	mm	Longitud propuesta para el perfil.
P=	52000	kgf	Carga en el cilindro.
q=	107.22	kgf/mm	Carga distribuida.
N_s =	4		Número de soportes horizontales debajo del cilindro.

Luego, el momento máximo por cada perfil resulta:

$$M_{max} = \frac{q}{N_s} * \frac{L^2}{24} = \frac{107.2}{4} * \frac{485^2}{24} = 262708 \text{ kg. mm} \quad (3.113)$$

Para un esfuerzo admisible (σ_{adm}) igual a 8.47 kg/mm² (ASTM A36, factor de seguridad 3), el módulo de sección requerido es:

$$S = M_{max} / \sigma_{adm} = 262708 / 8.47 = 31016.3. \text{ mm}^3 \quad (3.114)$$

Se propone un espesor de plancha de 12.7 mm

Luego la altura (h) resulta:

$$S = \frac{b \cdot h^2}{6} = 31016.3 = \frac{12.7 * h^2}{6} \Rightarrow h = 121 \text{ mm} \quad (3.115)$$

Cálculo de la deflexión máxima en cada soporte.

$$y = \frac{P * L^3}{N_s * 384 * E * I} = \frac{P * L^3}{N_s * 192 * E * S * h} \quad (3.116)$$

Dónde:

E=	20390	kg/mm ²	Módulo de elasticidad del Acero A-36
L=	485	mm	Longitud entre apoyos.

Reemplazando datos la deflexión máxima resulta:

$$y = \frac{52000 * 485^3}{4 * 192 * 20390 * 31016.3 * 121} = 0.1 \text{ mm} \quad (3.117)$$

La deflexión máxima por milímetro para una precisión moderada (R. Mott p. 777) es:

$$Y_s = 0.0005 \text{ mm/mm} \quad (3.118)$$

Por lo que la deflexión máxima permitida en el perfil propuesto será

$$Y_{perm} = L * Y_s = 485 \text{ mm} * 0.0005 \text{ mm/mm} = 0.2425 \text{ mm} \quad (3.119)$$

Como $y \leq Y_{perm}$. Se admite el perfil propuesto.

Cálculo del tamaño de garganta (a) para el cordón de soldadura

La carga del cilindro estará repartida en 4 planchas de 1/2". Los cordones de soldadura estarán sometidos a esfuerzos de flexión y corte (Figura 3.25).

De 3.113 se sabe que el momento flector en las planchas es $M_{max} = 262708 \text{ kg.mm}$

Donde el módulo resistente de la soldadura a flexión es:

$$W = 4 * \frac{axh^2}{6} = \frac{a * 2 * 121^2}{3} = 9760.6 * a \quad (3.120)$$

Las tensiones en el plano abatido son:

Flexión:

$$n_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{262708}{9760.6 * a} = \frac{26.91}{a} \quad (3.121)$$

Corte:

$$ta = \frac{P}{Ns * 4 * a * h} = \frac{52000}{4 * 4 * a * 121} = \frac{26.86}{a} \quad (3.122)$$

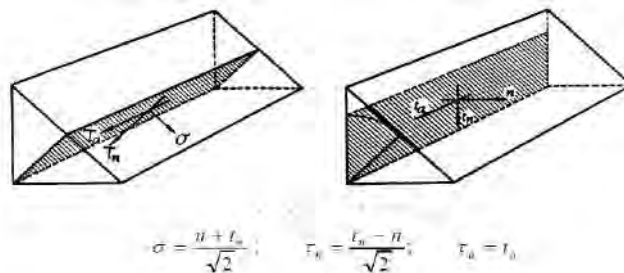


Fig 3.25 Planos y tensiones de la garganta de soldadura.

Las correspondientes tensiones en la garganta son:

$$\sigma = \frac{n_{max}}{\sqrt{2}} = \frac{26.91}{a}$$

$$\tau a = t a = \frac{P}{2xaxh} = \frac{26.86}{a} \quad (3.123)$$

$$\tau n = 0$$

Se propone el material acero St 37, tipo de carga pulsatoria, costura angular plana, clase II, ANEXO XI – Tabla 1, cuyo esfuerzo admisible es igual a:

$$\sigma_{adm} = 5.1 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.124)$$

Usando el criterio EA 95. Igualando el esfuerzo admisible (σ_{adm}) con el esfuerzo de comparación (σ_{co}), y reemplazando los valores de 3.122 se tiene:

$$\sigma_{co} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8(\tau n^2 + \tau a^2)} \quad (3.125)$$

De donde despejando, el tamaño de garganta (a) resulta:

$$a^2 = \frac{26.91^2 + 1.8 \times 26.86^2}{5.1^2} \Rightarrow a = 8.8 \text{ mm} \quad (3.126)$$

Dicho valor está dentro del rango de tamaño de garganta requerido: $0.7 \times e = 9 \text{ mm}$.

Resumiendo: Se diseñaran las bases horizontales con 04 Planchas A-36 de 12.7 mm x 190 mm de alto (según lo calculado la altura mínima es 121 mm), con cordones de soldadura de garganta mínima 9 mm.

Cálculo de los perfiles laterales.

Estos perfiles actuarán como elementos de conexión entre los soportes superior e inferior ya calculados, por lo que estarán solicitados a cargas de tracción durante el empuje del cilindro hidráulico.

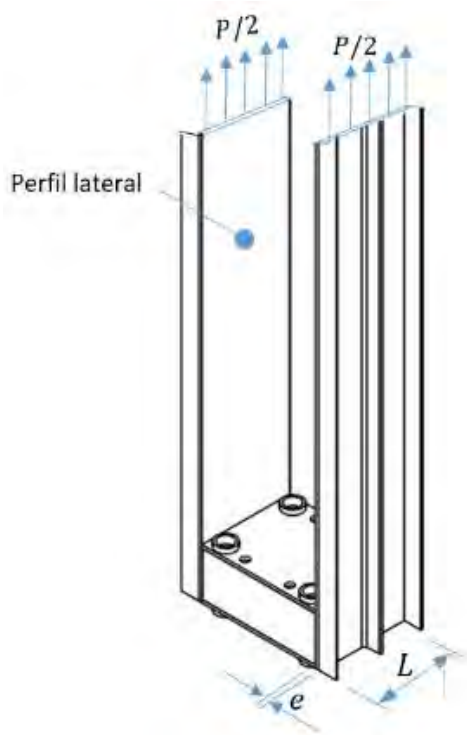


Fig 3.26 Soporte lateral vertical.

Para un esfuerzo admisible (σ_{adm}) igual a 8.47 kg/mm² (ASTM A36, FS=3), el área resistente requerida por cada soporte es:

$$A = F/2 * \sigma_{adm} = 52000/8.47 = 6139.3 \text{ mm}^2 \quad (3.127)$$

Se propone planchas de $e=12.7$ mm, en acero A36, las que trabajaran a tracción, corresponde entonces verificar el largo (L) requerido.

$$L = \frac{Pc}{(\sigma_{adm}) * 2 * e} = \frac{52000}{8.47 * 2 * 12.7} = 241.7 \text{ mm} \quad (3.128)$$

De diseña con plancha de 12.7mm, Largo 376 mm, reforzadas con perfiles U8"x11.5.

b) Calculo del soporte de polea tensora.

Está conformado por un soporte horizontal en la parte superior, una estructura para el alojamiento de la polea tensora en la parte inferior y barras conectoras de sección circular con extremos roscados tipo espárragos.



Fig 3.27 Componentes del soporte de polea tensora.

Cálculo de los soportes Base:

Si se traza un plano diagonal en el cuerpo del soporte, la distancia entre apoyos es de 418 mm, luego calculamos el momento en el centro considerando la mitad de la carga puntual generada por el actuador. Se asume una sección de espesor igual al diámetro de los agujeros 54mm y alto 200mm, se calcula si el esfuerzo es menor que el admisible para el acero ASTM A36 ($\sigma_{adm} = 8.47 \text{ kg/mm}^2$).

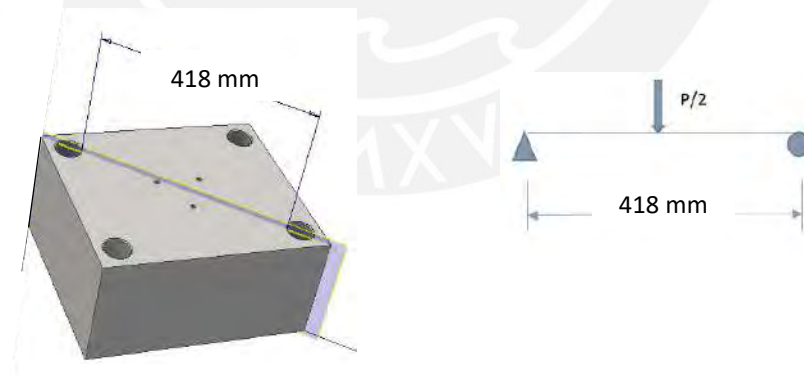


Fig 3.28 DCL, soporte superior.

Momento:

$$M = \frac{52000 \times 418}{8} = 2717000 \text{ kg-mm} \quad (3.129)$$

Módulo de sección:

$$S = \frac{b x h^2}{6} = \frac{54 x 200^2}{6} = 360000 \quad (3.130)$$

Esfuerzo calculado:

$$\sigma_{cal} = \frac{2717000}{360000} = 7.54 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.131)$$

Como $\sigma_{cal} \leq \sigma_{adm}$ se acepta el perfil propuesto.

Cálculo de los conectores verticales:

Se proponen como conectores verticales barras de sección circular con extremos roscados los cuales estarán solicitados a tracción como se muestra en fig 3.29.

Para un esfuerzo admisible (σ_{adm}) igual a 13.25 kg/mm², AISI 4140, FS=4, el área resistente requerida por cada conector es:

$$A = P/4 * \sigma_{adm} = 52000/4 * 13.25 = 981.1 \text{ mm}^2 \quad (3.132)$$

Se selecciona la rosca métrica M42 x 4.5 (ver tabla 1 del ANEXO XII), cuya área de esfuerzo es 1121 mm².

Longitud mínima de la zona roscada:

Según UNE 17704, la rosca M42 x 4.5 tiene las dimensiones:

$$D_{med.} = 39 \text{ mm y } D_{inf.} = 37.7 \text{ mm}$$

Por lo que la longitud mínima roscada es:

$$Le = \frac{4At}{\pi * D_{med}} = \frac{4 * 981.1}{\pi * 39} = 32 \text{ mm} \quad (3.133)$$

Cálculo del soporte tensor:

Como se muestra en la figura 3.29, la excentricidad entre las fuerzas de las barras conectoras y la muestra de cable de acero es de 257 mm. El momento que se genera debido a ello debe ser absorbido por las barras guías empotradas al bastidor principal.

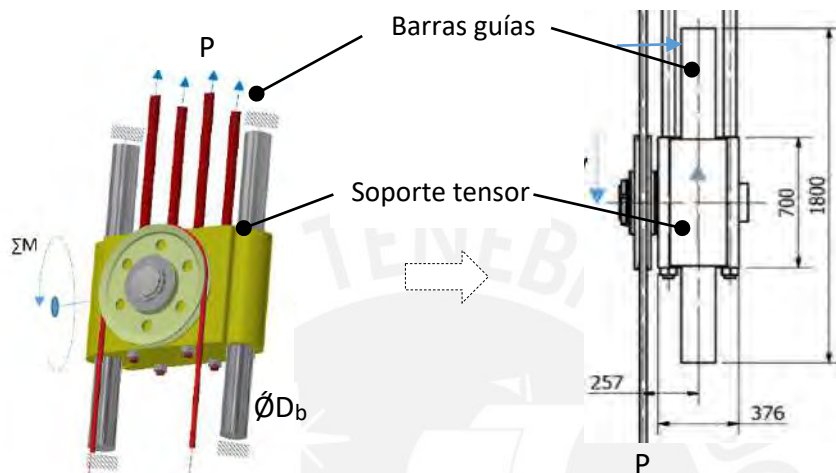


Fig 3.29 DCL, soporte tensor.

Momento generado por la excentricidad:

$$M = P * 257 = 5200 \text{ kgf} \times 257 \text{ mm} = 13364000 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad (3.134)$$

Cálculo del diámetro de las barras guías (se usa el acero AISI 4140, FS=3):

$$S = \frac{\pi \times D_b^3}{32} = \frac{M}{2 \times \sigma_{adm}} = \frac{13364000}{2 \times 17.67} \Rightarrow D_b = 156.7 \text{ mm} \quad (3.135)$$

El esfuerzo cortante por torsión en el soporte tensor, usando la formulación de Mott:

$$\tau_{max} = T/Q \quad (3.136)$$

Donde:

$$Q = b * h^2 / (3 + 1.8(h/b)) \quad (3.137)$$

De la figura 3.29, $h = 700 \text{ mm}$ y $b = 376 \text{ mm}$.

Luego reemplazando en las ecuaciones anteriores, el esfuerzo cortante torsional resulta:

$$\tau_{max} = 0.46 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.138)$$

El esfuerzo cortante por la carga vertical es:

$$\tau_v = \frac{F}{A} = \frac{52000 \text{ kgf}}{376 (700 - 200)\text{mm}^2} = 0.277 \text{ kg/mm}^2 \quad (3.139)$$

El ángulo de torsión:

$$\theta = \frac{T * L}{G * K} \quad (3.140)$$

Donde:

$$K = b * h^3 \left[\frac{1}{3} - 0.21 \frac{h}{b} \left(1 - \frac{(h/b)^4}{12} \right) \right] = 4.30E10 \quad (3.141)$$

Además:

$G = 8080 \text{ kg/mm}^2$ (Modulo de rigidez del acero A36)

$L = 741 \text{ mm}$ (longitud entre barras guías)

Reemplazando datos:

$$\theta = \frac{T * L}{G * K} = \frac{13364000 * 741 * 180}{8080 * 4.30E10 * \pi} = 0.00163 \text{ grados} \quad (3.142)$$

Como el material, ASTM A36, con esfuerzo admisible en corte igual a 5 kg/mm^2 (con $FS= 4$), presenta deformación angular mínima, la propuesta queda aceptada.

NOTA: Por tratarse de un componente de configuración compleja se verifican los cálculos usando la plataforma FEM del programa Autodesk Inventor (Fig. 3.30) , se observa que el esfuerzo máximo es 5.072 MPa , esto es 0.52 kg/mm^2 , aceptable.

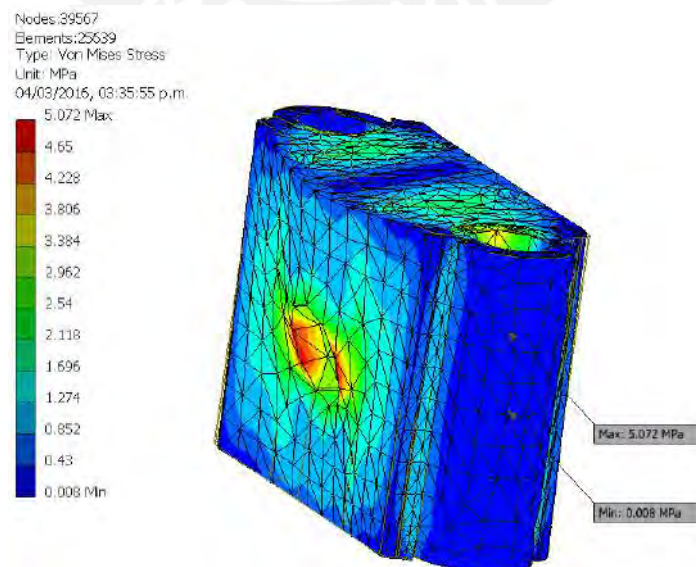


Fig 3.30 Esfuerzo en el soporte tensor, según FEM Inventor

BIBLIOGRAFIA CAPITULO III

- [1] K. Feyrer, *Wire rope, endurance, reliability*, Ed. Springer, Stuttgart, Alemania, 2007, p.206;
- [2] Catálogo PRODINSA S.A.
- [3] Catálogo de productos, BOSH REXROTH, p.3/76.
- [4] Catálogo de productos, DILLON, Bulletin #500.7.
- [5] Jack C. MacCormac, *Análisis Estructural*, 3era ed. Harla, México D.F., 1983, p.447.
- [6] H. Ernst, *Aparatos de Elevación y Transporte*, Barcelona, España: Blume, 1970, p. 28.
- [7] R. S. Khurmi and J. K. Gupta, *Machine Design*, New Delhi, India: Eurasia Publishing House, 2005, p. 748
- [8] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Juárez, México: Pearson, 2006, p. 247
- [9] Catálogo BÖHLER, *Manual de aceros especiales*, p.16.
- [10] *Manual Steel Construction*, 13th ed., AISC, 2006, tabla 1.1 - I22

CAPITULO IV

SISTEMA RECIPROCANTE

DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

El sistema reciprocante propuesto para el presente proyecto, está basado en el principio de un mecanismo de 4 eslabones. Este mecanismo se encargará de dar el movimiento lineal vertical al carro acoplador y este a su vez desplazará la probeta de cable de acero sobre las poleas causándole el efecto consecutivo de flexión y enderezamiento.

En el presente capítulo se determinan las relaciones dimensionales entre los componentes que conforman el sistema y las cargas a vencer. Se plantea el análisis y síntesis del mecanismo luego se efectúan los cálculos aproximativos estáticos y finalmente se realizan los cálculos dinámicos para la selección o diseño de los componentes.

4.1 Dimensionado del sistema reciprocante.

Conjuntamente con las dimensiones ya definidas en el capítulo anterior, mediante iteraciones se proponen las dimensiones del sistema reciprocante. Complementando ambos sistemas se tiene un dimensionado aproximativo total de la máquina a diseñar (ver Fig. 4.1)

4.1.1 Carrera del mecanismo.

Para evitar los choques por interferencias de los terminales tipo sockets de la muestra con las poleas, el desplazamiento vertical del carro acoplador se limita a 4434mm.

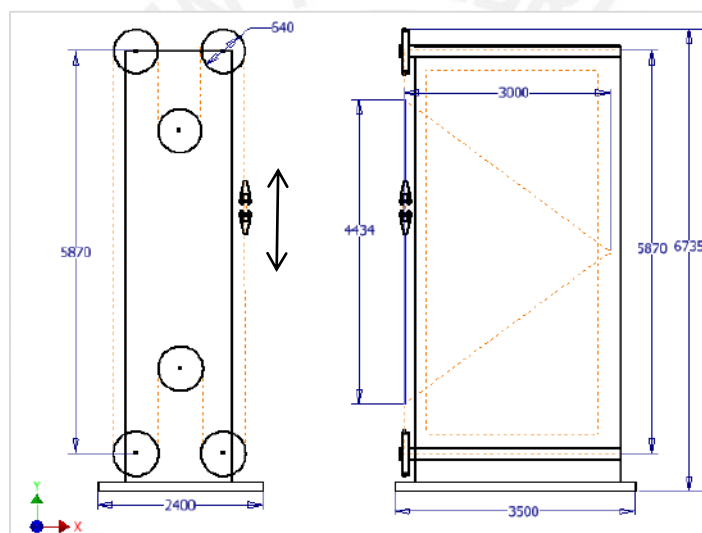


Fig. 4.1 Esquema dimensional y carrera de la máquina de ensayos.

4.1.2 Resultados esperados en la muestra a ensayar.

Se esperan los siguientes números de flexión y niveles de deterioro en cada tramo de la muestra por cada ciclo de la máquina:

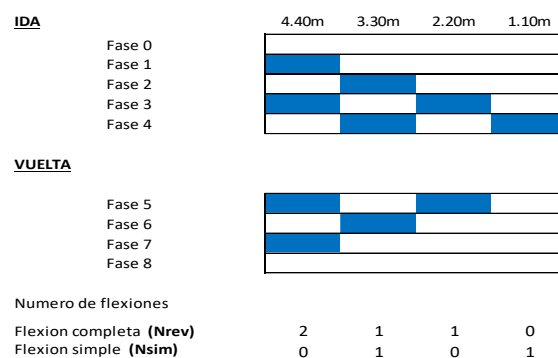


Fig. 4.2 Niveles de deterioro esperado en una probeta ensayada de cable de acero.

4.2 Cálculo del tiempo de ensayos.

El tiempo de ensayos es un criterio importante a considerar para la selección de los componentes tales como los rodamientos. Para calcular el número de ciclos de flexión, se toman las ecuaciones 1.50 y 1.51 de Feyrer [1]. Ecuaciones que fueron verificadas experimentalmente por Onur e Imrak [2].

Estableciendo como variables de ensayo:

$S = 160000 \text{ N}$	(carga por línea de cable de 32mm, 20% MBL)
$S_0 = 1 \text{ N}$	(factor de unidad)
$d = 32 \text{ mm}$	(diámetro del cable)
$d_0 = 1 \text{ mm}$	(factor de unidad)
$D/d = 20$	(relación de diámetros polea y cable)
$l/d = 31.56$	(relación longitud de flexión y diámetro de cable)
$R_0 = 1960 \text{ N/mm}^2$	(Grado del cable de acero)

De la tabla 1 ANEXO XIII, se selecciona el cable serie 8x36, luego en la tabla 4.1 se muestran los valores de las constantes b_i para vida a rotura (\bar{N}).

b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
-1.327	0.029	6.241	-0.32	-1.613	1.2

Tabla 4.1 Constantes b_i para calcular la vida a rotura (\bar{N})

Con dichos valores se obtienen los valores a_i [1, p.274]

Ecuación	Valor a_i
$b_0 = a_0 + 0.32 * \lg 16 - 1/(b_5 + \lg 60)$	$a_0 = 1.2775$
$b_1 = a_1$	$a_1 = 0.029$
$b_2 = a_2$	$a_2 = 6.241$
$b_4 = a_4$	$a_4 = -1.613$

Tabla 4.2 Constantes a_i para calcular la vida a rotura (\bar{N})

- **Cálculo del número de ciclos de flexión simple, ecuación 1 (N_{1sim})**

Reemplazando las variables de ensayo y los valores a_i en 1.50 se tiene:

$$\lg N = 1.2775 + 0.029 \cdot \lg \frac{160000 \cdot 1^2}{1.32^2} + 6241 \cdot \lg 20 - 1.613 \lg \frac{160000 \cdot 1^2}{1.32^2} * \lg 20 \quad (4.1)$$

Resolviendo, resulta:

$$N_{1sim} = 72092 \quad \text{Ciclos de flexión simple.}$$

- **Cálculo del número de ciclos de flexión simple, ecuación 2 (N_{2sim})**

Luego reemplazando datos en la segunda ecuación 1.51, se tiene:

$$\lg N = -1.327_0 + (0.029 - 1.613 \lg 20) \left(\lg \frac{600000}{32^2} - 0.4 \cdot \lg \frac{1960}{1770} \right) + 6.241 - 0.32 \cdot \lg 32 + \frac{1}{1.2 + \lg 31.56} \quad (4.2)$$

Resolviendo, resulta:

$$N_{2sim} = 68065 \quad \text{Ciclos de flexión simple.}$$

- **Cálculo del número de ciclos de flexión completa (N_{rev})**

$$N_{rev} = a_0 * N_{1sim}^{a_1} * \left(\frac{D}{d} \right)^{a_2} \quad (4.3)$$

Donde los factores de corrección a_i están indicados en la tabla 2 del ANEXO XIII:

$$\begin{aligned} a_0 &= 9.026 \\ a_1 &= 0.618 \\ a_2 &= 0.424 \end{aligned}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$N_{rev} = 9.026 * 72092^{0.618} * \left(\frac{640}{32} \right)^{0.424} \Rightarrow N_{rev} = 32310 \text{ ciclos} \quad (4.4)$$

En la norma ISO 4308 [3], se recomienda como tiempo de espera antes de una próxima flexión:

$$t=0.255 \text{ s} \quad (4.5)$$

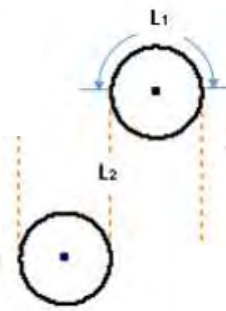


Fig. 4.3 Longitud libre (L_2) antes de la próxima flexión.

En la figura 4.3 L_2 es *longitud libre* antes de la próxima flexión. Si establecemos la longitud libre como 10% adicional a la *longitud flexionada* L_1 , entonces:

$$L_2 = 1.10 * L_1 = \frac{1.10}{2} * \pi * (D + d) = \frac{1.10}{2} * \pi * (0.640m + 0.032) = 1.16m \quad (4.6)$$

De 4.5 y 4.6 la velocidad resulta:

$$v = L_2/t = 1.16/0.255 = 4.35 \text{ m/s} \quad (4.7)$$

Si establecemos como velocidad máxima:

$$v_{max} = 4 \text{ m/s} \quad (4.8)$$

Un ciclo (ida y vuelta) demoraría:

$$t_c = 2 * \frac{L_t}{v_{max}} = 2 * \frac{4.434 \text{ m}}{4 \text{ m/s}} = 2.22 \text{ s} \quad (4.9)$$

Entonces el tiempo total en horas requeridas para ensayar un cable de 32 mm al 20%MBL sería:

$$Tt = N_{rev} * t_c = 32308 \text{ ciclos} * \frac{2.22s}{\text{ciclo}} * \frac{1}{3600} = 19.9 \text{ h} \quad (4.10)$$

En la tabla 4.3 se muestra un resumen del número de ciclos y horas aproximadas de duración de cada ensayo. Estas horas fueron calculadas mediante la anterior metodología, según el diámetro del cable y carga aplicada.

d (mm)	(Ciclos)			(Horas)		
	10 % MBL	20%MBL	30% MBL	10 % MBL	20%MBL	30% MBL
22	85163	35094	20893	52.5	21.6	12.9
26	79845	32903	19589	49.2	20.3	12.1
29	79354	32700	19468	48.9	20.2	12.0
32	78401	32308	19235	48.3	19.9	11.9

Tabla 4.3 Resumen de ciclos/horas según la carga aplicada.

Es conveniente mencionar que gran parte de los ensayos se realizarán considerando 20% MBL, excepcionalmente podrán realizarse ensayos a 10% ò 30%MBL.

4.3 Cálculo de la resistencia al desplazamiento del acople de muestras.

Cuando un cable de acero se desplaza sobre poleas existe pérdida de energía debido al efecto de la fricción interna y la rigidez de sus alambres y adicionalmente debido a la fricción de los rodamientos de las poleas. [1, p. 297]. Este diferencial de energía a vencer, necesario para producir el movimiento del carro acoplador, será calculado en base a los estudios de Gibson-White, Feyrer y Hellmut (Rubin).

Hellmut explico esquemáticamente (Fig. 4.4) como la fricción interna equivale a incrementar el brazo de palanca en el ramal conducido mientras que al mismo tiempo se reduce el brazo de palanca en el ramal conductor [4].

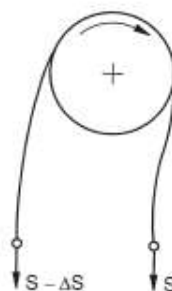


Fig. 4.4 Movimiento de un cable de acero sobre polea [1, p. 297].

Gibson-White [5], indicaron que el diferencial de fuerza (ΔS) se calcula considerando la relación D/d y la tensión aplicada al cable de acero según la tabla siguiente:

D/d	Fuerza motriz por polea según % de tensión en el cable
10	2.1
20	0.8
30	0.5

Tabla 4.4 Relación del % de fuerza motriz según relación D/d [5, p.67]

Por ejemplo, sea la carga de 24500 kgf aplicada al cable 32mm y relación $D/d=20$,

$$\Delta S_u = \frac{0.8}{100} * 24500 = 196 \text{ kgf} \quad (4.11)$$

Entonces la fuerza necesaria para mover el cable alrededor de 6 poleas sería:

$$\Delta S = 6 * \Delta S_u = 6 * 196 \text{ kgf} = 1180 \text{ kgf} \quad (4.12)$$

Por su parte, Feyrer [1, p.300], resume en la tabla 4.5, los valores de eficiencia para cada relación D/d y un esfuerzo específico dado S/d^2 (N/mm^2).

D/d	$S/d^2 = \text{in } N/mm^2$					
	10	50	100	150	200	250
10	92.8	96.8	97.3	97.4	97.5	97.6
12.5	94.6	97.6	98.0	98.1	98.2	98.2
16	96.1	98.3	98.5	98.6	98.7	98.7
20	97.1	98.7	98.9	99.0	99.0	99.0
25	97.9	99.0	99.2	99.2	99.3	99.3
32	98.5	99.3	99.4	99.5	99.5	99.5

Tabla 4.5 Eficiencia del cable de acero en %, dados un esfuerzo específico S/d^2 y una relación D/d . Adaptado de Feyrer, [1, p 300]

Calculando para la carga máxima de 24500 kgf, para el cable 32mm, los porcentajes de eficiencia indicados en la tabla 4.5 y la relación de diseño $D/d=20$,

$$\Delta S = \frac{1}{100} * 24500 = 245 \text{ kgf} \quad (4.13)$$

Luego para 6 poleas la fuerza necesaria resulta:

$$\Delta S = 6 * \Delta S_u = 6 * 245 \text{ kgf} = 1470 \text{ kgf} \quad (4.14)$$

Rubín [4, p.45], plantea las siguientes ecuaciones para calcular la rigidez debido a fricciones interiores (s):

Para cables de torcido Lang:

$$\Delta S = 0.063 * \frac{d^2}{D} (S + 300) = 0.063 * \frac{3.2^2}{64} (24500 + 300) = 250 \text{ kgf} \quad (4.15)$$

Para cables de torcido regular:

$$\Delta S = 0.09 * \frac{d^2}{D} (S + 500) = 0.09 * \frac{3.2^2}{64} (24500 + 500) = 365 \text{ kgf} \quad (4.16)$$

Donde:

$d = 3.2 \text{ cm}$ (diámetro cable de acero)
 $D = 64 \text{ cm}$ (diámetro de polea)
 $S = 24500 \text{ kgf}$ (carga por línea)

En la tabla 4.6 se muestra el % equivalente de la carga motriz respecto de la carga de ensayo según la dirección de torcido del cable:

Tipo de Torcido	Diam. Polea(mm)	ΔS (kgf)	%
Lang	640	250.0	1.02
Regular	640	365.0	1.49

Tabla 4.6 Diferencial de carga según torcido del cable en una polea de 640 mm

Se estima que estos valores no exceden el 1% de la carga aplicada [4, p.67], por lo que en el presente caso 250 kgf como carga requerida para vencer la rigidez del cable en cada polea parece razonable.

Adicional al cálculo anterior se debe hallar la pérdida por fricción en los rodamientos, planteando para ello el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Fig. 4.5.

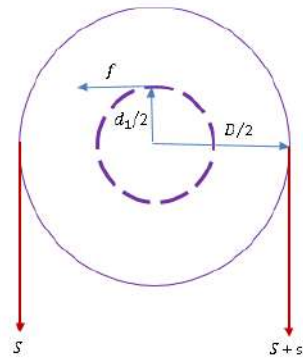


Fig. 4.5 DCL del sistema polea - rodamientos.

De la figura 4.5, propuesta por Hellmut, se deduce que la fuerza de fricción está definida por:

$$f = \mu * 2S \quad (4.17)$$

Además el momento necesario para vencer la fricción es:

$$M_f = f * \frac{d_1}{2} = \mu * 2S * \frac{d_1}{2} \quad (4.18)$$

Y por equilibrio:

$$s' * \frac{D}{2} = \mu * 2S * \frac{d_1}{2} = s' * \frac{640}{2} = 0.0028 * 2 * 25000 * \frac{110}{2} \Rightarrow s' = 12.9 \text{ kgf} \quad (4.19)$$

Donde:

$d_1 =$	110mm	Diámetro estimado para el eje
$D =$	640mm	Diámetro máximo de la polea a emplear
$S =$	25000kgf	Carga máxima a aplicar por línea de cable
$\mu =$	0.0028	Coefficiente de fricción para el rodamiento [6]

Luego la rigidez del cable y la fricción de los rodamientos calculada para 6 poleas resultan:

$$6(s + s') = 6(250 + 12.9) = 6 * 262.9 = 1577 \text{ kgf} \quad (4.20)$$

Tabulando 4.12; 4.14 y 4.20 se obtiene:

Autor	Resistencia al desplazamiento
Gibson	1200 kg-f
Feyrer	1500 kg-f
Hellmut	1577 kg-f

Tabla 4.7 Resistencia al desplazamiento del acople de muestras. (Diversas fuentes)

Se establece 1600 kg-f como la carga para lograr el movimiento vertical del carro acoplador.

4.4 Análisis y síntesis del sistema de movimiento recíprocante.

La síntesis de mecanismos consiste en diseñar de manera aproximada la trayectoria que debe realizar un mecanismo [7], luego mediante el análisis se calculan posiciones, velocidades, aceleraciones y fuerzas presentes en las piezas componentes del mecanismo, se comprueban dimensiones, movimientos y se realizan los rediseños adecuados mediante técnicas de iteración. En la metodología del diseño (capítulo II) se propone el mecanismo manivela balancín como el generador de la trayectoria deseada debido a su simplicidad y naturaleza compacta. Como se observa en la Fig.4.6a, el desplazamiento del balancín generaría un empuje en el carro acoplador, por lo que se propone corregir esta situación mediante una corredera longitudinal al cuerpo del balancín como se observa en Fig. 4.6b.

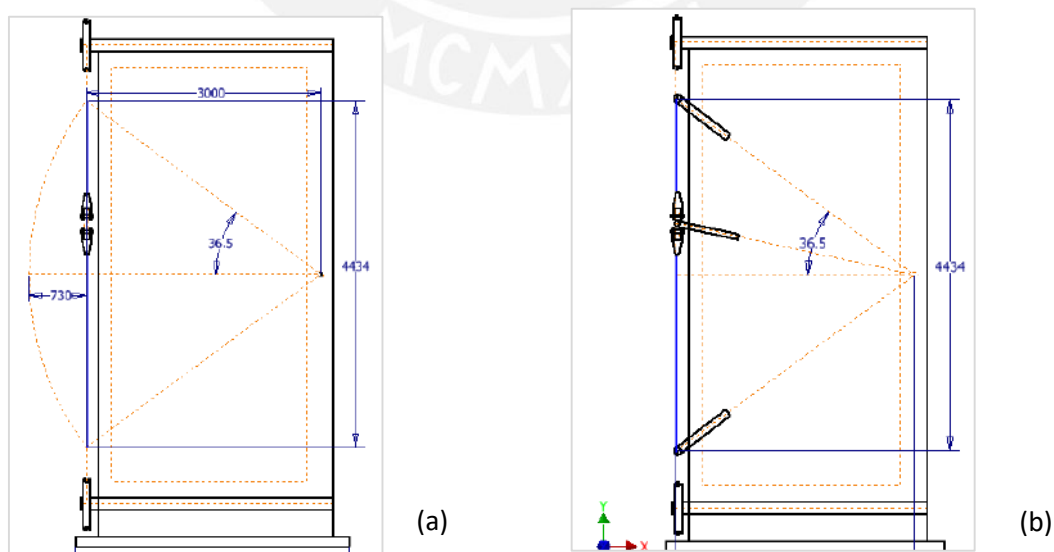


Fig. 4.6 a) Trayectoria semi-circular del balancín: empuje en el acoplador. b) Instalación de corredera en cabeza del balancín.

En la Fig.4.7 se muestra la propuesta dimensional de los componentes básicos del mecanismo (manivela, conector y balancín).

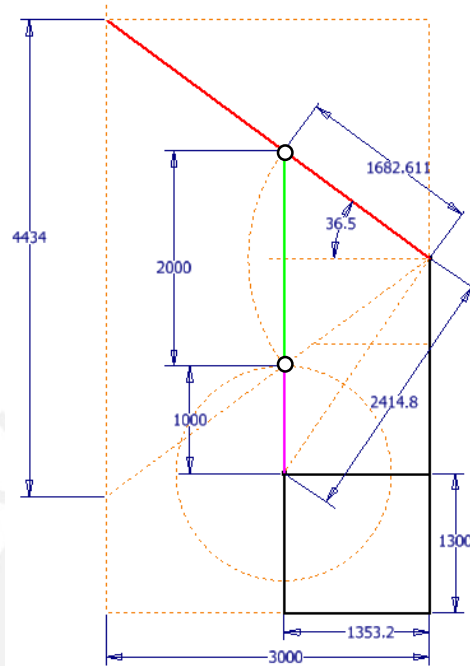


Fig. 4.7 Propuesta dimensional del conector, manivela y balancín.

Para asegurar que el tiempo de ida y retorno sean iguales, se establece la relación de tiempos (RT), igual a 1, lo cual se aprecia cuando la barra conectora y manivela se alinean estando el balancín en sus posiciones máxima superior y máxima inferior.

Evaluación de las propuestas dimensionales de los eslabones:

Para asegurar que exista movimiento constante de los eslabones y que la manivela gire completamente se verifican los valores dimensionales de la figura 4.7 y la ley de Grashof.

$$Eslabón\ mayor + eslabón\ menor < Eslabón\ intermedio\ 1 + eslabón\ intermedio\ 2$$

$$2414.8 + 1000 < 2000 + 1682.6 \quad (4.21)$$

Como se cumple la desigualdad, por lo tanto, se cumple la ley de Grashof.

Verificación del ángulo de transmisión.

El ángulo de transmisión permite determinar la efectividad con que la fuerza es entregada al eslabón de salida durante el funcionamiento del mecanismo.

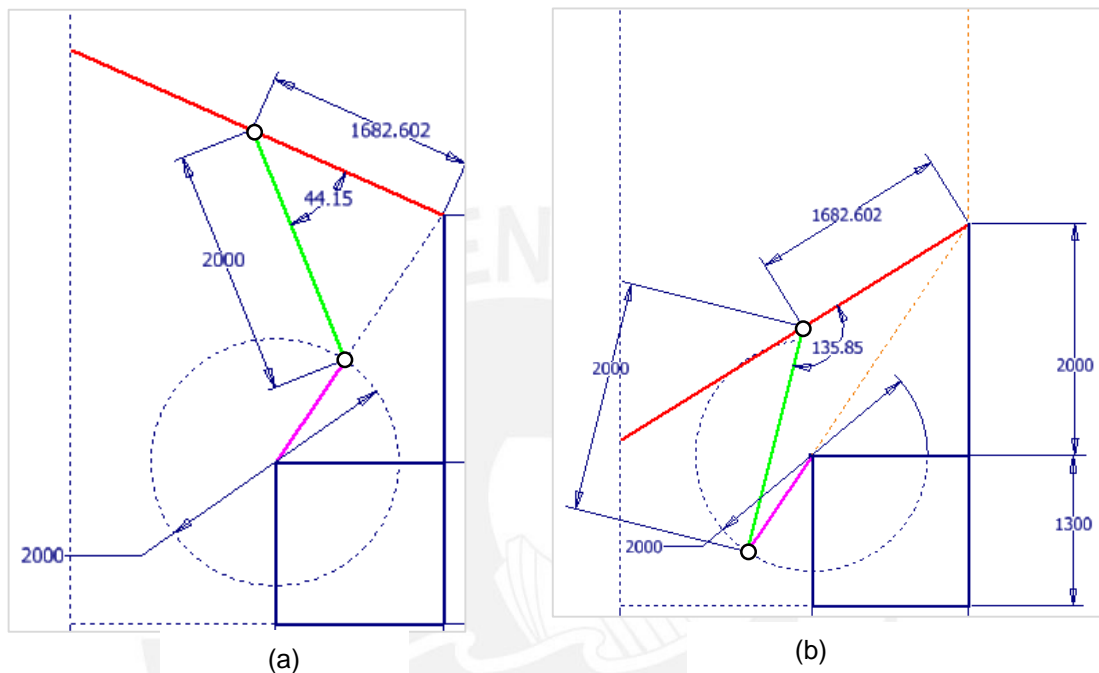


Fig.4.8 Ángulos de transmisión del mecanismo manivela balancín (a) Mínimo, (b) Máximo

Este ángulo de transmisión γ , es el menor ángulo entre el eslabón conector y el balancín, ambos tomados en la unión articulada entre ambos eslabones. En la Fig. 4.8 se muestran los ángulos de transmisión mínimo $\gamma_{\min}=44.15^\circ$ y máximo $\gamma_{\max}=135.85^\circ$.

Como se recomiendan ángulos de transmisión: $90^\circ \pm 50^\circ$ [7, p.39] y se verifica que los ángulos evaluados están dentro de dichos valores, se acepta la propuesta dimensional.

4.5 Cálculos estáticos del sistema de movimiento recíprocante

En este apartado se determinan las cargas y reacciones en el sistema recíprocante, se aproximan las dimensiones e inercias de los eslabones en el mecanismo, luego con dichos datos se realizarán los cálculos dinámicos.

4.5.1 DISEÑO DEL BALANCÍN.

Fuerzas en el balancín.

En la tabla 4.8 se muestra que los mayores esfuerzos en el balancín ocurren estando la manivela en la posición de 245° y en la posición de 65° . El giro de la manivela es en sentido horario y la resistencia al movimiento del carro acoplador (S) ocurre en sentido descendente y ascendente. (Fig. 4.9),

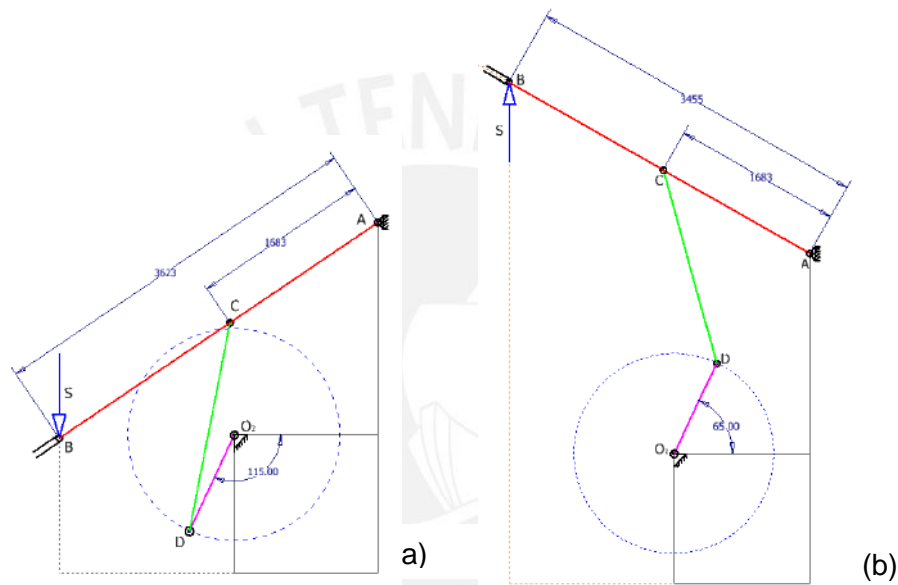


Fig. 4.9 Posiciones de mayor esfuerzo en el mecanismo.

Un ejemplo del cálculo realizado para la posición $\phi=245^\circ$ de la manivela, se muestra a continuación:

Determinación de los ángulos directores de las cargas resultantes.

Para que exista equilibrio en un eslabón las fuerzas actuantes deben ser concurrentes. Proyectando las direcciones de la fuerza resistente " S " y la fuerza longitudinal al eslabón conector que pasa por " C ", estos concurren en un punto " O " a partir del cual se traza una línea hacia la articulación A . Luego, con ayuda del programa *Autodesk Inventor*, se miden los ángulos directores formados con las coordenadas locales (xy) en el eje del balancín, Fig.4.10

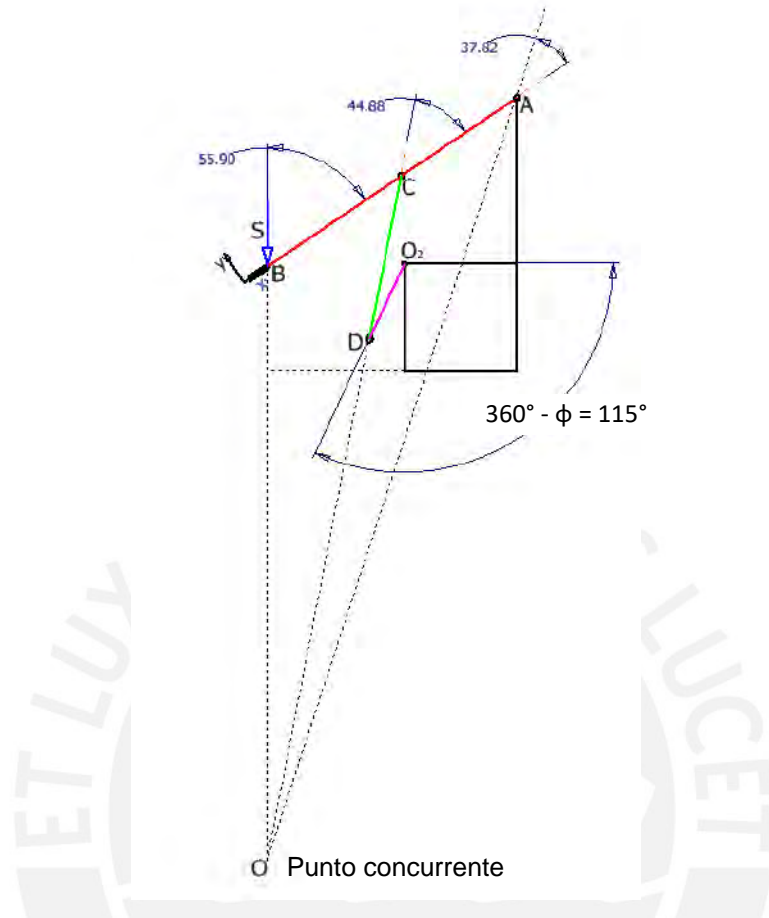


Fig. 4.10 Fuerzas concurrentes en una de las posiciones de mayor esfuerzo.

Cálculo de las reacciones en las articulaciones.

Siendo α ; β y θ los ángulos que forman cada resultante de fuerza con el eje local x , se calculan las fuerzas en las articulaciones y las componentes de fuerzas en cada caso.

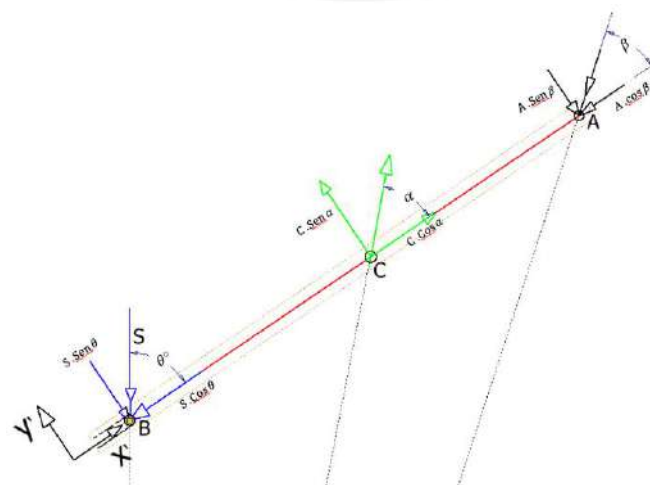


Fig.4.11 DCL del balancín para un ángulo $\phi = 245^\circ$ en la manivela

Cálculo de la Reacción en C

A partir de la Fig.4.11 y haciendo $\sum M_A = 0$

$$S * \text{sen}\theta * AB - C * \text{sen}\alpha * AC = 0 \quad (4.22)$$

Si: $\phi = 245^\circ$

Y además: $\alpha = 44.88^\circ$; $\beta = 37.82^\circ$ y $\theta = 55.90^\circ$

$$S = 1600 \text{ kg-f}$$

$$AB = 3622.8 \text{ mm}$$

$$AC = 1682.6 \text{ mm}$$

Luego en 4.22:

$$1600 * \text{sen}55.90 * 3622.8 - C * \text{sen}44.88 * 1682.6 = 0 \quad (4.23)$$

La reacción C resulta: $C = 4043 \text{ kgf}$

Cálculo de la Reacción en A.

De la Fig. 4.11, haciendo $\sum Fy' = 0$

$$-S * \text{sen}\theta + C * \text{sen}\alpha - A * \text{sen}\beta = 0 \quad (4.24)$$

Resolviendo $A = 2492 \text{ kgf}$

Reacciones en C y A considerando el giro completo de la manivela.

Empleando las ecuaciones 4.22 y 4.24, se elabora la tabla 4.8, en la que se muestran las fuerzas evaluadas en las articulaciones C y A en el balancín para cada ángulo de giro de 25° en sentido horario de la manivela. AB es la longitud variable del balancín.

En la fase 1, considerada como fase de arranque, la manivela presenta un ángulo de 25° estando el balancín en la posición horizontal

Fase	ϕ	α	β	θ	C	A	C* Cos α	C* Sen α	AB
1	25.0	51.9	29.3	90.0	3625.1	2564	-2236.8	-2853	3000.0
2	0.0	66.3	37.9	74.4	3115.8	2134	-1252.9	-2853	3115.0
3	335.0	83.5	54.1	64.2	2871.2	1742	-325.0	-2853	3331.6
4	310.0	78.7	79.4	57.8	2909.7	1525	-572.6	-2853	3546.6
5	285.0	62.0	69.5	54.2	3232.8	1661	-1520.2	-2853	3699.3
6	270.0	53.5	53.5	53.5	3547.2	1947	-2107.9	-2853	3730.3
6A	270.0	53.5	53.5	53.5	-3547.2	1947	2107.9	2853	3730.3
7	245.0	44.9	37.8	55.9	-4042.7	2491	2864.6	2853	3622.8
8	220.0	46.4	35.0	64.0	-3941.9	2465	2720.4	2853	3337.2
9	195.0	57.2	41.1	77.0	-3395.3	1967	1841.2	2853	3078.6
10	170.0	73.0	53.3	87.9	-2983.5	1563	873.8	2853	3002.0
11	145.0	89.3	71.8	73.0	-2852.9	1393	32.9	2853	3137.4
12	120.0	71.7	96.1	60.5	-3004.3	1468	942.3	2853	3446.1
13	90.0	53.5	53.5	53.5	-3547.2	1947	2107.9	2853	3730.3
13A	90.0	53.5	53.5	53.5	3547.2	1947	-2107.9	-2853	3730.3
14	65.0	44.9	35.3	60.3	4042.7	2536	-2864.6	-2853	3455.0
15	40.0	46.4	28.2	78.4	3940.7	2720	-2719.1	-2852	3062.0

Tabla 4.8 Resumen de las fuerzas actuantes en las articulaciones C y A del balancín para cada giro de 25° en sentido horario de la manivela.

En las fases 6A y 13A la fuerza C transmitida por el ramal conector pasa del estado de tracción a uno de compresión. En la tabla 4.8, se observa que la componente normal de la fuerza C es de 2853 kg-f y es constante. Siendo alternante cuando la manivela alcanza las posiciones de 90° y 270° .

Selección del perfil para el Balancín.

Se observa en el diagrama de cuerpo libre, Fig. 4.11, que el balancín está sometido a esfuerzos normales combinados, estos por efecto de cargas axiales y momentos debido a flexión en una misma sección, el esfuerzo equivalente se calcula empleando el principio de superposición [8].

$$\sigma_c = \sigma_{c1} + \sigma_{c2} = \pm M/S \pm F/A \quad (4.25)$$

Donde:

$\sigma_{c1} = \pm M/S$ Esfuerzo en el punto C producido por un momento flexionante

$\sigma_{c2} = \pm Cx/A$ Esfuerzo en el punto C causado por la fuerza axial.

En la Figura 4.12, se muestra el balancín en la fase 7, ubicado según sus ejes locales

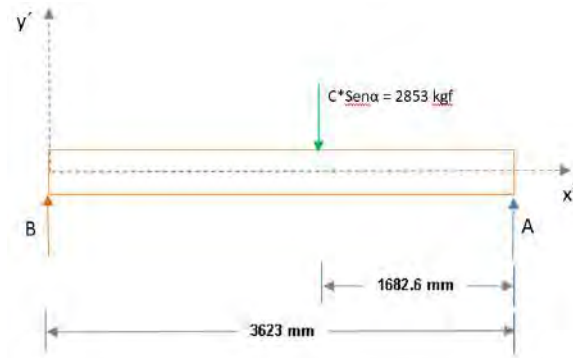


Fig. 4.12 DCL del balancín en la fase 7

Las reacciones resultan:

$$R_A = 1325 \text{ kgf} \text{ y } R_B = 1528 \text{ kgf} \quad (4.26)$$

El diagrama de cortantes y momentos flectores se muestra en la figura 4.13.

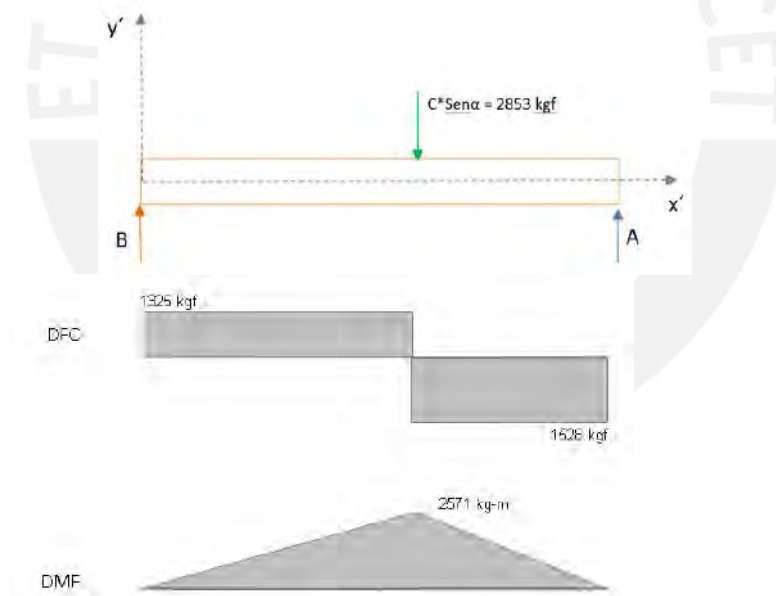


Fig. 4.13 DMC y DMF del balancín en la fase 7.

