

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA MÁQUINA ELEVADORA ELÉCTRICA CON CAPACIDAD MÁXIMA DE 500 [Kg]. PARA UN TALLER MECÁNICO AUTOMOTRIZ.

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

EDISON GIOVANNY CANTUÑA CACARÍN

edison_g20@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. JAIME RAÚL VARGAS TIPANTA

jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Noviembre 2014

DECLARACIÓN

Yo, Edison Giovanni Cantuña Cacarín, declaro bajo juramento que el trabajo descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Edison Giovanni Cantuña Cacarín

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Edison Giovanni Cantuña Cacarín, bajo nuestra supervisión.

Ing. Jaime Vargas.

DIRECTOR

Ing. Jorge Escobar.

COLABORADOR

Ing. Washington Altuna.

COLABORADOR

AGRADECIMIENTOS

Primero a mi Dios por haberme dado la vida, salud y la oportunidad de crecer junto con las personas que me han guiado en mi carrera estudiantil.

Al Ing. Jaime Vargas T. por ser parte de mi crecimiento profesional, por su acertada guía y apoyo en la realización del presente proyecto.

A los ingenieros Jorge Escobar y Washington Altuna por su acertada colaboración.

A mi familia por su ayuda y consejos que me han orientado a tomar sabias decisiones y en especial a mi querida madre María Piedad, que con su infinito amor y apoyo ha sido el pilar fundamental para alcanzar este logro.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional por haberme abierto sus puertas y acogido en esta etapa tan importante de mi vida.

A todas las personas que siempre creyeron en mí y me han apoyado, por los cuales he podido cumplir los sueños, metas y anhelos que me he propuesto.

Edison

DEDICATORIA

A mi querida madre por creer y confiar en mí, que con su gran amor, dedicación y comprensión, me supo apoyar incondicionalmente en los momentos buenos y malos de mi vida que gracias a ello soy una persona de bien.

A mi padre, hermanos y sobrinos que con su cariño me han dado fuerzas para seguir adelante pese a las adversidades que he vivido.

A mis amigos Diego, Pablo, Luis, Wilson, Javier, Fernando y Jenny que durante este tiempo han sabido ganarse un lugar en mi vida y que pese a las distancias nuestra amistad ha podido sobrevivir.

Al amor de mi vida Paola que con su cariño y apoyo se ha ganado un lugar muy especial en mi corazón.

Edison

CONTENIDO

CAPITULO I	1
MARCO TEÓRICO	1
1.1. DISPOSITIVOS DE ELEVACIÓN	1
1.1.1. FACTORES TÉCNICOS.	2
1.1.2. FACTORES ECONÓMICOS.	3
1.1.3. FACTORES RELACIONADOS CON LA SEGURIDAD.	3
1.2. DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN	4
1.2.1. DEFINICIÓN.....	4
1.2.1.1. GRÚA.	4
1.2.1.2. GRÚA PLUMA.....	4
1.2.1.3. GRÚA MÓVIL.....	4
1.2.1.4. GRÚA AUTOCARGANTE.	5
1.2.1.5. GRÚA TORRE.....	6
1.2.2. CLASIFICACIÓN.....	6
1.2.2.1. POR SU MOVILIDAD.....	6
1.2.2.1.1. FIJAS.....	6
1.2.2.1.2. MÓVILES.	6
1.2.2.2. POR SU PLUMA.	7
1.2.2.2.1. GRÚA DE PLUMA HORIZONTAL.....	7
1.2.2.2.2. GRÚA DE PLUMA ABATIBLE.....	7
1.2.2.3. EN FUNCIÓN DE SU CONCEPCIÓN.....	8
1.2.2.4. EN FUNCIÓN DE SU ELEMENTO DE APREHENSIÓN.....	8
1.2.2.4.1. GANCHO.....	9
1.2.2.4.2. HORQUILLA.....	9
1.2.2.4.3. ELECTROIMÁN.....	10
1.2.2.4.4. CUCHARA.....	10
1.2.2.5. EN FUNCIÓN DE SU DISPOSITIVO DE MANDO.	11
1.3. PARÁMETROS DIMENSIONALES DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN	12