Propuesta

Se propone el acero ASTM A572 – Grado 50, Limite de Fluencia 34.5 kg/mm², resistencia a la rotura de 45 kg/mm², aplicando las consideraciones de fatiga y un factor de seguridad igual a 3 [8, p. 185], se tiene:

$$\sigma_{alt} = 0.5\sigma_{ult} = 0.5 \times 45 = 22.5 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.27)$$

$$\sigma_{adm} = 22.5/3 = 7.5 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.28)$$

El balancín tendrá la forma de una placa con un agujero central, que en este caso es para ubicar los rodamientos, según se muestra en Fig.4.14:

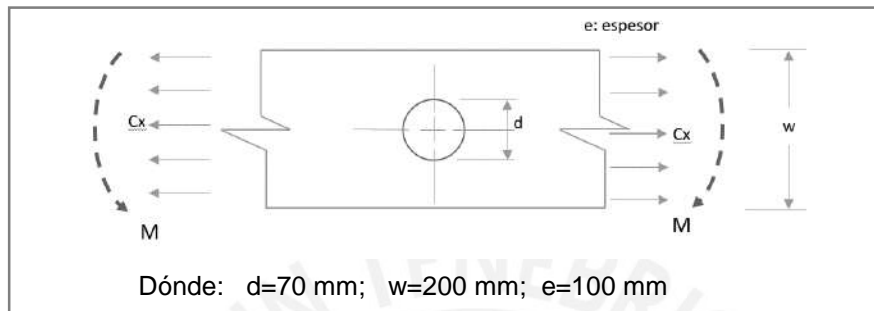


Fig. 4.14 Placa con agujero central. Adaptado de Mott A-29 [8, p. A29]

Con los datos propuestos los factores de concentración de esfuerzo [Mott, A-29] resultan:

$$K_{tt} = 3.2 \quad (\text{Para tracción, con } d/w=0.36)$$

$$K_{tf} = 1 \quad (\text{Para flexión, con } d/w < 0.50)$$

Módulo de sección calculado:

$$S = \frac{e * w^2}{6} = 666666.7 \quad (4.29)$$

Esfuerzo flector:

$$\sigma_{c1} = \frac{M}{S} = \frac{2571000}{666666.7} = 3.85 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.30)$$

Esfuerzo axial:

$$\sigma_{c2} = \pm \frac{Cx}{(w-d)e} = \frac{C * \text{Cos}\alpha}{(w-d)e} = \frac{2864.6 \text{ kgf}}{13000 \text{ mm}^2} = 0.22 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.31)$$

El esfuerzo cortante se calcula considerando [8, p. 102]:

$$\tau_{max} = \frac{3V}{2 * e(w-d)} = \frac{3 * 1528 \text{ kgf}}{2 * 100\text{mm} * 130\text{mm}} = 0.18 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.32)$$

Verificación del esfuerzo mediante la ecuación alterna de Von Mises:

Los esfuerzos en el punto C , afectados por los concentradores de tensión son:

$$\begin{aligned}\sigma_y &= 0 \\ \sigma_x &= K_{tf} * \sigma_{c1} + K_{tt} * \sigma_{c2} = 1*3.85 + 3.2*0.22 = 4.56 \text{ kg/mm}^2. \\ \tau_{xy} &= \tau_{max} = 0.18 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}\quad (4.33)$$

Los esfuerzos principales son:

$$\sigma_i = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{4.56 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{4.56 - 0}{2}\right)^2 + 0.18^2} \quad (4.34)$$

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= 4.57 \text{ kg/mm}^2 \\ \sigma_2 &= -0.286 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Finalmente el esfuerzo equivalente de Von Mises resulta:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = \sqrt{4.57^2 + (-0.286)^2 - 4.57 * (0.286)} = 4.43 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.35)$$

Como $\sigma' < \sigma_{adm}$ Se acepta el perfil propuesto.

Verificación por rigidez del perfil propuesto:

La deflexión en la viga por efecto de una carga puntual P se verifica con [8. P. A14-1]:

$$y = \frac{-Px}{48EI} (3L^2 - 4x^2) \quad (4.36)$$

Donde:

P= 2853 kg-f	(Carga puntual)
E=20390kg/mm ²	(Módulo de elasticidad, [9].)
I=66666666.7 mm ⁴	(Momento de Inercia calculado para el perfil)

$x=1682.6$ mm (Carga vertical desde el apoyo B)

$L=3623$ mm (Longitud del balancín)

Reemplazando datos en 4.36, la deflexión resulta:

$$y = \frac{-2853 * 1682.6}{48 * 20390 * 66666666.7} [3(3623)^2 - 4(1682.6)^2] = 2.06 \text{ mm} \quad (4.37)$$

Considerando como rango aceptable de deflexión 0.0005 mm/mm a 0.003 mm/mm para elementos de máquina [8, p.777], se tendrá el siguiente rango:

$$\begin{aligned} y_1 &= 3623 \times 0.0005 = 1.81 \text{ mm} \\ y_2 &= 3623 \times 0.003 = 10.87 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.38)$$

Como 2.06mm está en el rango, se acepta el valor de deflexión calculado en 4.41.

4.5.2 DISEÑO DEL ESLABÓN CONECTOR

Según se muestra en tabla 4.8, el valor de carga más elevado en la articulación C es igual 4042.7 kgf (carga alternante). El estado de esfuerzos en el eslabón conector es crítico cuando trabaja a compresión.

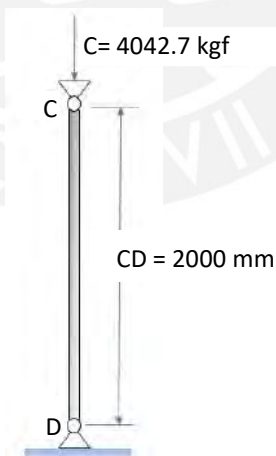


Fig 4.15 DCL Eslabón

Se propone una sección rectangular 50mm x 100mm, acero ASTM A572 –Grado 50, Limite de Fluencia 34.5 kg/mm², resistencia a la rotura de 45 kg/mm², aplicando las consideraciones de fatiga y un factor de seguridad igual a 3

$\sigma_y = 34.5 \text{ kg/mm}^2$	(Límite de Fluencia, A572)
$A_m = 5000 \text{ mm}^2$	(Área metálica)
$I = 1041666.7 \text{ mm}^4$	(Momento de Inercia)
$r_{yy} = 14.43 \text{ mm}$	($r_{yy} = \sqrt{I/A}$; Radio de giro en el eje débil)
$E = 20390 \text{ kg/mm}^2$	(Módulo de elasticidad)

Reemplazando datos la constante de columna (C_c) resulta:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{2 \pi^2 20390}{34.5}} \Rightarrow C_c = 108.0 \quad (4.39)$$

Así mismo la relación de esbeltez, para una constante de conexión, $K=1$ resulta:

$$Re = \frac{KL}{r_{yy}} = \frac{1 * 2000}{14.43} = 138.6 \quad (4.40)$$

Como se verifica que $C_c < Re$, la columna es larga, por tanto se usa la formulación de Euler para el cálculo de la carga crítica de pandeo:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 * 20390 * 1041666.7}{(1 * 2000)^2} = 52400 \text{ kgf} \quad (4.41)$$

Considerando un factor de seguridad $FS=4$, la carga admisible resulta:

$$P_{adm} = \frac{P_{cr}}{FS} = 13100 \text{ kgf} \quad (4.42)$$

Como $P_{adm} > C$, se acepta el perfil propuesto.

4.5.3 DISEÑO DE LA MANIVELA

Fuerzas actuantes en la manivela:

La manivela gira 360° en sentido horario, el punto de partida para los cálculos se denomina fase 1. El DCL de la manivela O_2D se muestra en la Fig.4.16.

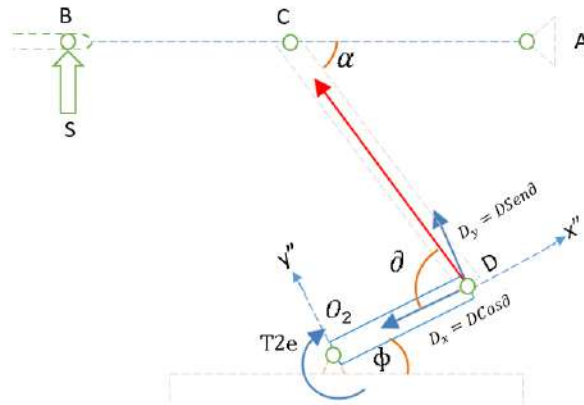


Fig. 4.16 Fuerzas actuantes en la manivela para la fase 1: $\phi = 25^\circ$.

Cálculo de las fuerzas actuantes en la manivela, para ángulo: $\phi = 25^\circ$:

De la figura 4.16 se tiene:

$$D_x = D \cos \theta$$

$$D_y = D \sin \theta$$

(4.43)

De la tabla 4.6, en la fase 1, cuando $\phi = 25^\circ$,

$$C = 3625 \text{ kgf},$$

$$\alpha = 51.9^\circ$$

$$\theta = 77^\circ \text{ (gráficamente)}$$

Reemplazando valores en 4.43, las componentes de A resultan:

$$D_x = 3625 \cos 77 = 808 \text{ kgf}$$

$$D_y = 3625 \sin 77 = 3534 \text{ kgf}$$

(4.44)

En la tabla 4.9 se tabulan las fuerzas actuantes en el punto D para el giro total de la manivela:

Fase	ϕ	θ	C	Dx	Dy
1	25.0	77.1	3625	-808	3534
2	0.0	50.7	3116	-1974	2410
3	335.0	32.7	2871	-2416	1552
4	310.0	19.1	2910	-2749	953
5	285.0	7.3	3233	-3207	408
6	270.0	0.0	3547	-3547	0
6A	270.0	0.0	-3547	3547	0
7	245.0	14.0	-4043	3923	-977
8	220.0	32.3	-3942	3330	-2109
9	195.0	55.1	-3395	1941	-2786
10	170.0	80.8	-2983	475	-2945
11	145.0	108.6	-2853	-912	-2703
12	120.0	138.8	-3004	-2260	-1979
13	90.0	180.0	-3547	-3547	0
13A	90.0	180.0	3547	3547	0
14	65.0	220.4	4043	3079	2620
15	40.0	262.0	3941	548	3902

Tabla 4.9 Valores de las componentes de fuerza en la articulación A de la manivela para cada valor de ϕ

Se observa que las cargas críticas son -3547 kgf (compresión) el eje local x'' y 3902 kgf en el eje local y'' generando un momento flector.



Fig.4.17 DCL de la manivela

De la figura 4.17, el momento máximo resulta:

$$M_{max} = Dy * 1000 \text{ mm} = 3902 \text{ kg-m} \quad (4.45)$$

Considerando el material ASTM A572 –Grado 50 y FS=4, el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{adm} = \sigma_y / FS = 34.5 \text{ kg/mm}^2 / 4 = 8.625 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.46)$$

El módulo de sección:

$$S = M/\sigma_{adm} = 3902 \times 10^3 \text{ kg}\cdot\text{mm} / 8.625 \text{ kg}/\text{mm}^2 = 452.4 \times 10^3 \text{ mm}^3 \quad (4.47)$$

Se propone una sección rectangular cuya base es $B=38.1 \text{ mm}$

$$S = \frac{BH^2}{6} = \frac{38.1H^2}{6} = 452.4 \times 10^3 \text{ mm}^3 \quad \Rightarrow H = 270 \text{ mm} \quad (4.48)$$

Luego el perfil mínimo de la manivela queda definido como:

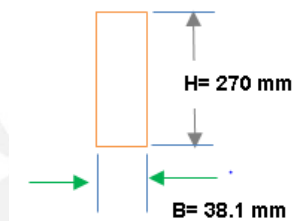


Fig.4.18 Perfil propuesto para la manivela.

Verificación del perfil a compresión.

De la tabla 4.9, la carga de compresión en la manivela **3547 kgf**:

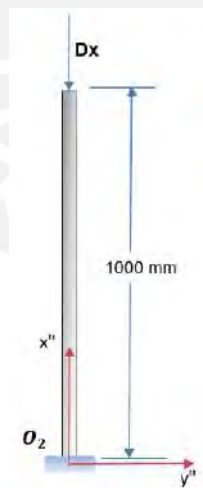


Fig.4.19 DCL de la manivela a compresión.

Con las propiedades geométricas calculadas:

$$A_m = 10287 \text{ mm}^2$$

(Área metálica)

$$r = 11 \text{ mm}$$

(radio de giro)

La constante de columna C_c es:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{2 \pi^2 20390}{34.5}} \Rightarrow C_c = 108 \quad (4.49)$$

La relación de esbeltez (Re), considerando $K=1$ (conexión articulado - articulado) es:

$$Re = \frac{KL}{r} = \frac{1 * 1000}{11} = 90.9 \quad (4.50)$$

Como $Re < C_c$, La columna es corta, entonces se usa la formulación de Johnson:

$$P_{cr} = \frac{A_m \sigma_y}{FS} \left[1 - \frac{\sigma_y (Re)^2}{4\pi^2 E} \right] = \frac{10287 * 34.5}{5} \left[1 - \frac{34.5 (90.9)^2}{4\pi^2 (20390)} \right] = 45843 \text{ kgf} \quad (4.51)$$

Como $P_{cr} > D_x$, se acepta el perfil propuesto.

4.6 Cálculos dinámicos del sistema de movimiento recíprocante

A partir de los perfiles aproximados por cálculo estático se calculan las fuerzas en el sistema recíprocante desde el punto de vista dinámico. Los datos de entrada para el análisis dinámico son los momentos de inercia, la masa de los eslabones y las cargas o pares de torsión externos, las aceleraciones lineales y angulares de los elementos en movimiento del sistema [10].

4.6.1 Características de inercia y peso de los eslabones del sistema

En el ANEXO XIV, se muestran los cálculos realizados para obtener los momentos de inercia y masa para los perfiles propuestos del balancín, eslabón conector y la manivela.

4.6.2 Definición de la velocidad angular de la manivela.

En 4.1 se estableció el dimensionamiento básico. En 4.2 se calcularon los números de ciclos y se aproximaron los tiempos de ensayos. Se estableció 4m/s como la velocidad máxima de desplazamiento del cable en ensayo.

En el esquema del mecanismo mostrado en la Fig. 4.20 se tiene que, para completar un desplazamiento de 4m del acoplador de muestras (F' - F''), la manivela describe una trayectoria angular en sentido horario A-A' de 132°, luego, se puede decir que 4m/s, equivale a $\omega_2 = 132^\circ/s$, pero sabiendo que 1 radian = 57°, la velocidad angular en radianes de la manivela resulta $\omega_2 = 2.3 \text{ rad/s}$.

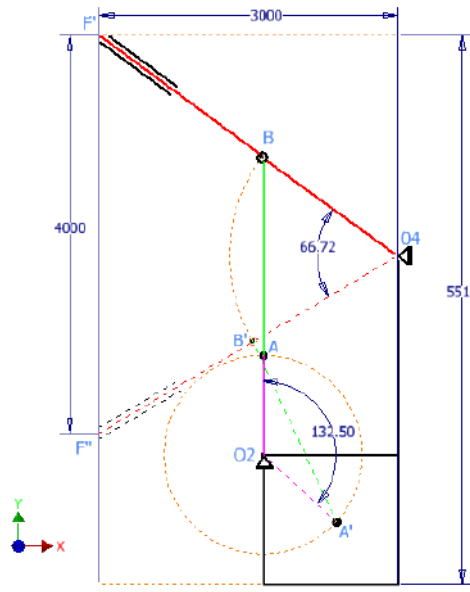


Fig. 4.20 Relación del desplazamiento del balancín con el giro de la manivela.

4.6.3 Cálculo de las fuerzas en el mecanismo recíprocante.

En esta parte se calcularán las reacciones en las articulaciones y el torque necesarios para generar el movimiento deseado del mecanismo, con las fuerzas en las articulaciones seleccionaremos los rodamientos y con el torque calculado seleccionaremos el motor del mecanismo.

Datos para el análisis dinámico:

Con los datos aproximados de los perfiles obtenidos a partir del cálculo estático previo, más la velocidad angular se procede en esta parte del trabajo al análisis dinámico. En la figura 4.21, se muestra en forma esquemática una vista lateral del mecanismo recíprocante a analizar.

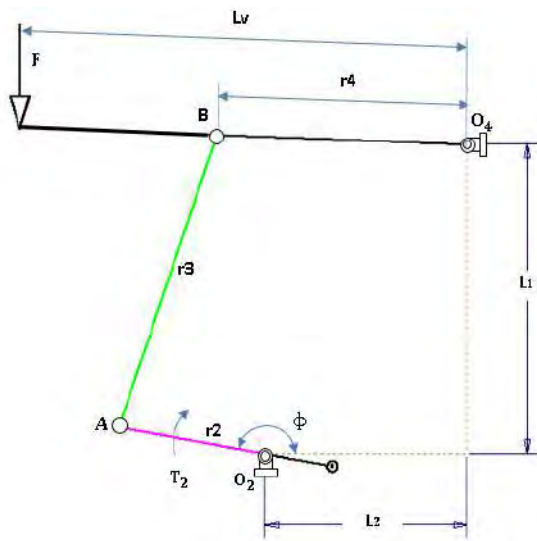


Fig. 4.21 Esquema del sistema a analizar y sus componentes.

Donde:

Elemento	Longitud	Peso	Inercia
Eslabón 2:	$O_2A = 1\text{m}$	$W_2 = 349.35\text{ kg}$	$I_{g_2} = 122.2\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Eslabón 3:	$AB = 2\text{m}$	$W_3 = 94.2\text{ kg}$	$I_{g_3} = 31.51\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Eslabón 4:	$O_4B = 1.68\text{m}$	$W_4 = 770\text{ kg}$	$I_{g_4} = 1030.5\text{ kg}\cdot\text{m}^2$

$F = 1600\text{ kg}$ (Resistencia al movimiento del carro acoplador).

$\omega_2 = 2.3\text{ rad/s}$. (Velocidad angular especificada para la manivela)

Cálculo de posición, velocidad y aceleración del eslabón conector y balancín.

A partir de las ecuaciones de lazo vectorial y las notaciones de números complejos (ANEXO XV), con ayuda de una hoja de cálculo Excel, se obtienen los resultados de posición, velocidad, aceleración angular y lineal de la barra conectora y balancín para 360° de giro de la manivela, calculados con una variación de $+10^\circ$ en sentido horario, los cuales se muestran en la tabla 4.10.

θ_2 (rad)	ω_2 (rad/s)	θ_3 (rad)	θ_4 (rad)	ω_3 (rad/s)	ω_4 (rad/s)	α_3 (rad/s ²)	α_4 (rad/s ²)	Ag_3 (m/s ²)	Ag_4 (m/s ²)
3.03	2.30	0.26	2.17	0.14	-1.41	1.00	-0.02	4.32	3.36
2.85	2.30	0.27	2.06	0.21	-1.40	0.97	0.37	4.32	3.35
2.68	2.30	0.29	1.95	0.29	-1.36	1.01	0.77	4.31	3.35
2.50	2.30	0.31	1.85	0.37	-1.28	1.13	1.21	4.31	3.43
2.33	2.30	0.34	1.76	0.46	-1.17	1.32	1.74	4.37	3.72
2.16	2.30	0.38	1.68	0.57	-1.01	1.61	2.40	4.58	4.39
1.98	2.30	0.43	1.61	0.71	-0.80	1.98	3.24	5.02	5.55
1.81	2.30	0.49	1.56	0.87	-0.52	2.42	4.28	5.79	7.21
1.63	2.30	0.57	1.53	1.07	-0.15	2.83	5.46	6.84	9.18
1.46	2.30	0.66	1.54	1.30	0.31	2.97	6.52	7.91	10.98
1.28	2.30	0.76	1.58	1.51	0.82	2.41	6.93	8.47	11.72
1.11	2.30	0.88	1.66	1.63	1.32	0.76	6.01	7.86	10.54
0.93	2.30	1.01	1.78	1.60	1.70	-1.79	3.64	5.90	7.82
0.76	2.30	1.12	1.91	1.37	1.86	-4.23	0.72	3.23	5.97
0.58	2.30	1.21	2.06	0.98	1.83	-5.60	-1.54	0.87	6.18
0.41	2.30	1.27	2.19	0.55	1.66	-5.76	-2.67	1.26	6.46
0.24	2.30	1.29	2.31	0.13	1.44	-5.16	-2.93	2.38	6.04
0.06	2.30	1.29	2.41	-0.23	1.23	-4.27	-2.73	3.08	5.24
-0.11	2.30	1.26	2.49	-0.52	1.03	-3.39	-2.38	3.47	4.38
-0.29	2.30	1.21	2.56	-0.75	0.86	-2.62	-2.02	3.66	3.62
-0.46	2.30	1.15	2.62	-0.92	0.72	-1.97	-1.72	3.74	3.03
-0.64	2.30	1.07	2.67	-1.05	0.60	-1.43	-1.51	3.76	2.61
-0.81	2.30	0.99	2.72	-1.14	0.49	-0.96	-1.38	3.76	2.35
-0.99	2.30	0.90	2.75	-1.20	0.39	-0.54	-1.33	3.77	2.26
-1.16	2.30	0.81	2.77	-1.22	0.29	-0.13	-1.39	3.81	2.34
-1.34	2.30	0.72	2.79	-1.21	0.18	0.31	-1.55	3.89	2.60
-1.51	2.30	0.63	2.80	-1.17	0.05	0.79	-1.83	4.03	3.08
-1.68	2.30	0.54	2.80	-1.09	-0.10	1.33	-2.22	4.21	3.73
-1.86	2.30	0.46	2.78	-0.97	-0.29	1.88	-2.64	4.42	4.45
-2.03	2.30	0.39	2.76	-0.81	-0.50	2.30	-2.95	4.55	4.99
-2.21	2.30	0.36	2.73	-0.59	-0.77	2.46	-2.93	4.53	5.04
-2.38	2.30	0.30	2.64	-0.45	-0.94	2.32	-2.63	4.42	4.68
-2.56	2.30	0.27	2.57	-0.28	-1.12	1.99	-2.07	4.28	4.08
-2.73	2.30	0.25	2.48	-0.14	-1.26	1.62	-1.46	4.23	3.62
-2.91	2.30	0.25	2.38	-0.03	-1.35	1.32	-0.91	4.25	3.41
-3.08	2.30	0.25	2.27	0.06	-1.40	1.11	-0.43	4.29	3.36
-3.26	2.30	0.26	2.17	0.14	-1.41	1.00	-0.02	4.32	3.36

Tabla 4.10 Resultado en Excel del análisis de las posiciones, velocidades y aceleraciones del mecanismo de movimiento recíprocante.

La figura 4.22, muestra la fase de arranque, estando la manivela en 173.5° (3.03 rad.). Donde Ag_3 y Ag_4 representan la aceleración de los centros de masa de los eslabones conector y balancín respectivamente (ANEXO XV – Fig.5).

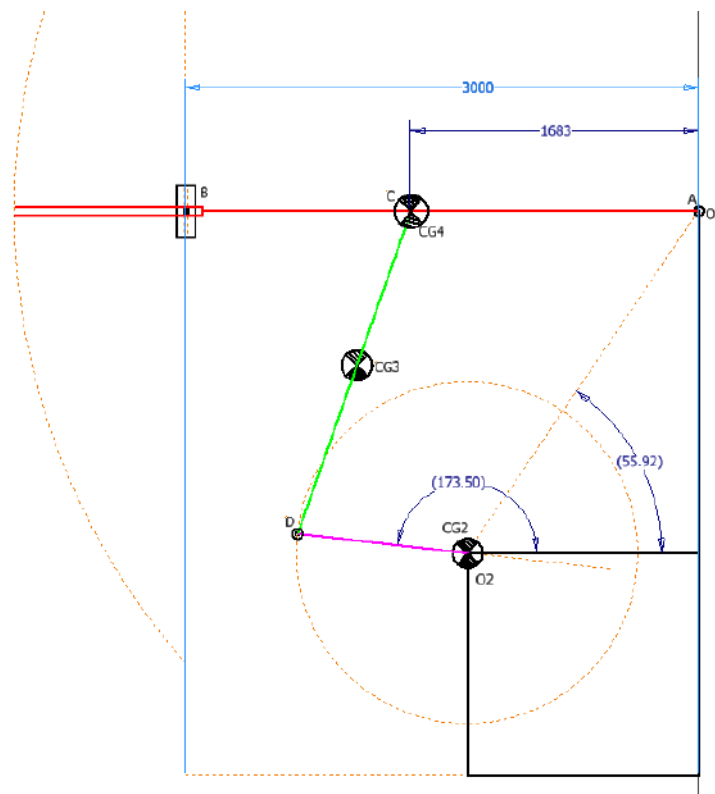


Fig. 4.22 Esquema del sistema en fase de arranque.

Los resultados mostrados en la tabla 4.10 fueron contrastados con los obtenidos mediante el programa Working Model 2D, obteniéndose similares resultados (ANEXO XVI)

4.6.3.1 Cálculo del torque y fuerzas en las articulaciones.

Uno de los métodos más rápidos para determinar las cargas en los eslabones y el torque a aplicar para diferentes ángulos de giro de la manivela es mediante el programa Working Model. Es por ello que primero se calculan las fuerzas mediante dicho programa en 03 puntos aleatorios y luego se validan los resultados mediante el método analítico matricial.

Solución mediante Working Model.

La tabla 4.11, muestra los resultados de las cargas en las articulaciones y el torque en la manivela necesario para mantener el sistema en movimiento empleando el programa Working Model 2D, el procedimiento empleado para lograr estos resultados se muestra en el ANEXO XVII.

Dirección de la resistencia del carro acoplador	Tiempo (s)	θ_2 (rad)	O_4 (kgf)	C (kgf)	D (kgf)	Torque (kg-m)
Descendente (-)	0.00	-0.114	1628.0	3854.0	3954.0	3854.0
Descendente (-)	0.05	-0.226	1516.0	3700.0	3795.0	3778.0
Descendente (-)	0.10	-0.341	1441.0	3583.0	3671.0	3677.0
Descendente (-)	0.20	-0.571	1340.0	3393.0	3468.0	3349.0
Descendente (-)	0.30	-0.801	1301.0	3261.0	3324.0	2857.0
Descendente (-)	0.40	-1.031	1295.0	3159.0	3210.0	2188.0
Descendente (-)	0.50	-1.261	1285.0	3051.0	3092.0	1339.0
Descendente (-)	0.60	-1.491	1245.0	2913.0	2946.0	364.0
Ascendente (+)	0.65	-1.606	2865.0	4291.0	4261.0	180.0
Ascendente (+)	0.70	-1.721	3201.0	4656.0	4629.0	1014.0
Ascendente (+)	0.80	-1.951	3434.0	4914.0	4888.0	2758.0
Ascendente (+)	0.90	-2.181	2855.0	4233.0	4198.0	3524.0
Ascendente (+)	1.00	-2.411	1916.0	2988.0	2933.0	2884.0
Ascendente (+)	1.10	-2.641	1397.0	2103.0	2026.0	2007.0
Ascendente (+)	1.20	-2.871	1290.0	1768.0	1675.0	1523.0
Ascendente (+)	1.30	-3.101	1321.0	1712.0	1609.0	1272.0
Ascendente (+)	1.40	-3.331	1354.0	1745.0	1635.0	1088.0
Ascendente (+)	1.50	-3.561	1365.0	1802.0	1689.0	919.0
Ascendente (+)	1.60	-3.791	1372.0	1875.0	1756.0	756.0
Ascendente (+)	1.70	-4.021	1398.0	1965.0	1842.0	525.0
Ascendente (+)	1.80	-4.251	1460.0	2074.0	1947.0	426.0
Ascendente (+)	1.90	-4.481	1558.0	2189.0	2059.0	237.0
Ascendente (+)	2.00	-4.711	1668.0	2283.0	2150.0	15.0
Descendente (-)	2.10	-4.941	2804.0	5365.0	5498.0	640.0
Descendente (-)	2.20	-5.171	3309.0	5838.0	5973.0	1503.0
Descendente (-)	2.30	-5.401	3410.0	5903.0	6037.0	2428.0
Descendente (-)	2.40	-5.631	3071.0	5520.0	5650.0	3184.0
Descendente (-)	2.50	-5.861	2544.0	4938.0	5062.0	3644.0
Descendente (-)	2.60	-6.091	2065.0	4393.0	4508.0	3856.0
Descendente (-)	2.70	-6.321	1717.0	3969.0	4073.0	3881.0
Descendente (-)	2.80	-6.551	1490.0	3660.0	3752.0	3750.0

Tabla 4.11 Resultado mediante Working Model de las reacciones y torque en los elementos del mecanismo de movimiento recíprocante.

Solución analítica.

Los resultados mostrados en la tabla 4.11 deberán ser validados, para ello se emplea el método matricial. Como ejemplo, se muestra el procedimiento de cálculo para la posición -6.5° (-0.114 rad) de la manivela.

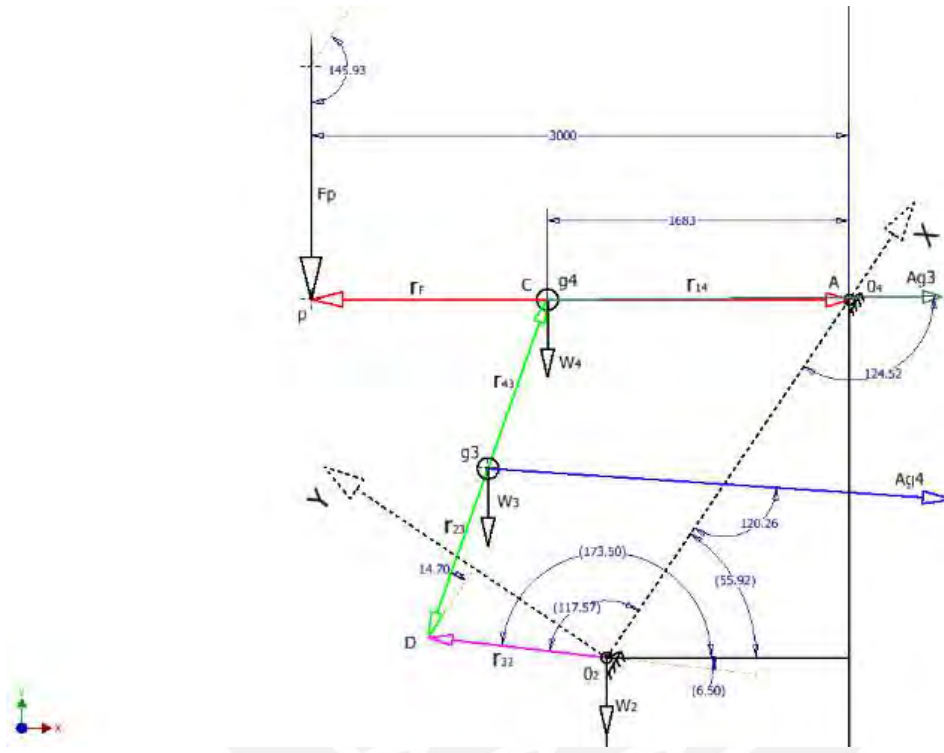


Fig. 4.23 Esquema del mecanismo reciprocante y fuerzas a analizar.

Planteo de ecuaciones.

De la ley de Newton se sabe:

$$\sum F = ma; \quad \sum T = I_G \alpha \quad (4.52)$$

Estas ecuaciones pueden ser expresadas en sus componentes de coordenadas x e y :

$$\sum F_x = ma_x; \quad \sum F_y = ma_y; \quad \sum T = I_G \alpha \quad (4.53)$$

Estas tres ecuaciones se escriben para cada eslabón que conforma el sistema. Realizando el DCL para cada eslabón, se establecen las siguientes ecuaciones:

La manivela está en equilibrio por acción de las fuerzas F_{32}, F_{21}, T_2 e Inercias, el centro de gravedad está en la articulación O_2 , luego las ecuaciones de equilibrio para la manivela son:

$$\begin{aligned} F_{12x} + F_{32x} &= m_2 A_{g2x} \\ F_{12y} + F_{32y} &= m_2 A_{g2y} \\ T_{12} + (r_{12x} F_{12y} - r_{12y} F_{32x}) + (r_{32x} F_{32y} - r_{32y} F_{32x}) &= I_{g2} \alpha_2 \end{aligned} \quad (4.54)$$

El eslabón conector está en equilibrio por acción de las fuerzas F_{43}, F_{32} , la inercia I_3 , y el peso propio W_3 luego las ecuaciones de equilibrio para el eslabón conector son:

$$\begin{aligned} F_{43x} - F_{32x} + W_{3x} &= m_3 A_{g3x} \\ F_{43y} - F_{32y} + W_{3y} &= m_3 A_{g3y} \\ (r_{43x} F_{43y} - r_{43y} F_{43x}) + (r_{23x} F_{32y} - r_{23y} F_{32x}) &= I_{g3} \alpha_3 \end{aligned} \quad (4.55)$$

El balancín, está en equilibrio por acción de las fuerzas F_{43}, F_{41}, F_p , el peso propio W_4 y las inercias rotacionales. Luego las ecuaciones de equilibrio para el balancín son:

$$\begin{aligned} F_{14x} - F_{43x} + F_{px} + W_{4x} &= m_4 A_{g4x} \\ F_{43y} - F_{32y} + F_{py} + W_{4y} &= m_4 A_{g4y} \\ (r_{14x} F_{14y} - r_{14y} F_{14x}) + (r_{34x} F_{43y} - r_{34y} F_{43x}) + (r_{Fx} F_y - r_{Fy} F_x) &= I_{g4} \alpha_4 \end{aligned} \quad (4.56)$$

Estas 9 ecuaciones, se arreglan para formar la matriz:

	[A]	[B]	[C]
$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{12y} & r_{12x} & -r_{32y} & r_{32x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{23y} & -r_{23x} & -r_{43y} & r_{43x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{34y} & -r_{34x} & -r_{14y} & r_{14x} & 0 \end{vmatrix}$	x	$\begin{vmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{vmatrix}$	$= \begin{vmatrix} m_2 A_{g2x} \\ m_2 A_{g2y} \\ I_{g2} \alpha_2 \\ m_3 A_{g3x} - W_{3x} \\ m_3 A_{g3y} - W_{3y} \\ I_{g3} \alpha_3 \\ m_4 A_{g4x} - F_{px} - W_{4x} \\ m_4 A_{g4y} - F_{py} - W_{4y} \\ I_{g4} \alpha_4 - r_{Fx} F_y + r_{Fy} F_x \end{vmatrix}$

(4.57)

De la tabla 4.10 se obtienen las aceleraciones angulares (α_i) y aceleraciones lineales de los centros de masa (A_{gi}) de los eslabones. A partir de la figura 4.23 se obtienen los datos de posición para cada eslabón.

$Ag2 = 0$	$Ag2x = 0 \text{ m/s}^2$	$Ag2y = 0 \text{ m/s}^2$
$Ag3 = 4.32 \angle 300$	$Ag3x = 2.16 \text{ m/s}^2$	$Ag3y = -3.74 \text{ m/s}^2$
$Ag4 = 3.36 \angle 300$	$Ag4x = 1.68 \text{ m/s}^2$	$Ag4y = -2.91 \text{ m/s}^2$

$r12$	$r12x = 0 \text{ m}$	$r12y = 0 \text{ m}$
$r32 = 1 \angle 117.57^\circ$	$r32x = -0.46 \text{ m}$	$r32y = 0.886 \text{ m}$
$r23 = 1 \angle 194.7^\circ$	$r23x = -0.97 \text{ m}$	$r23y = -0.254 \text{ m}$
$r43 = 1 \angle 14.7^\circ$	$r43x = 0.97 \text{ m}$	$r43y = 0.254 \text{ m}$
$r34 = 0$	$r34x = 0 \text{ m}$	$r34y = 0 \text{ m}$
$r14 = 1.68 \angle 304.08^\circ$	$r14x = 0.94 \text{ m}$	$r14y = -1.39 \text{ m}$
$rF = 1.317 \angle 124.08^\circ$	$rFx = -0.74 \text{ m}$	$rFy = 1.0908 \text{ m}$

$F = 1600 \text{ kg} \angle 214.08$	$Fx = -1325 \text{ kg}$	$Fy = -896.6 \text{ kg}$
$Pb = 770 \text{ kg} \angle 214$	$Pbx = -638 \text{ kg}$	$Pby = -430.6 \text{ kg}$
$Pcon = 94.2 \text{ kg} \angle 214$	$Pconx = -78 \text{ kg}$	$Pcony = -52.7 \text{ kg}$

Peso de la manivela	$W2 = 350 \text{ kg}$	$Ig3 = 31.51 \text{ kg-m}^2$	$\alpha3 = 1 \text{ rad/s}^2$
Peso del Conector	$W3 = 94.2 \text{ kg}$	$Ig4 = 1030.5 \text{ kg-m}^2$	$\alpha4 = -0.02 \text{ rad/s}^2$
Peso del Balancín	$W4 = 770 \text{ kg}$	$Ig2 = 122.2 \text{ kg-m}^2$	$\alpha2 = 0 \text{ rad/s}^2$

Estos datos cinemáticos son ingresados en la matriz dada en 4.57 obteniéndose:

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -0.89 & -0.46 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -0.25 & 0.967 & -0.25 & 0.967 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.39 & 0.94 & 0
 \end{bmatrix}
 \mathbf{x}
 \begin{bmatrix}
 F_{12x} \\
 F_{12y} \\
 F_{32x} \\
 F_{32y} \\
 F_{43x} \\
 F_{43y} \\
 F_{14x} \\
 F_{14y} \\
 T_{12}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0.0 \\
 0.0 \\
 0.0 \\
 968.0 \\
 164.3 \\
 31.5 \\
 20538.8 \\
 10768.5 \\
 -20670.3
 \end{bmatrix}$$

(4.58)

Mediante inversión matricial con ayuda de una hoja de cálculo de Excel se calculan las componentes de las fuerzas que se muestran en la tabla 4.12 para cada articulación:

Componente	Valor calculado (kg-f)
F _{12x} =	3795.5
F _{12y} =	990.7
F _{32x} =	-3795.5
F _{32y} =	-990.7
F _{43x} =	-3696.8
F _{43y} =	-974.0
F _{14x} =	-1601.4
F _{14y} =	124.6
T ₁₂ =	-3821.5

Resultante	Valor calculado (kg-f)
F ₁₂ =	3923
F ₃₂ =	3923
F ₄₃ =	3823
F ₁₄ =	1606
T ₁₂ =	-3822

Tabla 4.12 Fuerzas en articulaciones, método matricial, manivela en -6.5° (-0.114 rad).

Comparación de resultados Matricial vs Working Model.

Para propósitos de validación del programa WModel, se contrastaron los resultados para 03 posiciones de la manivela seleccionadas de manera aleatoria.

-0.114 radianes	Valor calculado (kg-f)	Working Model (kg-f)	Error %
F ₁₂ =	3923	3954	0.79
(D) F ₃₂ =	3923	3954	0.79
(C) F ₄₃ =	3823	3854	0.81
(A) F ₁₄ =	1606	1628	1.37
T ₁₂ =	-3822	-3854	0.84

-1.261 radianes	Valor calculado (kg-f)	Working Model (kg-f)	Error %
F ₁₂ =	3106	3092	0.45
(D) F ₃₂ =	3106	3092	0.45
(C) F ₄₃ =	3065	3051	0.46
(A) F ₁₄ =	1289	1285	0.31
T ₁₂ =	-1324	-1339	1.12

-1.951 radianes	Valor calculado (kg-f)	Working Model (kg-f)	Error %
F ₁₂ =	4885	4888	0.06
(D) F ₃₂ =	4885	4888	0.06
(C) F ₄₃ =	4910	4914	0.08
(A) F ₁₄ =	3437	3434	0.08
T ₁₂ =	-2791	-2758	1.2

Tabla 4.13 Comparación de resultados, matricial vs Working Model

Se observa una variación menor al 1.5 %, por lo tanto los resultados mostrados en la tabla 4.11 obtenidos mediante Working Model quedan validados.

Fuerzas y torque máximos empleando Working Model 2D (WM)

Las mayores cargas en las articulaciones, empleando WM, ocurren cuando la manivela ha girado hasta -5.401 radianes, Fig. 4.24. El torque máximo 3881 kgf-m ocurre cuando la manivela está a -6.321 radianes, Fig 4.25

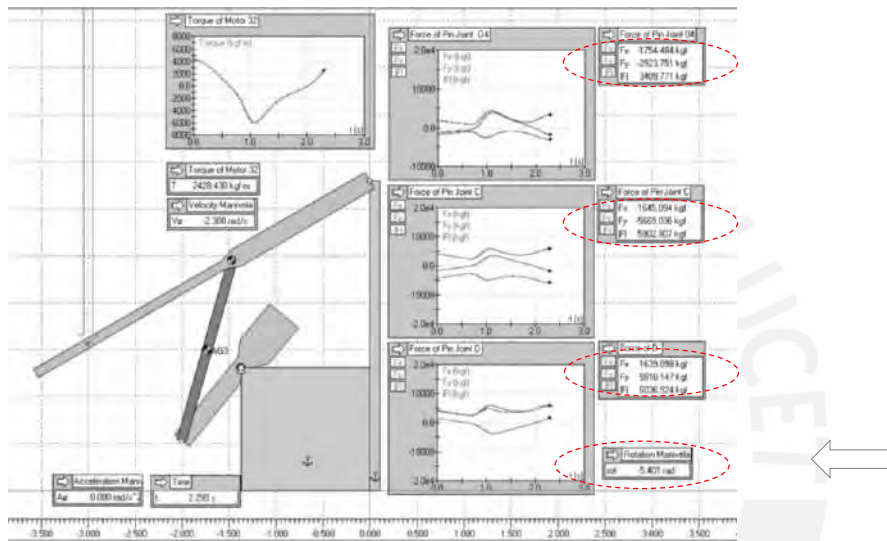


Fig. 4.24 Fuerza máxima en las articulaciones.

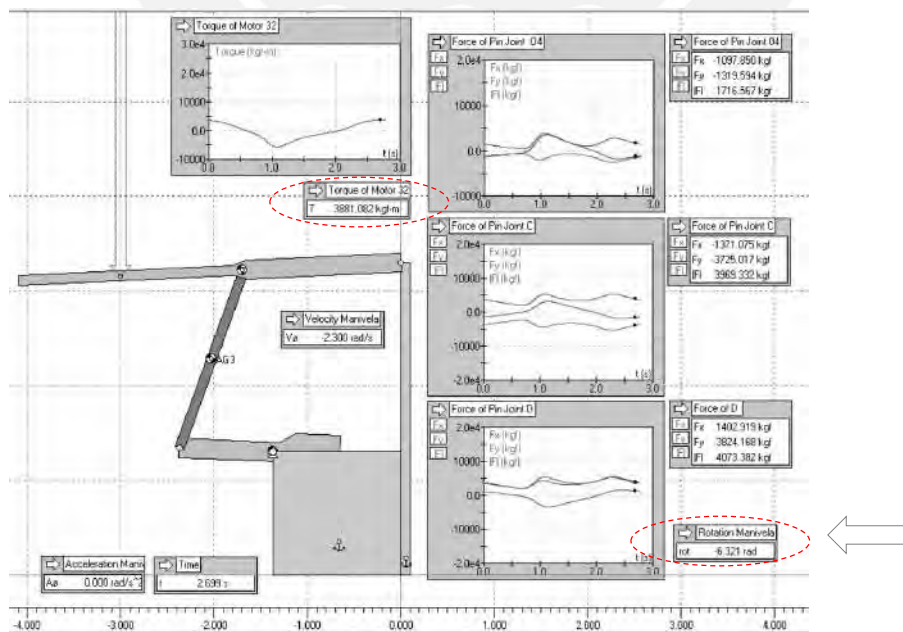


Fig. 4.25 Torque máximo.

4.6.3.2 Torque vs Giro de la manivela según WM.

A partir de la tabla 4.11, se grafica en la fig. 4.26, la demanda de torque conforme gira la manivela. Se muestra que a los -1.606 y -4.711 radianes ocurren cambios en la dirección de la carga a vencer. Siendo el valor de torque pico igual a 3880 kg-m.

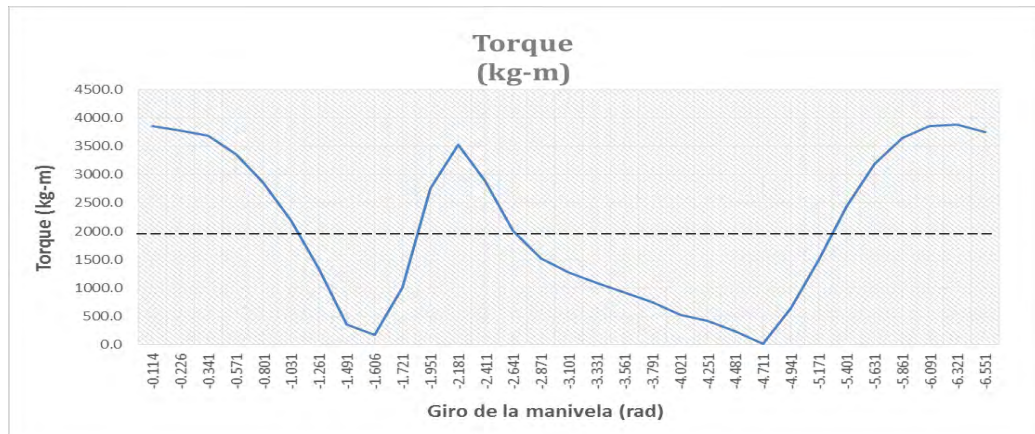


Fig. 4.26 Torque Pico hallado con Working Model (WM).

Se observa una demanda de torque variable, por lo que será necesario especificar un torque promedio [10, p. 522]. La línea punteada muestra un valor medio de 1800 kg-m, que será el valor de referencia para seleccionar el **motor-reductor (ANEXO XIX)**. Para suministrar la diferencia en torque se propone una Volante (cuyo cálculo no forma parte del presente trabajo), la cual se encargará de almacenar y luego devolver la energía cinética para mantener el sistema en movimiento.

4.7 Cálculo a fatiga de ejes, eslabones y pines del sistema

En este apartado se procederá a verificar las fuerzas internas y factores de seguridad por efecto de fatiga de los componentes del sistema reciprocante, ejes, pines, balancín, barra conectora, manivela y rodamientos. Se empleó el programa WM para hallar más rápidamente las posiciones de mayor esfuerzo.

4.7.1 Cálculo a fatiga de ejes y pasadores del sistema reciprocante

En este sistema se verificará a fatiga el eje motriz 1-2, los pasadores o pines (2-3; 3-4; 4-1; 4-5) que se muestran en la figura 4.27.

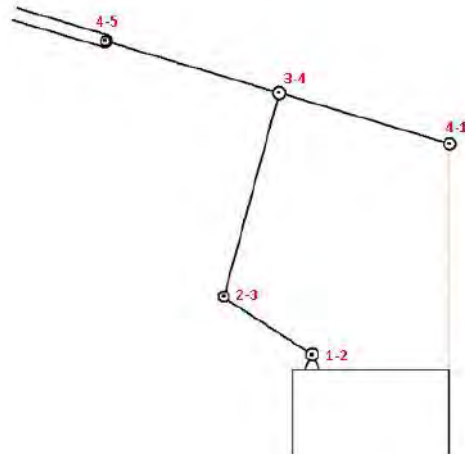


Fig. 4.27 Evaluación a fatiga de los pines en el sistema recíprocante

4.7.1.1 Cálculo a Fatiga del Eje Motriz 1-2 (O_2)

De la tabla 4.11, se sabe que la carga en el eje 1-2 es igual a la carga en la articulación D, y esta varía desde 1609 kgf hasta 6037 kgf.

Según se observa en la Figura 4.24, en la posición de mayor carga en las articulaciones, las componentes de las fuerzas en el eje O_2 son:

$$F_x = 1639 \text{ kgf}; \quad F_y = 5810 \text{ kgf} \quad (4.59)$$

En la figura 4.28 se muestra un esquema de cargas para este caso considerando el valor ya establecido de torque motriz y diámetro de piñón (El cálculo del diámetro del piñón y la Catarina se muestran en el ANEXO XVIII). En la carga P_y por efecto del par motor no se considera el ángulo que forma el lado tenso de la cadena con la línea entre centros.

Se sabe que:

$$M_t = 1800 \text{ kg-m}$$

Torque motriz.

$$D_p = 0.3868 \text{ m}$$

Diámetro del piñón.

La carga P_y resulta:

$$P_y = 2 * \frac{M_t}{D_p} = \frac{2 * 1800 \text{ kg-m}}{0.3868 \text{ m}} = 9307 \text{ kgf} \quad (4.60)$$

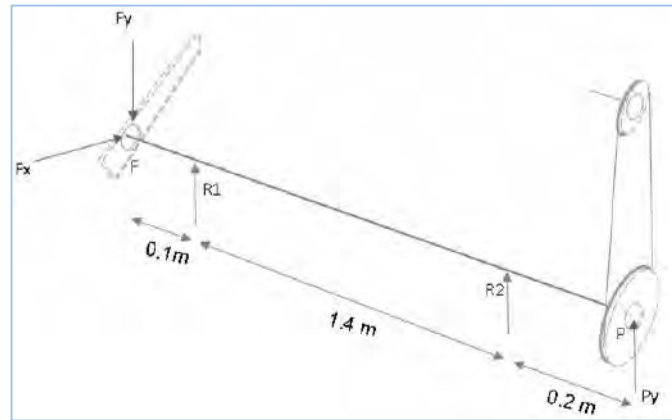


Fig.4.28 Esquema de cargas en el eje motriz con ángulo de la manivela en -100°

a) Cálculo de las reacciones $R1y$; $R2y$:

$$\sum M_{Py} = 0$$

$$5810 (1.7) - R1y (1.6) - R2y (0.2) = 0 \quad (4.61)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$5810 - R1y - R2y - 9307 = 0 \quad (4.62)$$

Resolviendo 4.61 y 4.62 las reacciones resultan:

$$R1y = 7554 \text{ kgf} \quad (4.63)$$

$$R2y = -11051 \text{ kgf}$$

b) Cálculo de las reacciones $R1x$ y $R2x$

$$\sum M_{Px} = 0$$

$$-1640(1.7) - R1x (1.6) - R2x (0.2) = 0 \quad (4.64)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$1640 + R1x + R2x = 0 \quad (4.65)$$

Resolviendo 4.64 y 4.65 las reacciones resultan:

$$\begin{aligned} R1x &= -1757 \text{ kgf} \\ R2x &= 117 \text{ kgf} \end{aligned} \quad (4.66)$$

En la figura 4.39, se muestran los diagramas de cargas, de cortantes y momentos flectores en el eje motriz 1,2.

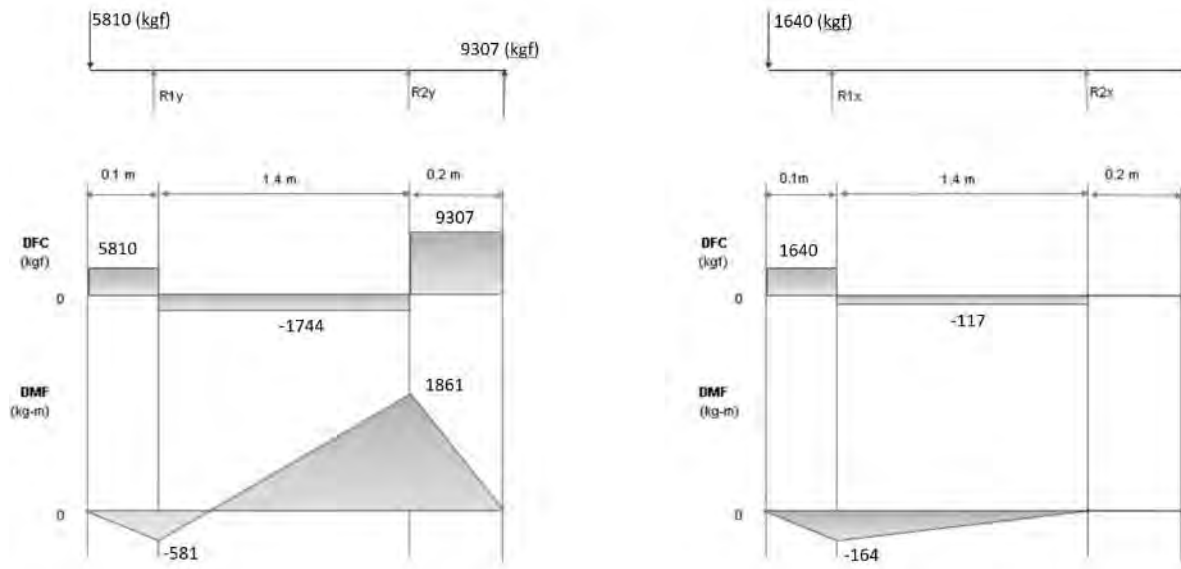


Fig.4.29 DMF y DFC, eje motriz, ángulo de la manivela -5.401 radianes

Luego, a partir de la figura 4.29, el momento máximo resultante en el punto $R2$ es:

$$M_{R2} = \sqrt{1861^2} = 1861 \text{ kg-m} \quad (4.67)$$

El cortante máximo resulta:

$$V = R2 = 9307 \text{ kg-f} \quad (4.68)$$

Cálculo del módulo de sección:

Sea el diámetro propuesto para el eje $D= 150\text{mm}$; el módulo de sección (S) resulta:

$$S = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi 150^3}{32} = 331341 \text{ mm}^3 \quad (4.69)$$

Cálculo de los esfuerzos en el eje motriz:

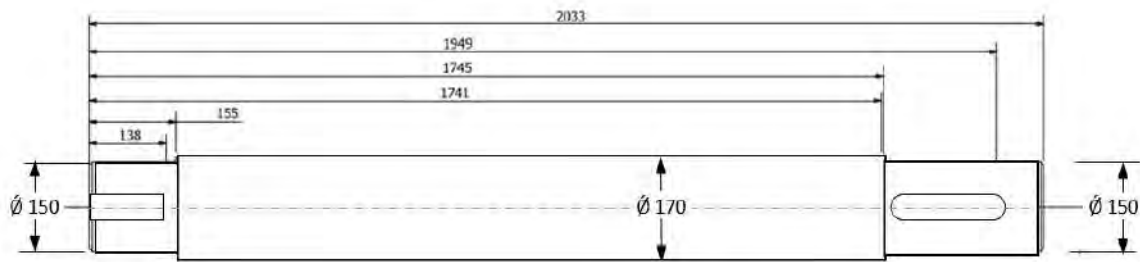


Fig.4.30 Dimensiones del eje motriz.

El esfuerzo superior por flexión:

$$\sigma_{fs} = \frac{M_s}{S} = \frac{1861 \text{ kg} - \text{m}}{331341 \text{ mm}^3} = 5.61 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.70)$$

El esfuerzo inferior:

$$\sigma_{fi} = \frac{M_i}{S} = \frac{-1861 \text{ kg} - \text{m}}{331341 \text{ mm}^3} = -5.61 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.71)$$

El esfuerzo cortante:

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{4 * 9300}{3 * \left(\frac{\pi * 150^2}{4}\right)} = 0.70 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.72)$$

El esfuerzo cortante por torsión:

$$\tau_t = \frac{Mt}{Zp} = \frac{16 * 1800 * 1000}{3 * (D^3)} = 2.71 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.73)$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises: $\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)}$

$$\rightarrow \sigma_{eq} = \sqrt{(5.61 + 0)^2 + 3(2.71^2 + 0.70^2)} = 7.41 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.74)$$

Considerando el material acero AISI/SAE 4140 (DIN 17200 – 42CrMo4) de características técnicas:

$\sigma_B = 81.6 \text{ kg/mm}^2$	Esfuerzo máximo a tracción.
$\sigma_{BAlt} = 45.9 \text{ kg/mm}^2$	Esfuerzo alternante a flexión.
$\sigma_F = 54.1 \text{ kg/mm}^2$	Esfuerzo de fluencia.

Proponiendo un factor de seguridad FS= 4, se tiene $\sigma_{adm} = 13.57 \text{ kg/mm}^2$:

Como $\sigma_{eq} < \sigma_{adm}$ OK!

Como el eje gira se generan esfuerzos alternantes [11]:

Con los esfuerzos superior (σ_{fs}) e inferior (σ_{fi}) dados en 4.70 y 4.71,

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_{fm} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} + \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(5.61 - 5.61) = 0 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.75)$$

Mientras que el esfuerzo alternante resulta:

$$\sigma_{fa} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} - \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(5.61 + 5.61) = 5.61 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.76)$$

Factores de diseño a fatiga:

En la tabla 4.14 se muestran los valores de los coeficientes a fatiga empleados en el diseño del eje. En el ANEXO VIII, se muestra la obtención de dichos coeficientes.

Factor	Valor	Descripción
C_S	0.92	Coeficiente de Superficie
C_t	0.58	Coeficiente de Tamaño
C_{temp}	1	Coeficiente de Temperatura (25°)
C_{carg}	1	Coeficiente de carga (Flexión)
C_c	1	Coeficiente de confiabilidad (50%)
β	2.25	Factor de concentración de esfuerzos

Tabla 4.14 Factores de Fatiga para el diseño del eje motriz

Luego la amplitud del esfuerzo aumentada por los factores resulta:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{c_s c_t c_{tem} c_{carg} c_c} \right) \sigma_{fa} = \left(\frac{2.25}{0.92 * 0.58 * 1 * 1 * 1} \right) 5.61 = 23.65 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.77)$$

Factor de seguridad a la fatiga:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{fm}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{Alt}} = \frac{0}{81.6} + \frac{23.65}{45.9} \Rightarrow FS = 2.0 \text{ OK!} \quad (4.78)$$

Factor de seguridad a la fluencia:

$$FS = \frac{\sigma_{Lim}}{\sigma_{eq}} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{54.1}{7.41} \Rightarrow FS = 7.30 \text{ OK!} \quad (4.79)$$

4.7.1.2 Cálculo a fatiga del pin (2-3)

El pin 2-3 permite la articulación entre la manivela y la barra conectora. Este pin estará fijo en la manivela, dispuesto en voladizo y estará solicitado a cargas alternantes de corte y flexión como se muestra en la figura 4.30.

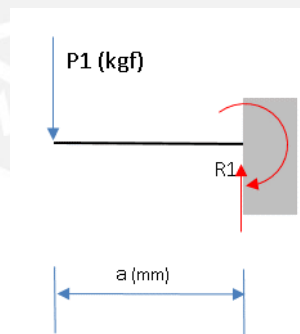


Fig. 4.31 DCL del pin 2-3

De la tabla 4.11, las cargas máximas $P1$ obtenidas son:

$P1s = 6037 \text{ kgf}$	Carga superior
$P1i = -6037 \text{ kgf}$	Carga inferior.

Para una longitud en voladizo del pasador: $a = 70 \text{ mm}$

Los momentos máximos superior e inferior respectivamente resultan:

$$\begin{aligned} M1s &= P1s \times a = 422600 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \\ M1i &= P1i \times a = -422600 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.80)$$

El cortante máximo:

$$V = P1s = 6037 \text{ kgf} \quad (4.81)$$

Si se propone un diámetro del pasador: $Di = 90 \text{ mm}$, el módulo de sección (S) resulta:

$$S = \frac{\pi Di^3}{32} = \frac{\pi * 90^3}{32} = 71569.6 \text{ mm}^3 \quad (4.82)$$

Cálculo de los esfuerzos en el pin 2,3:

El esfuerzo superior por flexión:

$$\sigma_{fs} = \frac{M1s}{S} = \frac{422600 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{71569.6 \text{ mm}^3} = 5.91 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.83)$$

El esfuerzo inferior por flexión:

$$\sigma_{fi} = \frac{M1i}{S} = \frac{-427000 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{71569.6 \text{ mm}^3} = -5.91 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.84)$$

El esfuerzo cortante:

$$\tau_c = \frac{4V}{3A} = \frac{4 * 6037}{3 * \left(\frac{\pi * 90^2}{4}\right)} = 1.27 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.85)$$

El esfuerzo cortante por torsión:

$$\tau_t = \frac{Mt}{Zp} = \frac{Mt * 16000}{3 * (D^2)} = \frac{0 * 16000}{3 * (90^2)} = 0.0 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.86)$$

El esfuerzo equivalente de Von Mises: $\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)}$

$$\rightarrow \sigma_{eq} = \sqrt{(5.91 + 0)^2 + 3(0 + 1.27^2)} = 6.31 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.87)$$

Con el giro de la manivela se produce esfuerzo alternante en el pin, luego, con los esfuerzos superior (σ_{fs}) e inferior (σ_{fi}) dados en 4.83 y 4.84,

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_{fm} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} + \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(5.91 - 5.91) = 0 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.88)$$

Mientras que el esfuerzo alternante resulta:

$$\sigma_{fa} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} - \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(5.91 + 5.91) = 5.91 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.89)$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga:

Factor	Valor	Descripción
C_s	0.92	Coeficiente de Superficie
C_t	0.63	Coeficiente de Tamaño
C_{temp}	1	Coeficiente de Temperatura (25°)
C_{carg}	1	Coeficiente de carga (Flexión)
C_c	1	Coeficiente de confiabilidad (50%)
β	2.026	Factor de concentración de esfuerzos

Tabla. 4.15 Factores de Fatiga para el diseño del pin 2-3

Amplitud del esfuerzo aumentada por los factores:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{C_s C_t C_{tem} C_{carg} C_c} \right) \sigma_{fa} = \left(\frac{2.026}{0.92 * 0.63 * 1 * 1 * 1} \right) 5.91 = 20.87 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.90)$$

Considerando como material del pin, el acero AISI/SAE 4140 (DIN 17200 – 42CrMo4

El factor de seguridad a la fatiga resulta:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{fm}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{Alt}} = \frac{0}{81.6} + \frac{20.87}{45.9} \Rightarrow FS = 2.20 \text{ OK!} \quad (4.91)$$

Luego el factor de seguridad a la fluencia:

$$FS = \frac{\sigma_{Lim}}{\sigma_{eq}} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{54.1}{6.37} \Rightarrow FS = 8.49 \text{ OK!} \quad (4.92)$$

4.7.1.3 Resultados del cálculo a fatiga de los pines del sistema.

En la tabla 4.16 se muestra el resumen del cálculo sistemático de los factores de seguridad (FS) para los diámetros propuestos para el eje y los pines.

Eje o pin	Diámetro (mm)	FS a fatiga	FS a fluencia
1-2	150	2.00	7.30
2-3	90	2.20	8.49
3-4	50	2.80	9.74
4-1	100	2.41	11.54
4-5	45	2.49	9.53

Tabla. 4.16 Resultados del cálculo sistemático de ejes y pines.

4.7.2 Cálculo a fatiga del balancín.

Se verifica a fatiga el balancín propuesto por cálculo estático. En la figura 4.31, a partir del WM, se muestran las cargas aplicadas en el pin 3,4. (Resultante y sus componentes), es decir:

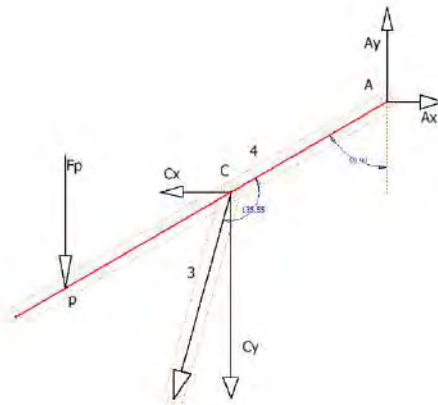


Fig. 4.32 DCL, fuerzas en el balancín.

$$C_x = -1647 \text{ kgf} \tag{4.93}$$

$$C_y = -5668 \text{ kgf}$$

Expresando luego estas en componentes locales (eje X sobre el balancín), se tiene:

$$C_{xl} = -4266 \text{ kgf} \tag{4.94}$$

$$C_{yl} = -4078 \text{ kgf}$$

En la figura 4.32 se muestra convenientemente el DCL del balancín.

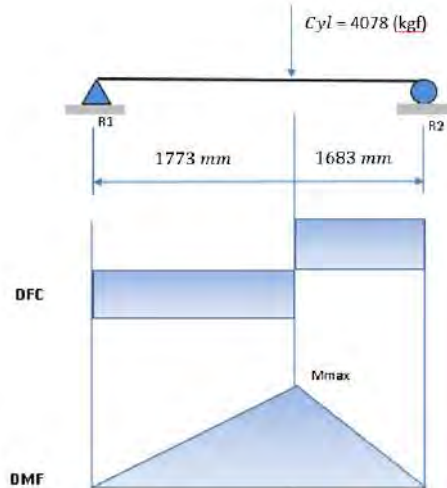


Fig. 4.33 DCL balancín para una posición de -6.321 radianes de la manivela.

Como

$$C_{yl_s} = 4078 \text{ Kg} \tag{4.95}$$

$$C_{yl_i} = -4078 \text{ kg}$$

Igualando a cero la sumatoria de momentos en R_2 y de las fuerzas verticales, las reacciones resultantes son:

$$\begin{aligned} R_1 &= 1986 \text{ kgf} \\ R_2 &= 2092 \text{ kgf} \end{aligned} \quad (4.96)$$

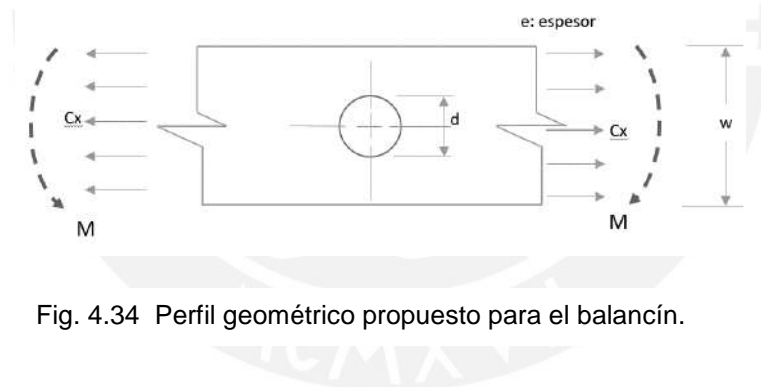
El momento máximo superior e inferior entonces resultan:

$$\begin{aligned} M_{1s} &= R_1 \times 1773 = 3520836 \text{ kg-mm} \\ M_{1i} &= -R_1 \times 1773 = -3520836 \text{ kg-mm} \end{aligned} \quad (4.97)$$

El cortante máximo:

$$V = R_2 = 2092 \text{ kgf} \quad (4.98)$$

Se evalúa la resistencia a la fatiga del perfil propuesto por cálculo estático, solicitado a este nuevo estado de cargas dinámicas.



Dónde: $d=70 \text{ mm}$; $w=245 \text{ mm}$; $e=100 \text{ mm}$; $S=1000417 \text{ mm}^3$

Cálculo de los esfuerzos en el balancín:

El esfuerzo superior por flexión:

$$\sigma_{fs} = \frac{M_s}{S} = \frac{6 * M_s}{e * w^2} = \frac{6 * 3520836 \text{ kg-mm}}{(100 * 245^2) \text{ mm}^3} = 3.52 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.99)$$

El esfuerzo inferior por flexión:

$$\sigma_{fi} = \frac{M_i}{S} = -\frac{6 * 3520836 \text{ kg} - \text{mm}}{(100 * 245^2) \text{ mm}^3} = -3.52 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.100)$$

El esfuerzo cortante:

$$\tau_c = \frac{3V}{2 * e(w - d)} = \frac{3 * 2092}{2 * 100(245 - 70)} = 0.18 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.101)$$

El esfuerzo equivalente de Von Mises: $\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)}$

$$\rightarrow \sigma_{eq} = \sqrt{(3.52 + 0)^2 + 3(0 + 0.18^2)} = 3.52 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.102)$$

Para el acero ASTM A572 –Grado 50, se tiene como esfuerzo de fluencia:

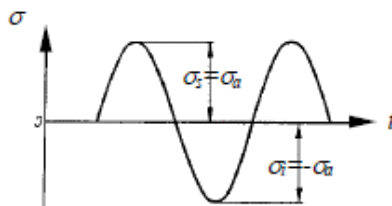
$$\sigma_F = 34.7 \text{ kg/mm}^2$$

Con un Factor de seguridad (FS) igual a 4, el esfuerzo admisible resulta:

$$\sigma_{adm} = 8.7 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.103)$$

Como $\sigma_{eq} < \sigma_{adm}$ OK!

Como el balancín esta solicitado a esfuerzos de flexión alternantes



Luego, con los esfuerzos superior (σ_{fs}) e inferior (σ_{fi}) dados en 4.99 y 4.100,

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_{fm} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} + \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(3.52 - 3.52) = 0 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.104)$$

Mientras que el esfuerzo alternante resulta:

$$\sigma_{fa} = \frac{1}{2}(\sigma_{fs} - \sigma_{fi}) = \frac{1}{2}(3.52 + 3.52) = 3.52 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.105)$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga:

Factor	Valor	Descripción
C_s	0.90	Coeficiente de superficie
C_t	0.58	Coeficiente de tamaño
C_{temp}	1	Coeficiente de temperatura
C_{carg}	1	Coeficiente de carga
C_c	0.9	Coeficiente de confiabilidad
β	1	Factor de concentración de esfuerzos (sin cambio de sección)

Tabla 4.17 Factores que afectan la resistencia a la fatiga en el balancín.

Se propone el acero ASTM A572 –Grado 50, (equivalente DIN 17100 St 52),

	N/mm2	kgf/mm2	
σ_B	450	45.9	Esfuerzo máximo a tracción
σ_{Alt}	210	21.4	Esfuerzo alternante a flexión.
σ_F	340	34.7	Esfuerzo de Fluencia

Cálculo de la amplitud del esfuerzo afectada por los factores:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta}{c_s c_t c_{tem} c_{carg} c_c} \right) \sigma_{fa} = \left(\frac{1}{0.90 * 0.58 * 1 * 1 * 1} \right) 3.52 = 6.74 \text{ kg/mm}^2 \quad (4.106)$$

El factor de seguridad a la fatiga resulta:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{fm}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{Alt}} = \frac{0}{56.1} + \frac{7.13}{21.4} \Rightarrow FS = 3.17 \text{ OK!} \quad (4.107)$$

Cálculo del factor de seguridad a la fluencia:

$$FS = \frac{\sigma_{Lim}}{\sigma_{eq}} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{34.7}{3.52} \Rightarrow FS = 9.85 \text{ OK!} \quad (4.108)$$

4.7.3 Resultados del cálculo a fatiga de los eslabones del sistema.

En la tabla 4.18 se muestra el resumen del cálculo sistemático de los factores de seguridad (FS) para los perfiles propuestos para los eslabones

Eje o pin	Sección e*w (mm)	FS a fatiga	FS a fluencia
Balancín	70 x 245	3.17	9.85
Eslabón Conector	50 x 100	--	4*
Manivela	50 x 440	2.7	8.46

Tabla. 4.18 Resultados del cálculo sistemático de eslabones.

*Nota: el eslabón conector es calculado a carga de pandeo factor de seguridad 4

4.8 Selección de rodamientos.

El resumen de los principales rodamientos seleccionados y su duración en horas y números de ensayo bajo una carga de 20%MBL se muestra en la tabla 4.19, los cálculos de selección se muestran en el ANEXO XX.

Ubicación	Modelo	Carga en el rodamiento (kgf)	Duración a 20%MBL	
			Según diseño (h)	Número de ensayos
Eje de Poleas	SKF NU 228 ECML	17382	19231	1764
Eje 2-3	SKF NU 1018 ML	3990	19684	1805
Eje 3-4	SKF NU 210 ECM	1995	62311	5716
Eje 4-1	SKF NU 1020 M	1630	204442	18756

Tabla 4.19. Número de ensayos posibles con los rodamientos seleccionados para 20 % MBL.

BIBLIOGRAFIA CAPITULO IV

- [1] K. Feyrer, *Wire rope, endurance, reliability*, Ed. Springer, Stuttgart, Alemania, 2007, p.300;
- [2] Y. Onur and E. Imrak, "Experimental and theoretical investigation of bending over sheave fatigue life of stranded steel wire rope," *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences*, vol. 19, no. 3, pp. 189-195, 2012
- [3] *ISO 4308-1*, "Cranes and lifting appliances—Selection of wire ropes," Switzerland, 2003, p. 12.
- [4] H. Ernst, *Aparatos de elevación y transporte*, Ed. Blume, Barcelona, España, 1970, p. 45.
- [5] P. T. Gibson, F. G. White, and others, *A study of parameters that influence wire-rope fatigue life*, Columbus Laboratories, California, USA, 1974, p. 67.
- [6] Catálogo NSK, "Datos técnicos", p.A136.
- [7] H. H. Mabie and C. F. Reinholtz, *Mecanismos y dinámica de maquinarias*, 2nd ed., Traducción Limusa Wiley, México, 2007, p. 606.
- [8] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ed. Pearson, Juárez, México, 2006, p. 117
- [9] Gerdau Corsa, *EL ACERO HOY*, Gerdau Corsa, 2014. [En línea]. Disponible en: www.gerdaucorsa.com.mx. [Accedido: Dic. 2014].
- [10] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, 4ta ed., México: Pearson, 2011, p. 500.
- [11] J. Rodríguez H., *Fatiga: Notas del curso de diseño*, PUCP, 2011, p. 1.

CAPITULO V

PLANOS

Complementando el presente trabajo de tesis en el Anexo XXIV se adjuntan los planos correspondientes a la máquina de ensayos, los cuales se presentan con el objetivo de mostrar los componentes, su método de manufactura, tolerancias dimensionales, materiales así como su disposición e interacción. En la tabla 5.1 se muestra la lista de los planos elaborados.

Adicionalmente y para facilitar una visión general de los componentes de la maquina a fabricar, en el Anexo XXIII , se muestra la estructura desglosada del trabajo (EDT).

Item	Tipo	Descripción	Formato/Código	Escala
1	Ensamble	Máquina de ensayos de flexión de cables de acero	A0 - 01	1:20
2	Despiece	1. Soporte de Poleas	A1 - 02	1:20
3	Despiece	2. Bastidor principal	A1 - 03	1:25
4	Ensamble	3. Sub-ensamble eje-polea	A3 - 04	1:5
5	Despiece	3.1 Polea para cable de acero 32mm	A3 - 04.2	1:5
6	Despiece	3.2 Eje de polea libre	A3 - 04.1	1:5
7	Despiece	4. Carrilera acople de muestras	A2 - 05	1:10
8	Ensamble	5. Sub-ensamble Carro Acoplador + ruedas	A3 - 06	1:5
9	Despiece	5.1 Carro acoplador	A3- 06A	2:5
10	Ensamble	5.1.1 Sub-ensamble Carro Acoplador + terminales	A3- 06ET	1:5
11	Despiece	6. Bastidor cilindro – lado fijo	A2 -07	1:10
12	Ensamble	7. Sub-ensamble Manivela - Conector	A3 - 08	1:20
13	Ensamble	8. Sub-ensamble Balancín - Corredera	A3 - 09	1:10
14	Despiece	8.1 Balancín	A3 - 09.1	1:10
15	Ensamble	9. Sub-ensamble Eje motriz - Manivela	A3 - 14	1:10
16	Despiece	9.1 Eje Motriz	A3 - 14.1	1:5
17	Despiece	10. Chumacera eje 200	A3 - 15	1:2
18	Despiece	12. Chumacera Eje 200 -Tapa	A3 -16	1:2
19	Despiece	23. Eje cónico corto	A3 -17	1:2
20	Despiece	26. Carro soporte de polea móvil	A3 - 18	1:10
21	Despiece	29. Piñón doble	A4 - 25	1:10
22	Despiece	31. Manivela	A3 -19	1:10
23	Despiece	32. Eslabón conector	A3 -20	1:10
24	Despiece	33. Eje 3-4	A4 - 22	1:1
25	Ensamble	35. Sub ensamble eje 2-3	A4 -08.1	2:5
26	Despiece	35.1 Eje 2-3	A4 - 08.1A	1:2
27	Despiece	36. Eje 4-1	A4 - 24	1:2

Tabla 5.1 Lista de planos.

CONCLUSIONES:

1) La bibliografía consultada, acerca de los mecanismos de falla de los cables de acero y el estado del arte, demuestran que existe gran interés en el campo de la mejora de la vida útil de estos en sollicitaciones de flexión, tal como ocurren en las grúas móviles, grúas de puertos, ascensores de piques mineros entre otros, coincidiendo en la mayoría de estudios con la necesidad de mejoras en este aspecto, con la consiguiente demanda de investigaciones experimentales. Por tanto, contar con una máquina de ensayos capaz de cuantificar los ciclos de vida útil a flexión de cables de acero bajo diferentes estados de carga, como la mostrada en el presente trabajo contribuye a este proceso.

2) La presente máquina, está en capacidad de ensayar a flexión cables de acero desde el diámetro 22mm hasta 32 mm , siendo posible, además, definir las variables involucradas durante el ensayo de acuerdo con las recomendaciones OIPEEC Bulletin 56 – 1988, esto es, cuantificar el efecto de la deflexión frontal o lateral, del tipo de ensayo (flexión simple o flexión doble) , del tipo de material y geometría de las poleas, de modificar la fuerza de tracción aplicada en el cable, la longitud de flexión, entre otras variables. Adicionalmente, la presente máquina cumple con los fundamentos de ensayo del informe UNE 36480 -1997 para ensayos de fatiga a flexión en cables de acero. La definición dimensional de la máquina, toma como base el diámetro de las poleas para ensayar el cable de 32 mm, y la longitud libre antes de la próxima flexión según la norma ISO 4308.

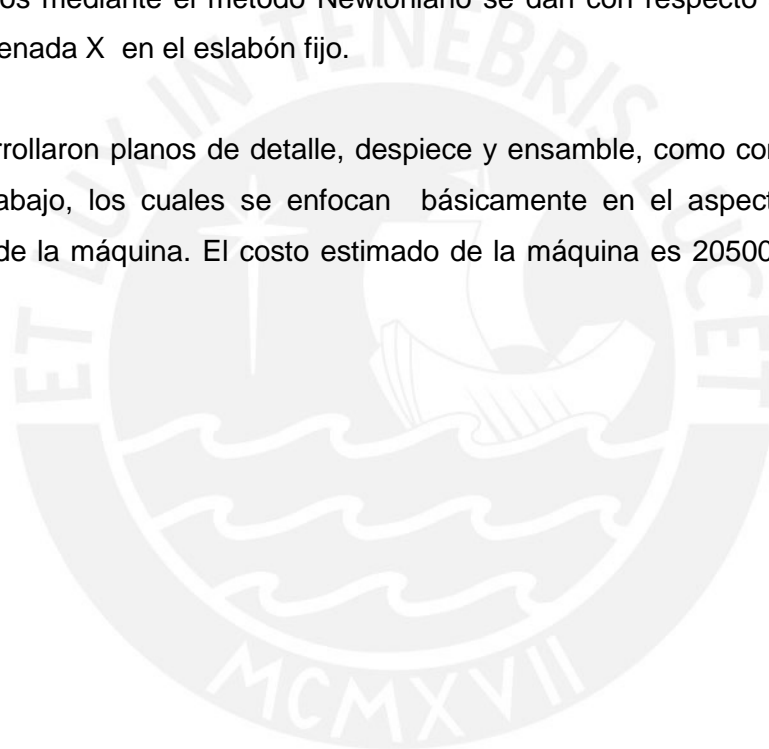
3) El empleo de la metodología del diseño de máquinas VDI 2221, en el desarrollo del presente trabajo, ha permitido definir de modo consistente las funciones de la máquina de ensayos, lográndose establecer en la etapa final del método, el modelo óptimo a partir del cual realizar posteriores mejoras iterativas en la configuración, enfocadas estas mejoras en el cumplimiento de funciones ya definidas para la máquina.

4) El empleo del *método analítico Newtoniano* (Matricial) y el empleo del *Software Working Model 2D* en el capítulo 4, permitió seleccionar los componentes y realizar las comprobaciones correspondientes. Si bien los resultados finalmente coinciden con un error inferior al 1.2%, estas coincidencias en un inicio no se mantenían para varios puntos evaluados, por lo que fue necesario el empleo del *método gráfico* además de

técnicas iterativas para detectar cuál método estaba siendo mal empleado y realizar las correctivos.

5) Una vez validado el software Working Model, este permitió acelerar el proceso de análisis de las cargas actuantes en los eslabones que conforman el sistema reciprocante para otras posiciones de interés, determinándose entonces las cargas máximas en las articulaciones así como el torque motriz necesario para el sistema. Tener en cuenta que las componentes de las cargas presentes en los eslabones obtenidos mediante Working Model, se dan en coordenadas globales, mientras que los resultados mediante el método Newtoniano se dan con respecto a la referencia local, coordenada X en el eslabón fijo.

6) Se desarrollaron planos de detalle, despiece y ensamble, como complemento del presente trabajo, los cuales se enfocan básicamente en el aspecto mecánico y estructural de la máquina. El costo estimado de la máquina es 205000 US\$ (Anexo XXII)



RECOMENDACIONES:

La mejora continua es y será una constante en el trabajo de los diseñadores de máquinas, con ese propósito se plantean las siguientes recomendaciones:

- 1) Optimizar dimensionalmente los eslabones mediante convenientes técnicas iterativas, siempre enfocado en lograr una mejora en el balance peso - resistencia.
- 2) Se observó que al emplear la herramienta "Keyed Slot joint" del Software Working Model, los resultados de las cargas en las uniones difieren grandemente y sin un patrón distinguible de los obtenidos sin esta herramienta, se recomienda verificar cual es la causa de tales diferencias.
- 3) Se recomienda complementar el diseño de la máquina, calculando los elementos de seguridad, frenos por ejemplo del sistema, este podría ser frenos de zapatas en las volantes, o freno en el motor. Otros sistemas de seguridad, deben ser también evaluados de acuerdo con la normatividad existente en este campo como por ejemplo "UNE-EN V1070-1994 - seguridad en las máquinas".
- 4) Se recomienda evaluar las alternativas existentes para detectar variaciones en los aspectos físicos de las probetas, sensores de visión por ejemplo, a fin de adaptarlos a la detección de roturas de alambres que vayan apareciendo en los mismos, esto porque el uso de un anillo circundante, propuesto en el presente trabajo (donde el sensor es arrastrado debido al enganche mecánico) solo detectaría la aparición de roturas en la zona superficial del cable es decir en la cresta, siendo limitado su uso si se ensayan cables de tipo compactado donde los alambres rotos no sobresalen lo suficiente para lograr el efecto de enganche.
- 5) El constante desarrollo de los materiales (fibra de carbono, grafeno, Kevlar, Dyneema, etc), por mencionar una variable, abre la posibilidad de fabricar cables con nuevas prestaciones a ser evaluadas, contar con una máquina de ensayos como la del presente trabajo será imprescindible. Por otro lado, para garantizar la calidad de cables para grúas cuyos requisitos a tracción están normalizados, un laboratorio certificador en esta industria deberá también contar con un equipo de ensayos a flexión.

ANEXO I

Constantes para calcular la fuerza Donandt

Rope	q_0 mean Donandt force		Donandt force that with a certainty of 95% for at most 1% of the ropes will be smaller		q_1	
	\bar{S}_D		S_{D1}			
	sZ	zZ	sZ	zZ		
FC	6 × 19	0.787	0.824	0.619	0.656	-4.10
	8 × 19	0.796	0.826	0.624	0.654	-4.20
	6 × 36	0.781	0.798	0.608	0.625	-4.20
	8 × 36	0.782	0.782	0.605	0.605	-4.30
WRC	6 × 19	0.809	0.849	0.653	0.693	-3.77
	8 × 19	0.852	0.886	0.686	0.719	-4.02
	6 × 36	0.802	0.821	0.642	0.661	-3.86
	8 × 36	0.835	0.835	0.664	0.664	-4.12
WSC	18 × 7	0.693		0.492		-3.02
	34 × 7	0.715		0.537		-3.34


ANEXO I– Fig. 1 Constantes para calcular la fuerza Donandt

Fuente: Feyrer, p.280

ANEXO II

Selección del terminal para muestras de cable de acero.

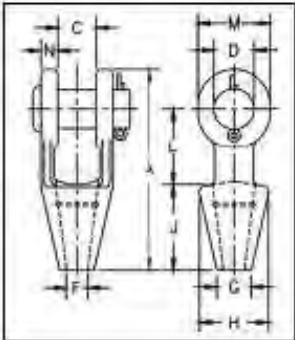
Se selecciona como medio de acople de las muestras los terminales tipo socket G416 para vaciado con resina de la marca CROSBY, esta selección obedece a la simplicidad de su manipulación, eficiencia del 100% MBL del cable y capacidad de ser reutilizados. La medida máxima será la correspondiente al cable de 32mm con resistencia última a la tracción de 136 t.



G-416 / S-416

Open grooved sockets meet the performance requirements of Federal Specification RS-S-556E, Type A, except for those provisions required of the contractor. For additional information, see Crosby General Catalog.

- Forged steel sockets through 1-1/2", cast alloy steel 1-5/8" through 4".
- Spelter socket terminations have an efficiency rating of 100%, based on the catalog strength of wire rope. Ratings are based on recommended use with 6 x 7, 6 x 19, or 6 x 36, IP5 or XIP (EIP), XXIP (EHIP), RRL, FC, or IWRC wire rope. Strand constructed with minimal number of wires (e.g. 1 x 7) requires special consideration that socket basket be five (5) times the strand diameter or fifty (50) times the wire diameter, whichever is the greater.



NOTICE: All cast steel sockets 1-5/8" and larger are magnetic particle inspected and ultrasonic inspected. Proof testing available on special order.
 Drawing illustrates one groove used on sockets 1/4" through 3/4". Sizes 7/8" through 1-1/2" use 2 grooves. Sizes 1-5/8" and larger use 3 grooves.

G-416 / S-416 Open Spelter Sockets

Rope Dia.		Structural Strand Dia.	Ultimate Load (t)	Stock No.		Weight Each (lbs.)	Dimensions (in.)										
				G-416 Galv.	S-416 S.C.		A	C	D	F	G	H	J	L	M	N	
1/4	6.7	—	4.5	1030610	1030628	1.10	4.56	.75	.60	.38	.60	1.58	2.25	1.58	1.31	.36	
3/16-3/8	8-10	—	12	1030637	1030646	1.30	4.84	.81	.81	.50	.81	1.80	2.25	1.75	1.50	.44	
7/16-1/2	11-13	—	20	1030655	1030664	2.25	5.56	1.00	1.00	.56	.64	1.88	2.50	2.00	1.88	.50	
9/16-5/8	14-16	1/2	27	1030673	1030682	3.60	6.75	1.25	1.10	.66	1.13	2.25	3.00	2.50	2.25	.50	
3/4	18	9/16-5/8	43	1030691	1030708	5.83	7.04	1.50	1.38	.81	1.25	2.62	3.50	3.00	2.62	.82	
7/8	20-22	11/16-3/4	55	1030717	1030726	9.65	9.25	1.75	1.63	.94	1.50	3.25	4.00	3.50	3.13	.80	
1	24-28	13/16-7/8	78	1030735	1030744	15.50	10.56	2.00	2.00	1.13	1.75	3.75	4.50	4.00	3.75	.98	
1 1/8	28-30	15/16-1	92	1030753	1030762	21.50	11.81	2.25	2.25	1.25	2.00	4.12	5.00	4.62	4.12	1.00	
1-1/4 - 1-3/8	32-35	1-11/16 - 1-1/8	136	1030771	1030780	31.00	13.19	2.50	2.50	1.50	2.25	4.75	5.50	5.00	4.75	1.13	
1-1/2	38	1-3/16 - 1-1/4	170	1030798	1030806	47.25	15.12	3.00	2.75	1.63	2.75	5.25	6.00	6.00	5.38	1.10	
* 1-5/8	* 40-42	* 1-5/16 - 1-3/8	189	1030915	1030824	55.00	16.25	3.00	3.00	1.75	3.00	5.50	6.50	6.50	5.75	1.31	
* 1-3/4 - 1-7/8	* 44-48	* 1-7/16 - 1-5/8	268	1030833	1030842	82.00	18.25	3.50	3.50	2.00	3.13	6.38	7.50	7.00	6.50	1.56	
* 2 - 2-1/8	* 50-54	* 1-11/16 - 1-3/4	291	1030851	1030860	129.00	21.50	4.00	3.75	2.25	3.75	7.38	8.50	8.00	7.00	1.81	
* 2-1/4 - 2-3/8	* 56-60	* 1-13/16 - 1-7/8	380	1030879	1030888	187.00	23.50	4.50	4.25	2.50	4.00	8.25	9.00	10.00	7.75	2.13	
* 2-1/2 - 2-5/8	* 64-67	* 1-15/16 - 2-1/8	424	1041633	1041642	252.00	25.50	5.00	4.75	2.88	4.50	9.25	9.75	10.75	8.50	2.38	
* 2-3/4 - 2-7/8	* 70-73	* 2-3/16 - 2-7/16	511	1041651	1041660	315.00	27.25	5.25	5.00	3.12	4.88	10.50	11.00	11.00	9.00	2.88	
* 3 - 3-1/8	* 75-80	* 2-1/2 - 2-5/8	563	1041679	1041688	380.00	29.00	5.75	5.25	3.38	5.25	11.12	12.00	11.25	9.50	3.00	
* 3-1/4 - 3-3/8	* 82-86	* 2-3/4 - 2-7/8	722	1041697	1041704	434.00	30.88	6.25	5.50	3.62	5.75	11.88	13.00	11.75	10.00	3.12	
* 3-1/2 - 3-5/8	* 88-92	* 3 - 3-1/8	770	1041713	1041722	583.00	33.25	6.75	6.00	3.88	6.50	12.38	14.00	12.50	10.75	3.25	
* 3-3/4 - 4	* 94-102	—	875	1041731	1041740	783.00	36.25	7.50	7.00	4.25	7.25	13.62	15.00	13.50	12.50	3.50	

ANEXO II - Fig. 1 Características del terminal G416 para el acople de muestras.
 Fuente: Catálogo CROSBY

ANEXO III

DISEÑO-SELECCIÓN DE LA UNIDAD HIDRAÚLICA:

La unidad hidráulica está compuesta básicamente por la bomba hidráulica, el motor, el depósito hidráulico y el sistema de control.

Selección de la bomba Hidráulica:

Empleando la metodología Fluidtek SRL se sabe que el caudal es igual a:

$$Q=v *A$$

Donde:

v: velocidad de salida del vástago.

A=314 cm² (Área del embolo)

Se sabe además, que este caudal debe ser proporcionado por la bomba:

$$Q=Vb *n$$

Donde:

Vb: volumen desplazado por la bomba en cada vuelta

n= 1800 rpm (velocidad angular del motor que acciona la bomba)

Igualando ambas expresiones se tiene:

$$Vb= v *A / n$$

Proponiendo:

$$v=60 \text{ cm/min}$$

La velocidad de la bomba resulta:

$$Vb = 60 * 314/1800 = 10.47 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Del catálogo FLUIDTEK-CASAPPA, se selecciona la bomba PL20.11.2, con desplazamiento volumétrico 11.23 cm³/rev.

GENERAL DATA PUMPS AND MOTORS

Series	Pump type PLP Motor type PLM	Displacement in ³ /rev (cm ³ /rev)	Max. pressure			Max. speed	Min. speed	
			P ₁	P ₂	P ₃			
			psi (bar)			min ⁻¹		
POLARIS 10	PL. 10*1	0.07 (1,07)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650	
	PL. 10*1,5	0.10 (1,6)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650	
	PL. 10*2	0.13 (2,13)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650	
	PL. 10*2,5	0.16 (2,67)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650	
	PL. 10*3,15	0.20 (3,34)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650	
	PL. 10*4	0.26 (4,27)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650	
	PL. 10*5	0.33 (5,34)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650	
	PL. 10*5,8	0.38 (6,20)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650	
	PL. 10*6,3	0.41 (6,67)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650	
	PL. 10*8	0.52 (8,51)	2610 (180)	2900 (200)	3045 (210)	3500	650	
	PL. 10*10	0.65 (10,67)	2030 (140)	2320 (160)	2465 (170)	3500	650	
POLARIS 20	PL. 20*4	0.30 (4,95)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600	
	PL. 20*6,3	0.40 (6,61)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600	
	PL. 20*7,2	0,44 (7,29)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600	
	PL. 20*8	0.50 (8,26)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600	
	PL. 20*9	0.56 (9,17)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600	
	PL. 20*10,5	0.66 (10,9)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600	
	PL. 20*11,2	0.69 (11,23)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600	
	PL. 20*14	0.89 (14,53)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	500	
	PL. 20*16	1.03 (16,85)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3000	500	
	PL. 20*19	1.16 (19,09)	2900 (200)	3190 (220)	3480 (240)	3000	500	
	PL. 20*20	1.29 (21,14)	2900 (200)	3190 (220)	3480 (240)	3000	500	
	PL. 20*24,5	1.52 (24,84)	2465 (170)	2755 (190)	3045 (210)	2500	500	
	PL. 20*25	1.61 (26,42)	2465 (170)	2755 (190)	3045 (210)	2500	500	
	PL. 20*27,8	1.72 (28,21)	1885 (130)	2175 (150)	2465 (170)	2000	500	
	PL. 20*31,5	2.01 (33,03)	1885 (130)	2175 (150)	2465 (170)	2000	500	
		PL. 30*22	1.34 (21,99)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	3000	350
		PL. 30*27	1.63 (26,70)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	3000	350

ANEXO III – Fig. 1 Dato general Bomba-Motor.

Fuente: Selección de cilindros y bombas hidráulicas FLUIDTEK –PUCP - ppt .p.06

Selección del Motor

Se sabe que:

$$\text{Potencia} = \text{Fuerza} * \text{Velocidad}$$

$$\text{Fuerza} = \text{presión} * \text{Area}$$

$$\text{Caudal} = \text{Area} * \text{velocidad}$$

Luego:

$$\text{Potencia} = \text{presión} * \text{Area} * \text{Velocidad}$$

$$P=p*Q$$

Donde:

P =Potencia (kW); p =presión (bar); Q =Caudal (L/min)/600

Reemplazando:

$$Q= V_b * n = 10.47 \text{ cm}^3/\text{rev} * 1800 \text{ rpm} * \text{Litro}/1000\text{cm}^3 = 18.85 \text{ L/min}$$

$$p=250 \text{ bar}$$

$$P= 250 * 18.85/600 = 7.83 \text{ kW (10.5 HP)}$$

Considerando una eficiencia de 70%, la potencia requerida para el motor es

$$P=15 \text{ HP}$$

Volumen de Tanque

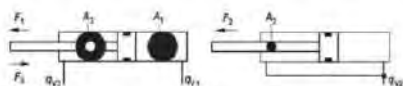
$$V_t = \text{Caudal} * \text{tiempo} = Q * t = 18.85 \text{ L/min} * 5 \text{ min} = 95 \text{ L}$$

Características del cilindro hidráulico

Se ha seleccionado el cilindro hidráulico con embolo \varnothing 200 mm con vástago de \varnothing 140 mm. Modelo CDT3 – ME6, el cual trabajando a compresión alcanza 659.7kN (67306 kgf). Las dimensiones para el montaje del cilindro se muestran en las figuras 2 a 4 del ANEXO III.

Areas, forces, flow: Series CDT3 (for operating pressure up to 210 bar)

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm		Area ratio φ A_1/A_3	Areas			Force ¹⁾						Flow at 0,1 m/s ²⁾			Max. avail- able stroke length (mm)
	160 bar	210 bar		Piston A_1 cm ²	Rod A_2 cm ²	Ring A_3 cm ²	Pressure F_1 kN		Diff. F_2 kN		Pulling F_3 kN		Off q_{v1} l/min	Diff. q_{v2} l/min	On q_{v3} l/min	
							160 bar	210 bar	160 bar	210 bar	160 bar	210 bar				
160	70	-	1.25	201.06	38.48	162.58	321.70	- ⁴⁾	61.57	80.81	260.13	- ⁴⁾	120.6	23.10	97.50	2600
	110	110 ⁴⁾	1.90	95.03	95.03	106.03	152.05	199.56	169.65	- ⁴⁾	57.00	63.60				
200	90	-	1.25	314.16	63.62	250.54	502.66	- ⁴⁾	101.79	133.60	400.86	- ⁴⁾	188.5	38.20	150.30	2700
	140	140 ⁴⁾	1.96	153.94	160.22		246.30	323.27	256.35	- ⁴⁾	92.40	96.10				



¹⁾ Theoretical static cylinder force (without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts like e.g. tilt heads, plates or valves, etc.)

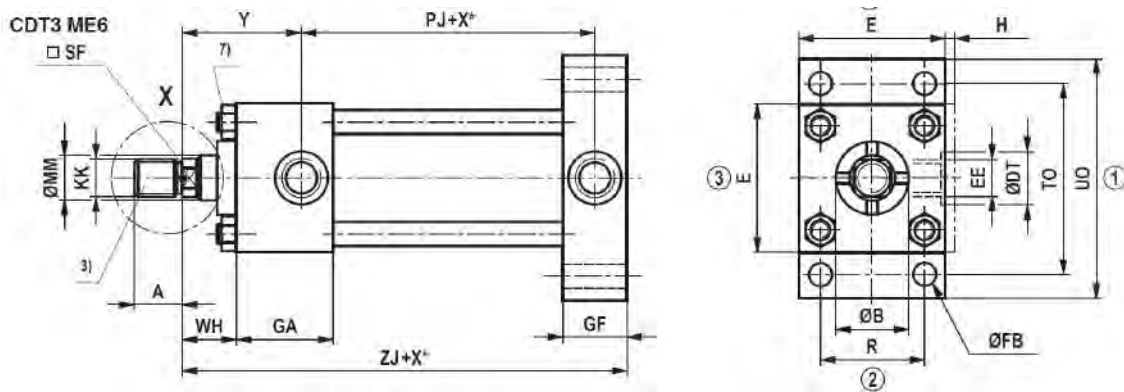
²⁾ Stroke velocity

³⁾ Piston rod Ø not standardized

⁴⁾ With operating pressures up to 210 bar only on request

ANEXO III – Fig. 2 Fuerza de empuje del cilindro hidráulico seleccionado.

Fuente: Catálogo BOSCH REXROTH CORP 17049 - 2013.p.5



ANEXO III – Fig. 3 Esquema de las dimensiones del cilindro hidráulico.
 Fuente: Catálogo BOSCH REXROTH CORP.17049 - 2013.p.10

Dimensions: ME5, ME6 (dimensions in mm)

ØAL	ØMM	DIN / ISO ¹⁾ (for operating pressure up to 160 bar)					ISO ²⁾ (for operating pressure up to 210 bar)					ØB f9	ØRD f8
		KK ¹⁾	A ¹⁾ max	ØC	SF	WL	KK ²⁾	A ²⁾ max	ØC	SF	WL		
25	12	M10x1.25	14	11	10	5	-	-	-	-	-	24	38
	18	M10x1.25	14	16.5	14	5	M14x1.5	18	16.5	14	5	30	38
32	14	M12x1.25	16	13	12	5	-	-	-	-	-	26	42
	22	M12x1.25	16	20.5	18	5	M16x1.5	22	20.5	18	5	34	42
40	18	M14x1.5	18	16.5	14	5	-	-	-	-	-	30	62
	22 ¹²⁾	M14x1.5	18	20.5	18	5	M16x1.5	22	20.5	18	5	34	62
	28	M14x1.5	18	26	22	7	M20x1.5	28	26	22	7	42	62
50	22	M16x1.5	22	20.5	18	5	-	-	-	-	-	34	74
	28 ¹²⁾	M16x1.5	22	26	22	7	M20x1.5	28	26	22	7	42	74
	36	M16x1.5	22	34	30	8	M27x2	36	34	30	8	50	74
63	28	M20x1.5	28	26	22	7	-	-	-	-	-	42	75
	36 ¹²⁾	M20x1.5	28	34	30	8	M27x2	36	34	30	8	50	88
	45	M20x1.5	28	43	36	10	M33x2	45	43	36	10	60	88
80	36	M27x2	36	34	30	8	-	-	-	-	-	50	82
	45 ¹²⁾	M27x2	36	43	36	10	M33x2	45	43	36	10	60	105
	56	M27x2	36	54	46	10	M42x2	56	54	46	10	72	105
100	45	M33x2	45	43	36	10	-	-	-	-	-	60	92
	56 ¹²⁾	M33x2	45	54	46	10	M42x2	56	54	46	10	72	125
	70	M33x2	45	68	60	15	M48x2	63	68	60	15	88	125
125	56	M42x2	56	53	46	10	-	-	-	-	-	72	105
	70 ¹²⁾	-	-	-	-	-	M48x2 ¹⁴⁾	63	67	60	15	88	150
	90	M42x2	56	86	75	15	M64x3 ¹⁴⁾	85	86	75	15	108	150
160	70	M48x2	63	67	60	15	-	-	-	-	-	88	125
	110	M48x2	63	106	92	18	M80x3 ¹⁴⁾	95	106	92	18	133	170
200	90	M64x3	85	86	75	15	-	-	-	-	-	108	150
	140	M64x3	85	136	125	18	M100x3 ¹⁴⁾	112	136	125	18	163	210

ØAL	E	EE	ØDT	EE	ØDT	GA	H ⁵⁾	J	PJ ¹⁰⁾ ± 1,25	PJ ¹¹⁾ ± 1,25	WF ± 2	WH ± 2	Y ¹⁰⁾ ± 2	Y ¹¹⁾ ± 2
25	40 ± 1,5	G 1/4	25	M14x1,5	21	46,5	5	22,5	53	64,5	25	15	50	38,5
32	45 ± 1,5	G 1/4	25	M14x1,5	21	48	5	25	56	68,5	35	25	60	47,5
40	63 ± 1,5	G 3/8	28	M18x1,5	26	52,5	-	33,5	73	77	35	25	62	58
50	75 ± 1,5	G 1/2	34	M22x1,5	29	57,5	-	33,5	74	78	41	25	67	63
63	90 ± 1,5	G 1/2	34	M22x1,5	29	57,5	-	35,5	80	81	48	32	71	70
80	115 ± 1,5	G 3/4	42	M27x2	34	67	-	41	93	93	51	31	77	77
100	130 ± 2	G 3/4	42	M27x2	34	70	-	43	101	101	57	35	82	82
125	165 ± 2	G 1	47	M33x2	43	73,5	-	51,5	117	117	57	35	86	86
160	205 ± 2	G 1	47	M33x2	43	80,5	-	55,5	130	130	57	32	86	86
200	245 ± 2	G 1 1/4	58	M42x2	52	101	-	76	165	165	57	32	98	98

ØAL = Piston Ø
 ØMM = Piston rod Ø
 X* = Stroke length

5) "H" dimension always in line connection position
 Exception ME5 head and ME6 base
 6) For the position of the line connections and the bleeding

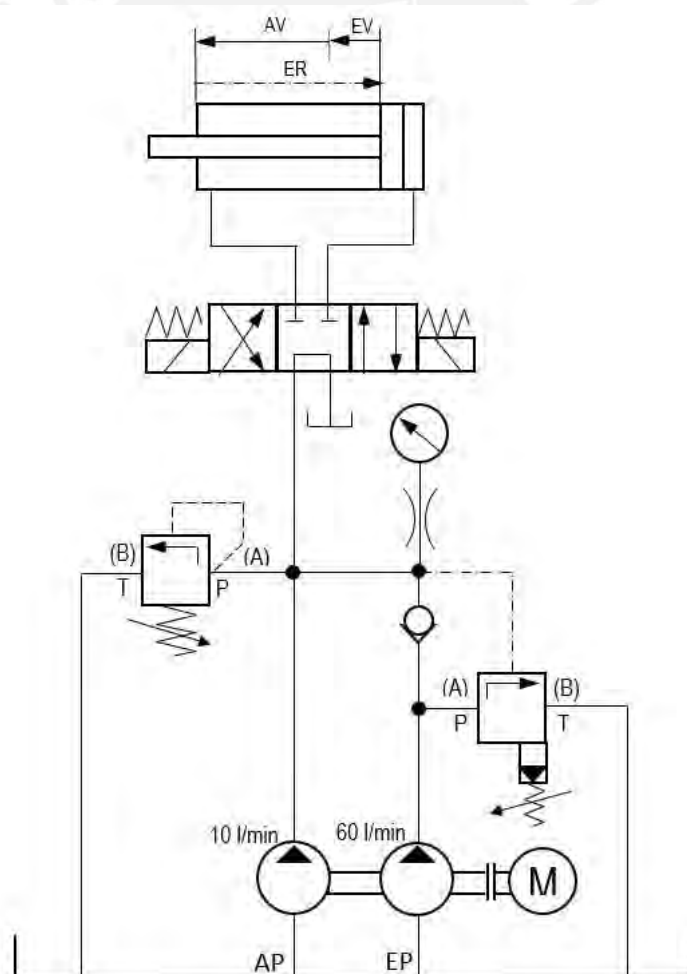
ANEXO III – Fig. 4 Dimensiones del cilindro hidráulico.
 Fuente: Catálogo BOSCH REXROTH CORP. 17049 – 2013 p.11.

ØAL	F max	ØFB H13	GF ⁹⁾	R JS13	TO JS13	UO max	VE max	VL min	ZB max	ZJ ± 1	ZK ± 1	ZM ± 2
25	10	5,5	25	27	51	65	16	3	121	114	138	154
32	10	6,6	26,5	33	58	70	22	3	137	128	151	177
40	10	11	38	41	87	110	22	3	166	153	172	196
50	16	14	38	52	105	130	25	4	176	159	183	207
63	16	14	38	65	117	145	29	4	185	168	190	223
80	20	18	45	83	149	180	29	4	212	190	216	246
100	22	18	45	97	162	200	32	5	225	203	230	265
125	22	22	58	126	208	250	32	5	260	232	254	289
160	25	26	58	155	253	300	32	5	279	245	270	302
200	25	33	76	190	300	360	32	5	336	299	324	356

ANEXO III – Fig. 5 Dimensiones de montaje ME6 del cilindro hidráulico.

Fuente: Catálogo BOSCH REXROTH CORP. 17049 – 2013 p.10.

Esquema Hidráulico:



ANEXO III – Fig. 6 Esquema Hidráulico

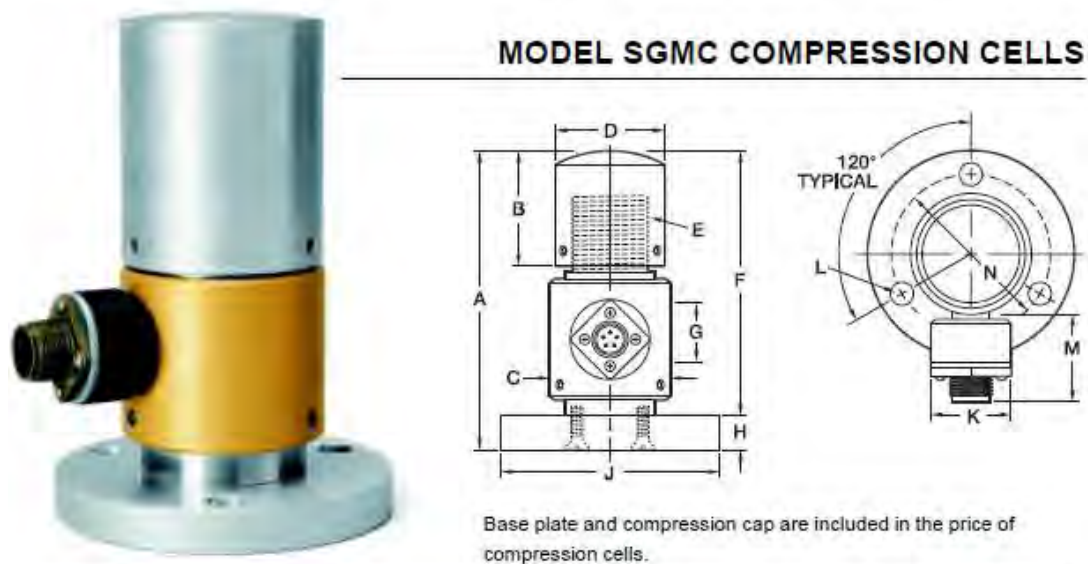
Fuente: Curso de Hidráulica y automatización – Ing. B. Barriga - FLUIDTEK

ANEXO IV

Características dimensionales de la celda de carga

La celda de carga seleccionada corresponde al modelo SGMC , celda de compresión marca DILLON de 100000 lbf (Capacidad máxima según se consultó con el fabricante), lo cual limitaría el ensayo a 25% MBL solo para el caso de cables de 32 mm.

En la figura 1 del anexo IV se muestran los detalles dimensionales para el montaje.



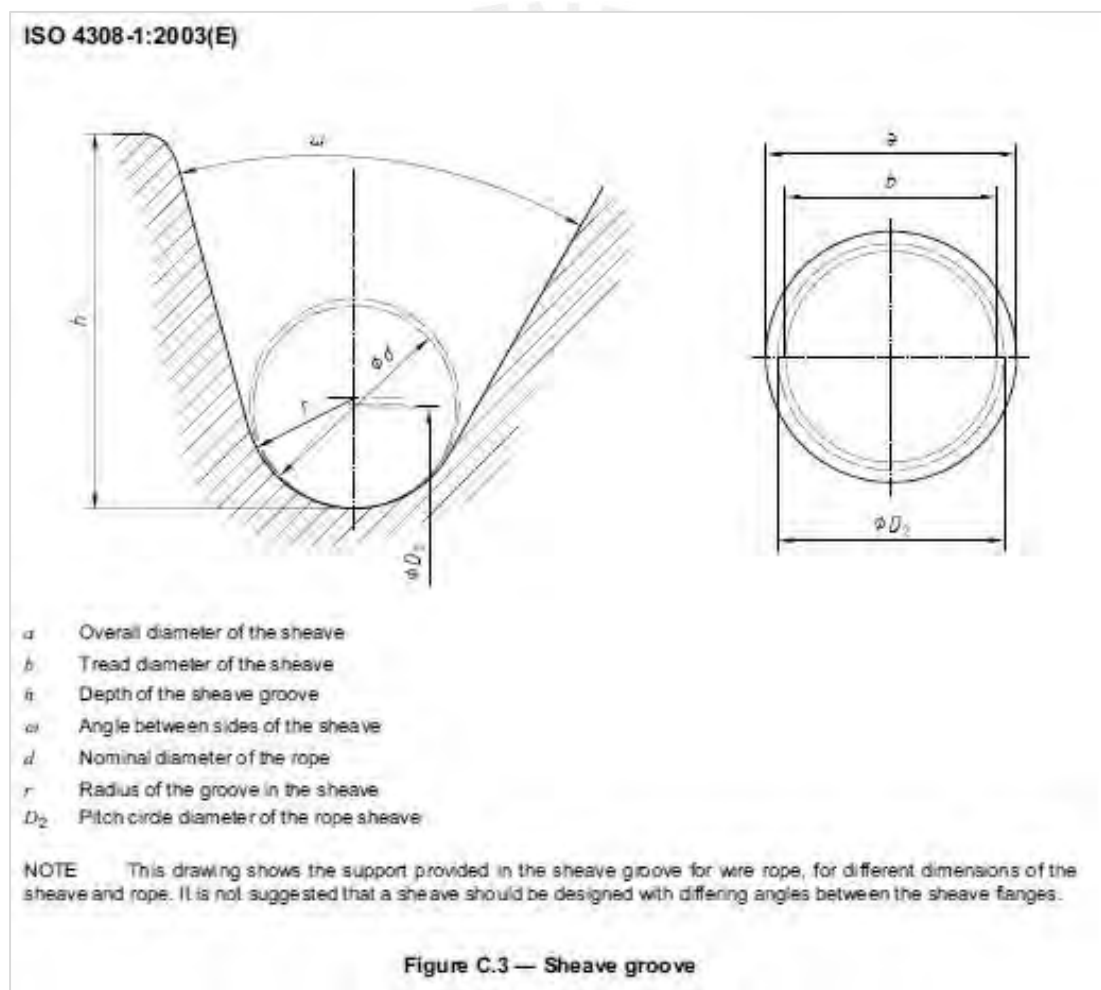
Capacity	Part No.	A in (cm)	B in (cm)	C in (cm)	D in (cm)	E in (cm)	F in (cm)	G in (cm)	H in (cm)	J in (cm)	K in (cm)	L in (cm)	M in (cm)	N in (cm)	Approx. Net Wt. lb (kg)
2000 lb	31913-0068	4 ²⁹ / ₃₂ (12.46)	1 ²⁷ / ₃₂ (4.52)	1 ²⁹ / ₃₂ (5.00)	1 ⁹ / ₁₆ (4.13)	1 ³ / ₁₆ -12	4 ³ / ₈ (11.11)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹ / ₂ (1.27)	3 ⁷ / ₈ (9.84)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹⁰ / ₃₂ (1.03)	1 ³ / ₄ (4.45)	3 ¹ / ₁₆ (7.78)	3.5 (1.59)
5000 lb	31913-0159	4 ²⁹ / ₃₂ (12.46)	1 ²⁷ / ₃₂ (4.52)	1 ²⁹ / ₃₂ (5.00)	1 ⁹ / ₁₆ (4.13)	1 ³ / ₁₆ -12	4 ³ / ₈ (11.11)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹ / ₂ (1.27)	3 ⁷ / ₈ (9.84)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹⁰ / ₃₂ (1.03)	1 ³ / ₄ (4.45)	3 ¹ / ₁₆ (7.78)	3.5 (1.59)
10000 lb	31914-0034	4 ²⁹ / ₃₂ (12.46)	1 ²⁷ / ₃₂ (4.52)	1 ²⁹ / ₃₂ (5.00)	1 ⁹ / ₁₆ (4.13)	1 ³ / ₁₆ -12	4 ³ / ₈ (11.11)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹ / ₂ (1.27)	3 ⁷ / ₈ (9.84)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹⁰ / ₃₂ (1.03)	1 ³ / ₄ (4.45)	3 ¹ / ₁₆ (7.78)	3.5 (1.59)
20000 lb	31915-0041	5 ⁷ / ₈ (14.92)	2 ¹ / ₂ (6.35)	2 ⁷ / ₃₂ (5.64)	1 ²⁹ / ₃₂ (5.00)	1 ³ / ₁₆ -12	5 ¹ / ₄ (13.34)	1 ¹ / ₂ (3.81)	5 ¹ / ₈ (1.59)	4 (10.16)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹⁰ / ₃₂ (1.03)	1 ³ / ₄ (4.45)	3 ¹ / ₈ (7.94)	5.5 (2.50)
50000 lb	31916-0032	7 ⁷ / ₈ (18.73)	3 ⁵ / ₈ (9.21)	3 (7.62)	2 ¹⁵ / ₁₆ (7.46)	2 ¹ / ₄ -12	6 ³ / ₄ (17.15)	1 ¹ / ₂ (3.81)	5 ¹ / ₈ (1.59)	5 (12.70)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹⁷ / ₃₂ (1.35)	1 ³ / ₄ (4.45)	4 (10.16)	12.0 (5.45)
100000 lb	31916-0081	7 ⁷ / ₈ (18.73)	3 ⁵ / ₈ (9.21)	3 (7.62)	2 ¹⁵ / ₁₆ (7.46)	2 ¹ / ₄ -12	6 ³ / ₄ (17.15)	1 ¹ / ₂ (3.81)	5 ¹ / ₈ (1.59)	5 (12.70)	1 ¹ / ₂ (3.81)	1 ¹⁷ / ₃₂ (1.35)	1 ³ / ₄ (4.45)	4 (10.16)	15.0 (6.81)

ANEXO IV – Fig. 1 Dimensiones y capacidad de la celda de carga seleccionada.
Fuente: Catálogo DILLON. Bulletin #500.7

ANEXO VI

Geometría de la canaleta de las poleas para cables de acero.