CAPÍTULO II	13
PREFACTIBILIDAD	13
2.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	13
2.1.1. SITUACIÓN ACTUAL.....	13
2.1.2. SITUACIÓN FUTURA.	13
2.2. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.	13
2.3. ESPECIFICACIONES.	14
2.3.1. PARÁMETROS FUNCIONALES.....	14
2.3.2. AMBIENTE DE TRABAJO.....	15
2.3.3. TIPO DE TRABAJO.....	15
2.3.4. VIDA ÚTIL.	15
2.3.5. MATERIALES.....	16
2.3.6. PROCESOS.....	16
CAPÍTULO III	17
FACTIBILIDAD	17
3.1. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.	17
3.1.1. SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA.....	17
3.1.1.1. ALTERNATIVA 1. SISTEMA MECÁNICO DE ENGRANES CÓNICOS RECTOS, TAMBOR Y CABLE.	17
3.1.1.1.1. DESCRIPCIÓN.....	17
3.1.1.1.2. VENTAJAS.....	18
3.1.1.1.3. DESVENTAJAS.....	18
3.1.1.2. ALTERNATIVA 2. SISTEMA MECÁNICO DE TORNILLO SIN FIN, CORONA, TAMBOR Y CABLE.	19
3.1.1.2.1. DESCRIPCIÓN.....	19
3.1.1.2.2. VENTAJAS.....	20
3.1.1.2.3. DESVENTAJAS.....	20
3.1.1.3. ALTERNATIVA 3. SISTEMA MECÁNICO DE ENGRANES RECTOS, TAMBOR Y CABLE.	21
3.1.1.3.1. DESCRIPCIÓN.....	21
3.1.1.3.2. VENTAJAS.....	21
3.1.1.3.3. DESVENTAJAS.....	22

3.1.2.	ESTRUCTURAS.....	22
3.1.2.1.	ALTERNATIVA 1. ESTRUCTURA TIPO GUINCHE PLUMA.	22
3.1.2.1.1.	DESCRIPCIÓN.....	22
3.1.2.1.2.	VENTAJAS.....	22
3.1.2.1.3.	DESVENTAJAS.....	23
3.1.2.2.	ALTERNATIVA 2. ESTRUCTURA DE DOBLE COLUMNA.....	23
3.1.2.2.1.	DESCRIPCIÓN.....	23
3.1.2.2.2.	VENTAJAS.....	23
3.1.2.2.3.	DESVENTAJAS.....	24
3.1.2.3.	ALTERNATIVA 3. ESTRUCTURA TIPO PUENTE GRÚA.	24
3.1.2.3.1.	DESCRIPCIÓN.....	24
3.1.2.3.2.	VENTAJAS.....	24
3.1.2.3.3.	DESVENTAJAS.....	25
3.2.	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.	25
3.2.1.	JUSTIFICACIÓN DE FACTORES PARA LA SELECCIÓN.	26
3.2.1.1.	COSTO.....	26
3.2.1.1.1.	COSTOS DE ALQUILER DE MAQUINARIA.	26
3.2.1.1.2.	COSTOS DE MANO DE OBRA.....	26
3.2.1.2.	FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.	26
3.2.1.3.	FACILIDAD DE MANTENIMIENTO.....	26
3.2.1.4.	FACILIDAD DE OPERACIÓN.	26
3.2.1.5.	SEGURIDAD.....	27
3.2.1.6.	PESO.	27
3.2.2.	SISTEMA DE CALIFICACIÓN.....	27
3.2.2.1.	MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS.....	27
3.2.3.	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA.	28
3.2.4.	SELECCIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	31
3.3.	PROTOCOLO DE PRUEBAS.	34
CAPÍTULO IV.....		36
DISEÑO.....		36
4.1.	CRITERIOS DE DISEÑO.....	36
4.2.	CÁLCULO, DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE	

ELEMENTOS.	36
4.2.1. SISTEMA DE ELEVACIÓN.	37
4.2.1.1. SELECCIÓN DEL CABLE.	38
4.2.1.1.1. FACTOR DE SEGURIDAD.	38
4.2.1.1.2. DISEÑO A FATIGA.	44
4.2.1.1.3. DISEÑO ESTÁTICO.	44
4.2.1.2. SELECCIÓN DE LAS GRAPAS.	46
4.2.1.3. DISEÑO DEL TAMBOR DE ENROLLAMIENTO.	46
4.2.1.3.1. CÁLCULO DEL ESPESOR DEL TAMBOR.	47
4.2.1.3.2. CÁLCULO DEL NÚMERO DE ESPIRAS.	47
4.2.1.3.3. CÁLCULO DE LAS RANURAS DEL TAMBOR PARA EL CABLE.	48
4.2.1.3.4. CÁLCULO DE LA LONGITUD DE ENROLLAMIENTO.	48
4.2.1.3.5. INCLINACIÓN DE LAS RANURAS HELICOIDALES DEL TAMBOR. .	49
4.2.1.3.6. TORQUE PRODUCIDO.	49
4.2.1.3.7. POTENCIA.	49
4.2.1.3.8. FACTOR DE SEGURIDAD.	50
4.2.1.3.9. FIJACIÓN DEL CABLE AL TAMBOR.	51
4.2.1.4. SELECCIÓN DEL GANCHO.	54
4.2.1.5. DISEÑO DEL MECANISMO PIÑÓN – ENGRANE (DIENTES RECTOS).	54
4.2.1.5.1. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANES RECTOS.	54
4.2.1.5.2. ANÁLISIS DE LA CARGA Y POTENCIA.	59
4.2.1.5.3. DISEÑO ESTÁTICO.	61
4.2.1.5.4. ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA DE LOS DIENTES DE LOS ENGRANES.	64
4.2.1.5.6. DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE.	68
4.2.1.5.7. RESISTENCIA A LA FATIGA EN LA SUPERFICIE DEL ENGRANAJE.	69
4.2.1.6. DISEÑO DEL MECANISMO TORNILLO SIN FIN - CORONA.	72
4.2.1.6.1. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO.	72
4.2.1.6.2. POTENCIA DEL MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN.	77
4.2.1.6.3. ANÁLISIS DE FUERZAS.	78
4.2.1.6.4. ESFUERZOS POR FLEXIÓN.	80

4.2.1.6.5. SISTEMA DE FRENADO DEL TORNILLO SIN FIN.....	82
4.2.1.7. SELECCIÓN DEL MOTOR.	82
4.2.1.7.1. RENDIMIENTO DEL ELEVADOR.....	82
4.2.1.7.2. CÁLCULO DE LA POTENCIA MOTRIZ NECESARIA.....	83
4.2.1.8. DISEÑO DEL EJE TAMBOR - ENGRANE (EJE 1)	85
4.2.1.8.1. CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS DEL EJE.....	85
4.2.1.8.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL.....	87
4.2.1.8.3. DISEÑO PARA CARGAS ESTÁTICAS.....	88
4.2.1.9. DIMENSIONAMIENTO DE LA LENGÜETA PARA EL TAMBOR Y EL ENGRANE.	90
4.2.1.10. DISEÑO DE LOS CORDONES DE SOLDADURA DE LA UNIÓN MANZANA-ENGRANE.....	92
4.2.1.11. SELECCIÓN DEL PRISIONERO PARA LA SUJECIÓN DEL TAMBOR Y EL ENGRANE AL EJE 1.....	94
4.2.1.12. SELECCIÓN DE LAS CHUMACERAS PARA EL EJE TAMBOR- ENGRANE.....	95
4.2.1.12.1 CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE	95
4.2.1.12.2 CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA NECESARIA.....	96
4.2.1.13. DISEÑO DEL EJE PIÑÓN – CORONA (EJE 2).	97
4.2.1.13.1 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS DEL EJE PIÑÓN - CORONA.	97
4.2.1.13.2 SELECCIÓN DEL MATERIAL.....	100
4.2.1.13.3 DISEÑO PARA CARGAS ESTÁTICAS.....	100
4.2.1.14. DIMENSIONAMIENTO DE LA LENGÜETA DE LA CORONA.	102
4.2.1.15. SELECCIÓN DEL PRISIONERO PARA LA SUJECIÓN DE LA CORONA.....	103
4.2.1.16. SELECCIÓN DE LAS CHUMACERAS PARA EL EJE PIÑÓN- CORONA.....	104
4.2.1.16.1.CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE.	104
4.2.1.16.2.CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA NECESARIA.....	105
4.2.1.17. DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SIN FIN.....	105
4.2.1.17.1.CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS.....	106
4.2.1.17.2.SELECCIÓN DEL MATERIAL.....	108