La norma ISO 4309 – 1:2003, establece las pautas geométricas que deben procurarse en el diseño de las poleas. Se muestra el radio mínimo y máximo de las canaletas (r), el ángulo entre pestañas (ω) y diámetro de rodadura de las poleas (b)



ANEXO VI – Fig. 1 Referencia geométrica para el diseño de las poleas.

Fuente: ISO 4309 – 1:2003

ANEXO VII

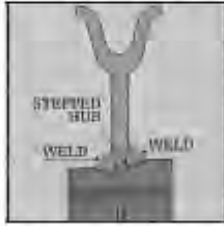
Características de las poleas forjadas

Las poleas que se emplearán en los ensayos serán del tipo forjado por rodillos con posterior tratamiento térmico-químico para obtener dureza superficial de HRc 50 en la canaleta donde se apoyará el cable de acero. Las características dimensionales y técnicas para las poleas definidas en el presente proyecto serán enviadas a la fábrica de poleas McKissick USA, para asegurar la manufactura personalizada.

Poleas McKissick® forjadas roladas

El diseño de centro escalonado es mejor.

La polea McKissick tiene el centro escalonado para eliminar fallas por tensión en la soldadura, algo común en los diseños tradicionales. El centro se maneja a presión con un proceso de dirección metal y metal. Eso contribuye a asegurar una alineación precisa con el eje del centro para que no haya bulbo o movimiento de la polea que resaca. La alineación precisa entre el centro y la rueda de la polea prolonga la vida del centro y mantiene la polea funcionando por más tiempo.



Recalcado en dado cerrado y forjado rolado - sin rajar.

El recalcado y la forja rolada forma la ranura y paredes laterales en varios pasos, eliminando la necesidad de rajar y debilitar la ranura. Este proceso de forja sucesivo añade resistencia a la sección crítica de la ranura. Usted puede confiar en que una polea McKissick le dará un máximo rendimiento, porque está forjada para distribuir uniformemente las fuerzas del cable sobre una superficie de carga formada con exactitud. Además, la uniformidad de las ranuras forjadas roladas prolonga la vida útil del cable.

Completa gama de poleas de tamaño estándar.

Las poleas McKissick forjadas están disponibles en una completa gama de tamaños entre 12 y 72 pulgadas, en estilos y a precios que se ajustan mejor a sus aplicaciones. Crosby también fabrica poleas McKissick especiales para el cliente y puede hacer modificaciones menores a las poleas estándar de acuerdo a la necesidad de aplicaciones especiales.




Acero sólido - sin fundiciones.

Cada polea McKissick comienza como una sola placa sólida de acero al carbono. Se corta con flama, para que no haya defectos inherentes en el plato o la corona, como los hay en las poleas fundidas. Además, hay mejor balanceo y una mejor distribución de las fuerzas con una polea McKissick forjada rolada. Las fundidas pueden causar variaciones en la pared de la ranura, demasiado gruesa o demasiado delgada, provocando serios problemas de desgaste y fallas prematuras.

Ranura Templada a flama

La técnica de endurecimiento de Crosby es una ciencia. Proporciona una máxima dureza máxima resistente al desgaste en toda el área de contacto del cable. La ranura de la polea McKissick es endurecida con Templado a flama a un mínimo de 35 en la prueba de dureza Rockwell C, para un área de contacto del cable de 140". El espacio de acero sólido proporciona la superficie ideal para un endurecimiento con flama y un ajuste de tolerancia más exacto para el cable para reducir la fricción y el desgaste.



Selección del cojinete que coincida con el requerimiento de su trabajo.

La polea McKissick forjada rolada está a su disposición en las siguientes configuraciones:

- Soje simple
- Con brzo de hierro
- Con cojinete de rodillos
- Con cojinete de rodillos cónicos
- Lubricada a través del centro
- Indentada
- Con tornillos de sujeción

ANEXO VII – Fig. 1 Características de las poleas forjadas por rodillos.
Fuente. Catálogo CROSBY

ANEXO VIII

Cálculo de los factores que afectan la resistencia a la fatiga: eje motriz.

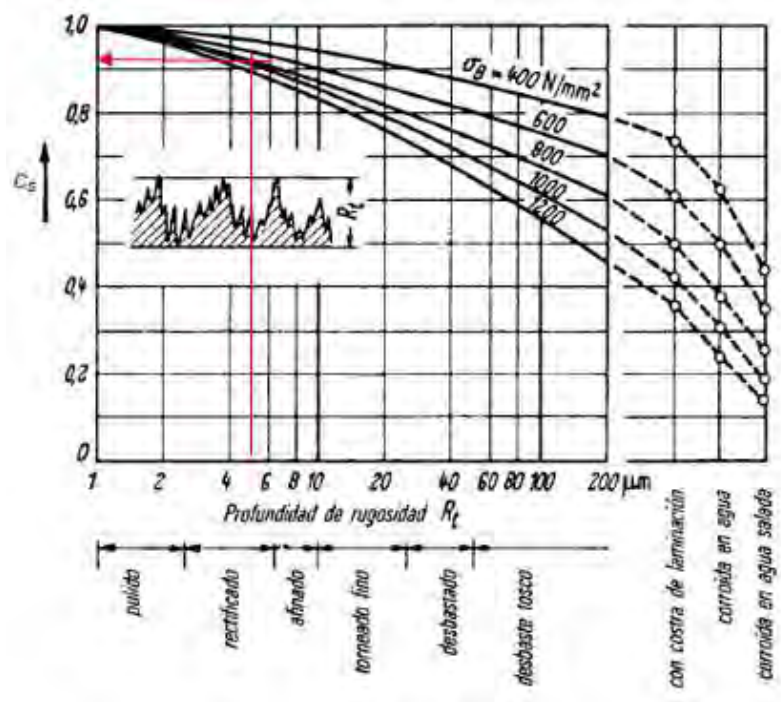
A) Determinación del Coeficiente de superficie (Cs).

A partir de los datos:

- a) $\sigma_B = 81.6 \text{ kg/mm}^2$ Esfuerzo máximo a tracción del acero 42CrMo4.
 b) $R_t = 5$ Acabado superficial (rugosidad del eje rectificado).

Se ubica en la fig. 1 , Anexo VI, el valor de Cs:

Cs = 0.92



ANEXO VIII – Fig. 1 Coeficientes de superficie (Cs).
 Fuente: Copias del curso Fatiga PUCP, Prof. Rodríguez, p.29

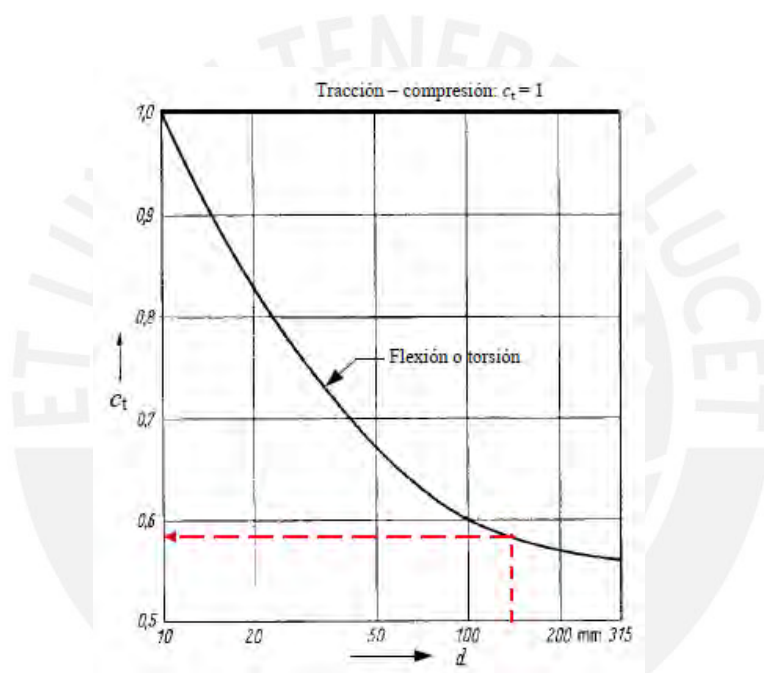
A) Determinación del coeficiente de Tamaño (C_t).

a) Con el diámetro del eje (d) propuesto :

$$d = 150 \text{ mm}$$

b) El coeficiente (C_t) resulta:

$$C_t = 0.58$$



ANEXO VIII – Fig. 2 Coeficientes de tamaño (C_t).
Fuente: Copias del curso Fatiga PUCP, Prof. Rodríguez, p.29

B) Determinación del coeficiente de temperatura (C_{temp}):

- El eje trabajará a temperatura ambiente , es decir $T = 25^\circ$
- Por lo que a partir de la tabla ABC: $C_{temp} = 1$

T (°C)	c_{temp}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

ANEXO VIII – Tabla 1 Coeficientes de temperatura (C_{temp}).
Fuente: Copias del curso Fatiga PUCP, Prof. Rodríguez, p.31

C) Determinación del coeficiente de carga (C_{carg}):

El eje motriz esta solicitado a flexión y torsión por lo que a partir de la tabla 2

$$C_{carg} = 1$$

Tipo de carga	c_{carg}
Flexión	1,0
Axial	0,85
Torsión	1,00

ANEXO VIII – Tabla 2 Coeficientes de carga (C_{carg}).
Fuente: Copias del curso Fatiga PUCP,
Prof. Rodríguez, p.31

D) Determinación del coeficiente de confiabilidad (C_c):

Considerando un 50% de confiabilidad de que el acero seleccionado como material para el eje presente una resistencia menor a la especificada el coeficiente resulta: $C_c = 1$

Tabla 3.6 Factor de confiabilidad c_c

Confiabilidad R	c_c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

ANEXO VIII – Tabla 3 Coeficientes de confiabilidad (C_c).
Fuente: Copias del curso Fatiga PUCP, Prof. Rodríguez, p.31

E) Determinación del Factor efectivo de concentración de esfuerzos (β):

a) Considerando los datos técnicos del material 42 CrMo4 (Ver ANEXO IX):

	N/mm ²	Kg/mm ²	
σ_B	800	81.6	Esfuerzo máximo a tracción.
σ_{ALT}	450	45.9	Esfuerzo pulsante a flexión.
σ_F	530	54.1	Esfuerzo de fluencia.

b) Para la geometría propuesta:

Como el eje estará acoplado a los soportes SKF, serie SNL (Ver ANEXO X) mediante manguitos de fijación se propone la geometría:



ANEXO VIII – Fig. 3 DCL del eje motriz

De la figura 3, ANEXO VIII: $D_s=170$ mm; $D_i=150$ mm y $r=4$ mm

Luego:

$$D_s/D_i = 170/150 = 1.13 \quad (VI.1)$$

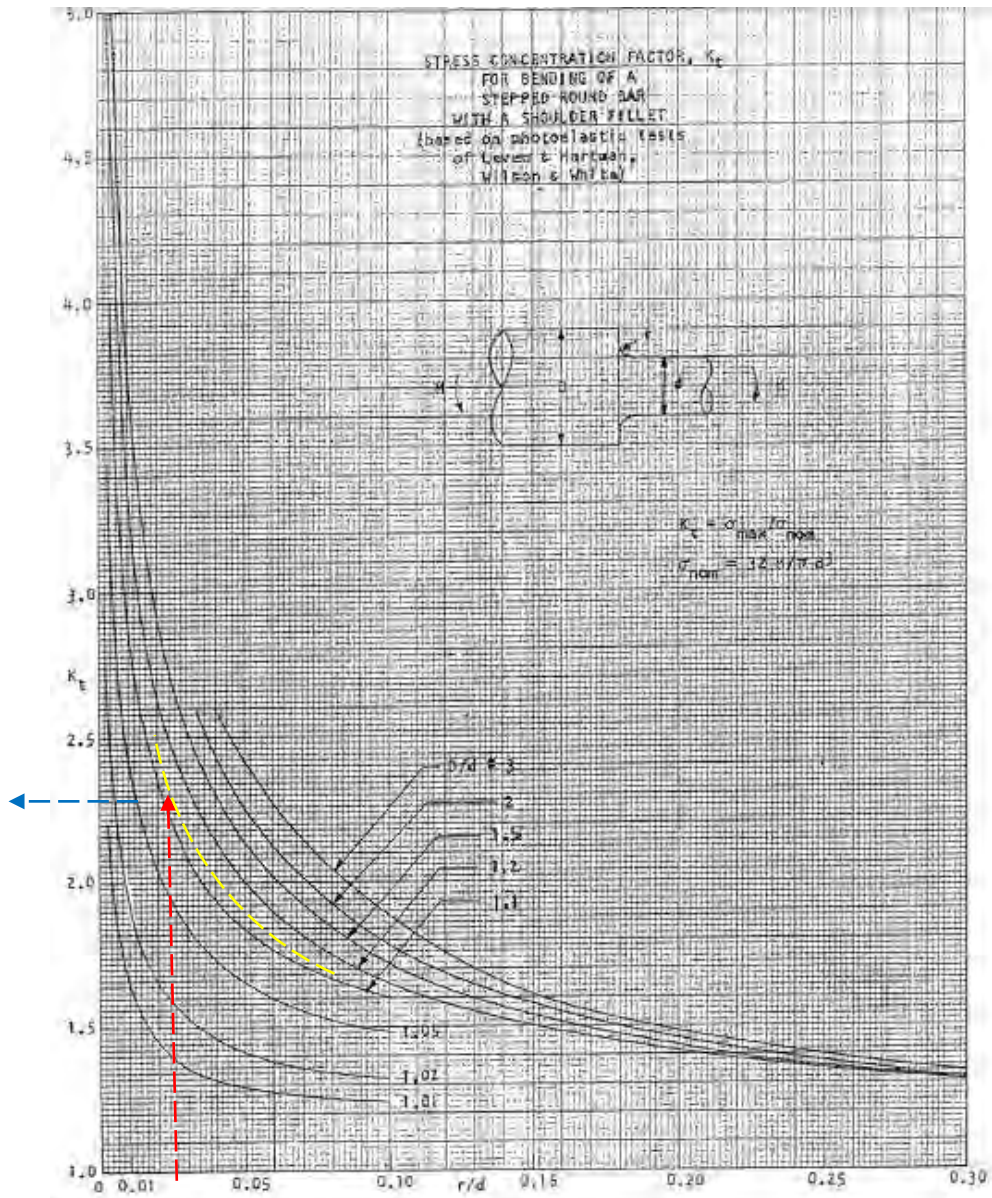
$$r/D_i = 4/150 = 0.025 \quad (VI.2)$$

Con estos valores ingresamos al gráfico del ANEXO VIII– Fig. 4, de donde se obtiene:

$$K_t = 2.25$$

El factor de sensibilidad a la entalla se calcula con:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{4} \left(1 - \frac{54.1}{81.6}\right)^3} \rightarrow \eta = 0.929 \quad (\text{VI.3})$$



ANEXO VIII– Fig. 4 Gráfico para determinar la sensibilidad a la entalla (K_t)
Fuente: Copias del curso Fatiga PUCP, Prof. Rodríguez, p.31

Luego con K_t y η calculamos el factor efectivo de concentración de esfuerzos (β):

$$\beta = 1 + n(K_t - 1) = 1 + 0.929(2.25 - 1) = 2.16 \quad (\text{VI.4})$$

$$\beta = 2.16$$

ANEXO IX

Propiedades mecánicas del material seleccionado para el eje motriz.

Material	σ_{F}		HB	tracc.-comp.		flexión		torsión		E	G	Propiedades y ejemplos de aplicación
	σ_{th}	σ_{c} τ_{cp}		σ_{Fu}	σ_{Al}	σ_{Fu}	σ_{Al}	τ_{Fu}	τ_{Al}			
(Continuación de aceros bonificables según DIN 17 200)												
C60 a Ck60	750 450 900	600 260	hasta 2430	450	340	600	400	260	200	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Acero tenaz-duro para tornillos sin fin y ruedas dentadas. (AISI/SAE: 1060)
24CrMo4 a 800	650 450 260	600 260	hasta 2170	450	320	600	350	260	200	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Material para tornillos y tuercas sometidas a temperaturas altas.
30Mn5 a 40Mn4	800 450 260	630 260	hasta 2170	450	320	600	350	260	200	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Piezas bajo cargas variables altas, p.e. husillos guía, ejes cigüeñales y muñones de eje de alta calidad. (AISI/SAE: 1330 y 1039 respectivamente)
37MnSi5 a 37MnSi3	900 550 1050	770 320	hasta 2170	550	360	680	400	320	230	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Muy adecuado para piezas cargadas principalmente a flexión, p.e. bielas de motores y bielas en general.
41Cr4 a 34Cr4	950 550 1100	800 320	hasta 2170	550	360	690	400	320	230	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Ruedas dentadas cilíndricas y cónicas sometidas a cargas altas. (AISI/SAE: 5140 y 5132 respectivamente)
42CrMo4 a 1200	1000 700 400	1000	hasta 2170	700	400	770	450	400	260	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Muy adecuado para piezas grandes forjadas. (AISI/SAE: 4140)
34CrNiMo6 a 1200	1000 800 460	1100	hasta 2350	780	450	880	500	460	290	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Para piezas con alta tenacidad para mecanismos de accionamiento o propulsión bajo cargas altas. (AISI/SAE: 4340)
50CrMo4 a 1300	1100 800 470	1100	hasta 2350	790	450	850	500	470	290	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Como materiales de gran resistencia, dureza superficial, y resistencia al desgaste para gusanos de transporte y rotores de turbinas, p.e. (AISI/SAE: 4150)
30CrNiMo8 a 1450	1250 900 500	1260	hasta 2480	850	500	960	550	500	320	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	
3. Aceros cementables (aleados y no aleados) según DIN 17 210												
C10 a Ck10	420 250 520	350	hasta 1300	250	190	350	220	150	130	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Elementos de máquinas sometidos a cargas bajas. (AISI/SAE: 1010)
C15 a Ck15	500 300 620	420	hasta 1400	300	230	420	250	180	150	$2,1 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	Pernos y clavijas o pasadores de mediana resistencia así como palancas y ruedas grandes. (AISI/SAE: 1015)

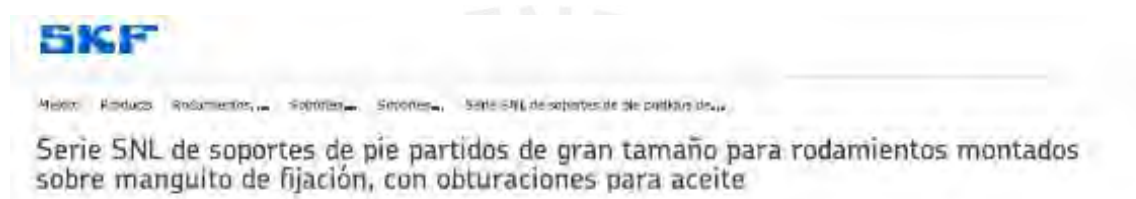
ANEXO IX – Tabla 1 Propiedades mecánicas del material seleccionado para el eje.

Fuente: Copias del curso Fatiga PUCP, Prof. Rodríguez, p.2

ANEXO X

Selección del soporte o chumacera del eje motriz

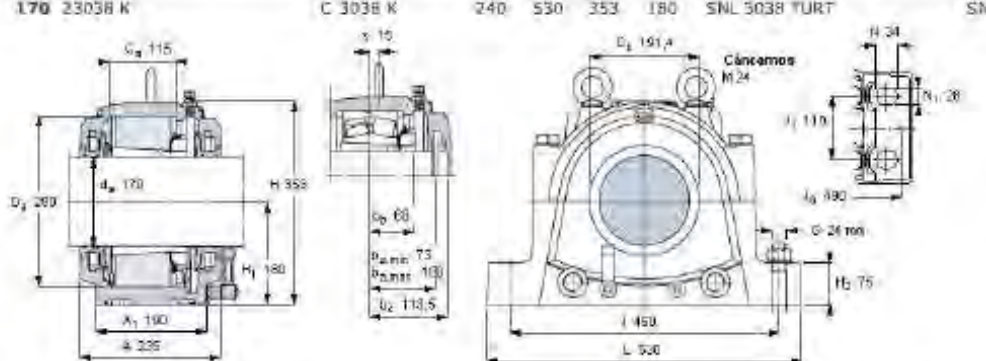
El soporte del eje o chumacera fue seleccionado a partir del diámetro del eje y la resistencia que este debe soportar. Con el valor del eje escalonado de 170 mm de diámetro y la reacción $R_{2y} = -9707 \text{ kgf}$, se selecciona la chumacera SKF serie SNL 23038 K. El factor de seguridad calculado es de 10 (con la carga de rotura $P_{180^\circ} = 950 \text{ kN}$). Debido al material de manufactura de la chumacera, SKF recomienda un factor de seguridad mínimo= 6.



Modelo: Roducos, Rodamientos, Soportes, Serenos, Serie SNL de soportes de pie partidos de gran tamaño

Serie SNL de soportes de pie partidos de gran tamaño para rodamientos montados sobre manguito de fijación, con obturaciones para aceite

Eje	Rodamientos adecuados (referencia básica)	Soporte	Dimensiones principales	Referencias
d_a	Rodamiento de rodillos a rótula	Rodamiento CARE	A L H H ₁	Soporte completo con obturaciones para Rodamiento de rodillos a rótula Rodamiento CARE
mm	170 23038 K	C 3038 K	240 530 353 180	SNL 3038 TURT SNL 3038 TURA



Designaciones del modelo
Soporte con dos obturaciones para rodamiento de rodillos a rótula para rodamiento CARE: SNL 3038 TURT, SNL 3038 TURA
Soporte con una obturación y una tapa lateral para rodamiento de rodillos a rótula para rodamiento CARE: SNL 3038 ATURT, SNL 3038 ATURA

Rodamientos y accesorios SKF adecuados
Rodamiento: 23038 CCKMYSL, C 3038 IC
Manguito de fijación: H 3038, H 3038 R
Arillos de fijación: 4 FRD 10 (230), 4 FRD 10 (230)
Obturación de resaca: TSD 3038 U
Tapa lateral de resaca: ET S 38 R


Fornillos de la tapa
 Tamaño (mm): M 24 x 30
 Par de apriete (recomendado) (Nm): 350
 Coraje (máx.) de montaje (kN): F_{120°} = 750, F_{150°} = 440, F_{180°} = 390

Fornillos de fijación adecuados
 Tamaño (mm): 24
 Torsión (pulg.): 7.8
 Par de apriete (recomendado) (Nm): 665

Dimensiones de las fijas
 Diámetro (máx.): 20
 Distancia central (j₂): 450

Cargas de rotura, abastecimiento (kN)
 P_{0°} = 1900, P_{90°} = 2400, P_{120°} = 1150, P_{150°} = 850, P_{180°} = 750, P_{180°} = 650, P₀ = 620

El límite para P₀ solo debe tenerse cuando el soporte no está apoyado apoyado totalmente sobre su base.



ANEXO X – Fig. 1. Características del soporte del eje motriz
 Fuente: Catálogo SKF

ANEXO XII

Dimensiones de Roscas Métricas UNE 17704

Según 3.128, el área resistente mínima debe ser 981mm², por lo que se selecciona la rosca métrica M42 x 4.5 cuya área resistente es 1121 mm²

TABLE 18-5 Metric thread dimensions

Basic major diameter (mm)	Coarse threads		Fine threads	
	Pitch (mm)	Tensile stress area (mm ²)	Pitch (mm)	Tensile stress area (mm ²)
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1121		
48	5	1473		

ANEXO XII – Tabla 1 Dimensiones de Roscas métricas.

Fuente: Machine elements in Mechanical design, Robert Mott, 4ed, p. 718

ANEXO XIII

Constantes para el cálculo del número de ciclos de flexión

wire rope	b_0 for \bar{N}		b_0 for N_{10}		b_1	b_2	b_4	b_5	
	sZ	zZ	sZ	zZ				N	N_{10}
cross lay 6 × 19 FC	-0.760	-	-1.225	-	0.875	6.480	-1.850		
	-	-0.609	-	-1.019	0.562	6.430	-1.628		
Seale 8 × 19	-1.900	-1.677	-2.166	-1.943	1.280	8.562	-2.625		
Filler 8 × (19+8F) FC	-1.679	-1.456	-1.945	-1.722	1.280	8.562	-2.625		
Warr. 8 × 19	-1.679	-1.456	-1.945	-1.722	1.280	8.562	-2.625		
Warr.Seale 8 × 36	-0.858	0.966	0.592	0.700	0.096	7.078	-1.920	1.2	1.9
Seale 8 × 19	-1.723	-1.663	-2.018	-1.958	1.290	8.149	-2.440		
Filler 8 × (19+6F) IWRC	-1.635	-1.575	-1.930	-1.870	1.290	8.149	-2.440		
Warr. 8 × 19	-1.635	-1.575	-1.930	-1.870	1.290	8.149	-2.440		
Warr.Seale 8 × 36	-1.327	1.381	1.032	1.086	0.029	6.241	-1.613		
spiral round- strand rope	18 × 7	-2.492	-	-2.724	1.566	9.084	-2.811		
	34 × 7	-1.014	-	-1.461	1.351	7.652	-2.485		

ANEXO XIII – Tabla 1 Constantes para el cálculo del número de ciclos de flexión simple. Fuente: [Feyrer, p.274](#)

factor	breaking number		discarding number	
	\bar{N}	N_{10}	N_A	N_{A10}
a_0	9.026	6.680	3.635	2.670
a_1	0.618	0.618	0.671	0.671
a_2	0.424	0.424	0.499	0.499

ANEXO XIII – Tabla 2 Constantes para el cálculo del número de ciclos de flexión completa. Fuente: [Feyrer, p.278](#)

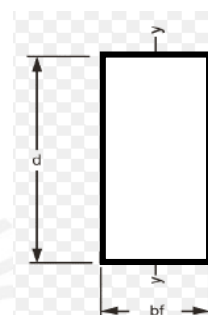
ANEXO XIV

Cálculo de los momentos de Inercia y de masa de los eslabones del sistema reciprocante.

a) Momento de inercia y masa del balancín:

Sean los datos del perfil propuesto:

bf	100 mm	0.100 m	Ancho
d	245 mm	0.245 m	Alto
L	4000 mm	4.00 m	Largo
ρ		7850 kg/m ³	Densidad



ANEXO XIV – Fig. 1.
Perfil del balancín

Masa del balancín:

$$m_b = V_b * \rho = b_f * d * L * \rho = 0.100 * 0.245 * 4.0 * 7850 = 770 \text{ kg} \quad (4.58)$$

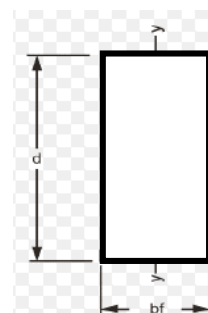
La inercia:

$$I_b = \frac{1}{12} m_b * (L^2 + d^2) = \frac{1}{12} * 770 * (4.00^2 + 0.245^2) = 1030.5 \text{ kg}_m^2 \quad (4.60)$$

b) Momento de inercia y masa del eslabón conector:

Sean los datos del perfil propuesto:

bf	50 mm	0.050 m	Ancho
d	120 mm	0.120 m	Alto
L	2000 mm	2.00 m	Largo
ρ		7850 kg/m ³	Densidad



ANEXO XIV – Fig. 2. Perfil del eslabón conector.

Masa del conector:

$$m_c = V_b * \rho = b_f * d * L * \rho = 0.050 * 0.120 * 2.0 * 7850 = 94.2 \text{ kg} \quad (4.58)$$

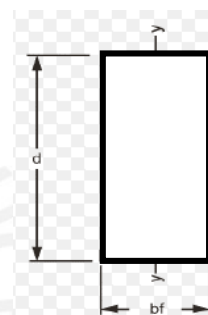
La inercia:

$$I_c = \frac{1}{12} m_b * (L^2 + d^2) = \frac{1}{12} * 94.2 * (2.00^2 + 0.120^2) = 31.51 \text{ kg}_m^2 \quad (4.60)$$

c) Momento de inercia y masa de la manivela:

Sean los datos del perfil propuesto:

b_f	50 mm	0.050 m	Ancho
d	445 mm	0.445 m	Alto
L	2000 mm	2.00 m	Largo
ρ		7850 kg/m ³	Densidad



ANEXO XIV – Fig. 3. Perfil de la manivela.

Masa de la manivela:

$$m_m = V_b * \rho = b_f * d * L * \rho = 0.050 * 0.445 * 2.0 * 7850 = 349.3 \text{ kg} \quad (4.58)$$

La inercia:

$$I_m = \frac{1}{12} m_m * (L^2 + d^2) = \frac{1}{12} * 349.3 * (2.00^2 + 0.445^2) = 122.2 \text{ kg}_m^2 \quad (4.60)$$

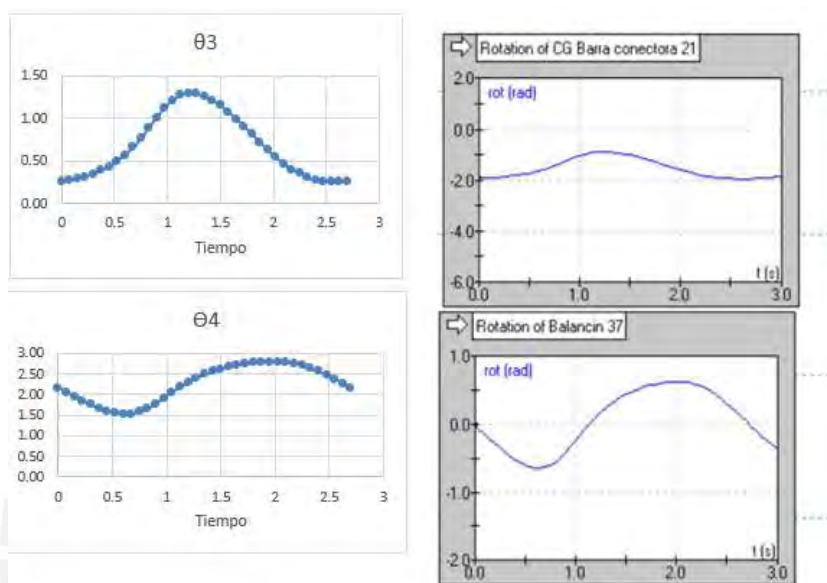
Nota:

Por razones de equilibrio, el CG de la manivela coincidirá con la articulación O_2 del sistema, por lo que el largo efectivo de la manivela será de 1m.

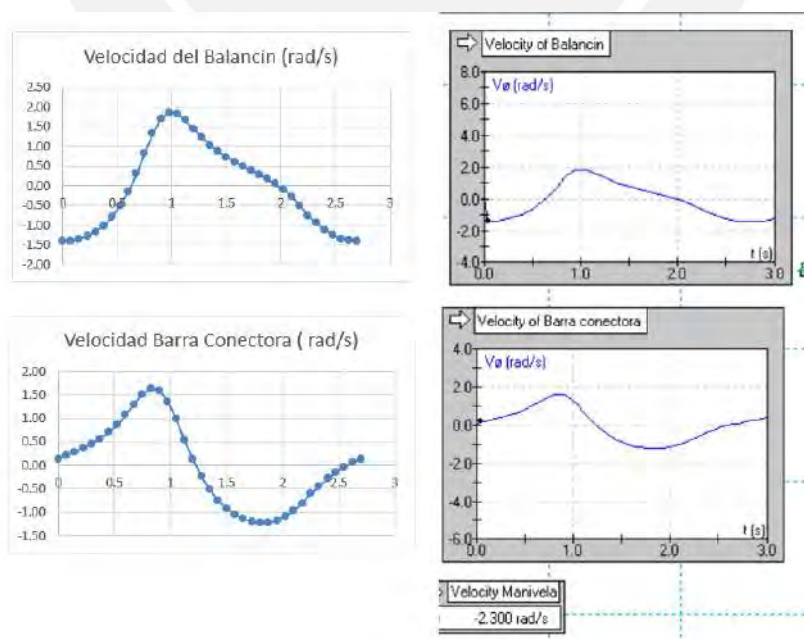
ANEXO XVI

Comparación de resultados gráficos posición, velocidad y aceleración

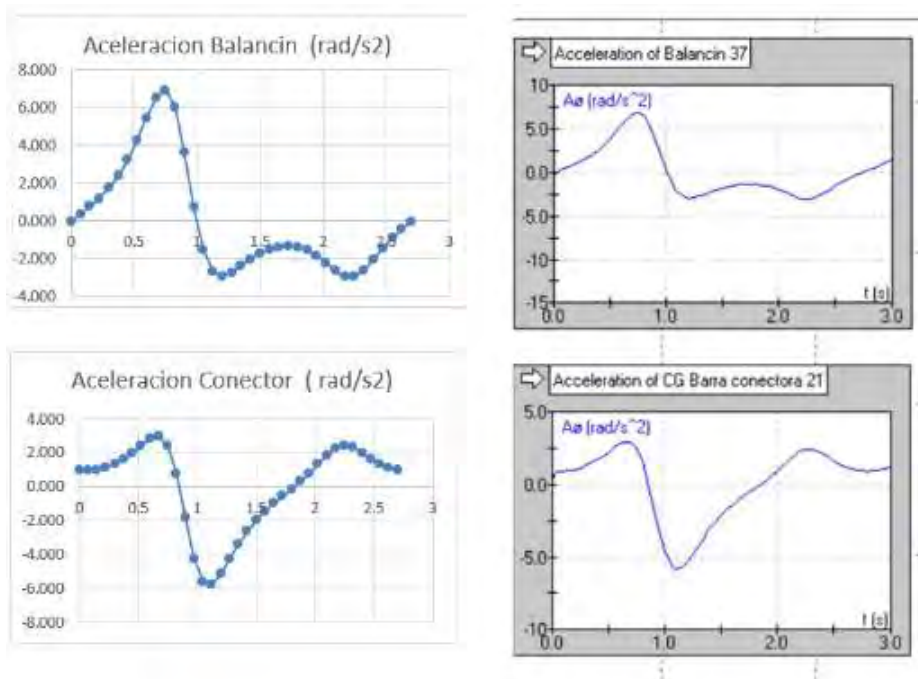
Los datos de posición, velocidad y aceleración para los eslabones, indicados en la tabla 4.10, se graficaron con la herramienta de Excel y luego se compararon con los gráficos mediante Working Model 2D (en color gris) resultando similares.



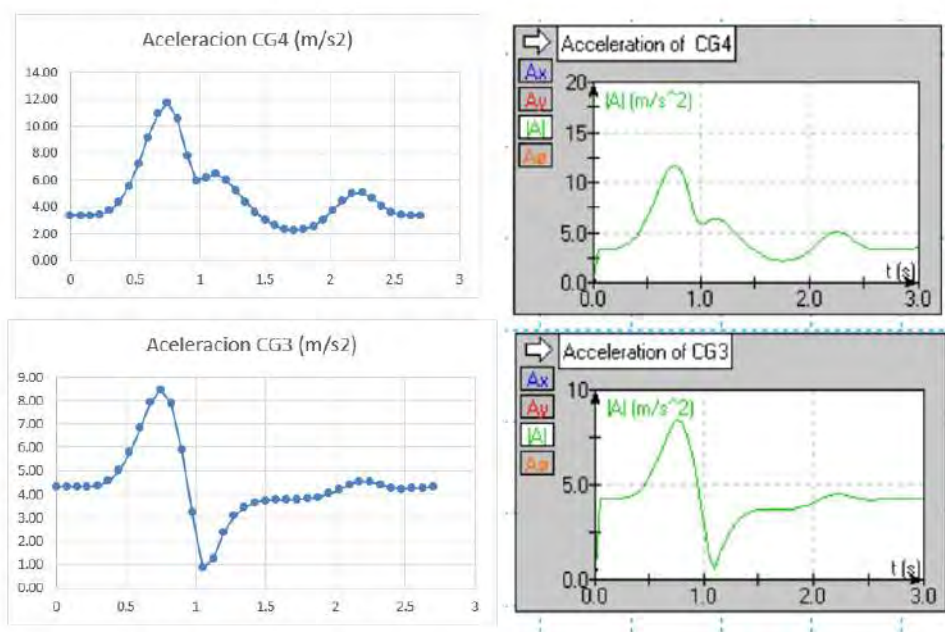
ANEXO XVI Fig. 1 resultados en Excel vs resultados en WModel de la posición de los eslabones 3 y 4



ANEXO XVI Fig. 2 Resultados en Excel vs resultados en WModel de la velocidad de los eslabones 3 y 4



ANEXO XVI Fig. 3. Resultados en Excel vs resultados en WModel de la aceleración de los eslabones 3 y 4



ANEXO XVI Fig. 4. Resultados en Excel vs resultados en WM de la aceleración de los CGs 3 y 4.

ANEXO XVII

El programa Working Model (WM)

Es una herramienta moderna de la ingeniería asistida por computadora (CAE) capaz de simular movimientos de diversos sistemas mecánicos en 2D. Mediante este software es posible la aplicación de las leyes de la mecánica a prototipos virtuales y realizar los ajustes y correctivos antes de la puesta en fabricación de modelos físicos. El entorno WM permite modelar actuadores, motores, resortes, uniones, guías carrileras, entre otros, adicionalmente es posible medir y analizar posiciones, velocidades, aceleraciones, fuerzas entre otros y generar los gráficos correspondientes.

El software que está actualmente desarrollado, respaldado y comercializado por Design Simulation Technologies (DST – USA), permite el análisis dinámico, cinemático y sirve como herramienta clave en el diseño de máquinas y mecanismos.

En el presente trabajo el programa WM fue empleado para simular el comportamiento dinámico y cinemático de los componentes del mecanismo recíprocante de la máquina de ensayos de flexión, y además se empleó para obtención rápida de los resultados de las posiciones, velocidades, aceleraciones, fuerzas y torques. Estos resultados luego fueron validados mediante método analítico matricial empleando hoja de cálculo Excel.

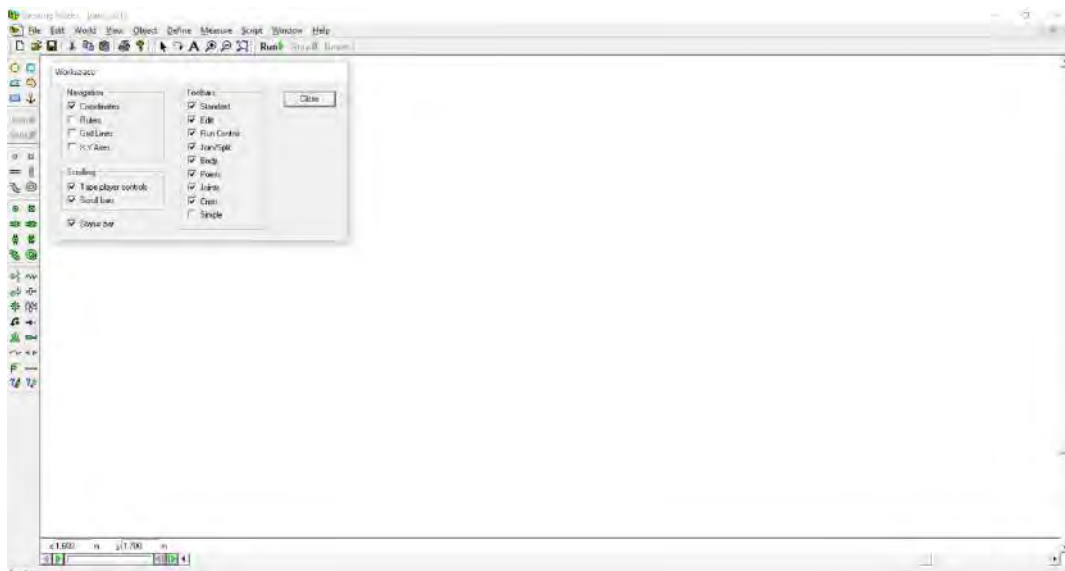
Se verificó la existencia de proximidad en los resultados con una desviación de máximo $\pm 1.5\%$ entre los valores encontrados por ambos métodos.

Fuentes:

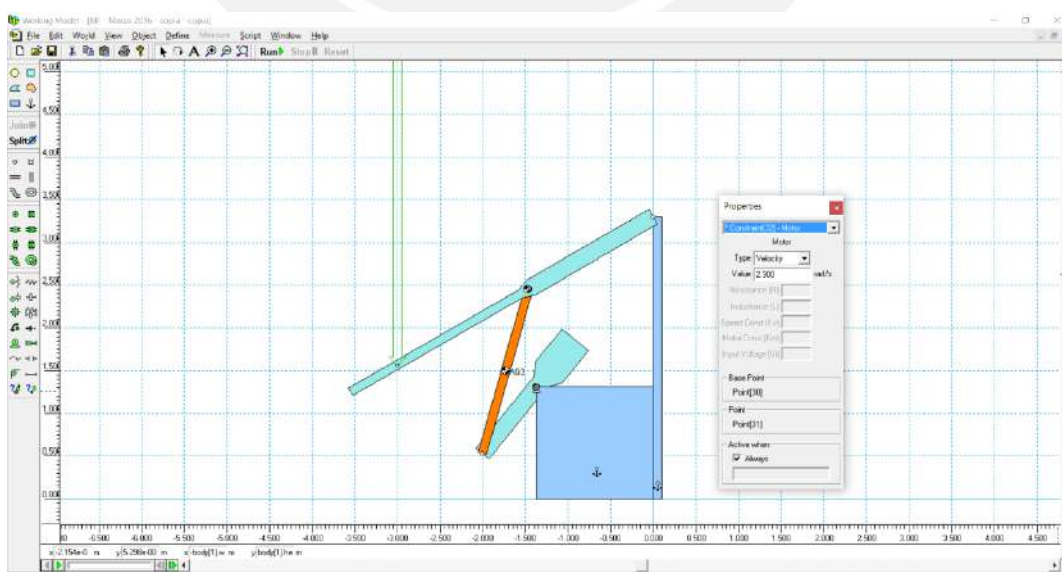
<http://www.design-simulation.com/WM2D/index.php>

Procedimiento de análisis del presente trabajo empleando Working Model

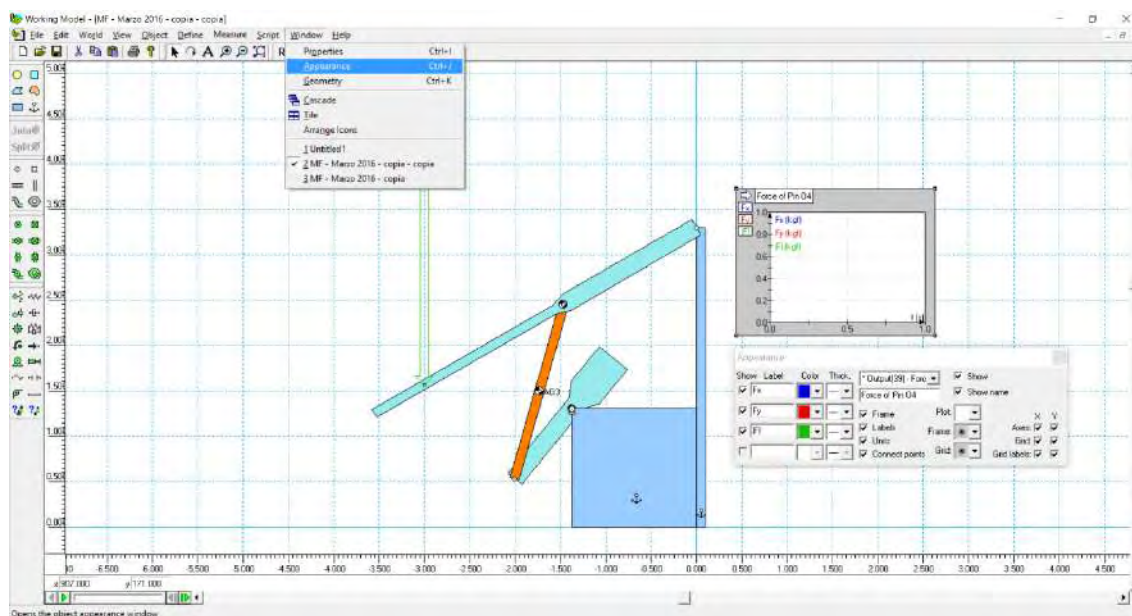
Paso 1. Activar el programa, Luego en View, Workspace activar regla, rejillas y coordenadas XY



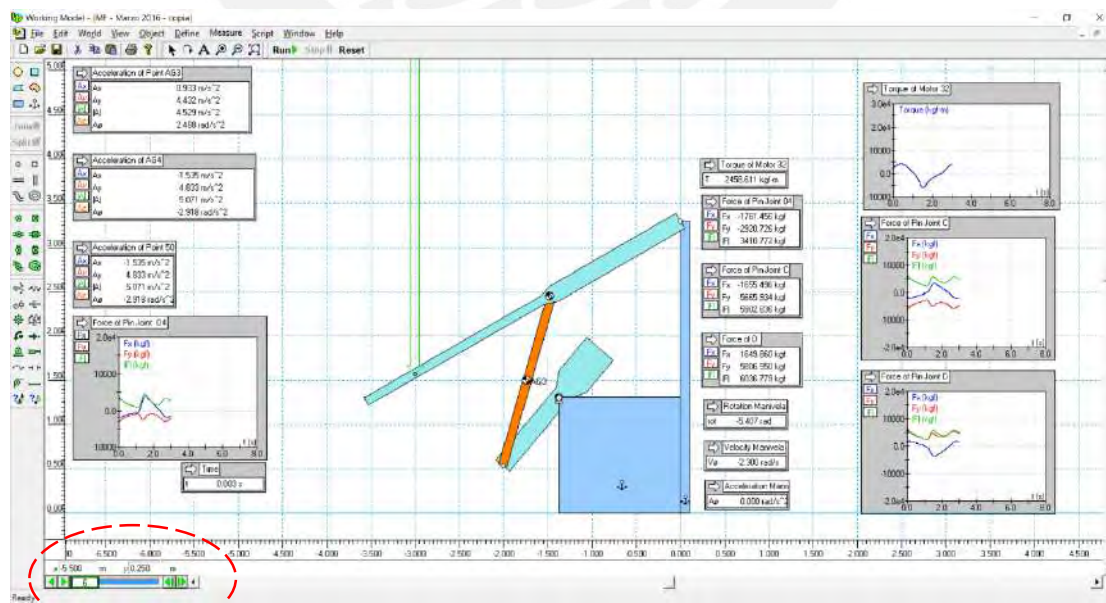
Paso 2. Con las herramientas **Polygon** y **Rectangle** proceder a dibujar los eslabones. Posiciones previamente definidas mediante el cálculo analítico y Autodesk Inventor. Los **CG** deben quedar según se indica en la figura. La carga se aplica en el balancín a - 3.00 m del origen con la herramienta **Force**. El torque en la manivela con el **motor** a 2.3 rad/s



Paso 3. Seleccionando la conexión a evaluar se selecciona **Measure Force**. Seleccionando la casilla activa **Force**, seleccionar **Windows- Appearance**, anotar el nombre del elemento a evaluar en la casilla correspondiente.



Paso 4. En **World - Accuracy**, luego en **Animation Step**, anotar 5e-004 s, esto para tener mayor control en el movimiento del sistema. Definidos los elementos que deseamos medir, damos click en el avance **cuadro por cuadro** que se encuentra en la parte inferior izquierda, para lectura más precisa de los resultados.



ANEXO XVIII

Cálculo de la transmisión (piñón-cadena)

Mediante la hoja técnica RENOLD, se definen la relación de transmisión, el factor de cargas y la potencia requerida.

a) SELECCIÓN DE LA CADENA DE TRASMISION

a.1) Relación de reducción primera etapa:

De los datos del motoreductor seleccionado se tiene:

$i_r =$	38		Relación de reducción del motoreductor
$n_1 =$	1400	rpm	Revoluciones de entrada
$n_2 =$	37	rpm	Giro del eje de salida
$n_3 =$	22	rpm	Giro deseado del eje motriz de la máquina de ensayos

Relación de transmisión motoreductor – eje:

$$i = \frac{n_2}{n_3} = \frac{37}{22} = 1.68$$

Siendo n_3 el valor máximo para la velocidad de ensayo, vemos en fig. 1, ANEXO XVIII que para $n_3=21$ rpm, la relación de transmisión se aproxima a 1.80

No. of Teeth Driven Sprocket Z2	No. of Teeth Drive Sprocket Z1					
	15	17	19	21	23	25
25	-	-	-	-	-	1.00
38	2.53	2.23	2.00	1.80	1.65	1.52
57	3.80	3.35	3.00	2.71	2.48	2.28
76	5.07	4.47	4.00	3.62	3.30	3.04
95	6.33	5.59	5.00	4.52	4.13	3.80
114	7.60	6.70	6.00	5.43	4.96	4.56

ANEXO XVIII– Fig. 1 Relaciones de transmisión entre dientes de piñones. Fuente: Catálogo Renold

a.2) Diseño de la segunda etapa:

Con $i = 1.80$ y $Z1=21$; $Z2$ resulta:

$$Z2 = Z1 * 1.80 = 21 * 1.80 = 38 \quad (\text{XVIII.1})$$

$Z2$: Numero de dientes del piñón conducido.

$Z1$: Numero de dientes del piñón conductor.

a.3) Definición del Factor de cargas:

$f1=1.4$ Factor por carga de impacto moderado.

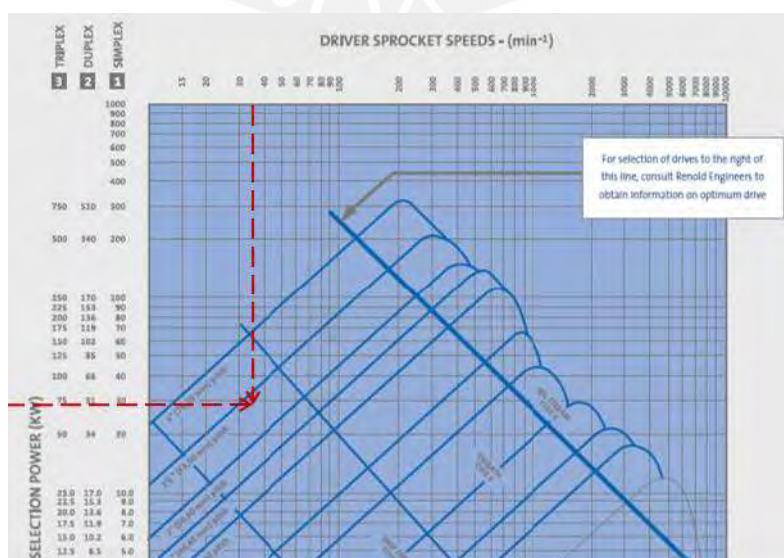
$f2=1.0$ Factor por tamaño del piñón.

a.4) Definición de potencia:

De (XIV.5) y el factor de cargas, la potencia seleccionada es:

$$P_s = P_m * f1 * f2 = 34.1 * 1.4 * 1 = 47.7 \text{ kW} \quad (\text{XVIII.2})$$

Con los datos de Potencia y rpm del piñón motriz, en el ANEXO XVIII– Fig. 2 se selecciona la cadena DUPLEX 2.5” de paso.



ANEXO XVIII– Fig. 2 Carta para la selección de cadenas. Fuente: Catálogo Renold

a.5) Largo de la cadena en pasos:

$$L = \frac{Z1 + Z2}{2} + \frac{2C}{P} + \frac{\left(\frac{Z2 - Z1}{2p}\right)^2 * P}{C} \quad (\text{XVIII.3})$$

Donde:

C	1905 mm	Distancia entre centros (tentativo 30*P)
P	63.5	Paso de cadena (2.5")
p	3.1416	Pi

Reemplazando datos en XV.3 el largo de la cadena en pasos resulta:

$$L = \frac{21 + 38}{2} + \frac{2 * 1905}{63.5} + \frac{\left(\frac{38 - 21}{2 * 3.1416}\right)^2 * 63.5}{1905} = 90 \quad (\text{XVIII.4})$$

a.6) La distancia exacta entre centros:

Se calcula según:

$$C = \frac{P}{8} \left[2L - Z2 - Z1 + \sqrt{(2L - Z2 - Z1)^2 - \left(\frac{p}{3.88} (Z2 - Z1)^2\right)} \right] \quad (\text{XVIII.5})$$

Reemplazando datos:

$$C = \frac{63.5}{8} \left[2 * 90 - 38 - 21 + \sqrt{(2 * 90 - 38 - 21)^2 - \left(\frac{3.14}{3.88} (38 - 21)^2\right)} \right] \quad (\text{XVIII.5})$$

$$C = 1904 \text{ mm}$$

a.7) Cálculo del factor de seguridad:

- Velocidad de la cadena:

$$v = \frac{n2.P.Z1}{60000} = \frac{37 * 63.5 * 21}{60000} = 0.823 \text{ m/s} \quad (\text{XVIII.6})$$

- Carga en la cadena debido a la potencia transmitida:

$$Cc1 = \frac{Ps * 1000}{v} = \frac{47.6 * 1000}{0.823} = 57837.2 \text{ N} \quad (\text{XVIII.7})$$

- Carga en la cadena debido a la aceleración centrípeta:

$$Cc2 = m_c * v^2 = 28.9 * 0.823^2 = 19.57 \text{ N} \quad (\text{XVIII.8})$$

Donde m_c se toma de ANEXO XVIII– Fig. 3

Chain Ref.		Technical Details (mm)												Conn. Links			
Renold Chain No.	ISO/ANSI Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO9016 Tensile Strength (Newtons)	Weight kg/m	No. 107	No. 11	No. 58
				MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NOM				
		A	A	B	C	D	E	F	G	H ₂	J	K					
525123	120-2	1.50	38.10	25.23	22.23	36.20	4.80	4.80	11.11	94.7	5.3	45.44	250000	10.3	✓	✓	✓
525143	140-2	1.75	44.45	25.23	25.40	42.23	5.61	5.61	12.71	101.8	5.2	48.87	340000	13.3	✓	✓	✓
525163	160-2	2.00	50.80	32.54	28.58	48.26	6.35	6.35	14.29	121.6	6.5	51.55	446000	17.6	✓	✓	✓
525203	200-2	2.50	63.50	37.85	39.67	60.33	8.13	8.13	19.85	148.5	9.0	71.55	694000	28.9	✓	✓	✓

ANEXO XVIII– Fig. 3 Datos técnicos de cadenas. Fuente: Catálogo Renold

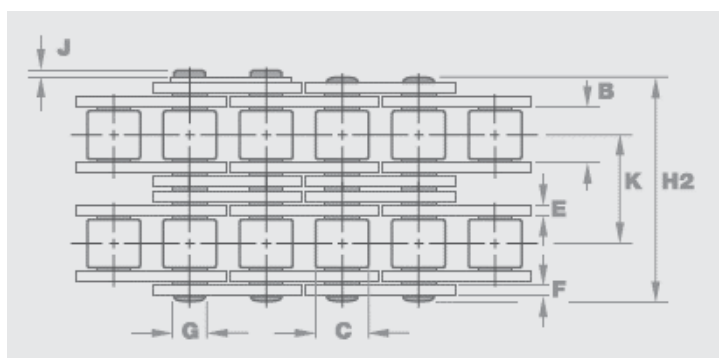
- Carga total en la cadena:

$$Ct = Cc1 + Cc2 = 19.57 + 57837.2 = 57856.8 \text{ N} \quad (\text{XVIII.9})$$

- Factor de seguridad en la cadena:

$$FS_c = \frac{Cr}{Ct} = \frac{694000}{57856.8} = 12 \quad (\text{XVIII.10})$$

El factor 12 está en el rango aceptable propuesto por Renold



ANEXO XVIII– Fig. 4 Datos geométricos de cadenas. Fuente: Catálogo

b) DISEÑO DEL PIÑÓN MOTRIZ

De ANEXO XVIII– Fig. 3 y Fig. 4 se sabe:

$$B = 37.85 \quad \text{mm} \quad \text{Distancia entre placas}$$

Espesor del alma del piñón.

$$S = B * 0.75 = 37.85 * 0.75 = 28.40 \text{ mm}$$

b.1) Cálculo del Diámetro exterior

$$d_{ext} = P \left[0.6 + \cot \left(\frac{180^\circ}{Z_1} \right) \right] \quad (\text{XVIII.11})$$

Dónde:

P	63.5 mm	Paso de cadena (2.5")
Z1	21	Número de dientes del Piñón conductor.
d_{ext}	460 mm	

Diámetro primitivo:

El diámetro primitivo se calcula con:

$$d_p = P * \csc \left(\frac{\theta}{2} \right) = 63.5 * \csc \left(\frac{17.1}{2} \right) = 426 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.12})$$

Donde:

$$\theta = \frac{360}{Z_1} = 17.1 \quad (\text{XVIII.13})$$

Espesor de la llanta:

$$F = 0.9 * P = 57.2 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.14})$$

Diámetro de la llanta:

$$d_l = d_p - 2 * F = 314 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.15})$$

Radio (R1):

$$R1 = 0.4 * S = 11 \quad (\text{XVIII.16})$$

Diámetro del eje (\emptyset):

$$\emptyset = 120 \sqrt[4]{\frac{HP}{n2}} = 120 \sqrt[4]{\frac{35.51}{37}} = 118.8 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.17})$$

Diámetro del cubo:

$$Dc = 1.4 * \emptyset = 166.5 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.18})$$

Longitud del cubo:

$$Lc = 1.5 * \emptyset = 178.4 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.19})$$

c) DISEÑO DEL PIÑÓN CONDUCIDO (RUEDA)

Se sabe

$B = 37.85$ mm Distancia entre placas de la cadena

$S=28.4$ mm

Luego

c.1) Cálculo del Diámetro exterior

$$dext = P \left[0.6 + \cot \left(\frac{180^\circ}{Z2} \right) \right] \quad (\text{XVIII.20})$$

Dónde:

P 63.5 mm Paso de cadena (2.5")

$Z2$ 38 Número de dientes del Piñón conductor.

$dext$ 804 mm

Diámetro primitivo:

El diámetro primitivo se calcula con:

$$dp = P * \csc\left(\frac{\theta}{2}\right) = 63.5 * \csc\left(\frac{9.5}{2}\right) = 767 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.21})$$

Donde:

$$\theta = \frac{360}{Z2} = 9.5 \quad (\text{XVIII.22})$$

Espesor de la llanta:

$$F = 0.9 * P = 57.2 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.23})$$

Diámetro de la llanta:

$$dl = dp - 2 * F = 652.7 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.24})$$

Radio (R1):

$$R1 = 0.4 * S = 11 \quad (\text{XVIII.25})$$

Diámetro del eje (\emptyset):

$$\emptyset = 120 \sqrt[4]{\frac{HP}{n3}} = 120 \sqrt[4]{\frac{35.51}{22}} = 135.3 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.26})$$

Diámetro del cubo:

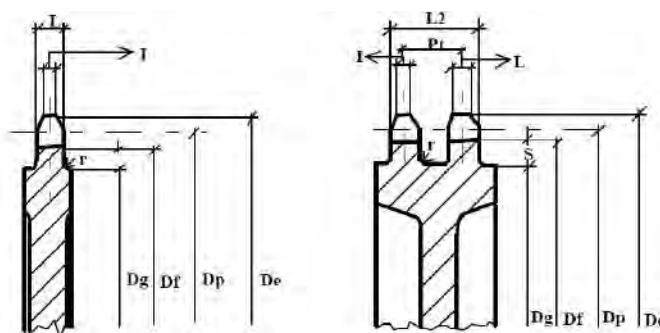
$$Dc = 1.4 * \emptyset = 189.4 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.27})$$

Longitud del cubo:

$$Lc = 1.5 * \emptyset = 202.9 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.28})$$

d) DISEÑO DE LOS DIENTES DEL PIÑÓN.

El piñón estará conformado por una doble hilera de dientes,



ANEXO XVIII– Fig. 5 Diseño de los dientes piñón.

Fuente: <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema01.pdf>

$d = 39.67 \text{ mm}$	(Diámetro del rodillo de la cadena)
$b = 37.85 \text{ mm}$	(Ancho interior de la cadena)
$Pt = 71.55 \text{ mm}$	(Paso transversal de la cadena, K en ANEXO XVIII– Fig. 4)
$Dp = dp = 426 \text{ mm}$	(Diámetro primitivo)
$De = d_{ext} = Dp + 0.8d = 428 + 0.8(39.67) = 460 \text{ mm}$	(Diámetro exterior)
$Df = Dp - d = 426 - 39.67 = 386.4 \text{ mm}$	(Diámetro del fondo del diente)
$S = 0.3d = 11.9 \text{ mm}$	(Sustrayendo para diámetro de garganta)
$Dg = Df - 2S = 386.4 - 2 * 11.9 = 362.6 \text{ mm}$	(Diámetro de garganta)
$L = 0.91b = 34.44 \text{ mm}$	(Ancho del diente)
$I = 0.65b = 24.6 \text{ mm}$	(Ancho del extremo del diente)
$L2 = Pt + L = 71.55 + 34.44 = 105.99 \text{ mm}$	(Ancho total del dentado doble)
$r = 2 \text{ mm}$	(Radio de la base)
$r1 = 0.505d = 20.03 \text{ mm}$	(Radio de apoyo mínimo del rodillo según Khurmi and Gupta, Machine Design, Ed. Eurasia 2005, p.771)

e) DISEÑO DE LAS CUÑAS (CHAVETAS)

Se aplican los criterios DIN 6885

d.1) Cuña del piñón motriz (Lpm)

Sabiendo que:

$D = 120. \text{ mm}$	Diámetro real propuesto para el eje.
$b \times h = 32 \times 18 \text{ mm}$	Ancho y alto recomendado para la cuña.
$T = 18000 \text{ N-m}$	Torque del reductor
$\tau = 23.7 \text{ kg/mm}^2$	Esfuerzo admisible FS= 3 al corte del acero VCL

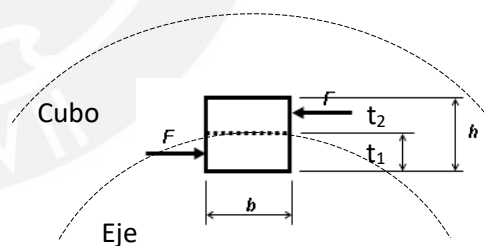
a) El largo mínimo de la cuña al corte resulta:

$$L_{pm} = \frac{2 * T * 1000}{D * b * \tau} = \frac{2 * 1800 \frac{\text{kg}}{\text{mm}} * 1000}{120\text{mm} * 32\text{mm} * 23.7 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} * 0.6} = 66.0\text{mm} \quad (\text{XVIII.29})$$

b) El largo mínimo de apoyo al aplastamiento en el cubo del piñón motriz:

$A = t_2 * l \text{ mm}^2$	Área de aplastamiento
$t_2 = 7 \text{ mm}$	Parte de la cuña en el cubo
$\sigma_a = 23.7 \text{ kg/mm}^2$	Esfuerzo admisible al aplastamiento 42 CrMo4 (FS:3)

Luego:



$$l = \frac{F}{t_2 * \sigma_a} = \frac{30000}{7 * 23.7} = 180.3 \text{ mm} \quad (\text{XVIII.30})$$

Largo actual mínimo 185 mm, por lo que se acepta la propuesta. Mediante cálculos similares las cuñas resultantes se especifican como:

- 40 x 22 x 155 (02 unid.) - 42CrMo4 - DIN 6885/ Manivela ASTM A572
- 40 x 22 x 200 (02 unid.) - 42CrMo4 - DIN 6885 / Piñón conducido SAE1030

ANEXO XIX

Selección del motoreductor

Se ha definido del análisis dinámico el torque 1800 kgf-m (equivalente a 17650N-m), el cual verificaremos a partir del trabajo realizado y la potencia requerida.

La máquina debe efectuar 22 ciclos completos de movimiento del cable por minuto, es decir el eje al cual estará acoplado el brazo motriz deberá girar 22 rpm (n_2)

Sabiendo que:

F=	15700	N	Fuerza motriz en el carro acoplador
d=	4.43	M	Carrera vertical del empalme de muestras

El trabajo desarrollado es:

$$W = F * d = 15700N * 4.43m = 69500 N.m \quad (XIV.1)$$

Si la velocidad de la manivela es:

$$\begin{aligned} n_2 &= 22 \quad \text{rpm} && (\text{revoluciones por minuto}) \\ n_2 &= 0.367 \quad \text{rps} && (\text{revoluciones por segundo}) \end{aligned} \quad (XIV.2)$$

El tiempo para efectuar un ciclo es:

$$t = \frac{ra}{n_2} = \frac{1 \text{ rev/ciclo}}{0.367 \text{ rev/seg}} = 2.72 \text{ seg/ciclo} \quad (XIV.3)$$

La potencia consumida para efectuar un ciclo es:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{69500N.m}{2.72 \text{ seg}} = 25551.5 N.m/s \quad (XIV.4)$$

$$P = 25551.5 \quad \text{J/s} \sim 25.6 \text{ kW} \sim 34.3 \text{ HP} \quad (XIV.5)$$

Asumiendo una eficiencia de 75%, la potencia requerida es:

$$P_m = 45.7 \text{ HP} \quad \sim 34.1 \text{ kW} \quad (XIV.6)$$

El sistema de potencia estará conformado por un moto-reductor, el cual estará conectado al eje del brazo motriz por medio de un sistema cadena piñón.

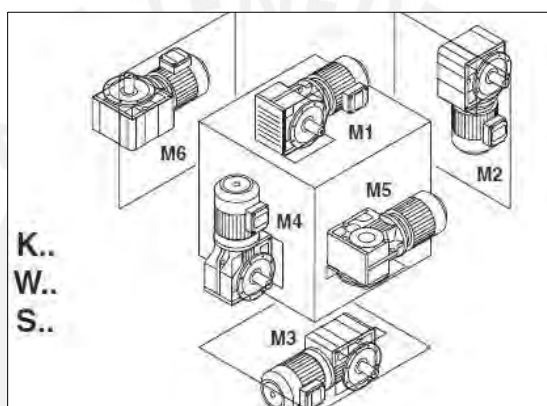
El torque requerido se calcula con:

$$T = 63000 * Pm/n2 \quad (\text{XIV.7})$$

Reemplazando datos, el torque resulta:

$$T = 63000 * \frac{45.7}{22} = 130870 \text{ lb} - \text{pulg} \sim 15000 \text{ Nm} \quad (\text{XIV.8})$$

Se selecciona la posición de Montaje: M4




ANEXO XIX – Fig. 1 Posiciones de montaje del motoreductor. Fuente: Catálogo SEW

Se busca en el catálogo del fabricante SEW, encontrándose la alternativa:

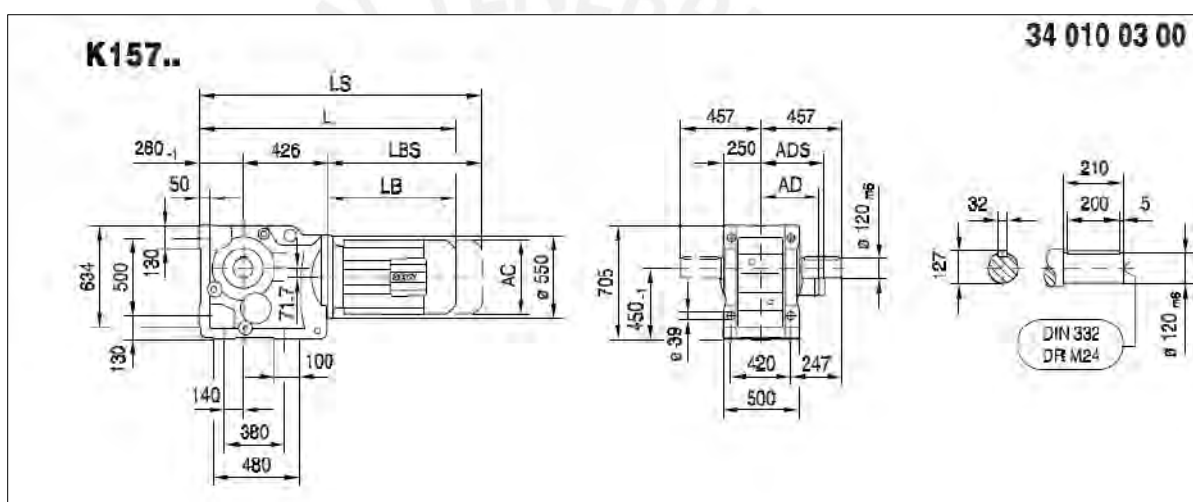
K157, $n_e = 1400$ 1/min						18000 Nm				
n_a [1/min]	M_{amax} [Nm]	F_{Ra} [N]	φ (i/R) [°]	i	DV132ML DV160M DV160L	DV180	DV200 DV225S DV225M	DV250M DV280	D315M D315S	D315M_A D315M_B
9.3	18000	112200	5	150.41						
11	18000	106500	5	122.39						
14	18000	98000	5	100.22						
15	18000	94400	5	91.65						
18	18000	88900	5	79.75						
20	18000	84200	5	70.38						
23	18000	79000	5	61.02						
26	18000	74900	5	54.29						
30	18000	70000	5	46.79						
37	18000	63400	5	38.02						
45	18000	57500	6	31.30						
51	18000	54000	6	27.62						
58	18000	50000	6	23.95						
66	18000	47000	6	21.31						

ANEXO XIX– Fig. 2 Datos técnicos del motoreductor seleccionado. Fuente: Catálogo SEW.

El motoreductor seleccionado es **K157, DV180, 18000 Nm, Ratio 37**, peso aproximado **700kg, 30kW**, cuyas dimensiones para el montaje son:

(→  11)	DV180..
AC	331
AD	258
ADS	258
L	1258
LS	1414
LB	552
LBS	708

ANEXO XIX– Fig. 3 Dimensiones de montaje del moto-reductor. Fuente: Catálogo SEW.



ANEXO XIX– Fig. 4 Dimensiones de montaje del moto-reductor. Fuente: Catálogo SEW.

ANEXO XX

Selección de los rodamientos

A continuación se muestran los pasos seguidos para la selección de los rodamientos, estos corresponden a los soportantes de las poleas, articulaciones de los eslabones, carrileras entre otros.

1. Selección del rodamiento de las poleas sistema flexión - tracción.

Se consideran los factores y cargas:

$X = 1$	Factor de carga radial.
$Y = 0$	Factor de carga longitudinal.
$Pr = 26073 \text{ kgf}$	Carga radial aplicada sobre cada rodamiento.
$Pa = 0 \text{ kgf}$	Carga Axial

Luego la carga equivalente (Pe) es:

$$Pe = X * Pr + Y * Pa = 26073 \text{ kgf} = 255.6 \text{ Kn} \quad (\text{XX.1})$$

Con el diámetro del eje y la carga equivalente se selecciona el rodamiento de rodillos SKF NU 228 ECML:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit F_0	Speed ratings		Mass	Designation	Angle ring Designation
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed			
mm			kN		kN	r/min		kg	SKF Explorer bearing	
140	250	42	450	510	57	2800	4800	9,25	NU 228 ECML ⁹	HJ 228 EC

The figure includes several technical drawings of the SKF NU 228 ECML bearing. On the left, a cross-section shows dimensions: $B = 42$, $r_{3,4min} = 3$, $D = 250$, $D_1 = 217$, $d = 140$, and $F = 169$. A detail view shows a fillet radius $r = 2.5$. In the center, a cross-section shows $d_{amax} = 166$, $d_{amin} = 154$, $r_{amax} = 2.5$, $r_{bmax} = 2.5$, $D_{amax} = 206$, and $d_{bmin} = 472$. On the right, another cross-section shows $B_2 = 18$, $r_{3,4min} = 3$, $B_1 = 11$, $d_1 = 160$, and $d = 140$. Below the drawings, calculation factors are listed: $k_r = 0,15$, $e = 0,2$, and $Y = 0$. The bearing designation is HJ 228 EC and its mass is 1,00 kg.

ANEXO XX – Fig. 1 Características técnicas del rodamiento SKF NU 228 ECML

Fuente: Catálogo SKF

De la Fig. 1 ANEXO XX, la capacidad dinámica (C_d) del rodamiento es:

$$C_d = C = 450 \text{ kN} = 45910 \text{ kgf} \quad (\text{XX.2})$$

C_d , representa la carga dinámica para una duración $L_1 = 10^6$ revoluciones.

a) Cálculo de la Vida nominal, 90% de confiabilidad, según ISO 281 (Norton p. 522)

a1. En millones de revoluciones:

$$L_{10} = L_2 = L_1 (C/P_e)^p = 6.58 \times 10^6 \quad (\text{XX.3})$$

Donde $p = 3.3$ para rodamiento de rodillos

a2. En horas:

$$L_{10h} = h = \frac{L_2}{(n)(60 \text{ min/h})} = \frac{6.58 \times 10^6}{(22)(60 \text{ min/h})} = 4984 \text{ horas} \quad (\text{XX.4})$$

Donde $n = 22$ rpm como la velocidad de rotación del eje

b) Vida nominal según SKF 90% de confiabilidad.

b1. En millones de revoluciones:

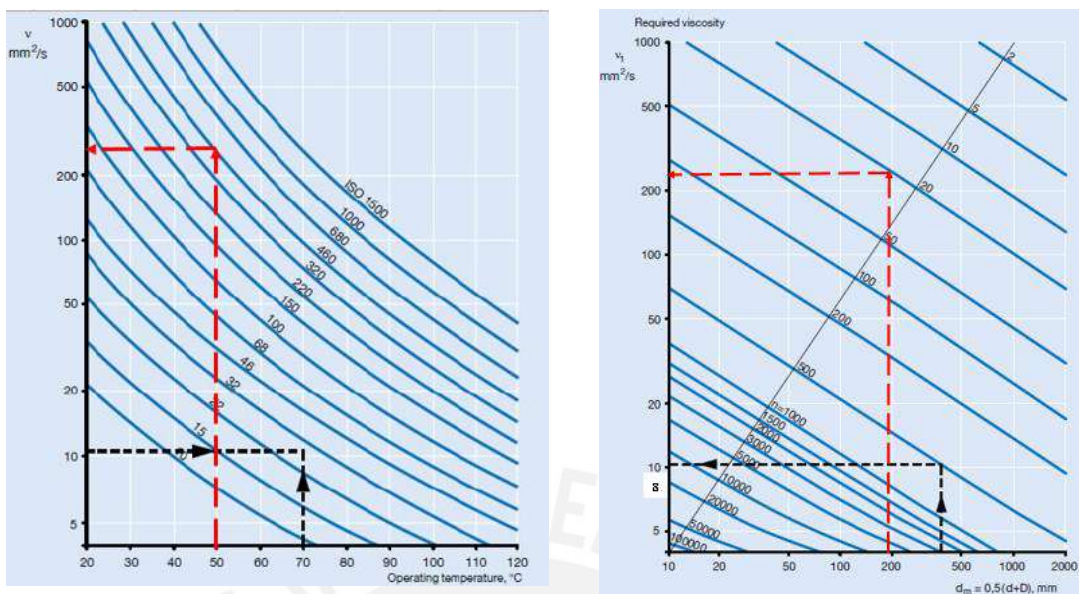
$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad (\text{XX.5})$$

Donde:

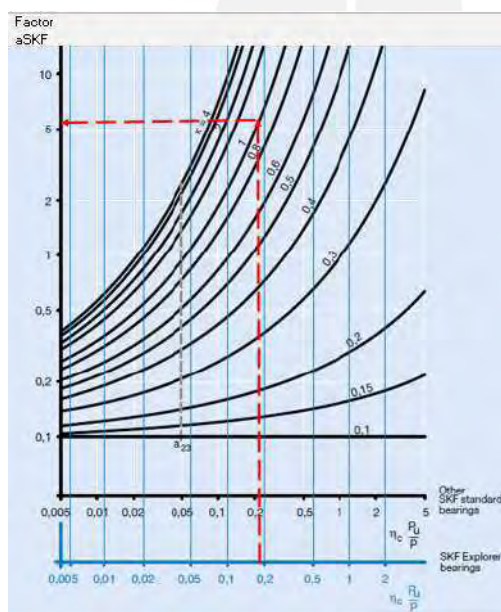
$$a_1 = 1$$

a_{SKF} = factor de Vida útil modificado SKF

Asumiendo el lubricante ISO VG460 a la temperatura de operación 50° y a partir de la figura 2, Anexo VIII, la viscosidad real resultante es $v=250$



ANEXO XX – Fig. 2 Selección gráfica de viscosidades real (v) y requerida (v_1).
Fuente: Catálogo SKF



ANEXO XX – Fig. 3 Determinación del factor (a_{SKF})
Fuente: Catálogo SKF

Considerando que el diámetro medio (dm) del rodamiento SKF 228 ECM es:

$$dm = 0.5 \cdot (250 + 140) = 195 \tag{XX.6}$$

A la velocidad $n = 22$ rpm, la viscosidad requerida es $v_1 = 220$

Luego el factor de viscosidades resulta:

$$k = v/v_1 = 1.136 \quad (\text{XX.7})$$

Considerando un factor ambiental de $n_c = 0.8$ y el valor $P_U = 57$ kN del rodamiento.

$$n_c P_u / P = 0.8 * 57 / 255.6 = 0.18 \quad (\text{XX.8})$$

Luego en (VIII.5):

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} = 1 * 6 * 6.58 * 10E6 = 39.48 * 10E6 \quad (\text{XX.9})$$

b2 En horas:

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60n} * L_{10m} = \frac{10^6}{60 * 22} * 39.48 = 29909 \text{ h.} \quad (\text{XX.10})$$

Considerando además que un ensayo a 30% MBL de un cable 6x36 AA de 32mm durará aproximadamente 11.9 horas (Tabla 4.3), se estima que bajo dicha carga se podrán realizar el siguiente número de ensayos (Ne):

$$Ne = 4984 / 11.9 = 419 \text{ Ensayos.} \quad (\text{XX.11})$$

Un resumen del número de ensayos posibles para rodamientos, calculados según ISO 281, bajo cargas de 10%, 20% y 30% MBL en los rodamientos NU 228 ECML se muestra en la **tabla 1 Anexo XX**.

%MBL	kgf	Carga reciprocante (Si)	Carga en cada rodam. (Pe)	Duración Según diseño (h)	Número de ensayos (Ne)
30	24459	1614.3	26073	4984	419
20	16306	1076.2	17382	19231	1764
10	8153	538.1	8691	193394	17742

ANEXO XX – Tabla 1. Número de ensayos posibles con el rodamiento seleccionado según % MBL.
Fuente: Autor

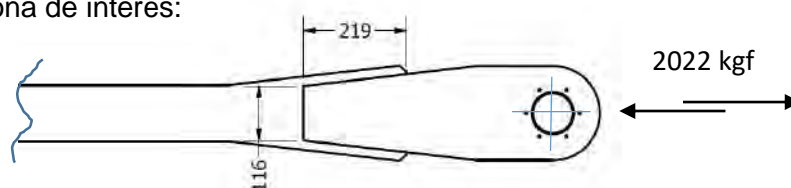
ANEXO XXI

Cálculos en la unión soldada de los eslabones del sistema reciprocante

A continuación se muestran los cálculos realizados en los eslabones conector y balancín.

2. Cálculo de la unión soldada: barra conectora.

DCL en la zona de interés:



Donde:

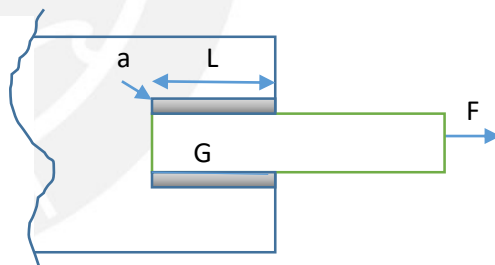
- **Carga en el extremo:** 2022 kgf (mitad de la carga necesaria para desplazar el balancín).
- **Tipo de esfuerzo:** Soldaduras laterales solicitadas a tracción (costura angular).
- **Esfuerzo admisible:** 2.55 kg/mm², carga alternante, St52 (ASTM A572). Anexo XI

Metodología:

La sección resistente corresponde a los planos de garganta de los cordones paralelos a la dirección de las cargas.

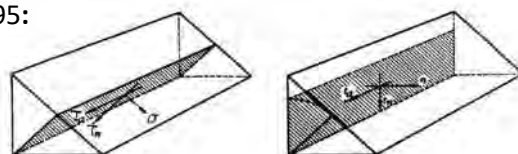
Donde:

- $F=2022$ kg
- $a = \zeta?$
- $L=219$ mm
- $\sigma_u = 2.55$ kg/mm²



Empleando el criterio de agotamiento NBE – EA95:

$$n=0; \quad t_n=0; \quad ta = \frac{F}{\sum a * L}$$



$$\sigma = \tau n = 0; \quad \tau a = \frac{F}{\sum a * L}; \quad \sigma_{co} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8(\tau n^2 + \tau a^2)}$$

.... reemplazando datos en la expresión práctica resultante EA-95:

$$\frac{F}{0.75 * \sum a * L} = \sigma_u$$

Se tiene:

$$\frac{2022}{0.75 * a * 219 * 2} = 2.55$$

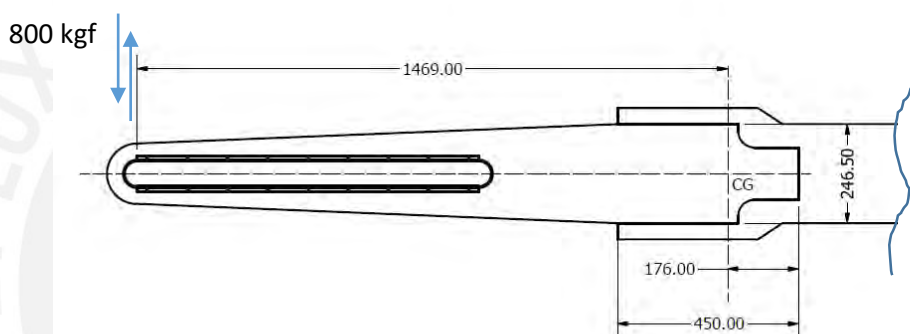
De donde resolviendo: $a=2.41$ mm

Propuesta: $a_p = 15$ (tamaño de garganta propuesto)

Conclusión: Como $a_p > a$; se acepta la propuesta.

3. Cálculo de la unión soldada: balancín.

DCL en la zona de interés:

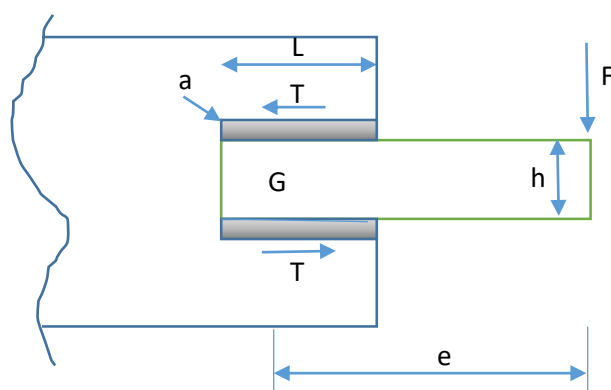


Datos generales:

- **Carga en el extremo:** 800 kgf (mitad de la carga necesaria para desplazar el carro acoplador de probetas).
- **Tipo de esfuerzo:** Cortante (torsión y cizallamiento)
- **Esfuerzo admisible:** 2.55 kg/ mm², costura angular, carga alternante, St52 (ASTM A572). Anexo XI

Metodología:

Para facilitar el cálculo del tamaño de garganta de la unión soldada (a), se emplea el criterio de cálculo NBE – EA95, **Método de las 2 fuerzas**, unión con dos soldaduras laterales sometidos a torsión y cortante.



Aplica si: $0.5 h < L < 2h$

Donde:

- $F=800$ kg
- $a = ?$
- $h=246$ mm
- $L=450$ mm
- $e=1470$ mm
- $\sigma_u = 2.55$ kg/mm²

Como se verifica que: $0.5 * 246 < 450 < 2 * 246$; Y reemplazando datos en la expresión práctica EA-95:

$$\frac{F}{a * L} \left(\sqrt{0.35 + 1.8 \left(\frac{e}{(h + a)} \right)^2} \right) = \sigma_u$$

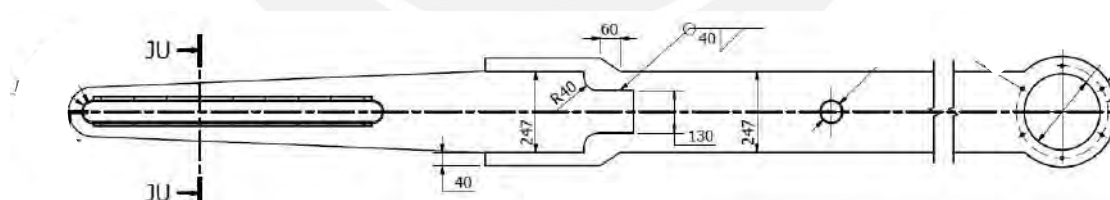
Se tiene:

$$\frac{800}{a * 450} \left(\sqrt{0.35 + 1.8 \left(\frac{1470}{(246 + a)} \right)^2} \right) = 2.55$$

De donde resolviendo: $a=5.91$ mm

Propuesta:

$$a_p = 40 \text{ (tamaño de garganta propuesto)}$$



Conclusión: Como $a_p > a$; se acepta la propuesta.

ANEXO XXII

Costos estimados

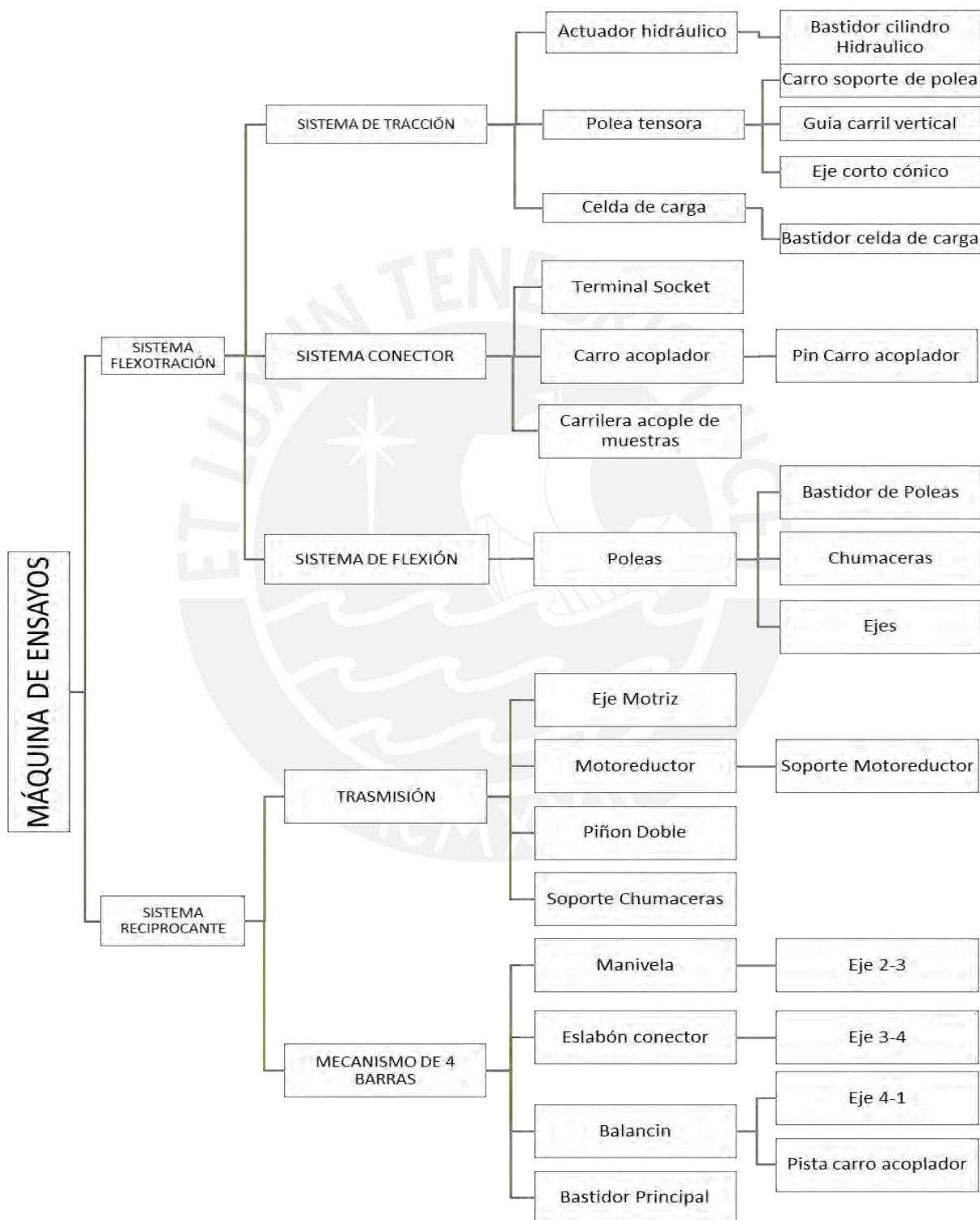
Item	Part Number	Peso (kg)	Observacion	Precio Unitario (USD)	Cantidad	Subtotal (USD)
1	Bastidor PRINC	2733	Fabricado	8	1	21864.00
2	Bastidor Poleas TS	1638	Fabricado	8	1	13104.00
3	Eje de Polea Libre	350	Fabricado	10	5	17500.00
4	Rodamiento de Rodillos		Comprado	120	10	1200.00
5	Polea para cable de acero		Comprado	1000	5	5000.00
6	Anillo distanciador 3.8x6.5x200		Fabricado	20	5	100.00
7	Anillo de reten		Comprado	25	5	125.00
8	Tapa de rodamiento		Fabricado	20	10	200.00
9	Seguro de tuerca		Comprado	10	5	50.00
10	Tuerca de Fijación		Comprado	25	5	125.00
11	Tornillo Avellanado Allen M10x30		Comprado	15	60	900.00
12	Chumacera 200	64.5	Fabricado	20	4	5160.00
13	Chumacera 160	49	Fabricado	20	5	4900.00
14	Chumacera 200 - Tapa	37.1	Fabricado	20	4	2968.00
15	Chumacera 160 - Tapa	16	Fabricado	20	5	1600.00
16	Soporte de pie partido - SNL 3038	1	Comprado	600	2	1200.00
17	Eje Motriz TS -2	343	Fabricado	20	1	6860.00
18	Carritera T2	260	Fabricado	8	2	4160.00
19	Barra carril	284	Fabricado	15	2	8520.00
20	Soporte guia carro 2	2.1	Fabricado	12	4	100.80
21	Perno Bastidor 3 TES	55.5	Fabricado	15	4	3330.00
22	Bastidor Vastago TS2.V2	257	Fabricado	8	1	2056.00
23	Sistema Hidraulico	1	Comprado	10000	1	10000.00
24	Celda de Carga	1	Comprado	2650	1	2650.00
25	Chumacera 200	64.5	Fabricado	20	1	1290.00
26	Guia carro	5.41	Fabricado	20	4	432.80
27	Carro 2	879	Fabricado	20	1	17580.00
28	Tuerca Carro 2	7	Fabricado	20	1	140.00
29	Eje conico de Polea Libre	159.6	Fabricado	20	1	3192.00
30	Rodamiento de Rodillos	1	Comprado	300	2	600.00
31	Polea para cable de acero	88.14	Comprado	30	5	13221.00
32	Anillo distanciador 3.8x6.5x200	0.5	Fabricado	20	5	50.00
33	Anillo de reten	1	Comprado	15	5	75.00
34	Tapa de rodamiento	3	Fabricado	15	10	450.00
35	Seguro de tuerca		Comprado	10	5	50.00
36	Tuerca de Fijación		Comprado	30	5	150.00
37	Piñon Doble		Comprado	1650	1	1650.00
38	Piñon conducido doble		Comprado	860	1	860.00
39	Chain Duplex 2.5 inch		Comprado	1105	1	1105.00
40	Motoreductor		Comprado	23500	1	23500.00
41	Manivela TS	341.5	Fabricado	20	1	6830.00
42	Conector Soldado	94	Fabricado	20	1	1880.00
43	Base eje 115	6	Fabricado	18	2	216.00
44	Eje 4-1 V2	31.4	Fabricado	20	1	628.00
45	Tapa de rodamiento 4-1 v2	4.4	Fabricado	15	2	132.00
46	Balancin SOLD corredera		Fabricado	729	1	729.00
47	Guias balancin	0.8	Fabricado	40	4	128.00
48	Tapa balancin	3.55	Fabricado	20	4	284.00
49	Tapa rodamiento	0.6	Fabricado	20	2	24.00
50	Tapa eje 2-3 E	2	Fabricado	20	1	40.00
51	Perneria		Comprado	2000	1	2000.00
52	SSPC 5 + Pintura		Comprado	4000	1	4000.00
53	Ingenieria de detalle		Comprado	10000	1	10000.00
					USD	204909.60

ANEXO XXI – Tabla 1. Estimación de costos de manufactura máquina de fatiga.

Fuente: Autor

ANEXO XXIII

Estructura Desglosada del Trabajo (EDT)



ANEXO XXIV

Planos



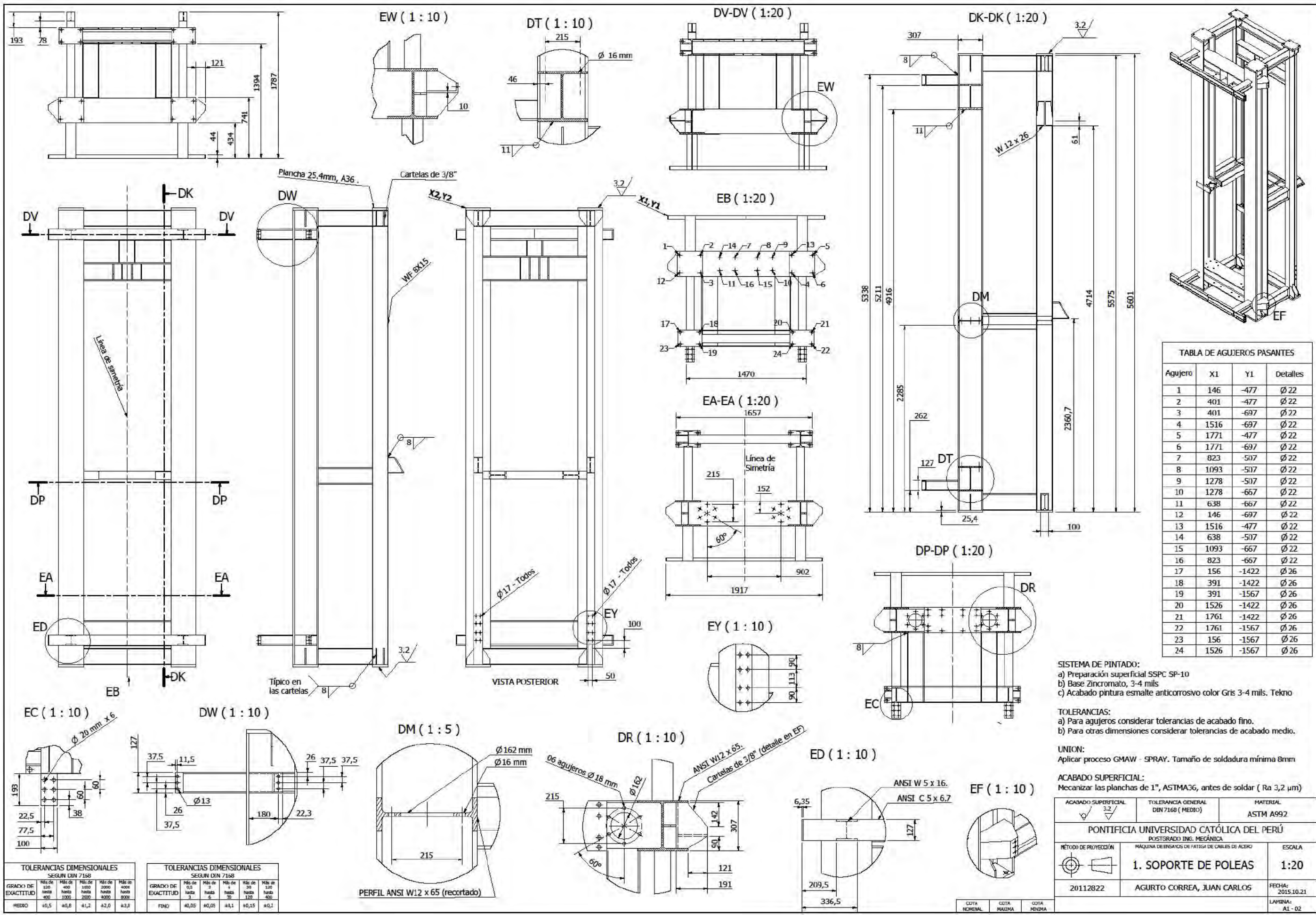


TABLA DE AGUJEROS PASANTES

Agujero	X1	Y1	Detalles
1	146	-477	Ø 22
2	401	-477	Ø 22
3	401	-697	Ø 22
4	1516	-697	Ø 22
5	1771	-477	Ø 22
6	1771	-697	Ø 22
7	823	-507	Ø 22
8	1093	-507	Ø 22
9	1278	-507	Ø 22
10	1278	-667	Ø 22
11	638	-667	Ø 22
12	146	-697	Ø 22
13	1516	-477	Ø 22
14	638	-507	Ø 22
15	1093	-667	Ø 22
16	823	-667	Ø 22
17	156	-1422	Ø 26
18	391	-1422	Ø 26
19	391	-1567	Ø 26
20	1526	-1422	Ø 26
21	1761	-1422	Ø 26
22	1761	-1567	Ø 26
23	156	-1567	Ø 26
24	1526	-1567	Ø 26

SISTEMA DE PINTADO:
a) Preparación superficial SSPC SP-10
b) Base Zincmato, 3-4 mils
c) Acabado pintura esmalte anticorrosivo color Gris 3-4 mils. Tekno

TOLERANCIAS:
a) Para agujeros considerar tolerancias de acabado fino.
b) Para otras dimensiones considerar tolerancias de acabado medio.

UNION:
Aplicar proceso GMAW - SPRAY. Tamaño de soldadura mínima 8mm

ACABADO SUPERFICIAL:
Mecanizar las planchas de 1", ASTM A36, antes de soldar (Ra 3,2 µm)

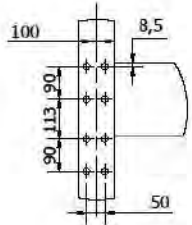
ACABADO SUPERFICIAL 3.2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL ASTM A992
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ALERCI		
METODO DE PROYECCION 	1. SOPORTE DE POLEAS	ESCALA 1:20
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2015.10.21 LÁMINA: A1-02

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

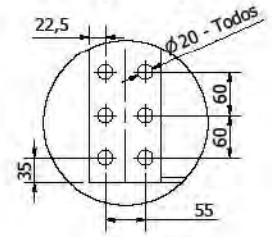
GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
MB	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 10	Más de 10 hasta 100	Más de 100 hasta 400
FN0	±0,05	±0,08	±0,1	±0,15	±0,2

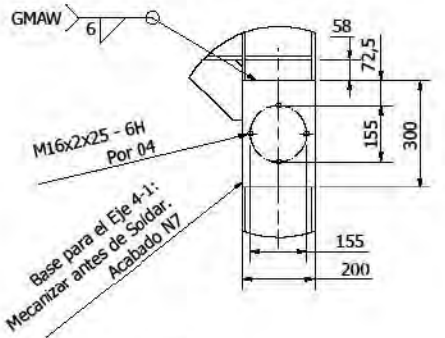
EN (1 : 10)



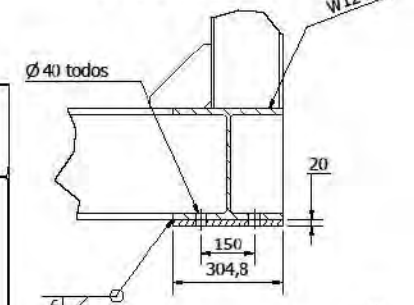
ET (1 : 5)



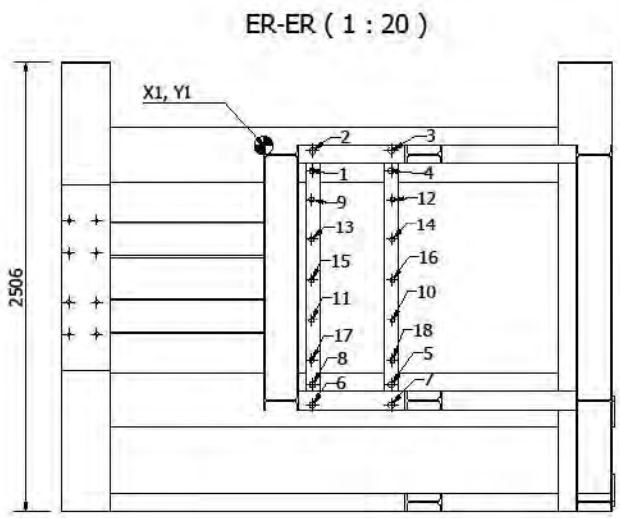
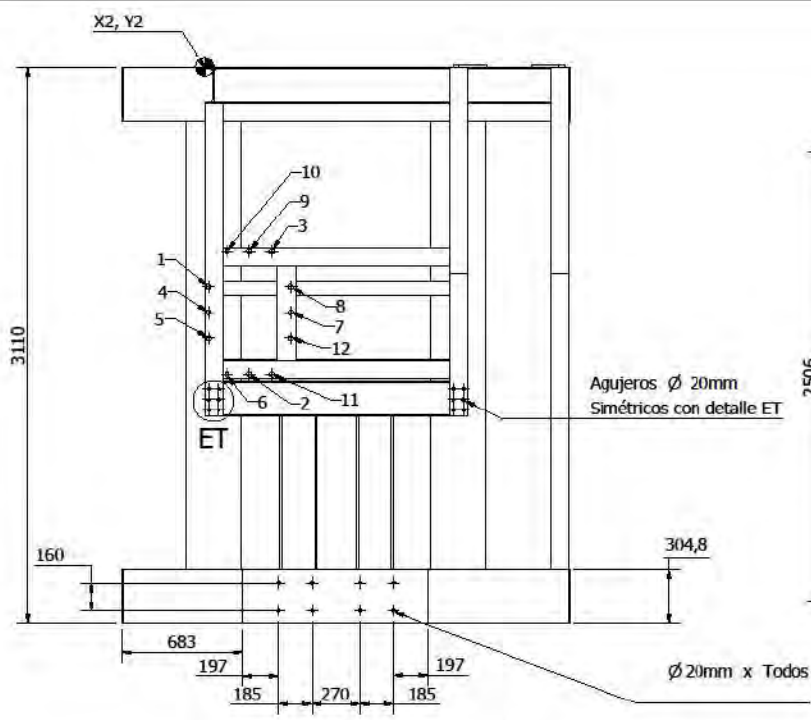
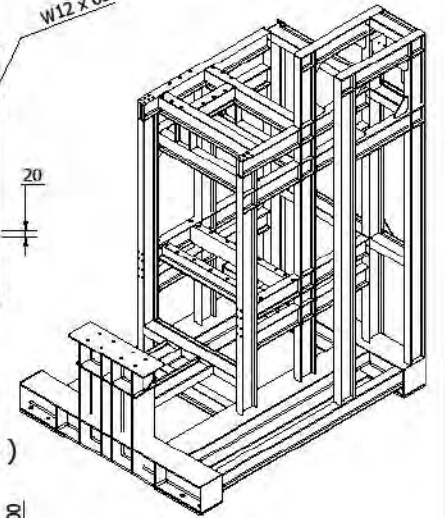
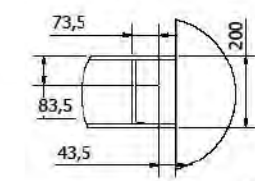
EP (1 : 10)



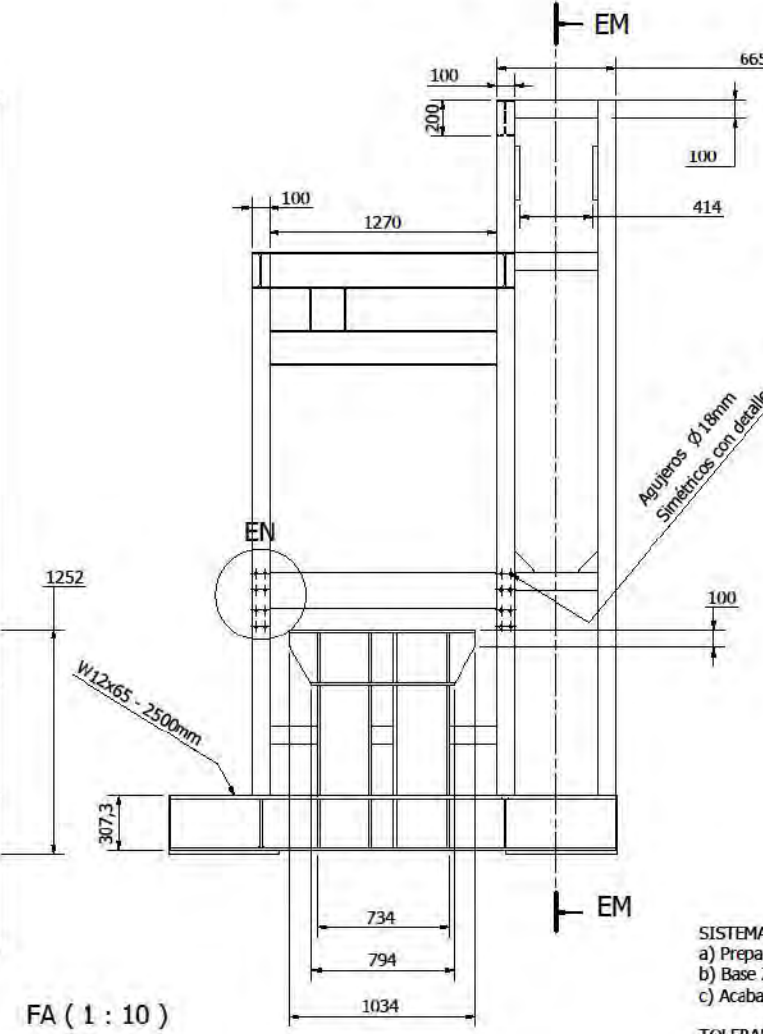
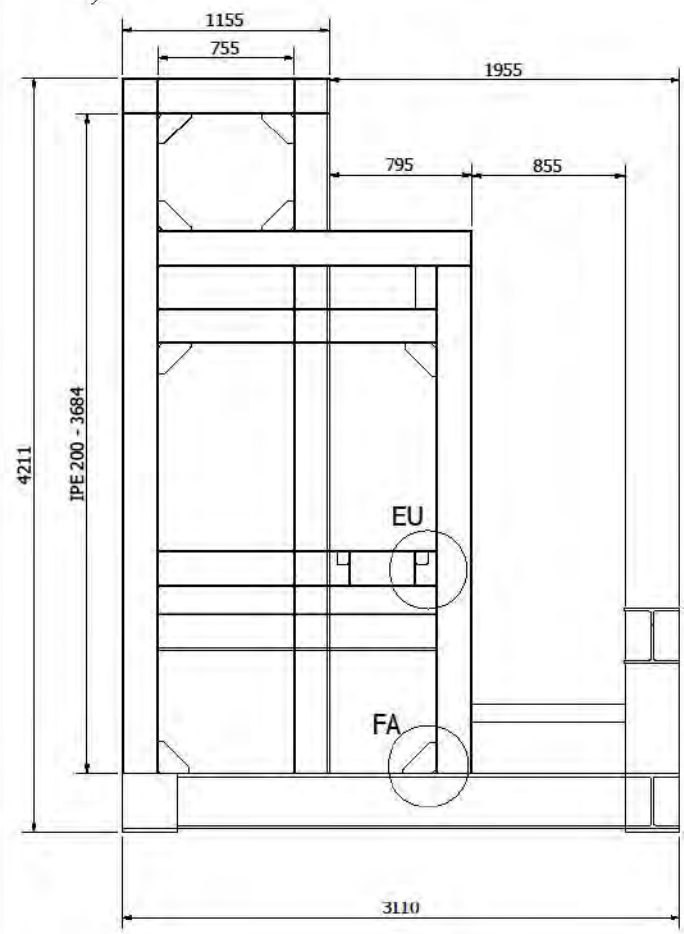
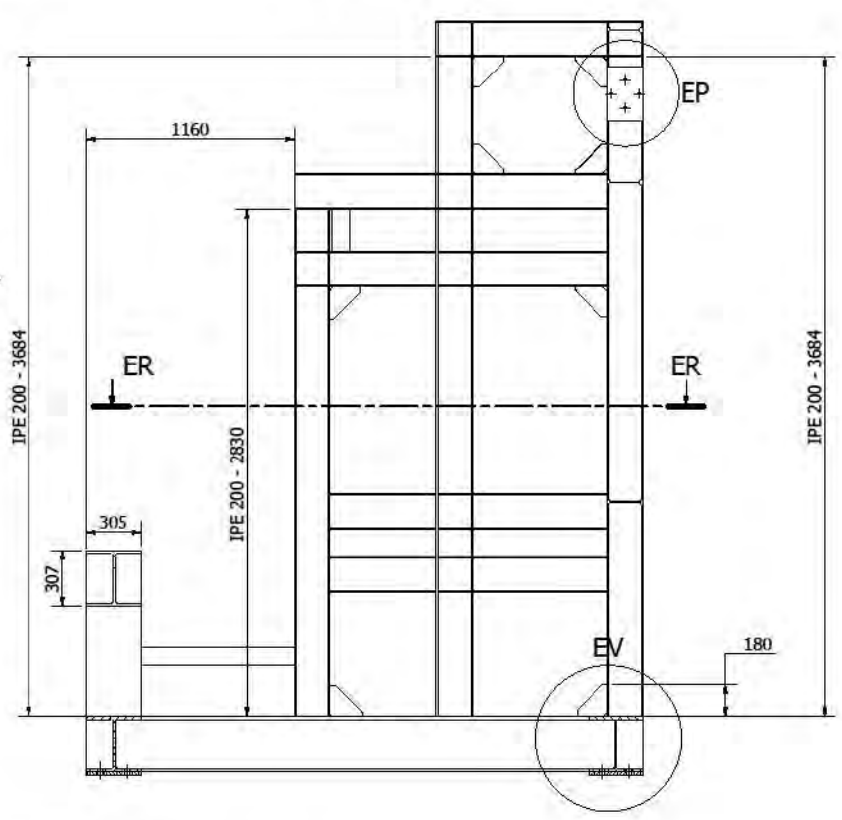
EV (1 : 10)



EU (1 : 10)



EM-EM (1 : 20)



FA (1 : 10)

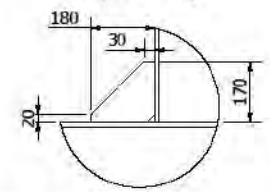


Tabla de Agujeros - Vista ER ER

Agujero	X1	Y1	Detalle
1	293,74	-139,50	Ø 32
2	293,74	-29,50	Ø 32
3	735,74	-29,50	Ø 32
4	735,74	-139,50	Ø 32
5	735,74	-1332,90	Ø 32
6	293,74	-1442,90	Ø 32
7	735,74	-1442,90	Ø 32
8	293,74	-1332,90	Ø 32
9	289,74	-298,44	Ø 26
10	741,74	-973,44	Ø 26
11	289,74	-973,44	Ø 26
12	741,74	-298,44	Ø 26
13	289,74	-523,44	Ø 26
14	741,74	-523,44	Ø 26
15	289,74	-748,44	Ø 26
16	741,74	-748,44	Ø 26
17	289,74	-1198,44	Ø 26
18	741,74	-1198,44	Ø 26

Tabla de Agujeros Vista Planta

Agujeros	X2	Y2	Detalle
1	21,91	-1225,40	Ø 26
2	251,91	-1715,00	Ø 26
3	376,91	-1029,65	Ø 26
4	21,91	-1370,40	Ø 26
5	21,91	-1515,40	Ø 26
6	126,91	-1715,00	Ø 26
7	481,91	-1370,40	Ø 26
8	481,91	-1225,40	Ø 26
9	251,91	-1029,65	Ø 26
10	126,91	-1029,65	Ø 26
11	376,91	-1715,00	Ø 26
12	481,91	-1515,40	Ø 26

SISTEMA DE PINTADO:
a) Preparación superficial SSPC SP-10
b) Base Zincromato, 3-4 mils
c) Acabado pintura esmalte anticorrosivo color Celeste 3-4 mils. Tekno

TOLERANCIAS:
a) Para agujeros considerar tolerancias de acabado fino.
b) Para otras dimensiones considerar tolerancias de acabado medio.