4.2.1.17.3.DISEÑO PARA CARGAS ESTÁTICAS.....	108
4.2.1.17.4.CÁLCULO DEL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL ELEMENTO MECÁNICO.	109
4.2.1.17.5.DISEÑO PARA CARGAS DINÁMICAS.....	111
4.2.1.18. DIMENSIONAMIENTO DE LA LENGÜETA DEL ESPACIADOR.....	112
4.2.1.19. CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE DEL TORNILLO SIN FIN.	113
4.2.1.19.1.CARGA DINÁMICA EQUIVALENTE.	114
4.2.1.19.2.VIDA.....	114
4.2.1.19.3.CARGA MÍNIMA.....	116
4.2.1.20. DISEÑO DE SOPORTES PARA RODAMIENTOS DEL EJE DEL SIN FIN.....	117
4.2.1.20.1.ESFUERZO DE VON MISES.....	118
4.2.1.20.2.DEFORMACIÓN MÁXIMA DEL SOPORTE.....	119
4.2.1.20.3.FACTOR DE SEGURIDAD.....	120
4.2.1.21. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS PERNOS PARA LAS CHUMACERAS.....	121
4.2.1.21.1.DISEÑO A TENSIÓN SIMPLE.....	122
4.2.1.21.2.DISEÑO A CORTE PURO.....	126
4.2.1.22. DISEÑO DEL ESPACIADOR.....	126
4.2.2 ESTRUCTURA METÁLICA.....	129
4.2.2.1 DISEÑO DEL BASTIDOR.....	129
4.2.2.1.1. DISEÑO DE LA TAPA DEL BASTIDOR.....	129
4.2.2.1.2. DISEÑO DE LA TAPA LATERAL Y EL BASTIDOR.....	133
4.2.2.2. SELECCIÓN DE PERNOS PARA ANCLAJE DE LA TAPA DEL BASTIDOR.....	137
4.2.2.2.1. DISEÑO A TENSIÓN SIMPLE.....	137
4.2.2.2.2. DISEÑO A CORTE PURO.....	139
4.2.2.3. SELECCIÓN DE PERNOS PARA EL ANCLAJE DEL BASTIDOR A LA ESTRUCTURA.....	140
4.2.2.3.1. DISEÑO A TENSIÓN SIMPLE.....	140
4.2.2.3.2. DISEÑO A CORTE PURO.....	142
4.2.2.4. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA TIPO PLUMA.....	143

4.2.2.5.	SELECCIÓN DE LAS RUEDAS.....	146
4.2.3.	SISTEMA ELÉCTRICO DE MANDO.....	147
4.2.3.1.	CIRCUITO DE INVERSIÓN DE GIRO DEL MOTOR.....	147
CAPÍTULO V.....		149
CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO DE LA MÁQUINA ELEVADORA ELÉCTRICA		149
5.1.	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	149
5.1.1.	MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS.....	149
5.1.2.	OPERACIONES TECNOLÓGICAS.....	150
5.2.	DIAGRAMA DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN.....	151
5.2.1.	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA REDUCTOR PINÓN-ENGRANE.....	153
5.2.2.	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA REDUCTOR CORONA - SIN FIN.....	154
5.2.3.	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA ELEVADOR CABLE-TAMBOR.....	155
5.2.4.	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	156
5.2.5.	DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL BASTIDOR.....	157
5.3.	MONTAJE.....	158
5.4.	PRUEBAS DE CAMPO.....	159
CAPÍTULO VI.....		160
ANÁLISIS DE COSTOS		160
6.1.	INTRODUCCIÓN.....	160
6.2.	ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.....	160
6.2.1.	COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.....	160
6.2.2.	COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	162
6.2.3.	COSTOS DE MAQUINADO.....	163
6.2.4.	COSTOS DE MONTAJE.....	163
6.2.5.	COSTO DIRECTO TOTAL.....	163
6.3.	ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.....	164
6.3.1.	COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.....	164