PERFILES:
W12x65- ANSI ; U200-DIN; IPE 200-DIN

UNION:
Perfiles unidos mediante proceso GMAW , Tamaño de soldadura mínima 6mm
Usar rigidizadores contra la deformación según corresponda.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

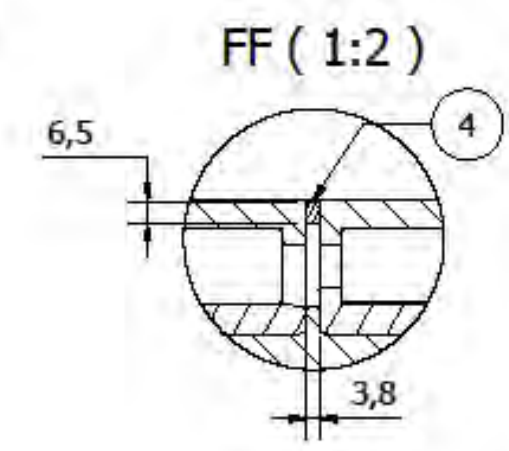
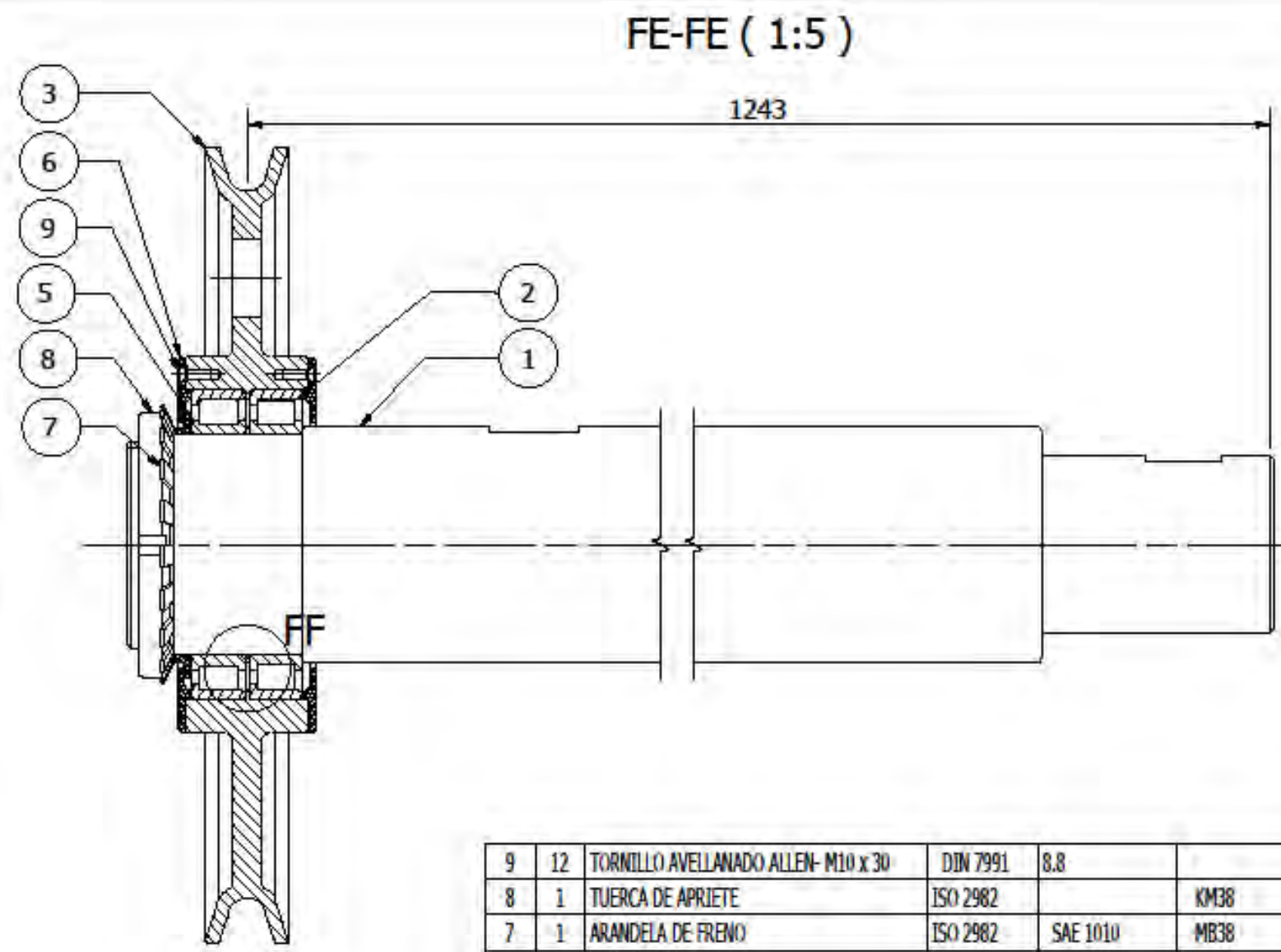
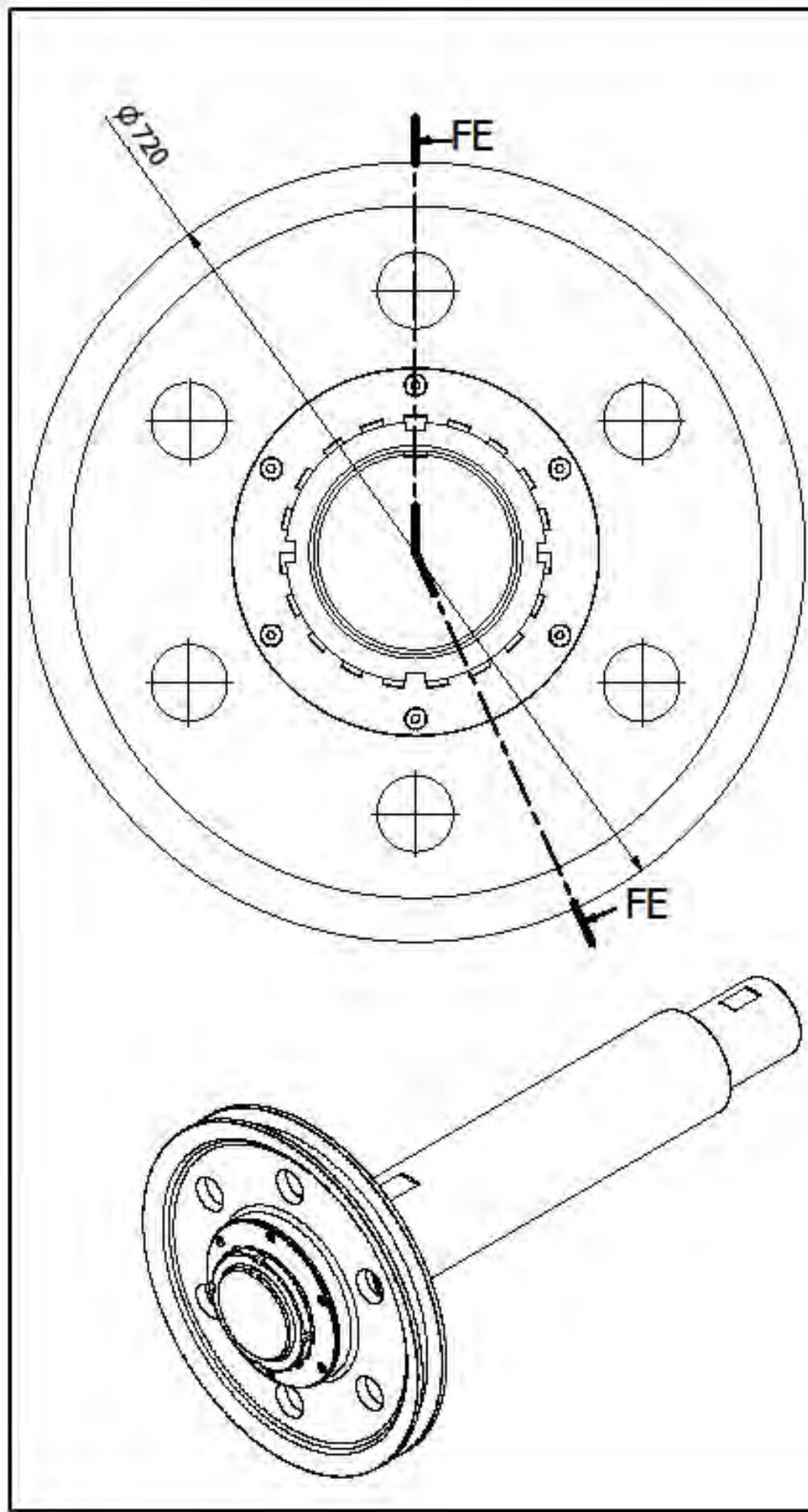
GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL ASTM A992
✓		
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CARLES DE ACERO	ESCALA
20112822	2. BASTIDOR PRINCIPAL	1:25
	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2015.11.05
		LÁMINA: A1 - 03

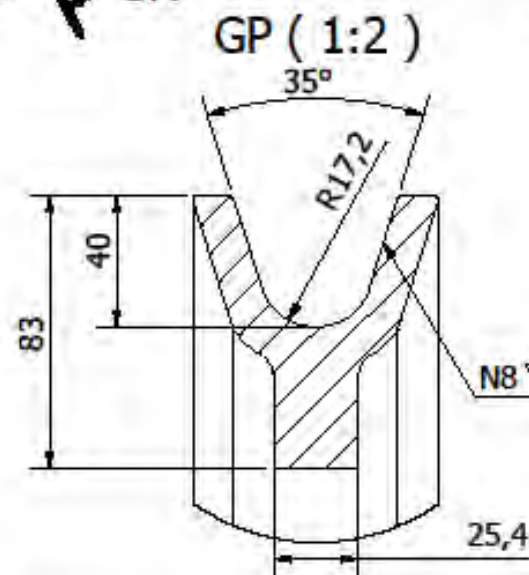
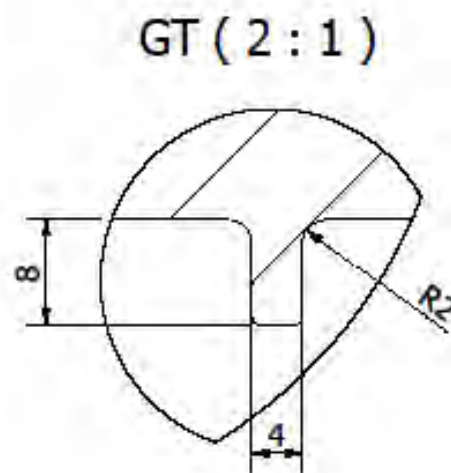
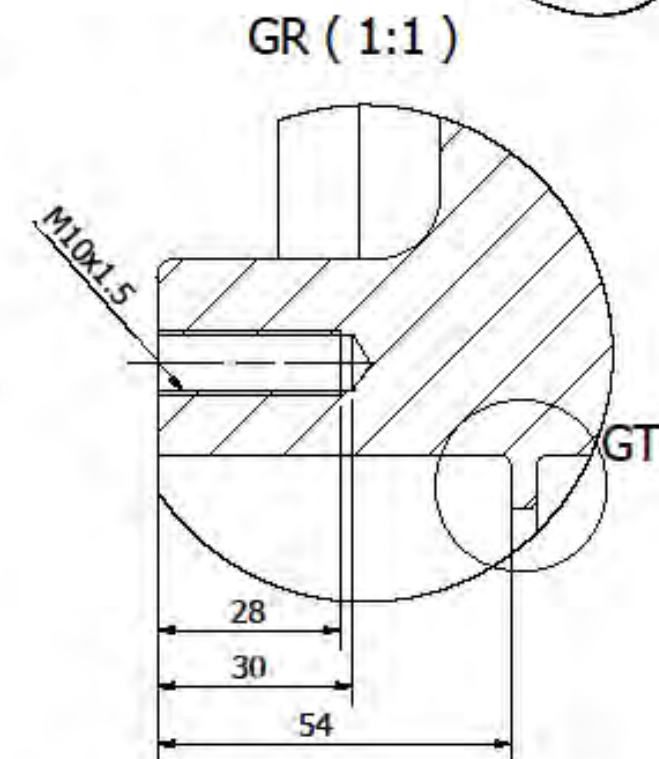
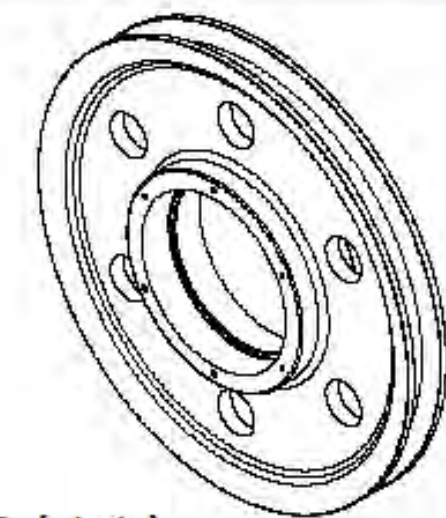
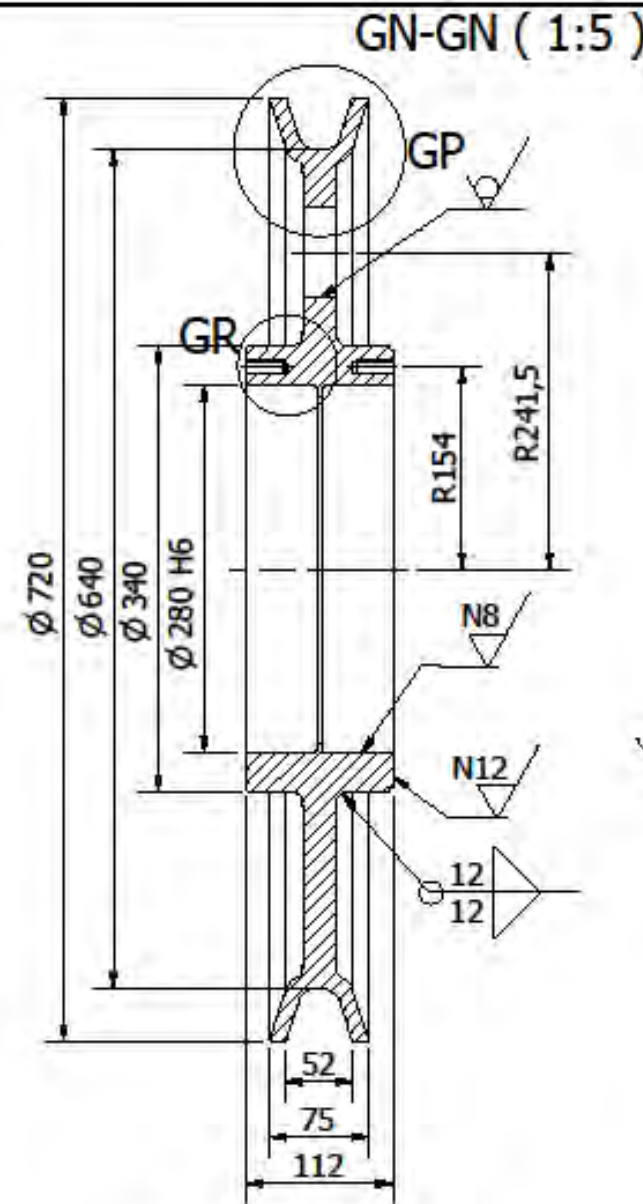
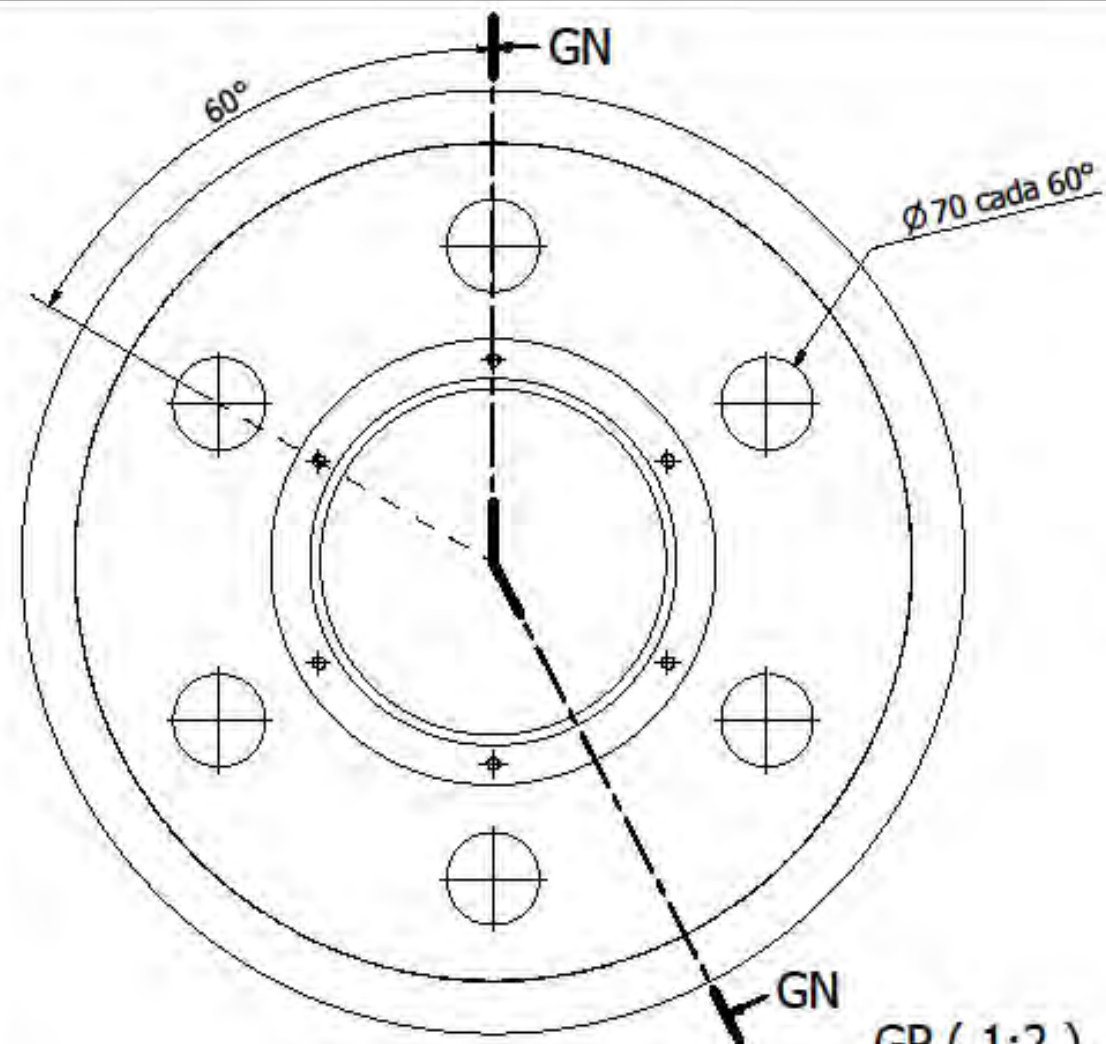
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



9	12	TORNILLO AVELLANADO ALLEN- M10 x 30	DIN 7991	8.8	
8	1	TUERCA DE APRIETE	ISO 2982		KM38
7	1	ARANDELA DE FRENO	ISO 2982	SAE 1010	MB38
6	2	TAPA DE RODAMIENTO		SAE 1020	
5	1	ANILLO DE RETEN		NITRILO	
4	1	ANILLO DISTANCIADOR 3.8 x 6.5 x 200		SAE 1020	
3	1	POLEA PARA CABLE DE ACERO - 3.1	ISO 4308	SAE 1030	Plano despiece A3 - 04.2
2	2	RODAMIENTO DE RODILLOS			SKF-NCF2940 CV
1	1	EJE DE POLEA LIBRE - 3.2		42CrMo4	Plano despiece A3 - 04.1
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
POSTGRADO ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FLEXIÓN DE CABLES DE ACERO	ESCALA
	3. SUB ENSAMBLE EJE - POLEA	1:5
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.01.29
		LAMINA: A3 - 04



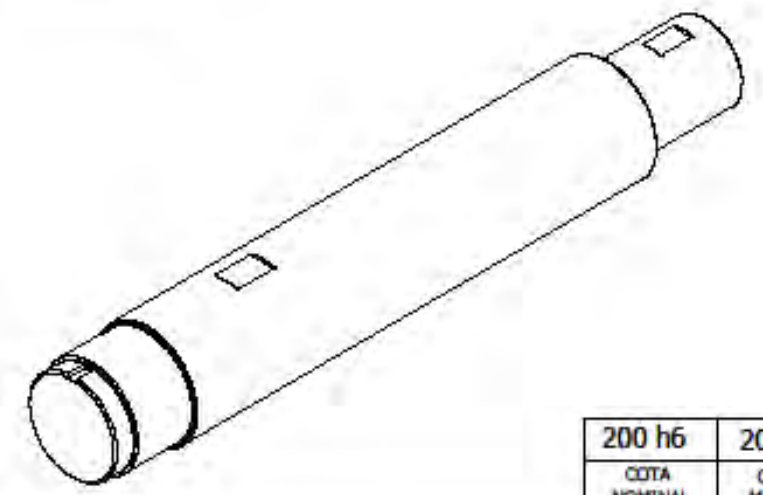
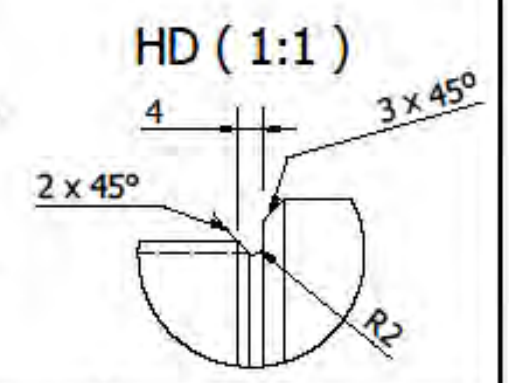
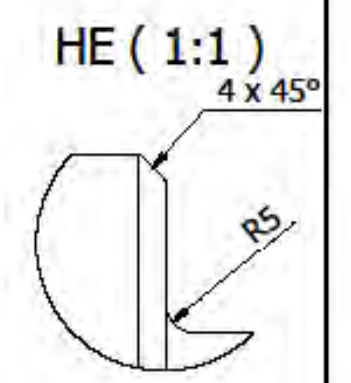
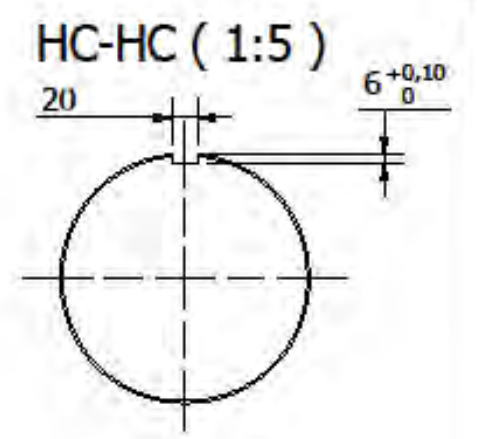
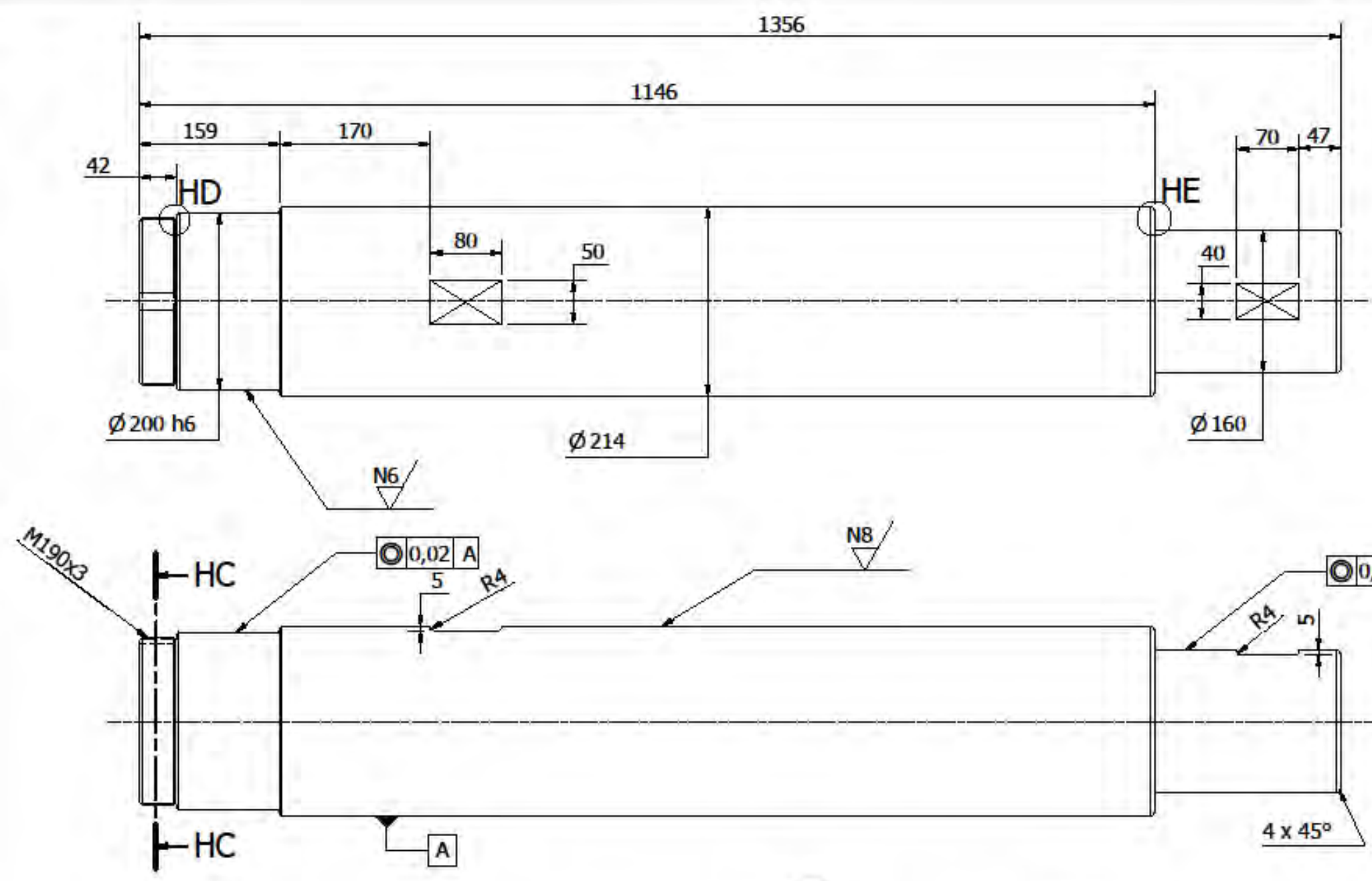
Cementado 1 mm - HRc50
Forjado por Rodillos

FABRICAR 06 UNIDADES

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000	GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0	FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2

280 H6	280.052	280.000
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

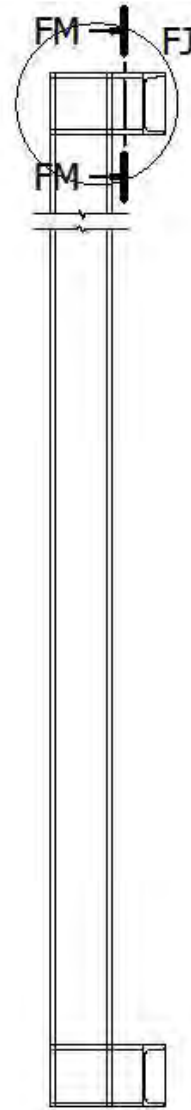
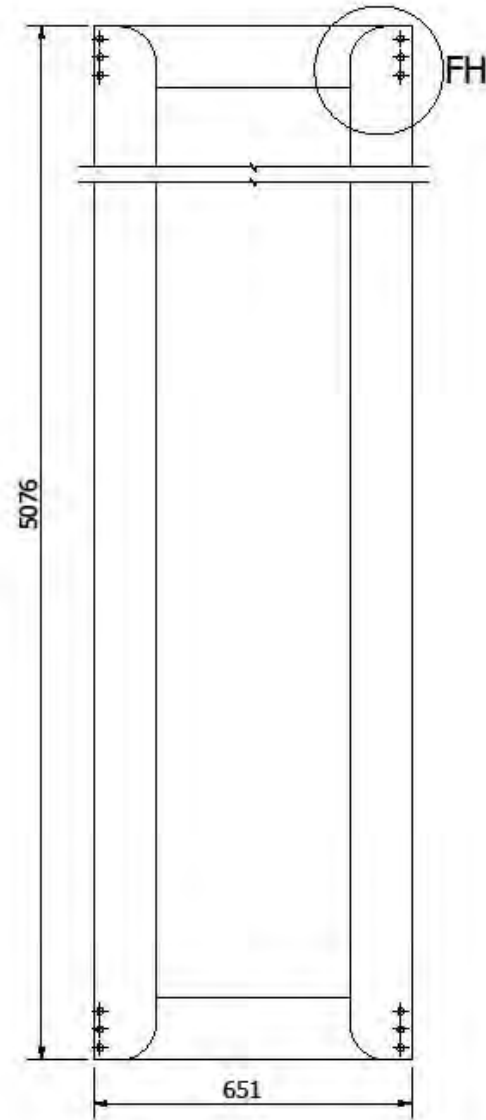
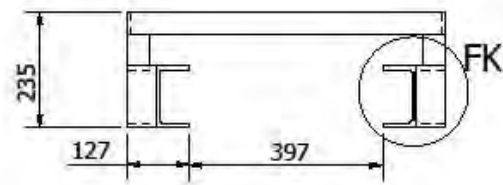
ACABADO SUPERFICIAL N8	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL SAE 1030 - FORJADO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO 3.1 POLEA PARA CABLE DE ACERO 32mm	ESCALA 1:5
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.01.29
		LAMINA: A3 - 04.2



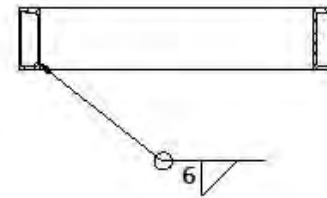
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2

200 h6	200.000	199.971
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

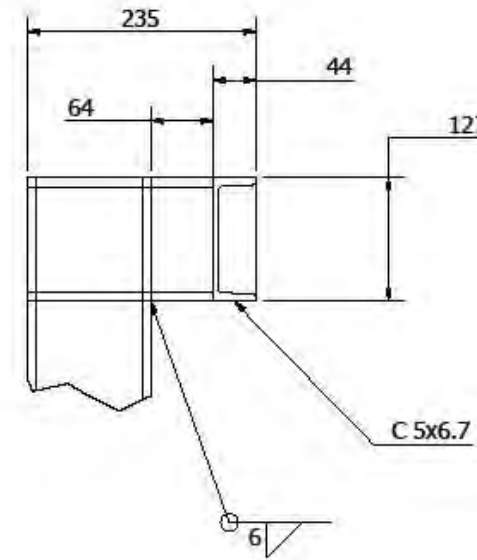
ACABADO SUPERFICIAL N8 / (N6)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168	MATERIAL DIN 42CrMO4
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO 3.2 EJE DE POLEA LIBRE	ESCALA 1:5
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.01.30
		LAMINA: A3 - 04.1



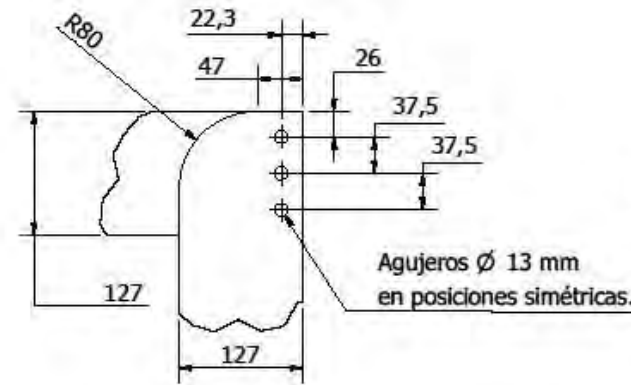
FM-FM (1 : 10)



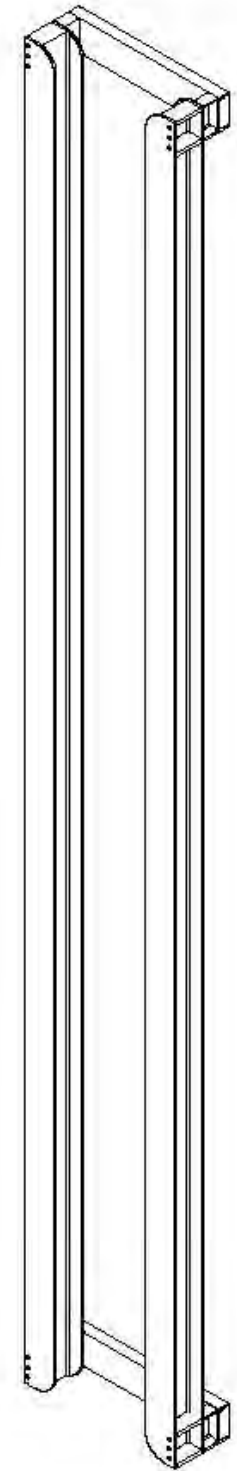
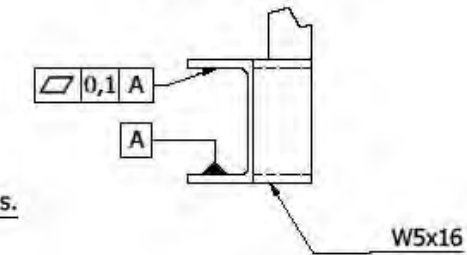
FJ (1:5)



FH (1:5)



FK (1 : 5)



SISTEMA DE PINTADO:

- Preparación superficial SSPC SP-10
- Base Zincromato, 3-4 mils
- Acabado pintura esmalte anticorrosivo color Azul3-4 mils. Tekno

TOLERANCIAS:

- Para agujeros considerar tolerancias de acabado fino.
- Para otras dimensiones considerar tolerancias de acabado medio.

UNION:

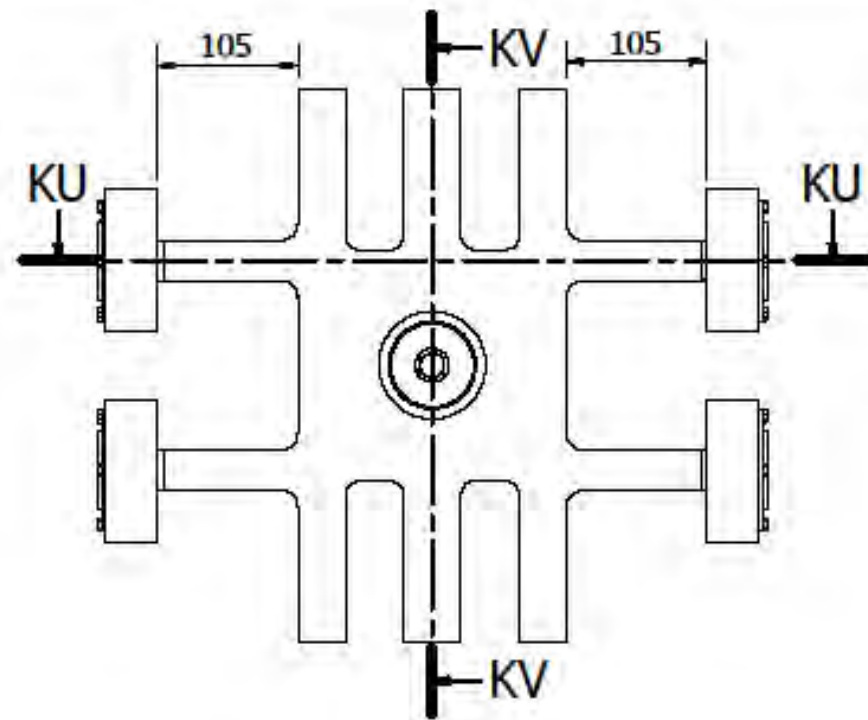
Aplicar proceso GMAW - SPRAY. Tamaño de soldadura mínima 6mm

ACABADO SUPERFICIAL:

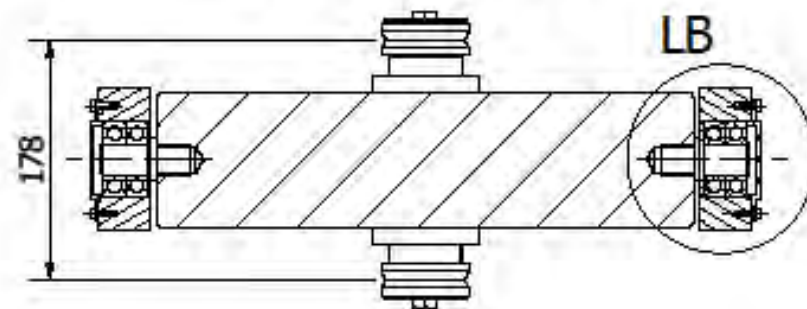
Refrentar caras interiores en viga carrilera, conservar paralelismo y Ra 3,2 µm.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000	GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0	FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2

ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL ASTM A992
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO 4. CARRILERA ACOPLE DE MUESTRAS	ESCALA 1:10
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.01.29
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA
		LAMINA: A2 - 05

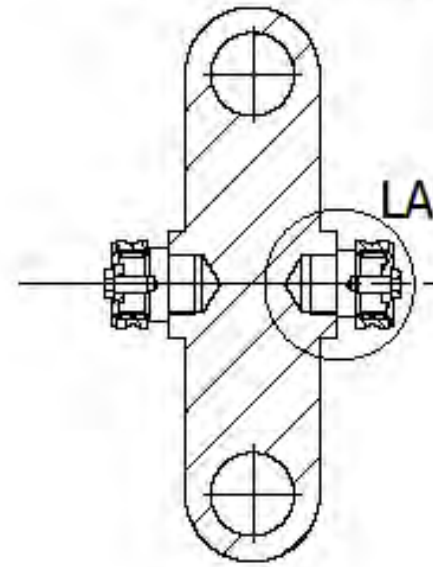


KU-KU (1 : 5)

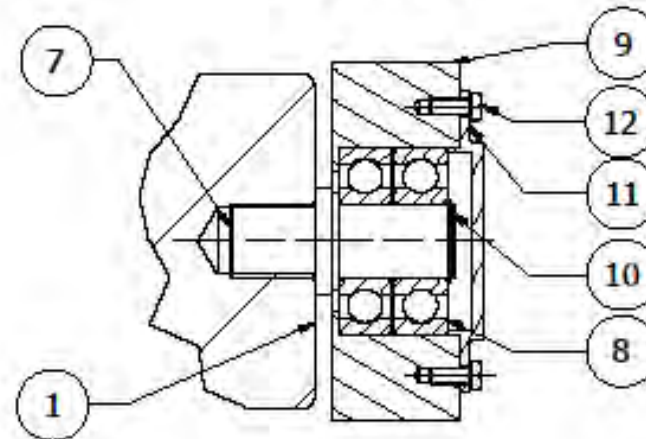
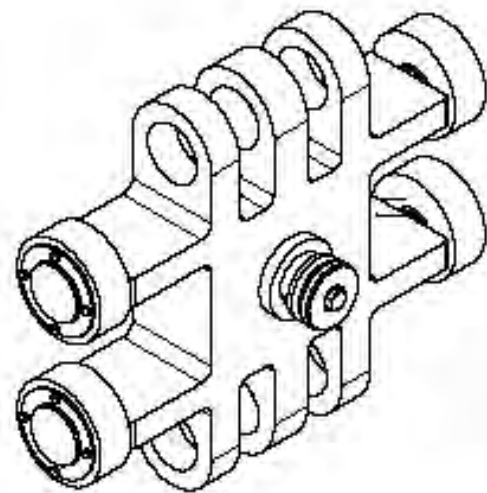
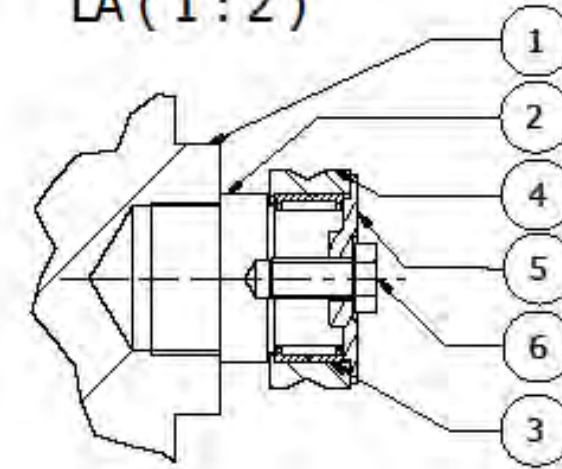


LB (1 : 2)

KV-KV (1 : 5)



LA (1 : 2)



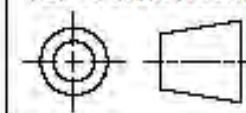
NOTA: VER EL PLANO A3 06 ET,
5.1.1 SUB-ENSAMBLE CARRO ACOPLADOR + TERMINALES
PARA VERIFICAR ENSAMBLE DE LOS TERMINALES G416

POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
12	16	Perno cabeza hexagonal - M5 x 12	ISO 4017	8.8	
11	4	Tapa de llanta lateral		ASTM A36	
10	4	Anillo de retencion 22x1.2		DIN 471	
9	4	Llanta lateral		42CrMo4	
8	8	Rodamiento de bolas			SKF 63/22
7	4	Eje soporte rueda lateral		42CrMo4	
6	2	Perno cabeza hexagonal - M12 x 25	ISO 4017	8.8	
5	2	Tapa de llanta frontal		ASTM A36	
4	2	Llanta frontal		42CrMo4	
3	2	Rodamiento de rodillos			SKF NK 40/20 TN
2	2	Eje soporte rueda frontal		42CrMo4	
1	1	Carro acoplador - 5.1		ASTM A36	Plano A3 - 06 - A

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

POSTGRADO ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO

5. SUB -ENSAMBLE CARRO ACOPLADOR + RUEDAS

ESCALA

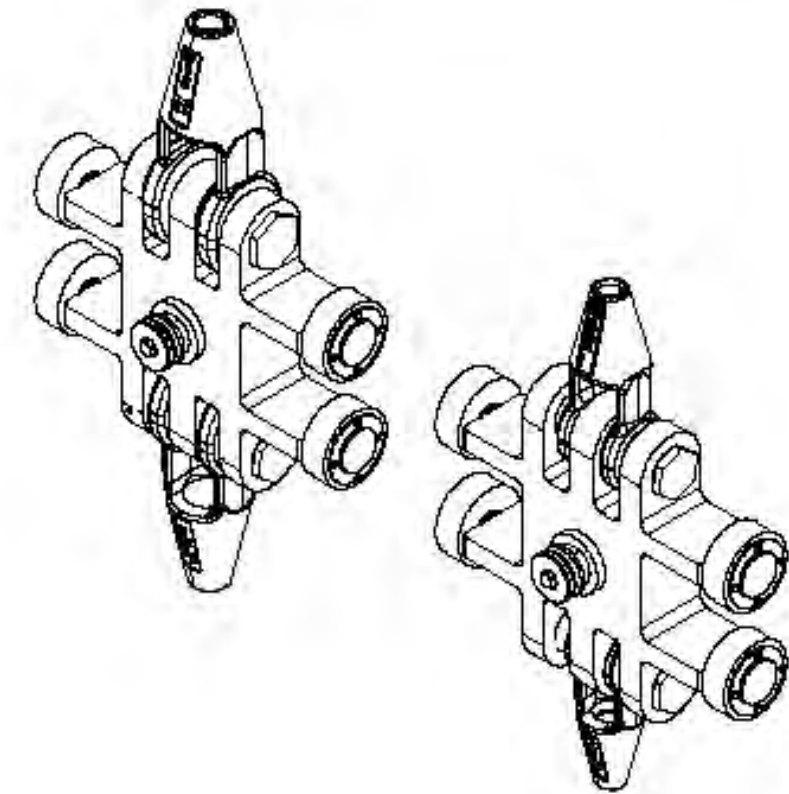
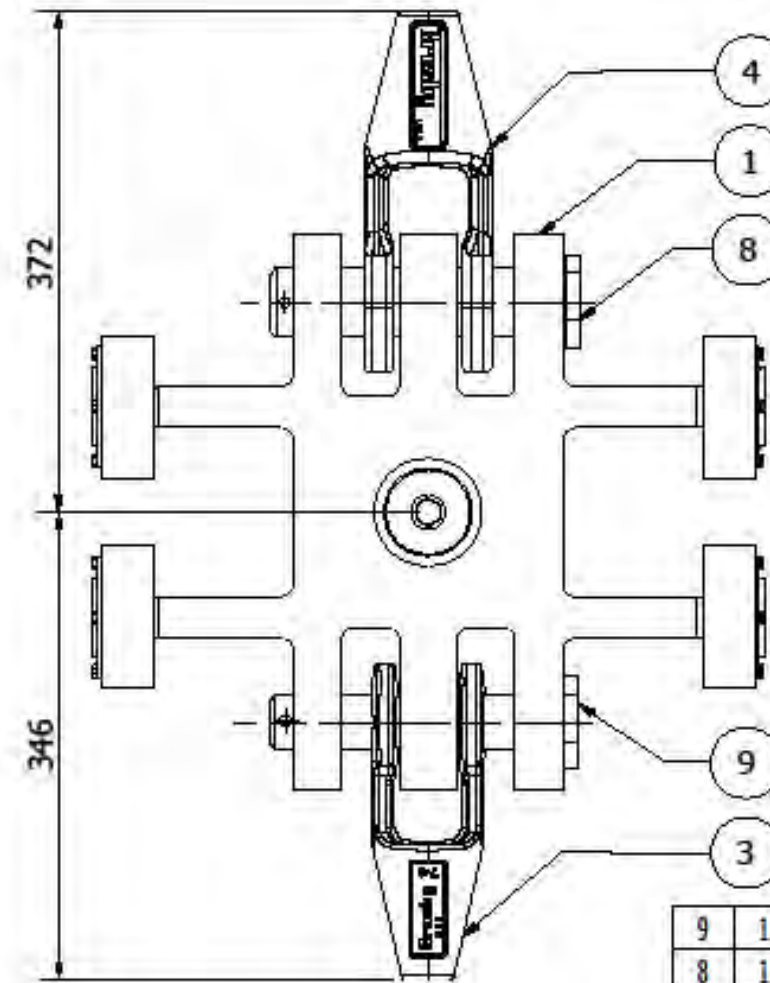
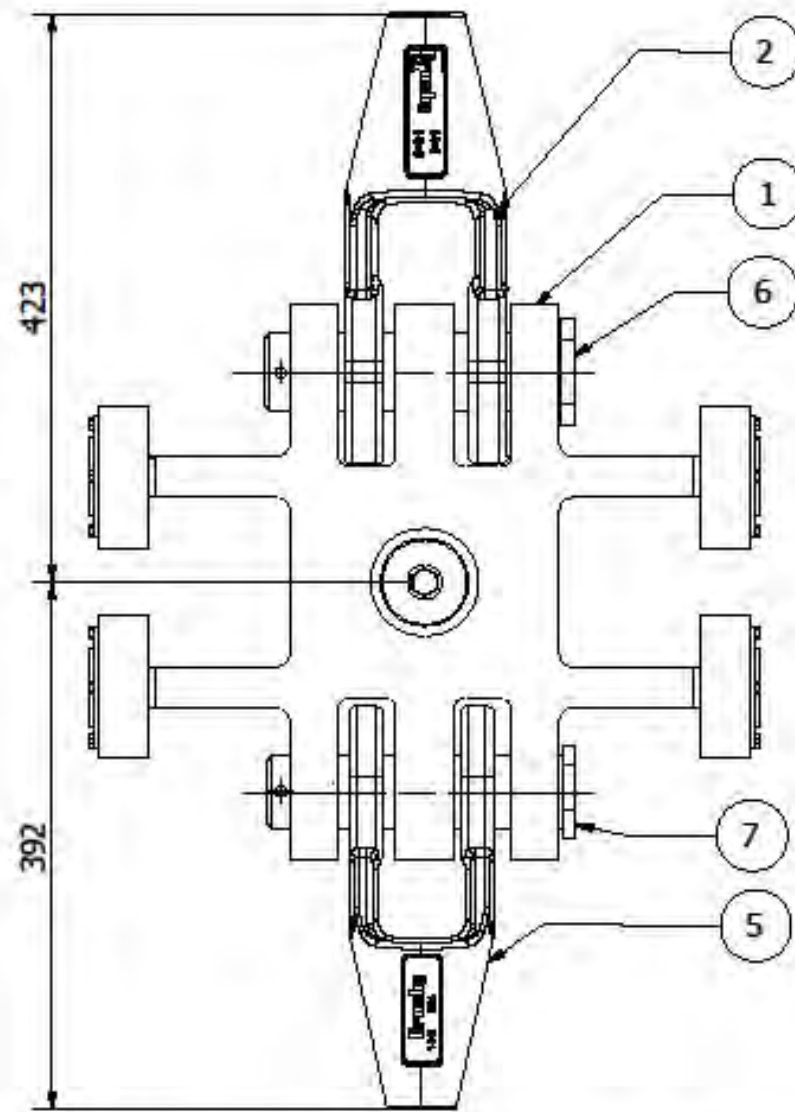
1:5

20112822

AGURTO CORREA, JUAN CARLOS

FECHA:
2016.01.30

LÁMINA:
A3-06



SE MUESTRA LA CAPACIDAD DE ENSAMBLE DEL CARRO ACOPLADOR CON TERMINALES CÓNICOS G416 DE DIFERENTE MEDIDA.