6.3.2.	COSTOS DE INGENIERÍA.....	164
6.3.3.	GASTOS IMPREVISTOS.....	165
6.3.4.	GASTO INDIRECTO TOTAL.....	165
6.4.	COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	165
	CAPÍTULO VII.....	166
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	166
7.1.	CONCLUSIONES.....	166
7.2.	RECOMENDACIONES.....	166
	BIBLIOGRAFÍA	168
	CONSULTAS WEB	170

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2. 1. PARÁMETROS FUNCIONALES DEL ELEVADOR.	14
TABLA 3. 1. PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO.....	28
TABLA 3. 2. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO PESO.....	28
TABLA 3. 3. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO OPERACIÓN.	29
TABLA 3. 4. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO SEGURIDAD.	29
TABLA 3. 5. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO MONTAJE Y DESMONTAJE.....	29
TABLA 3. 6. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO CONSTRUCCIÓN.	30
TABLA 3. 7. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO COSTO.....	30
TABLA 3. 8. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO MANTENIMIENTO.	30
TABLA 3. 9. CONCLUSIONES DEL ELEVADOR DE CARGA.	31
TABLA 3. 10. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO PESO.....	31
TABLA 3. 11. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO OPERACIÓN.	31
TABLA 3. 12. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO SEGURIDAD.	32
TABLA 3. 13. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO MONTAJE Y DESMONTAJE.....	32
TABLA 3. 14. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO CONSTRUCCIÓN.	32
TABLA 3. 15. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO COSTO.....	33
TABLA 3. 16. PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO MANTENIMIENTO.	33
TABLA 3. 17. CONCLUSIONES DE LA ESTRUCTURA.....	33
TABLA 3. 18. FORMATO DEL PROTOCOLO DE PRUEBAS	35
TABLA 4. 1. FACTORES DE SEGURIDAD	38
TABLA 4. 2. RELACIÓN DIÁMETRO POLEA/ DIÁMETRO CABLE.	41
TABLA 4. 3. RESISTENCIA A LA TRACCIÓN.....	43
TABLA 4. 4. NÚMERO DE GRAPAS EN RELACIÓN DEL DIÁMETRO DEL CABLE.....	46
TABLA 4. 5. VALORES DEL FACTOR DE FORMA DE LEWIS Y	61
TABLA 4. 6. FACTORES DE ACABADOS SUPERFICIALES.....	64
TABLA 4. 7. FACTORES DE CONFIABILIDAD.	65
TABLA 4. 8. FACTOR DE CORRECCIÓN POR SOBRECARGA K_o	67