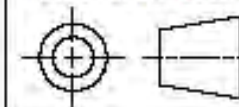
TERMINALES PARA CABLES CUYOS DIAMETROS SON:
22 , 26 , 29 y 32 mm

9	1	Pin acoplador Diam. 40		SAE 4140	
8	1	Pin acoplador Diam. 50		SAE 4140	
7	1	Pin acoplador Diam. 55		SAE 4140	
6	1	Pin acoplador Diam. 58		SAE 4140	
5	1	TERMINAL SOCKET CÓNICO P/CABLE 29 mm	FE RR S550E		CROSBY G416
4	1	TERMINAL SOCKET CÓNICO P/CABLE 26 mm	FE RR S550E		CROSBY G416
3	1	TERMINAL SOCKET CÓNICO P/CABLE 22 mm	FE RR S550E		CROSBY G416
2	1	TERMINAL SOCKET CÓNICO P/CABLE 32 mm	FE RR S550E		CROSBY G416
1	2	CARRO ACOPLADOR + RUEDAS			VER PLANO A3-06
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

POSTGRADO ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO

5.1.1 SUB-ENSAMBLE CARRO ACOPLADOR + TERMINALES

ESCALA

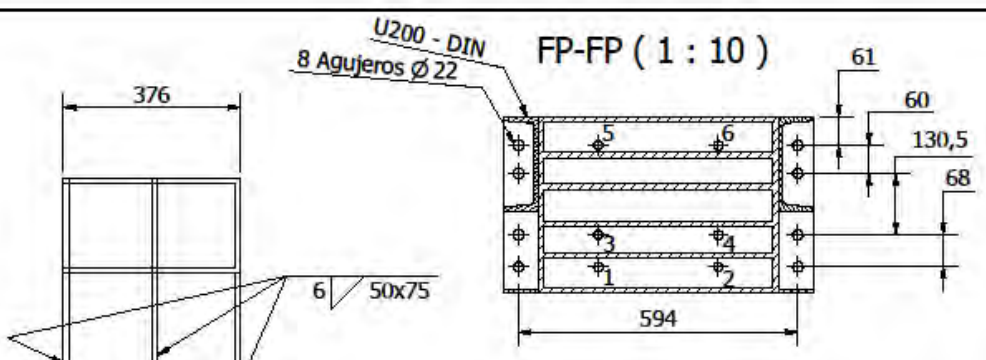
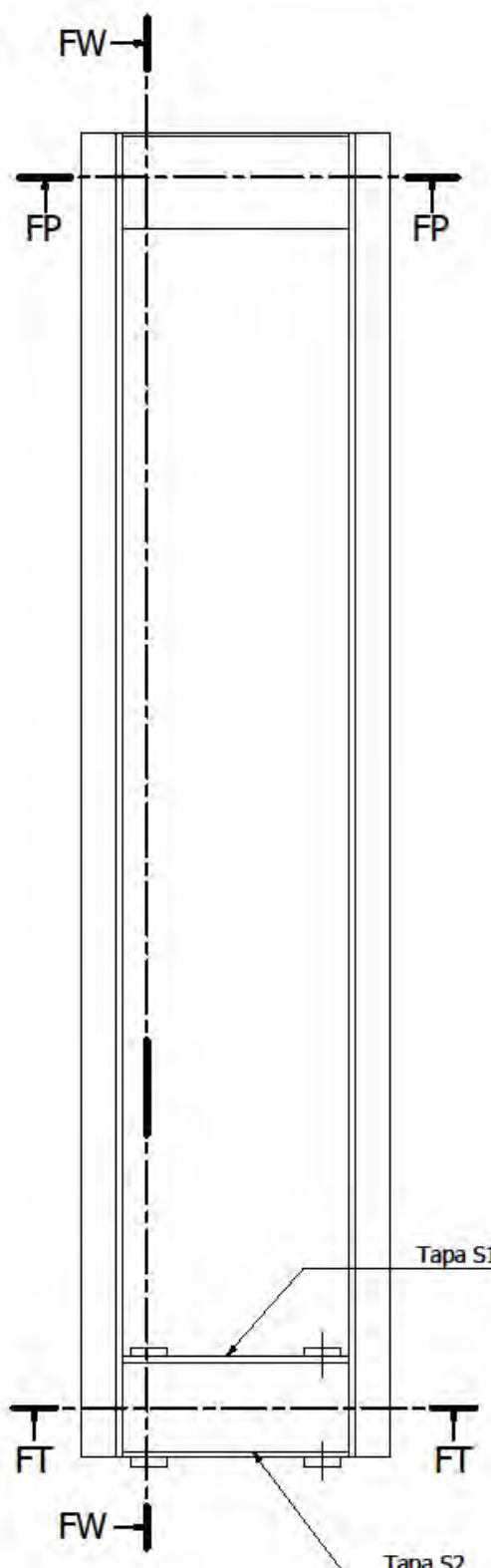
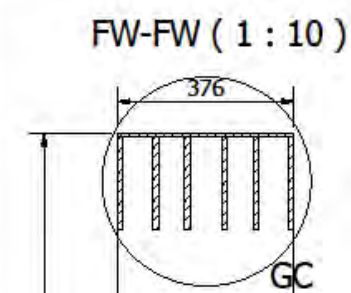
1:5

20112822

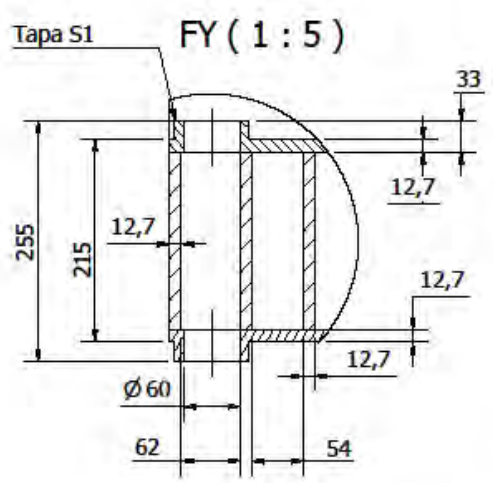
AGURTO CORREA, JUAN CARLOS

FECHA:
2016.01.30

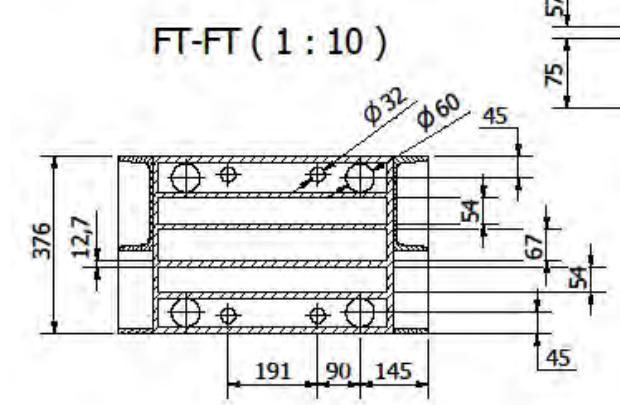
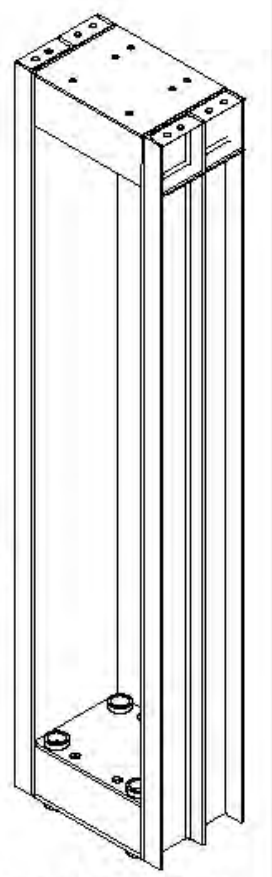
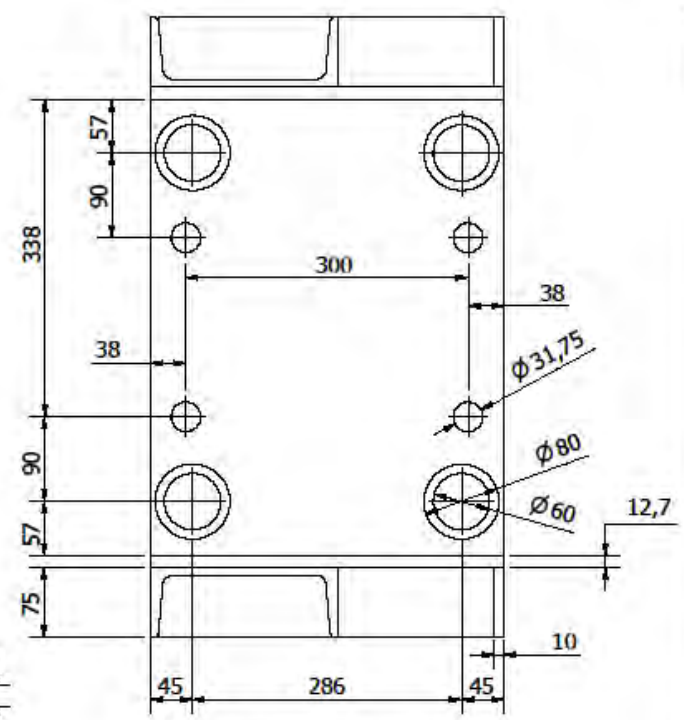
LAMINA:
A3 - 06 ET



AGUJERO	X1	Y1	DESCRIPCION
1	202,9	-319,2	Ø 20
2	457,9	-319,2	Ø 20
3	202,9	-251,2	Ø 20
4	457,9	-251,2	Ø 20
5	202,9	-60,7	Ø 20
6	457,9	-60,7	Ø 20



GB (1:5)

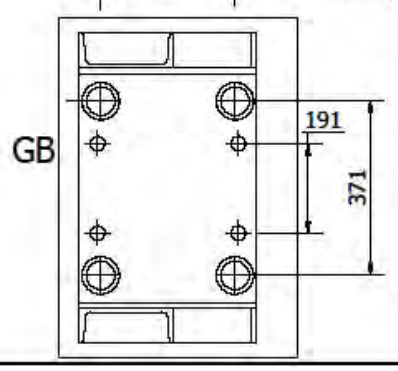
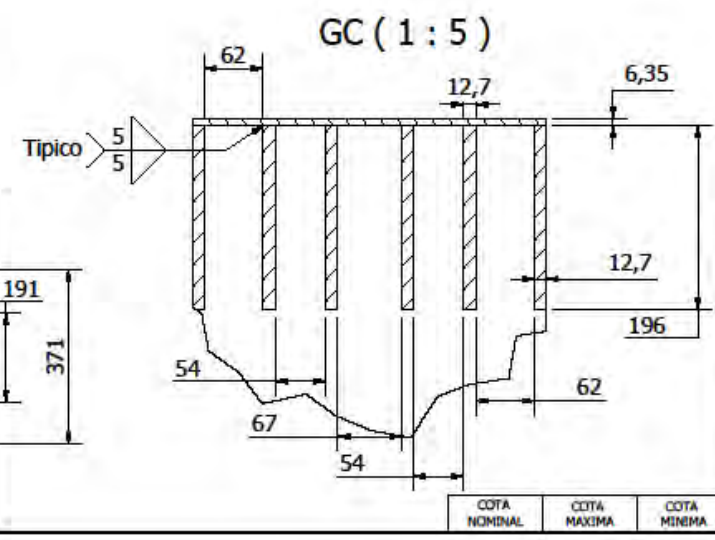


SISTEMA DE PINTADO:
a) Preparación superficial SSPC SP-10
b) Base Zincromato, 3-4 mils
c) Acabado pintura esmalte anticorrosivo color Azul 3-4 mils. Tekno

TOLERANCIAS:
a) Para agujeros considerar tolerancias de acabado fino.
b) Para otras dimensiones considerar tolerancias de acabado medio.

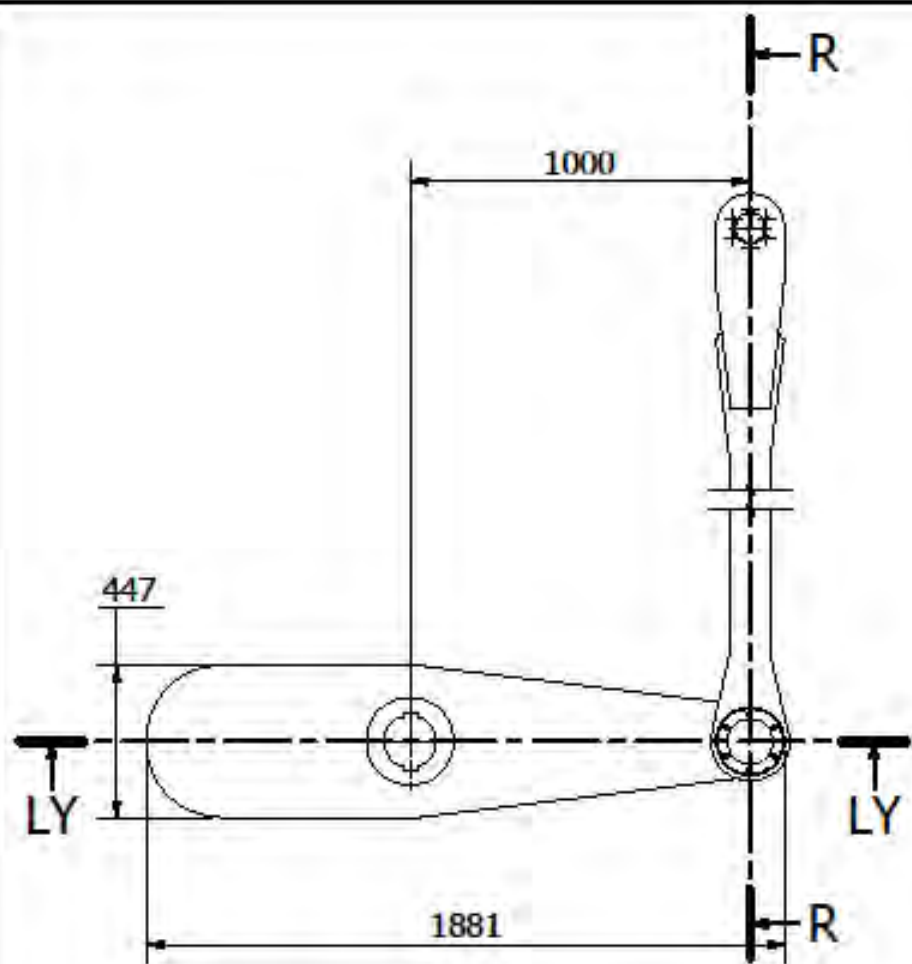
UNION:
Aplicar proceso GMAW - SPRAY. Tamaño de soldadura mínima 6mm

ACABADO SUPERFICIAL:
Tapas S1 y S2, deben ser mecanizadas antes de soldar (Ra 3,2 µm.)

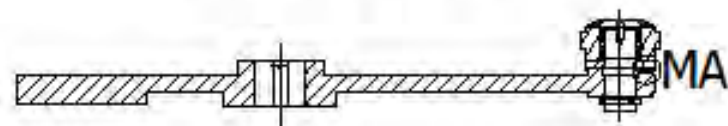


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2

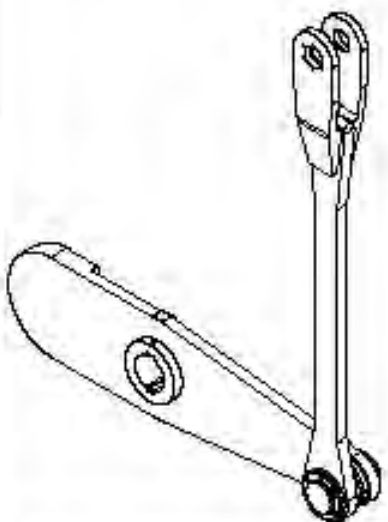
ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL ASTM A992 - ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA 1:10
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.01.29
		LAMINA: A2 - 07



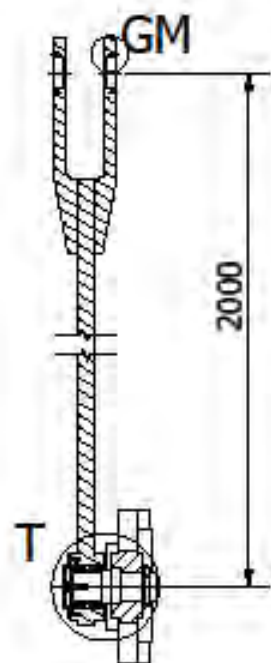
LY-LY (1:20)



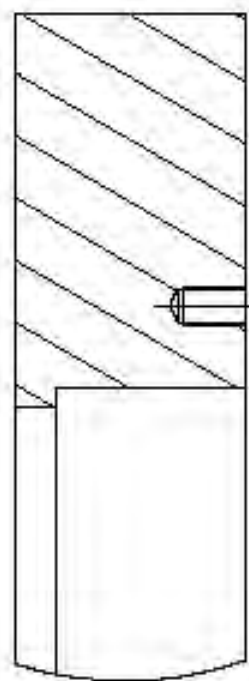
MA (1 : 2)



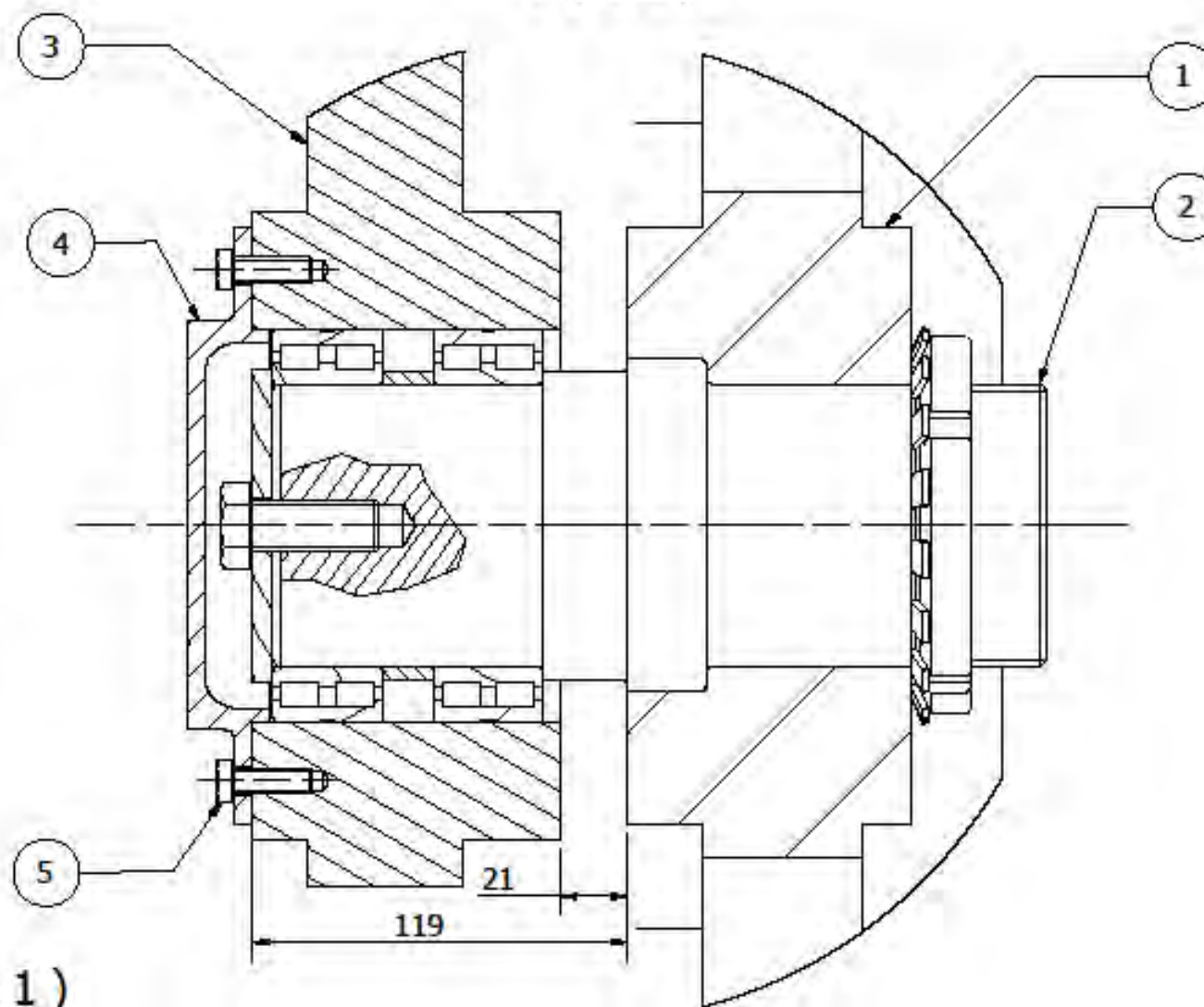
R-R (1:20)



GM (1 : 1)



T (1:2)

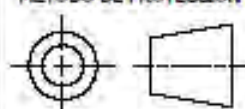


POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
6	1	PRISIONERO M8 x 40	DIN 913	12.9	
5	6	PERNO CABEZA HEXAGONAL M8 x 25	ISO 4017	8.8	
4	1	TAPA RODAMIENTO		ASTM A-36	
3	1	ESLABÓN CONECTOR		SAE 1020	
2	1	SUB-ENSAMBLE EJE 2-3			VER PLANO A4 - 08.1
1	1	MANIVELA		SAE 1020	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

POSTGRADO ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



20112822

MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO

**7. SUB-ENSAMBLE
MANIVELA / CONECTOR**

AGURTO CORREA, JUAN CARLOS

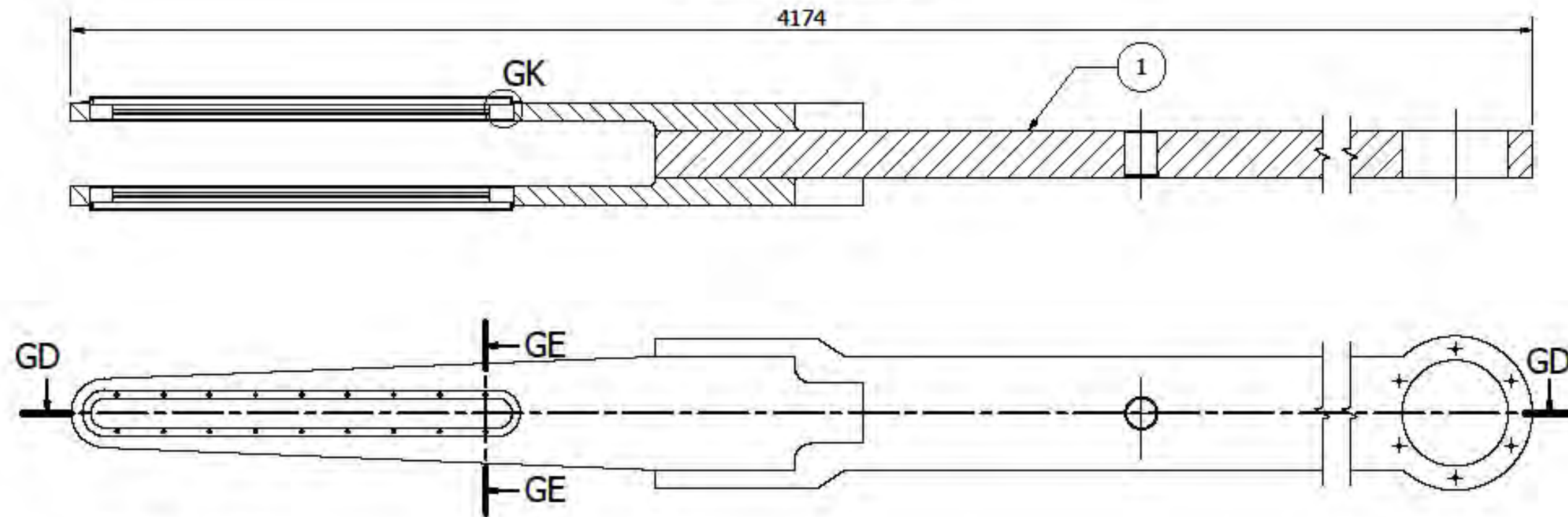
ESCALA

1:20

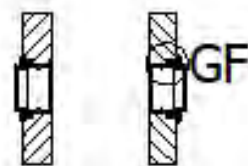
FECHA:
2016.01.29

LAMINA:
A3 - 08

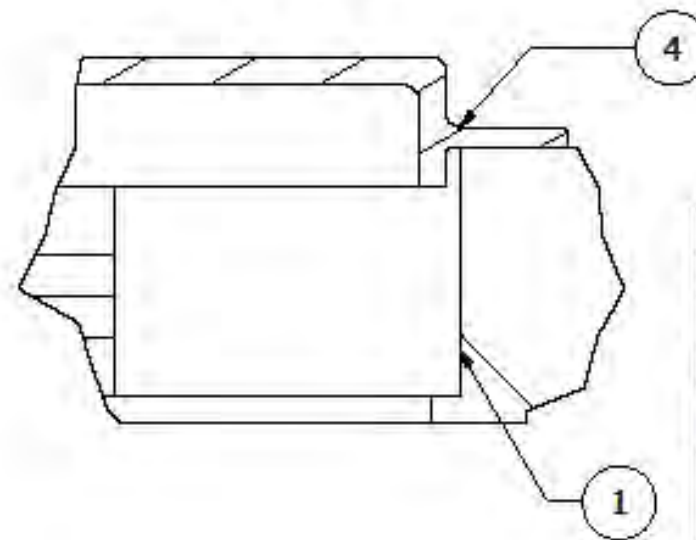
GD-GD (1:10)



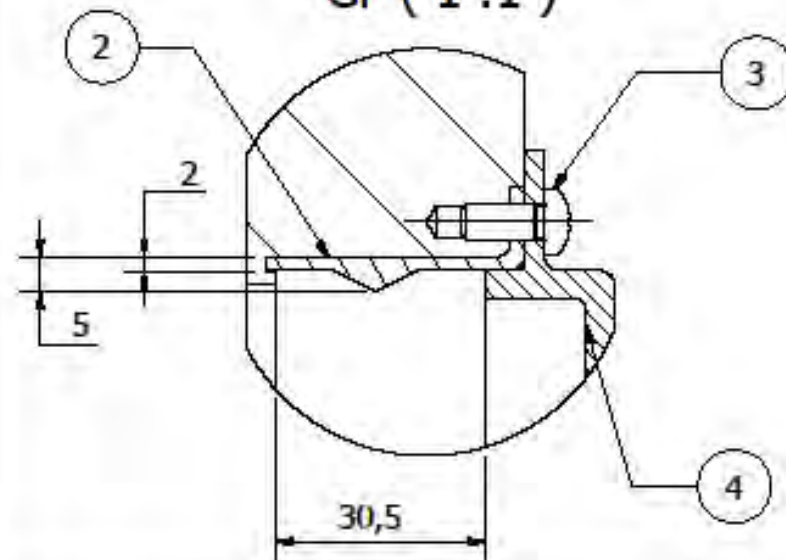
GE-GE (1:10)



GK (1 : 1)



GF (1 : 1)

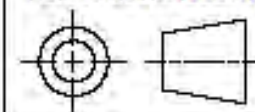


POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
4	2	TAPA DE CORREDERA		ASTM A36	
3	36	TORNILLO CABEZA CILINDRICA - M5 x 12	ISO 7045		HUECO CRUCIFORME
2	4	CORREDERA		42CrMo4	TRATAM. NITRURADO
1	1	BALANCIN - 8.1		ASTM A36	Plano despiece A3-09.1

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

POSTGRADO ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



MÁQUINA DE ENSAYOS DE FLEXIÓN DE CABLES DE ACERO

**8. SUB ENSAMBLE
BALANCIN CORREDERA**

ESCALA

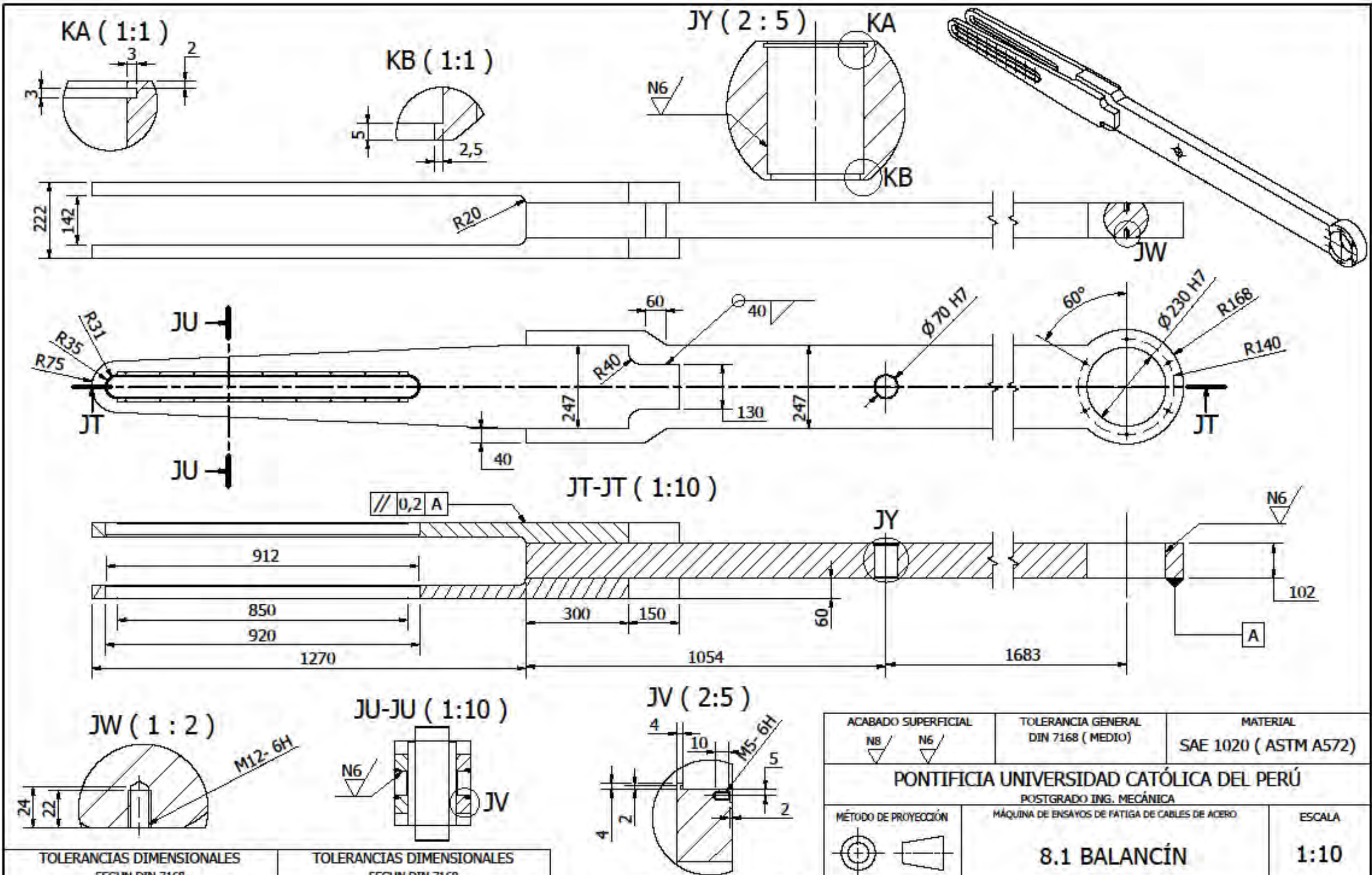
1:10

20112822

AGURTO CORREA, JUAN CARLOS

FECHA:
2016.01.29

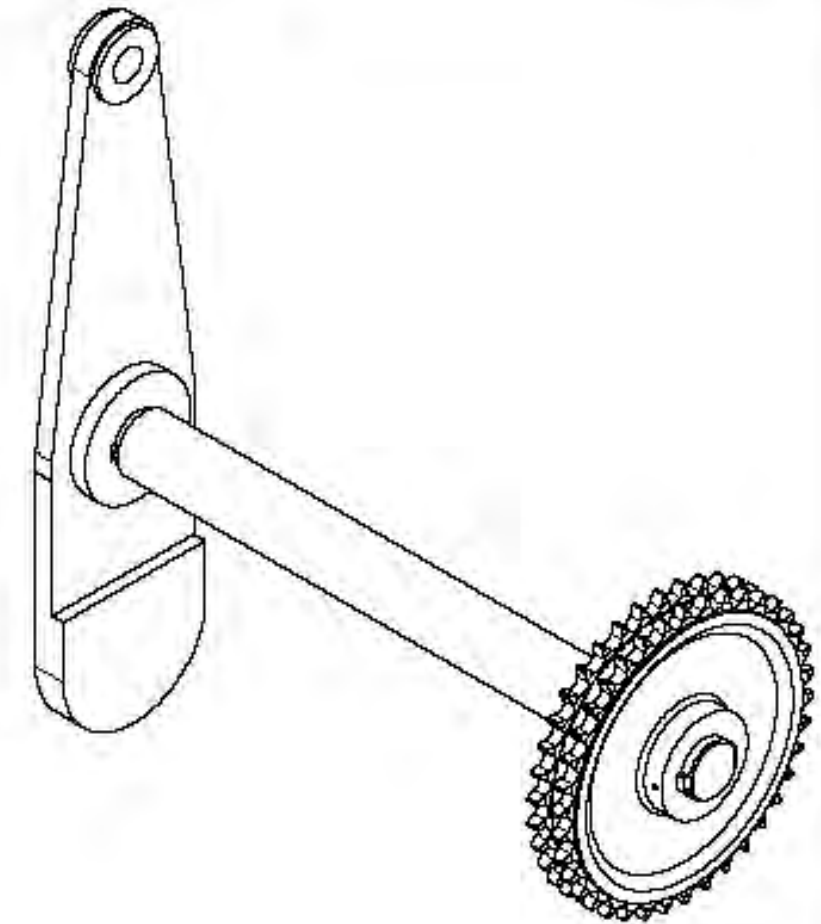
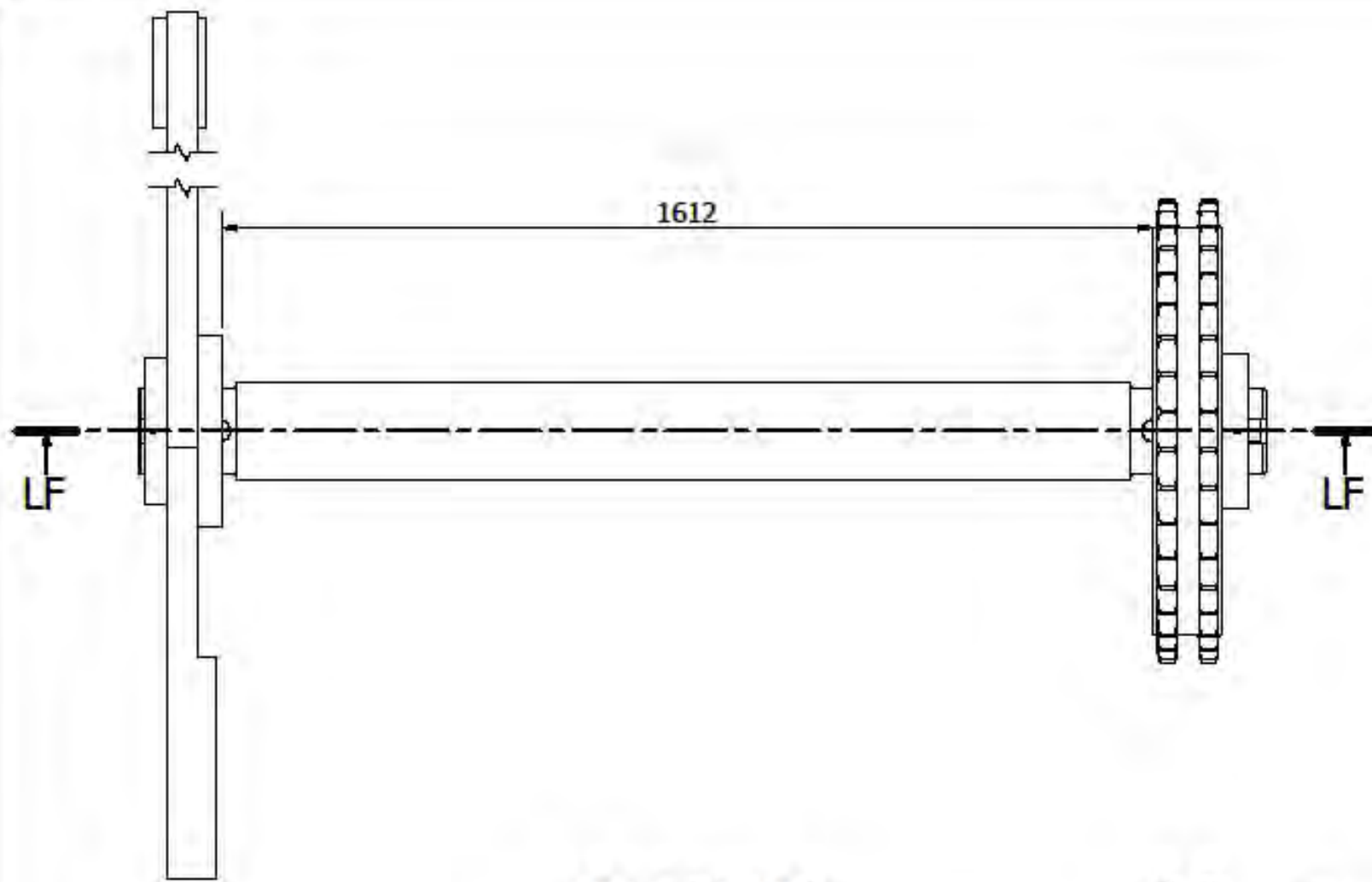
LAMINA:
A3 - 09



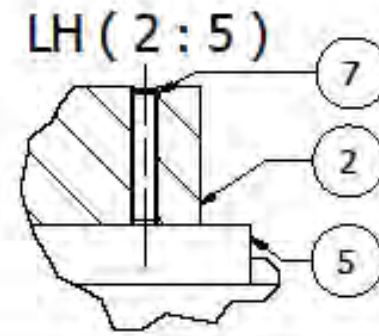
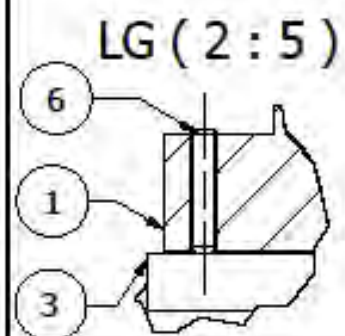
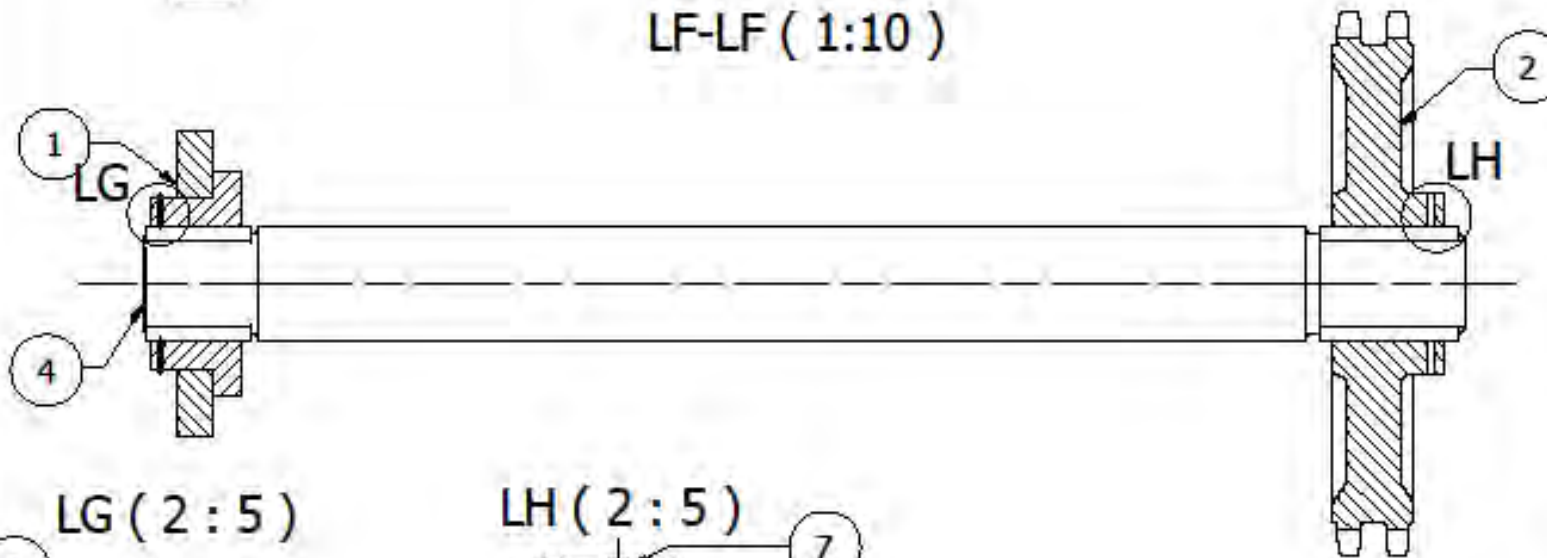
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0

230 H7	230.046	230.00
70 H7	70.030	70.00
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL N8 / N6	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL SAE 1020 (ASTM A572)
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA 1:10
20112822	8.1 BALANCÍN	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS
		FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A3 - 09.1



LF-LF (1:10)



POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
7	2	Prisionero M10 x 50	DIN 913	12.9	
6	2	Prisionero M10 x 35	DIN 913	12.9	
5	2	Cuña 40 x 22 x 205	DIN 6885	42CrMo4	
4	1	Eje Motriz - 9.1		42CrMo4	Plano despiece A3 - 14-1
3	2	Cuña 40 x 22 x 150	DIN 6885	42CrMo4	
2	1	Piñon doble Paso 63.5 mm x Z2=38	ISO 606	SAE 1030	
1	1	Manivela - 31		SAE 1020	Plano despiece A3-19

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
POSTGRADO ING. MECÁNICA



MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO

ESCALA

**9. SUB-ENSAMBLE EJE
MOTRIZ - MANIVELA**

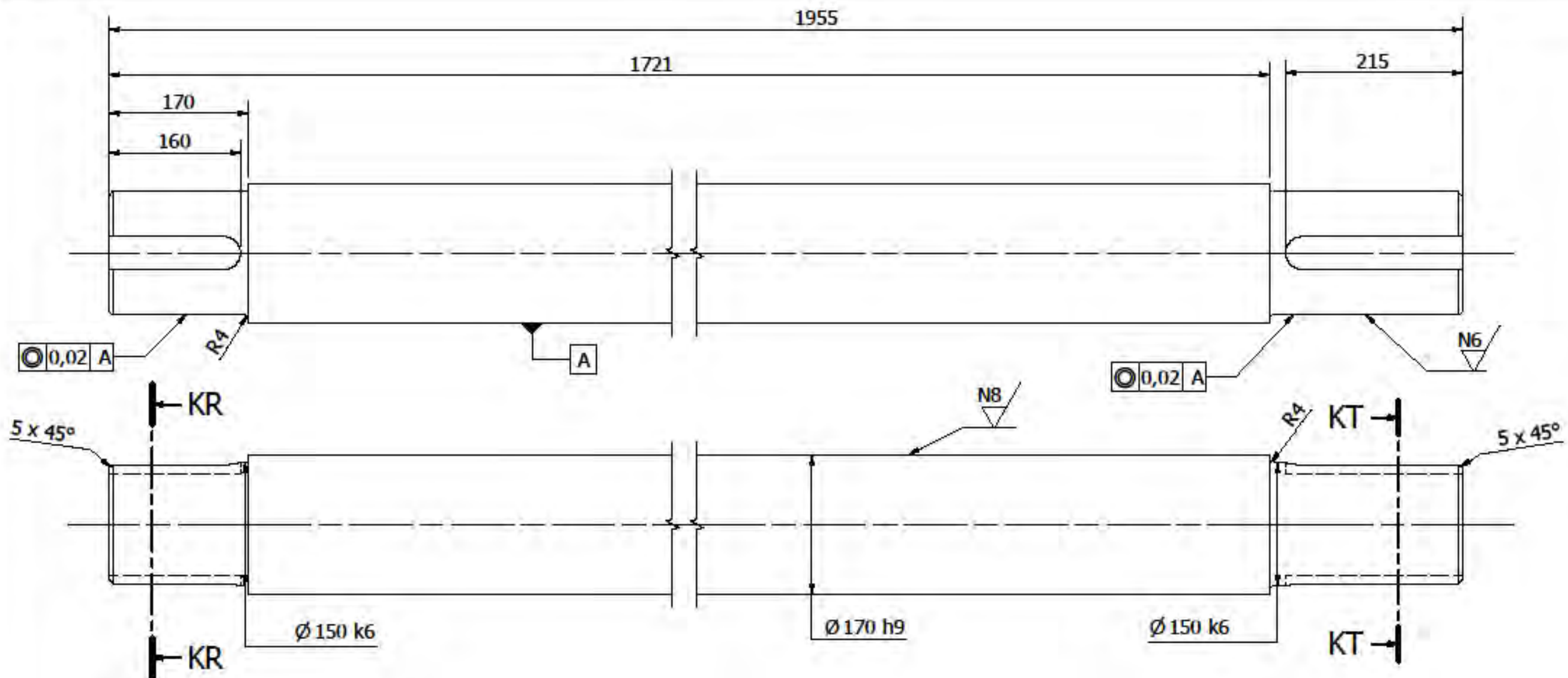
1:10

20112822

AGURTO CORREA, JUAN CARLOS

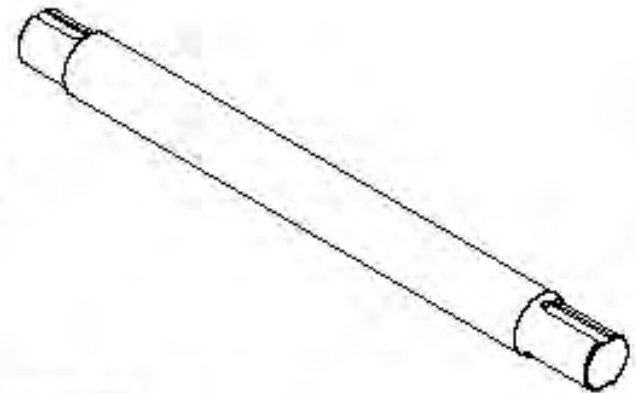
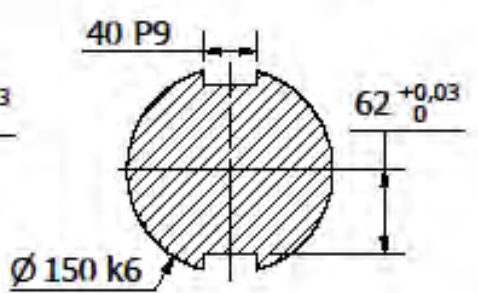
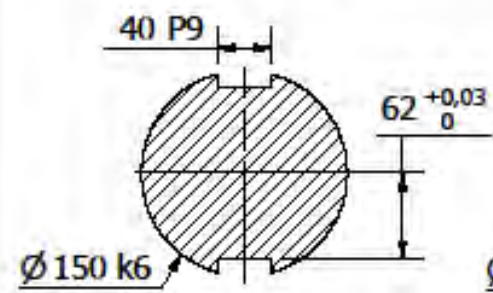
FECHA:
2016.02.11

LAMINA:
A3 - 14



KR-KR (1:5)

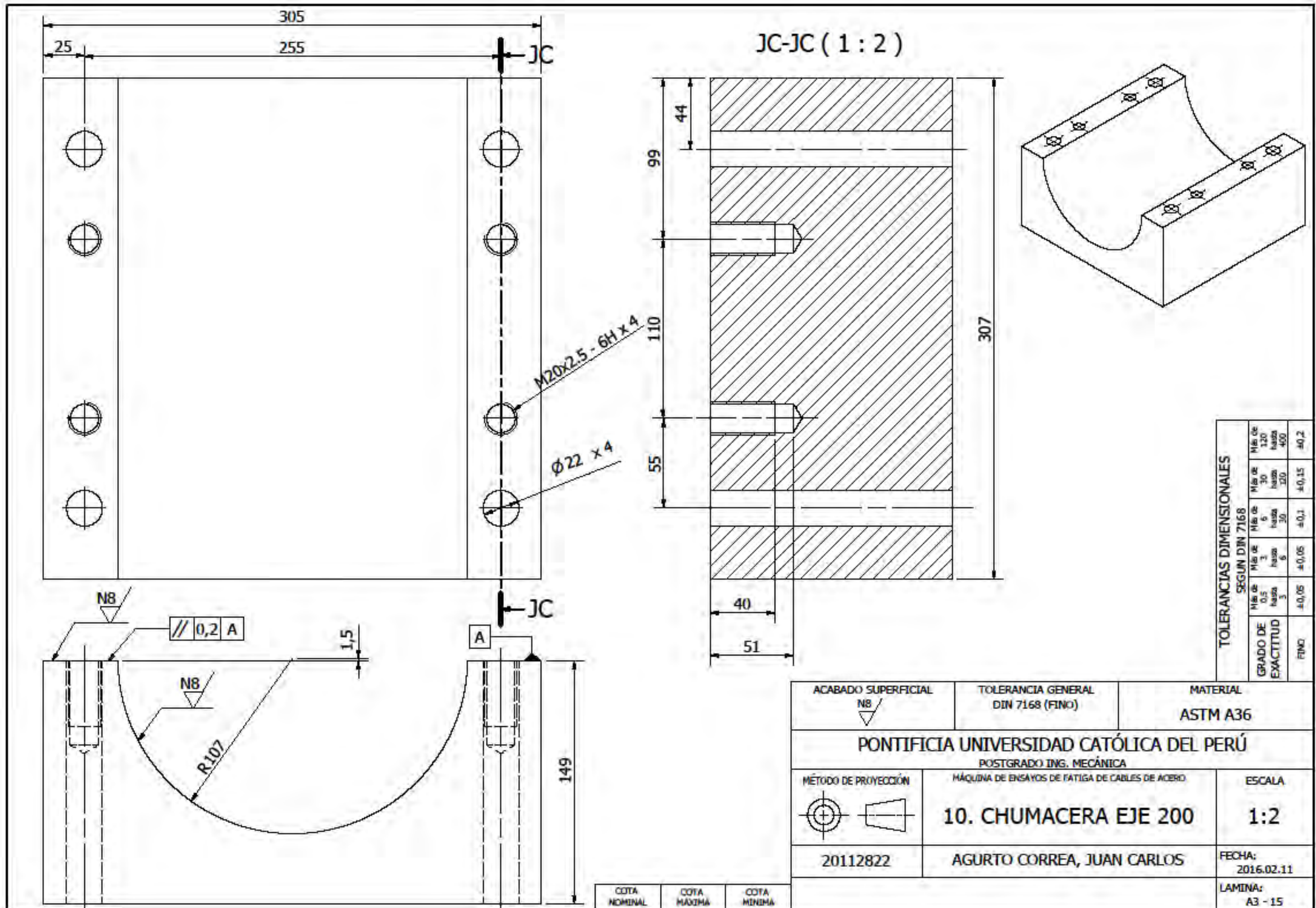
KT-KT (1:5)



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0

170 h9	170.000	169.900
150 k6	150.025	150.003
40 P9	40.000	39.974
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL N8 / (N6)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168(MEDIO)	MATERIAL 42CrMo4
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO 9.1 EJE MOTRIZ	ESCALA 1:5
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.02.01
		LAMINA: A3 - 14 - 1

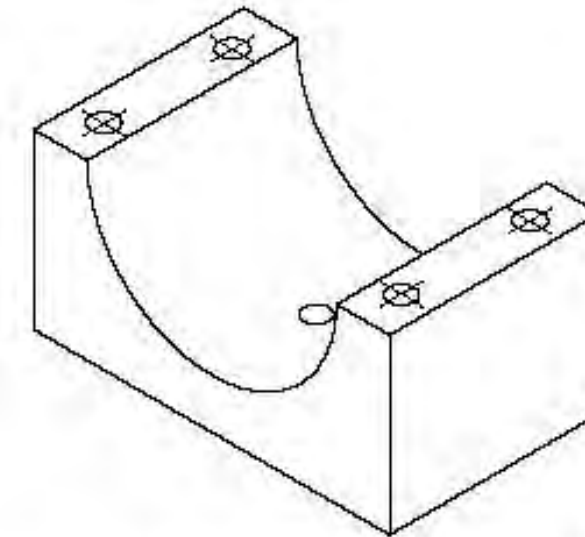
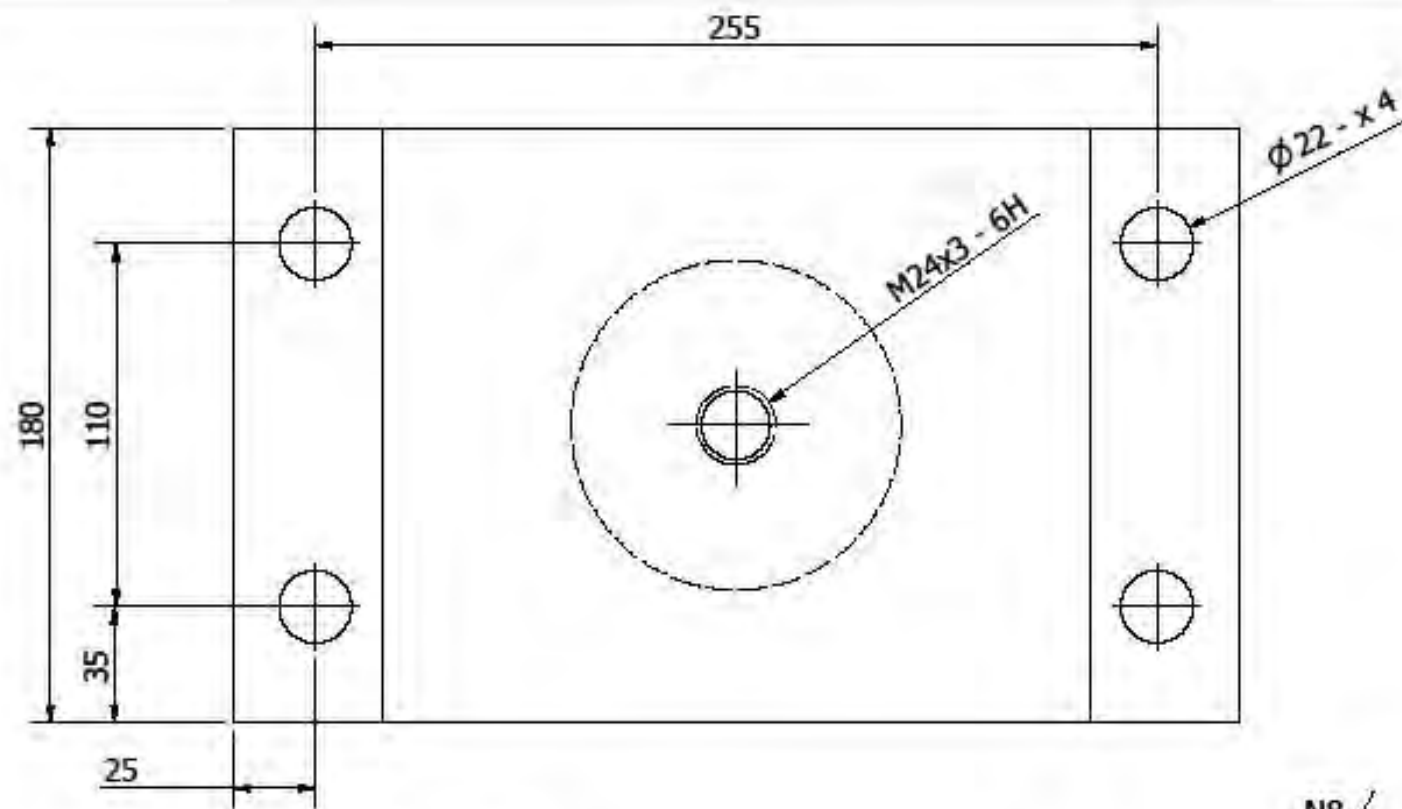


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

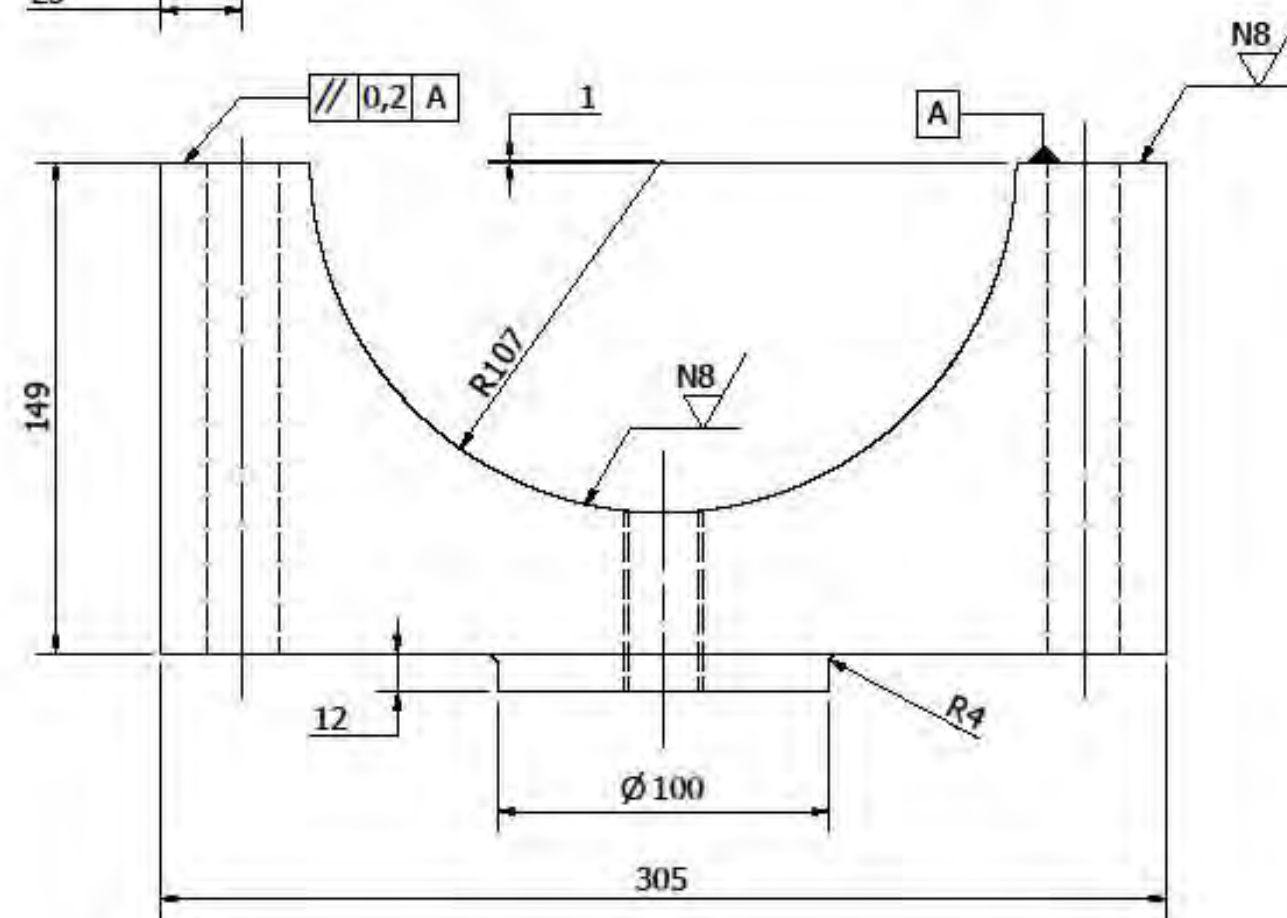
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2

ACABADO SUPERFICIAL N8	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (FINO)	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA 1:2
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A3 - 15

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



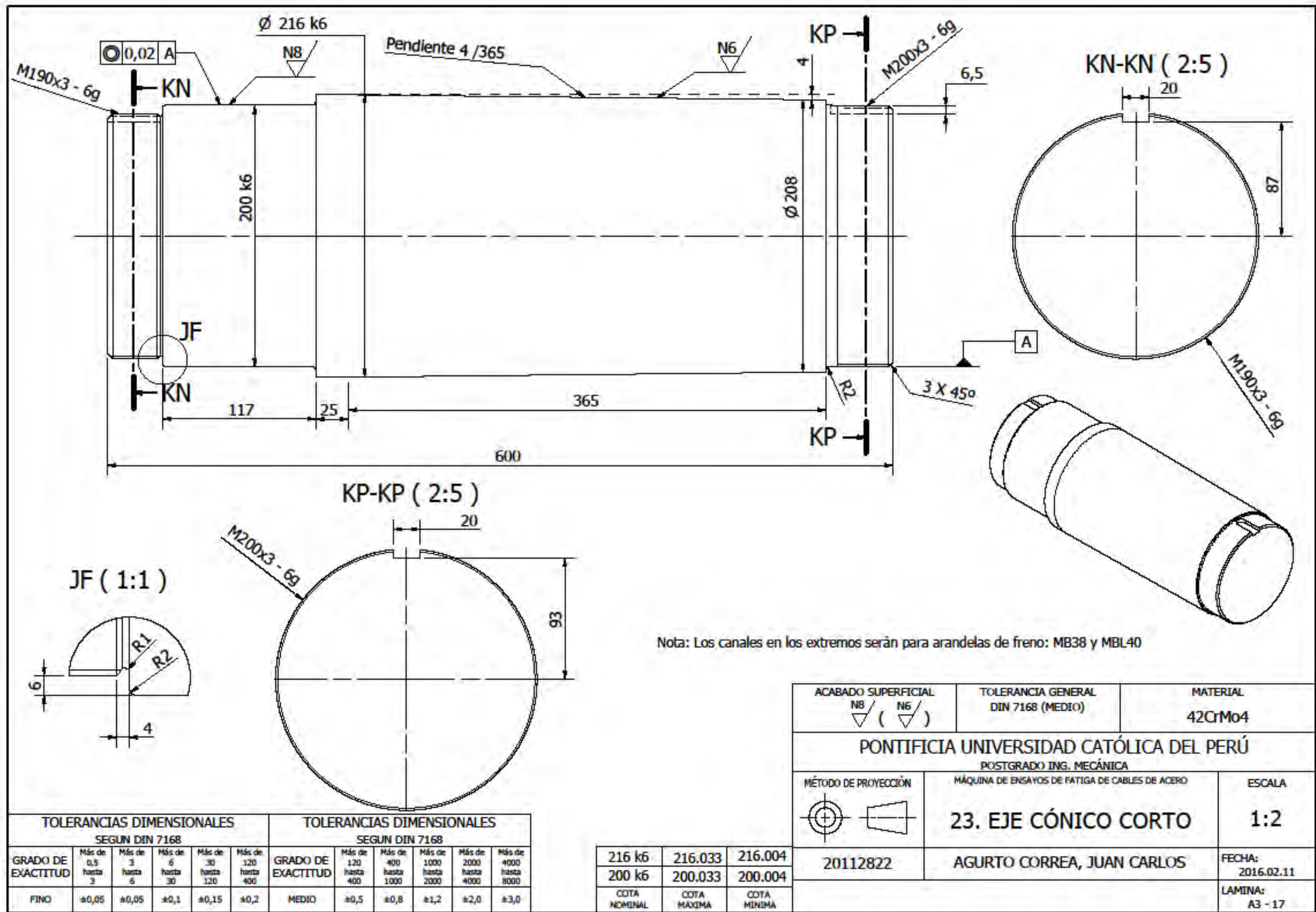
FABRICAR 05 UNIDADES



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168	
Más de 0,5 hasta 3	±0,05
Más de 3 hasta 6	±0,05
Más de 6 hasta 30	±0,1
Más de 30 hasta 120	±0,15
Más de 120 hasta 400	±0,2

ACABADO SUPERFICIAL N8	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (FINO)	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO 12. CHUMACERA EJE 200 - TAPA	ESCALA 1:2
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A3 - 16

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

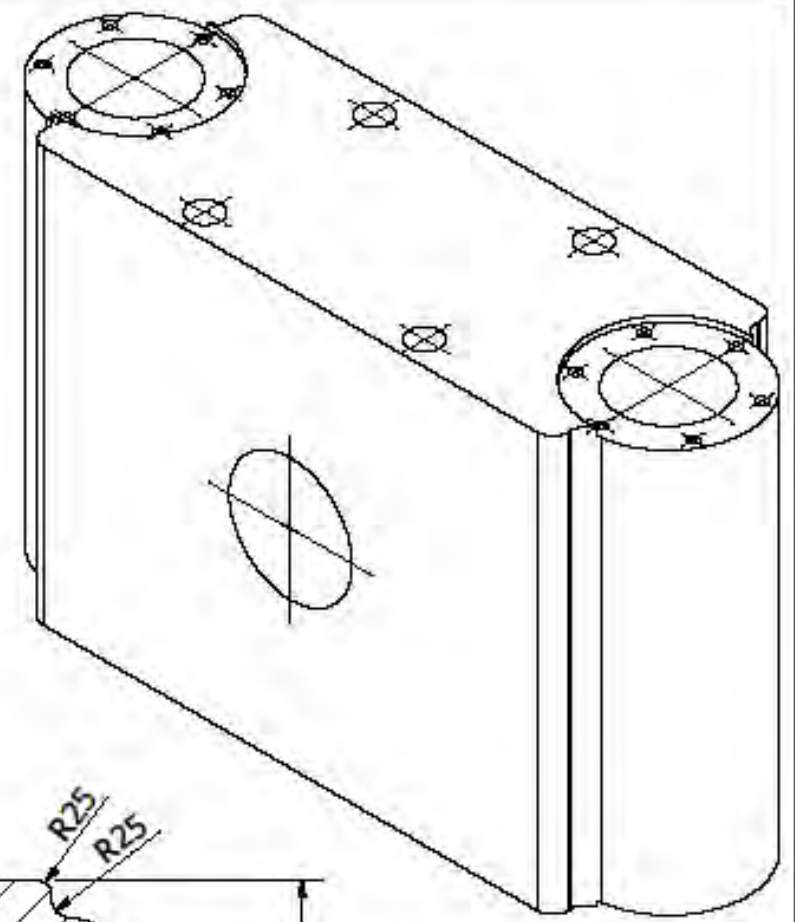
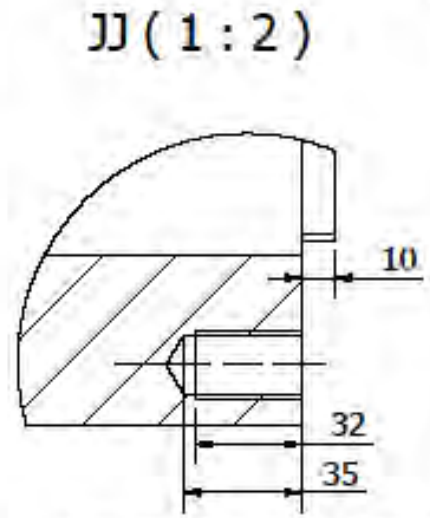
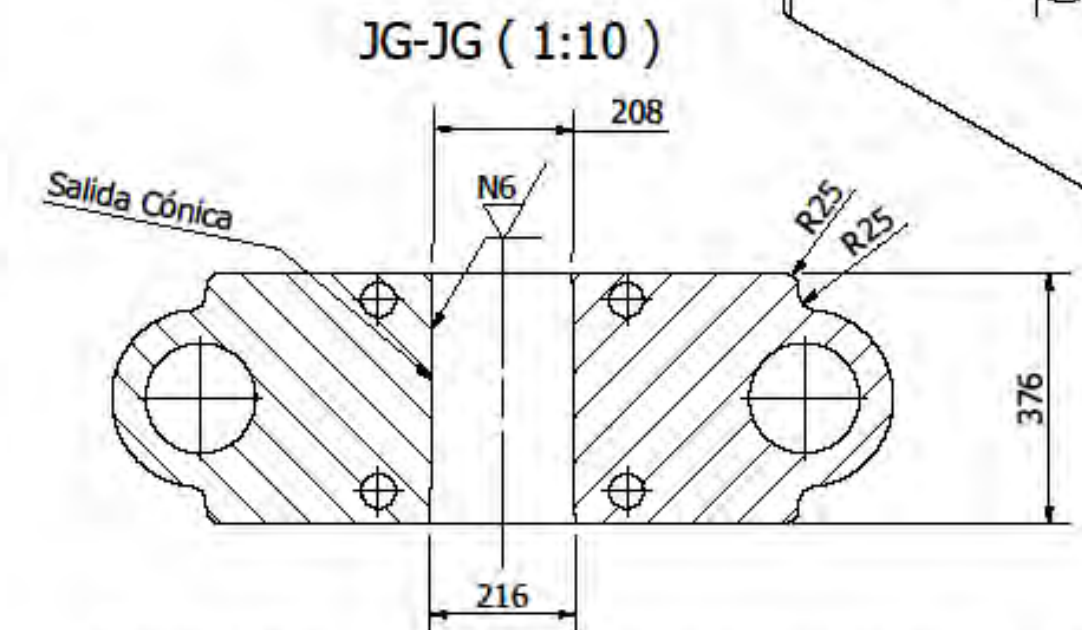
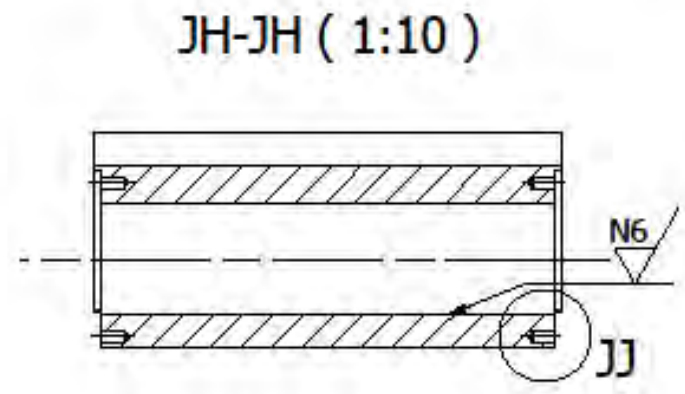
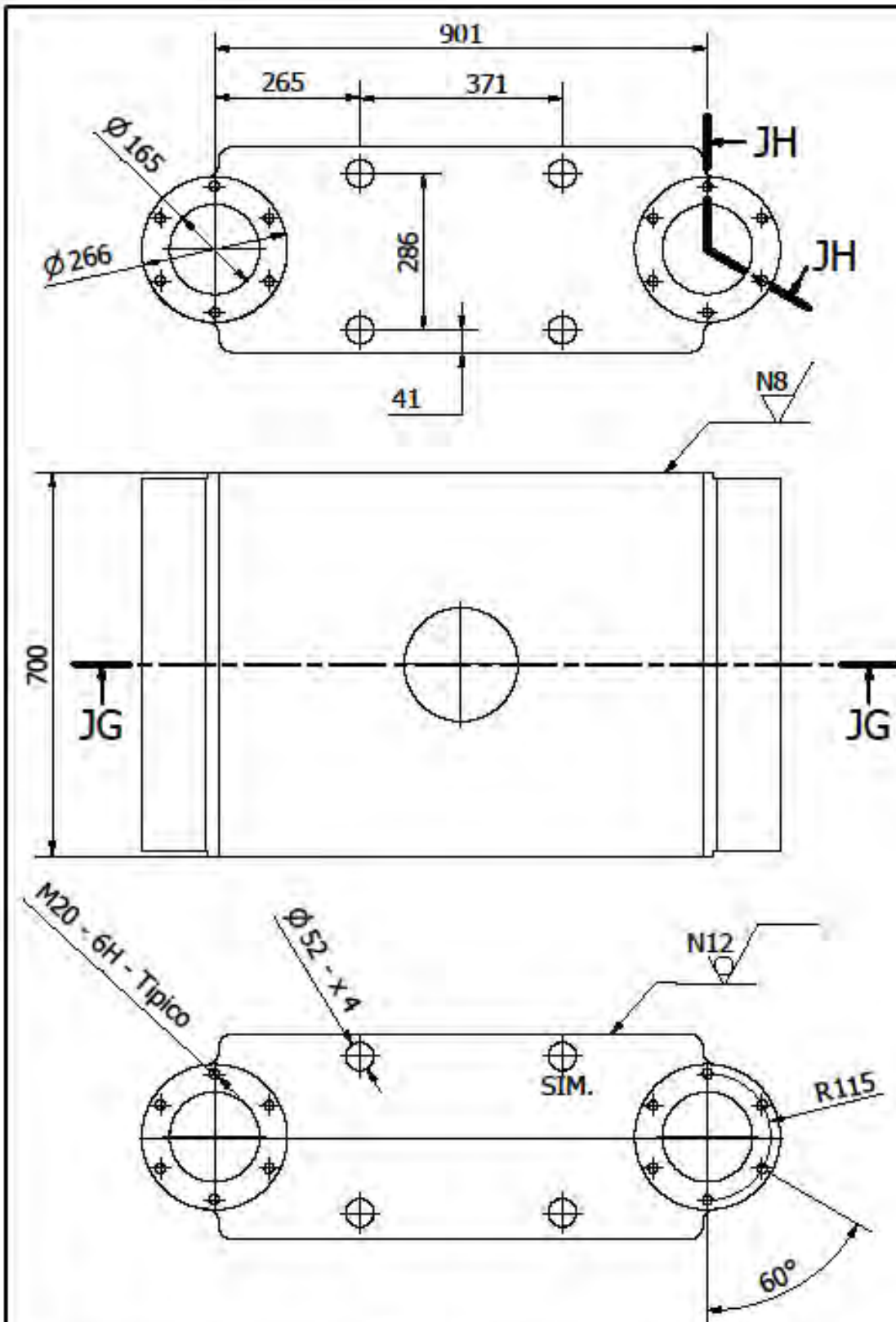


Nota: Los canales en los extremos serán para arandelas de freno: MB38 y MBL40

ACABADO SUPERFICIAL N8 / (N6)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL 42CrMo4
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA 1:2
20112822	23. EJE CÓNICO CORTO	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS
		FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A3 - 17

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0

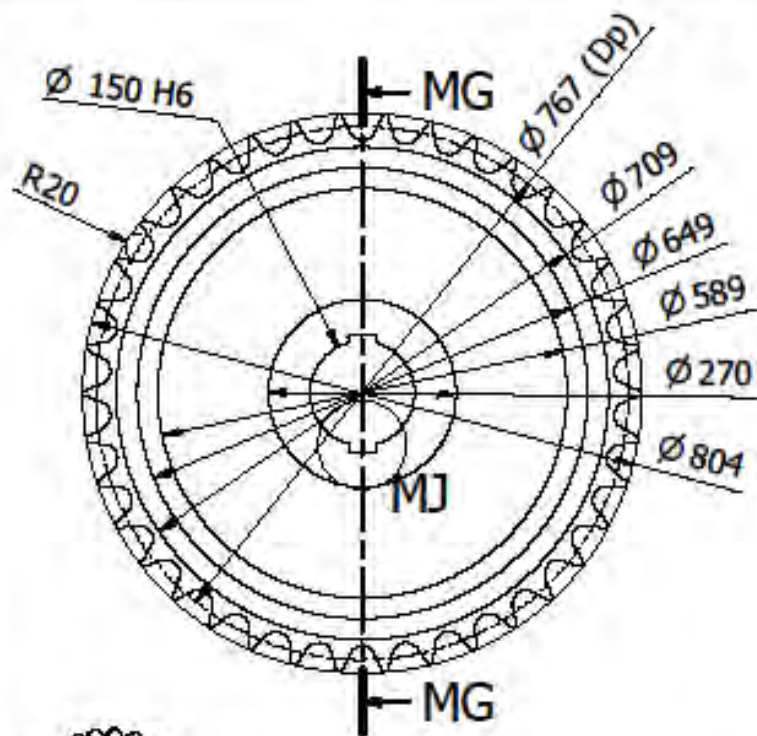
216 k6	216.033	216.004
200 k6	200.033	200.004
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



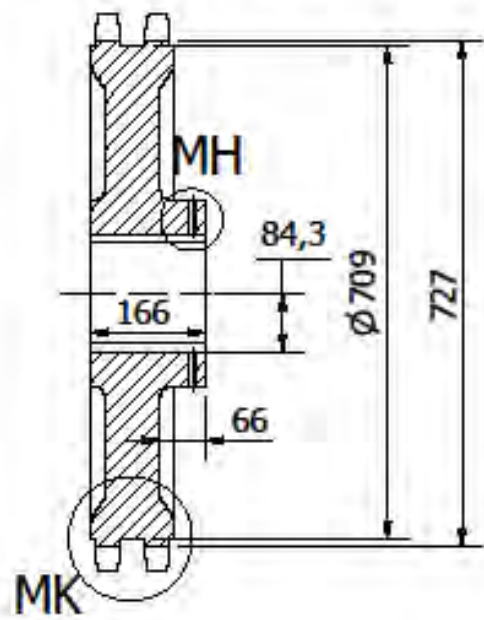
Acero Moldeado, Normalizado, Grano afinado G7-8; ASTM E112
Fabricar 01 Unidad.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0

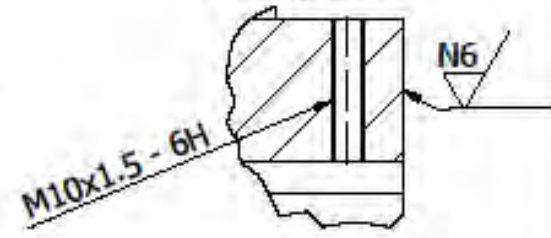
ACABADO SUPERFICIAL N8 / 12	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL 42CrMo4
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 20112822	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO 26. CARRO SOPORTE DE POLEA MÓVIL	ESCALA 1:10
	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A3 - 18



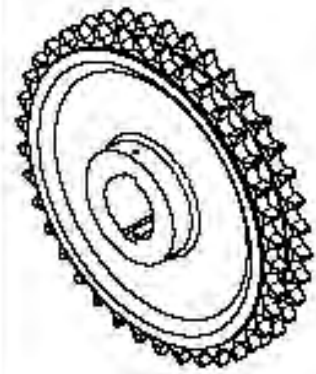
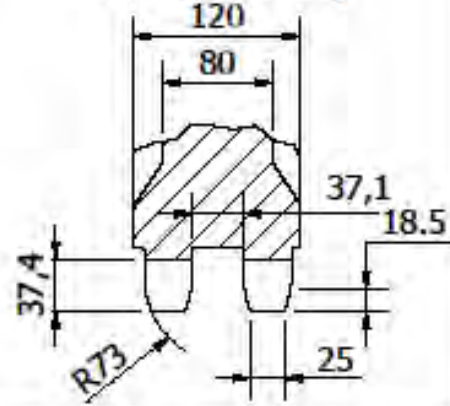
MG-MG (1:10)



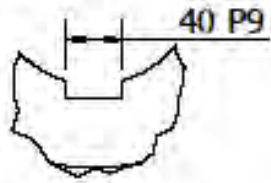
MH (2:5)



MK (1 : 5)



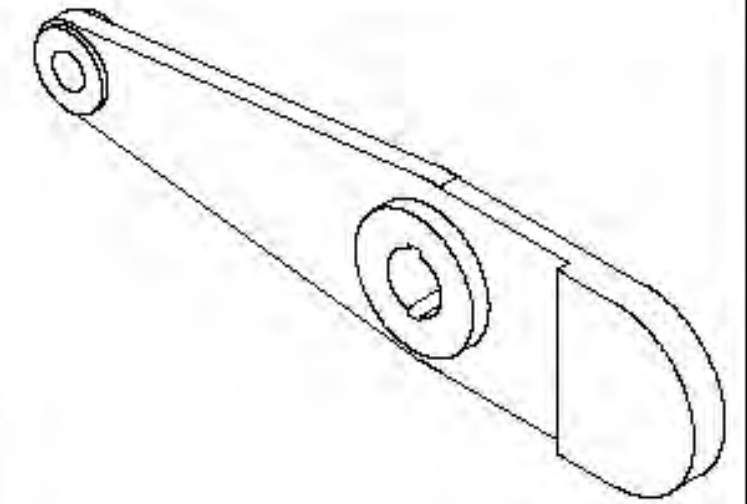
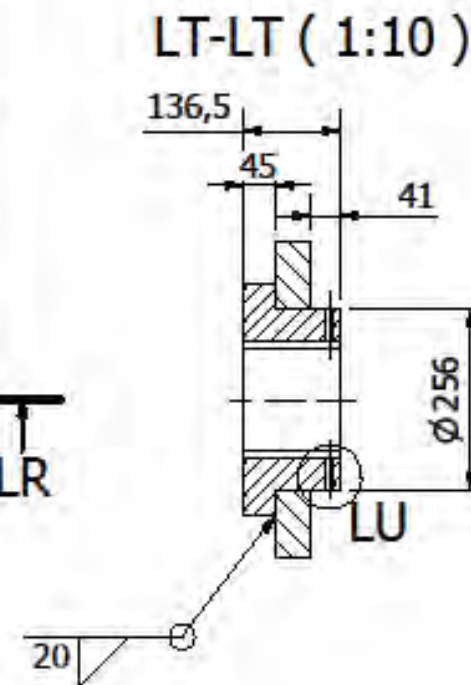
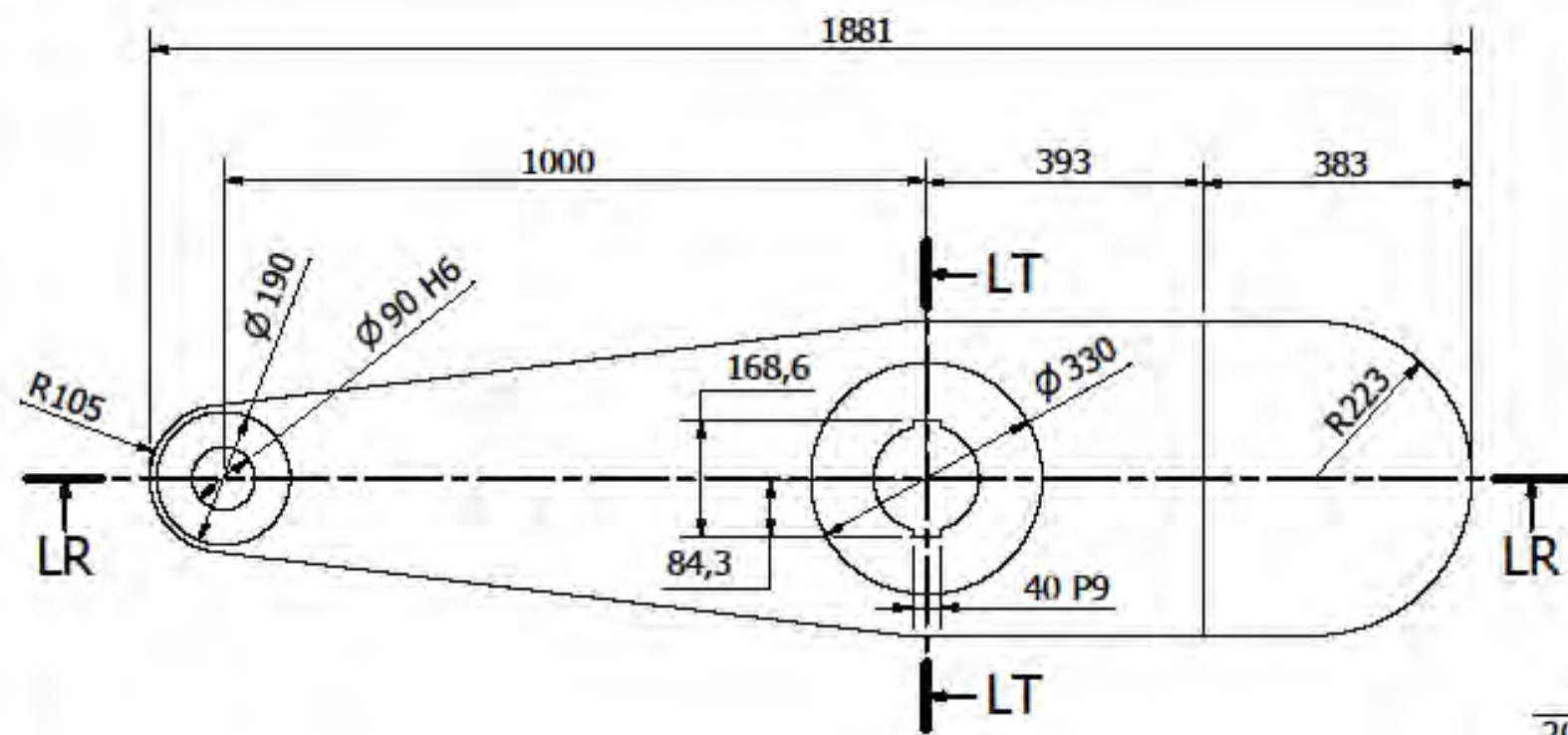
MJ (1 : 5)



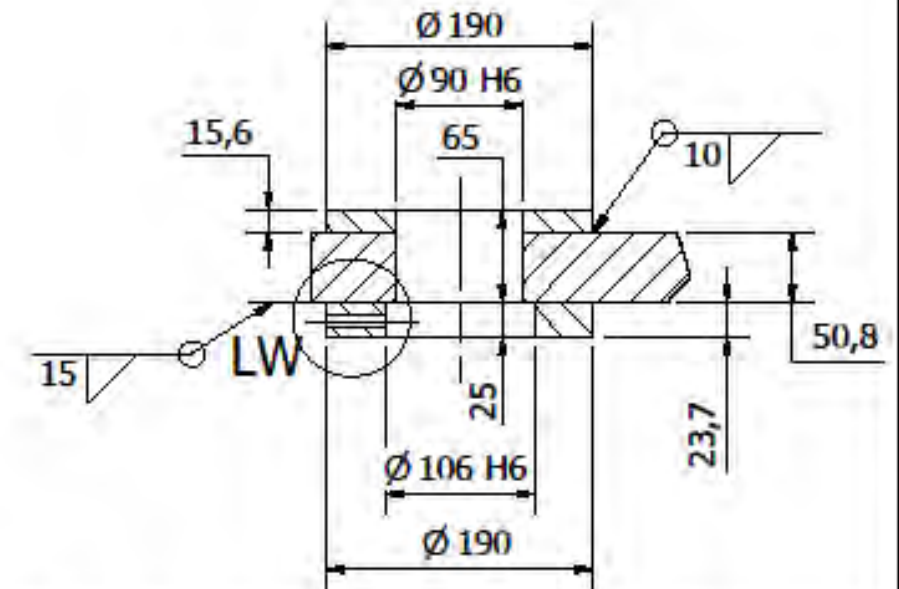
PASO = 63.5 mm
 Z2 = 38
 ISO 606
 Cementado superficial

150 H6	150.025	150.000
40 P9	40.000	39.912
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

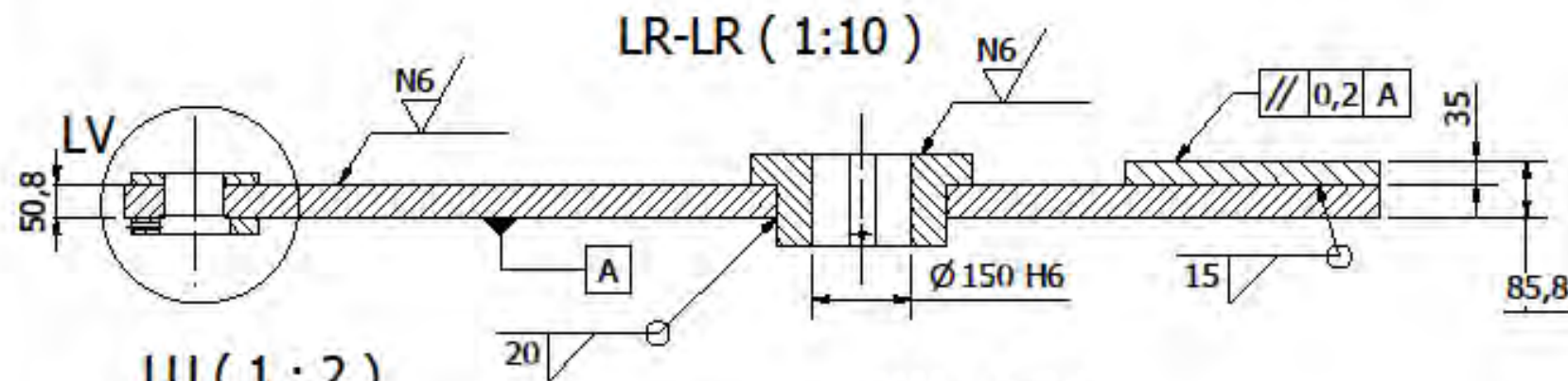
ACABADO SUPERFICIAL N6	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL SAE 1030
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA
	29 - PIÑON DOBLE	1:10
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.12.15
		LAMINA: A4 - 25



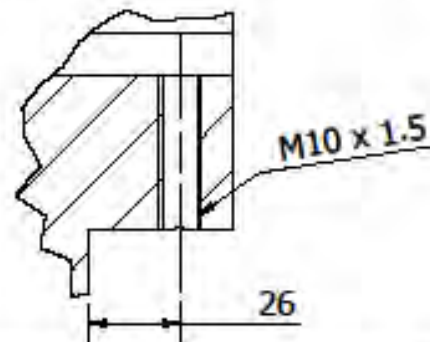
LV (1:5)



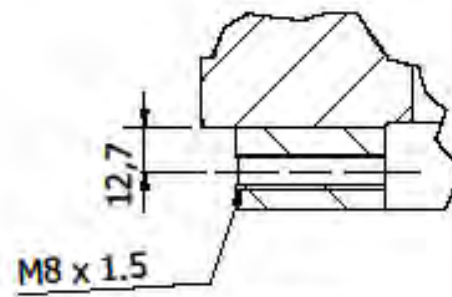
LR-LR (1:10)



LU (1:2)



LW (1:2)



ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL SAE 1020 (Ó ASTM A572)
---------------------	---	-------------------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
POSTGRADO ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA
	31. MANIVELA	1:10

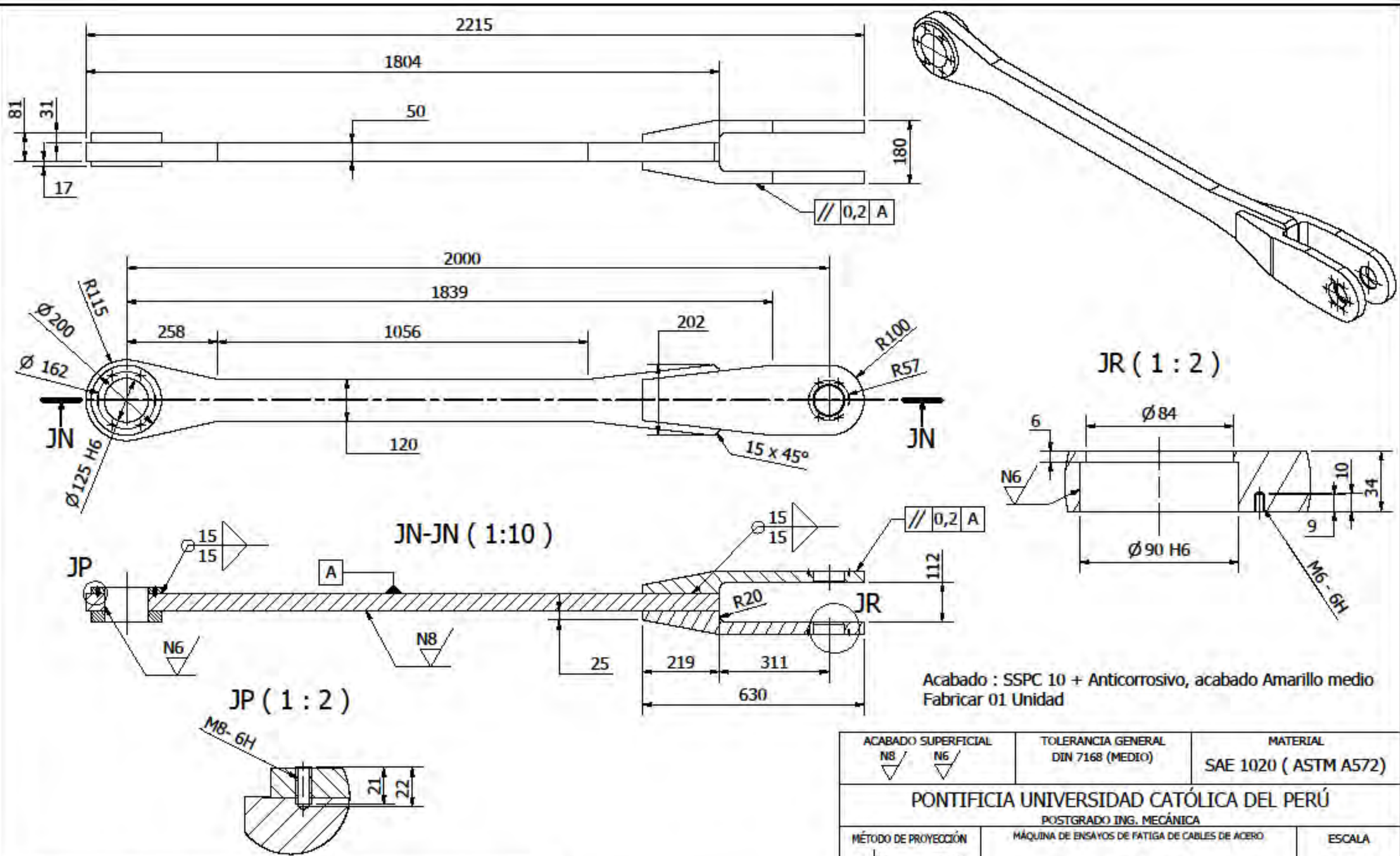
150 H6	150.025	150.000
106 H6	106.022	106.000
90 H6	90.022	90.000
40 P9	40.000	39.912
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	MEDIO	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	±3,0

FECHA:
2016.02.11

LAMINA:
A3 -19

AGURTO CORREA, JUAN CARLOS



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	GRADO DE EXACTITUD	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000	Más de 4000 hasta 8000
FINO	$\pm 0,05$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	MEDIO	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$	$\pm 3,0$

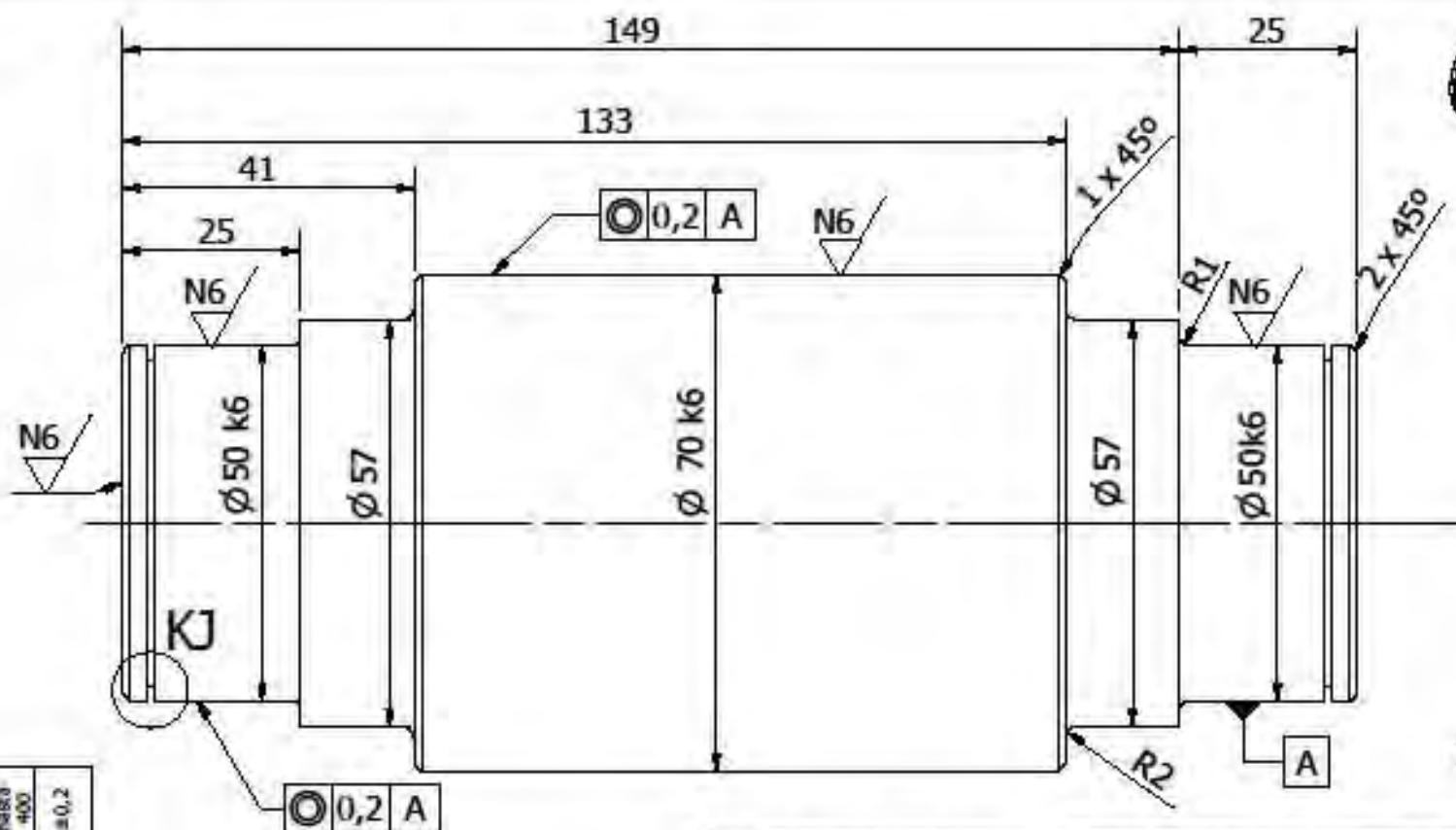
125 H6	125.025	125.00
90 H6	90.022	90.00
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N8 N6	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL SAE 1020 (ASTM A572)
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA 1:10
20112822	32. ESLABÓN CONECTOR	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS
		FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A3 - 20

TOLERANCIAS DIMENSIONALES

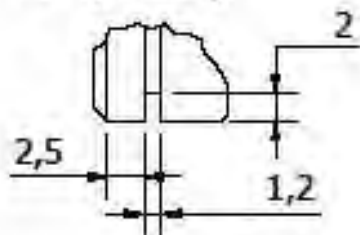
SEGUN DIN 7168

Más de 0,5 hasta 3	±0,05	Más de 3 hasta 6	±0,05	Más de 6 hasta 30	±0,1	Más de 30 hasta 120	±0,15	Más de 120 hasta 400	±0,2
FINO									



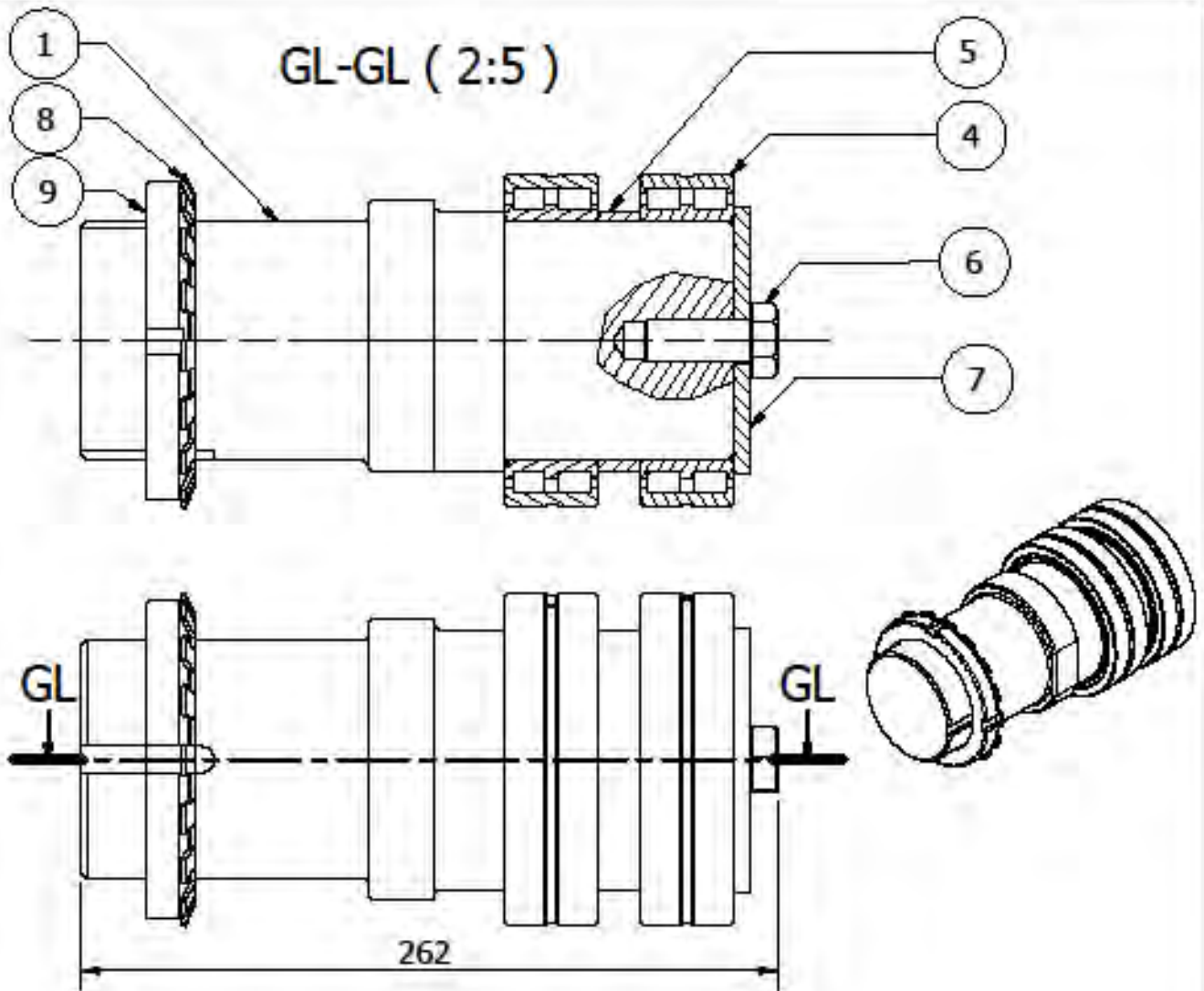
Los alojamiento para anillos Seeger son iguales.

KJ (2:1)



70 k6	70.021	70.002
50 k6	50.015	50.002
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL N6	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (FINO)	MATERIAL 42CrMo4
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA
20112822	33. EJE 3-4	1:1
AGURTO CORREA, JUAN CARLOS		FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A4 - 22



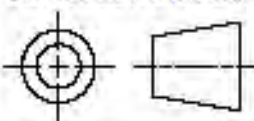
9	1	Tuerca de apriete	ISO 2982		KM18
8	1	Arandela de seguridad	ISO 2982	SAE 1010	MB18A
7	1	Disco de retención		ASTM A36	
6	1	Perno hexagonal - M16 x 40	ISO 4017	8.8	
5	1	Anillo Distanciador		SAE 1010	
4	2	Rodamiento de rodillos NNC 4918 CV			NNC 4918 CV
1	1	Eje 2-3 - 35.1		42CrMo4	Plano despiece A4-08.1.A
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

POSTGRADO ING. MECÁNICA

MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO

MÉTODO DE PROYECCIÓN



35. SUB-ENSAMBLE EJE 2-3

ESCALA

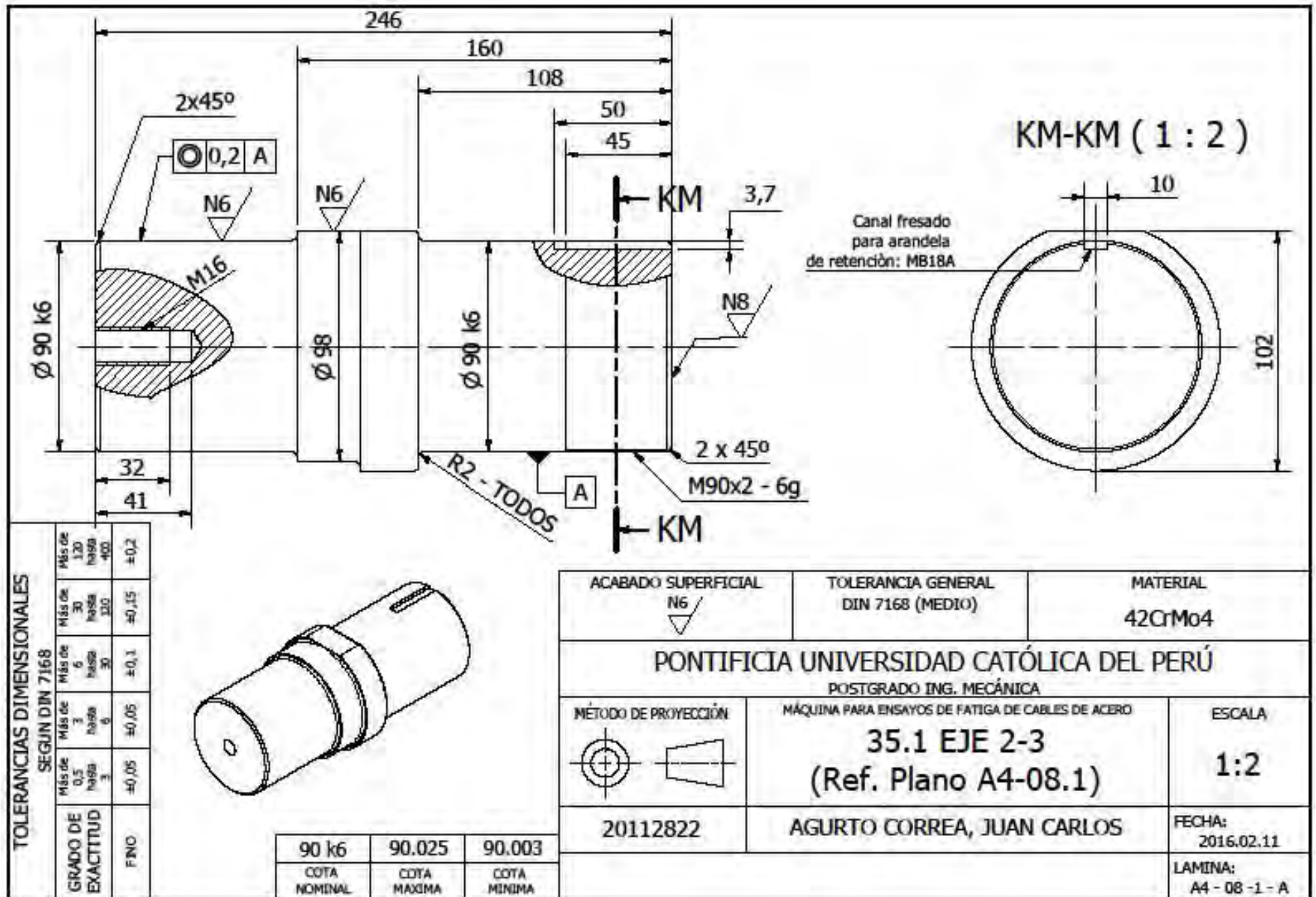
2:5

20112822

AGURTO CORREA, JUAN CARLOS

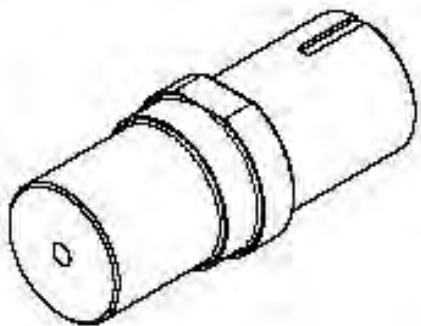
FECHA:
2016.01.29

LAMINA:
A4 - 08.1



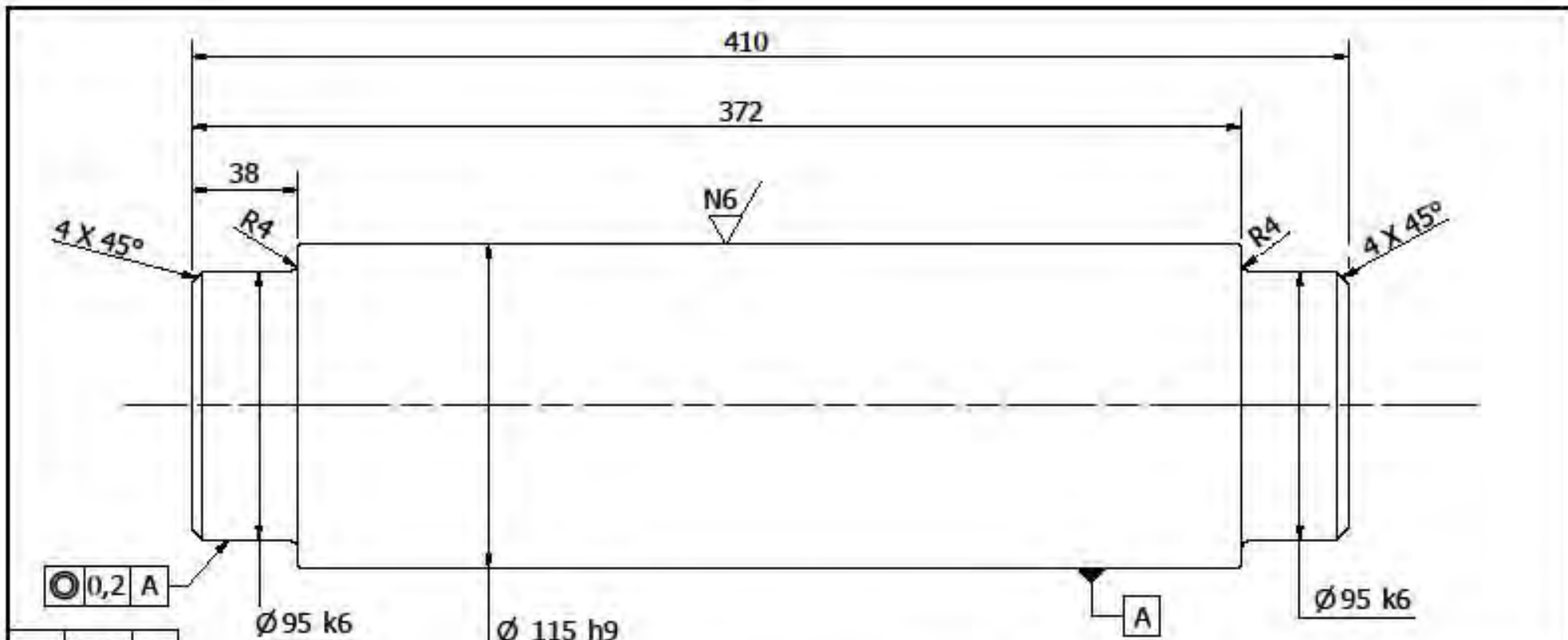
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3		Más de 3 hasta 6		Más de 6 hasta 30		Más de 30 hasta 100		Más de 100 hasta 400	
	Más de	hasta	Más de	hasta	Más de	hasta	Más de	hasta	Más de	hasta
FINO	±0,05	±0,05	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2



90 k6	90.025	90.003
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL N6	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL 42CrMo4
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO	ESCALA
	35.1 EJE 2-3 (Ref. Plano A4-08.1)	1:2
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A4 - 08 - 1 - A



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

Más de 120 hasta 400	±0,2
Más de 30 hasta 120	±0,15
Más de 6 hasta 30	±0,1
Más de 3 hasta 6	±0,05
Más de 0,5 hasta 3	±0,05
GRADO DE EXACTITUD	
FINO	

115 h9	115.000	114.913
95 k6	95.025	95.003
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL N6	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 (MEDIO)	MATERIAL 42CrMo4
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ POSTGRADO ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE CABLES DE ACERO 36. EJE 4-1	ESCALA 1:2
20112822	AGURTO CORREA, JUAN CARLOS	FECHA: 2016.02.11
		LAMINA: A4 - 24