TABLA 4. 9. FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA K_m PARA ENGRANES CILÍNDRICOS RECTOS	67
TABLA 4. 10. FACTORES DE MODIFICACIÓN DE VIDA Y CONFIABILIDAD ...	71
TABLA 4. 11. COEFICIENTES DE FORMA.....	73
TABLA 4. 12. FACTORES DE SERVICIO K_1 PARA ENGRANAJES DE RUEDAS DENTADAS	79
TABLA 4. 13. VALORES DE FACTOR DE FORMA “Y” PARA MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN.....	81
TABLA 4. 14. EFICIENCIAS DE LOS MECANISMOS DEL ELEVADOR.....	83
TABLA 4. 15. VALORES ORIENTADOS PARA EL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO s_0	96
TABLA 4. 16. GUÍA DE VALORES REQUERIDOS DE VIDA NOMINAL L10h PARA DIFERENTES CLASES DE MÁQUINAS	115
TABLA 4. 17. RESUMEN DE LOS RESULTADOS.....	120
TABLA 4. 18. REACCIONES EN LOS APOYOS FIJOS.....	132
TABLA 4. 19. RESULTADOS OBTENIDOS.....	133
TABLA 4. 20. REACCIONES EN LOS APOYOS.....	136
TABLA 4. 21. RESULTADOS OBTENIDOS.....	137
TABLA 5. 1. DESIGNACIÓN DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS.	149
TABLA 5. 2. DESIGNACIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN.....	150
TABLA 5. 3. LISTA DE HERRAMIENTAS.....	150
TABLA 5. 4. OPERACIONES TECNOLÓGICAS.....	150
TABLA 5. 5. SIMBOLOGÍA EMPLEADA EN LOS DIAGRAMAS DE FLUJO. ...	151
TABLA 5. 6. ACTIVIDADES DE MONTAJE.....	158
TABLA 6. 1. COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.....	161
TABLA 6. 2. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	162
TABLA 6. 3. COSTOS DE MAQUINADO.....	163
TABLA 6. 4. COSTO DIRECTO TOTAL.....	164
TABLA 6. 5. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.....	164
TABLA 6. 6. COSTOS INDIRECTO TOTAL.....	165
TABLA 6. 7. COSTO TOTAL DEL ELEVADOR.....	165

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. 1. ELEVADOR TIPO GRÚA PLUMA.	5
FIGURA 1. 2. ELEVADOR TIPO GRÚA MÓVIL.....	5
FIGURA 1. 3. ELEVADOR TIPO GRÚA AUTOCARGANTE.....	6
FIGURA 1. 4. GRÚA DE PLUMA HORIZONTAL.	7
FIGURA 1. 5. GRÚA DE PLUMA ABATIBLE.	8
FIGURA 1. 6. GANCHO.	9
FIGURA 1. 7. HORQUILLA.....	9
FIGURA 1. 8. ELECTROIMÁN.....	10
FIGURA 1. 9. CUCHARA.....	10
FIGURA 1. 10. DISPOSITIVOS DE MANDO.....	11
FIGURA 3. 1. TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO ENTRE ENGRANES CÓNICOS RECTOS.....	18
FIGURA 3. 2. SISTEMA MECÁNICO DE ENGRANES CÓNICOS RECTOS, TAMBOR Y CABLE.....	19
FIGURA 3. 3. SISTEMA MECÁNICO DE TORNILLO SIN FIN, CORONA, TAMBOR Y CABLE.....	20
FIGURA 3. 4. SISTEMA MECÁNICO DE ENGRANES RECTOS, TAMBOR Y CABLE.....	21
FIGURA 3. 5. ESTRUCTURA TIPO PLUMA.....	23
FIGURA 3. 6. ESTRUCTURA DE DOBLE COLUMNA	24
FIGURA 3. 7. ESTRUCTURA TIPO PUENTE GRÚA.....	25
FIGURA 4. 1. SISTEMA DE ELEVACIÓN SELECCIONADO.....	38
FIGURA 4. 2. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL CABLE.....	40
FIGURA 4. 3. (P/SU) VS NÚMERO DE CICLOS	43
FIGURA 4. 4. DIAGRAMA DEL TAMBOR.....	46
FIGURA 4. 5. DIMENSIONES DE LAS RANURAS.....	48
FIGURA 4. 6. ESFUERZOS SOBRE EL TAMBOR.....	50
FIGURA 4. 7. FIJACIÓN DEL CABLE AL TAMBOR	51
FIGURA 4. 8. FUERZAS EJERCIDAS SOBRE EL DIENTE DE UN ENGRANE RECTO.....	60

FIGURA 4. 9. FUERZAS EJERCIDAS POR CORONA SOBRE EL SIN FIN.	78
FIGURA 4. 10. DIAGRAMA TAMBOR-ENGRANE.....	85
FIGURA 4. 11. DIAGRAMAS DE FUERZAS EN LOS PLANOS XY, XZ.....	86
FIGURA 4. 12. DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR DE LOS PLANOS XY, XZ.....	88
FIGURA 4. 13. FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA LENGÜETA.	90
FIGURA 4. 14. DIAGRAMA DE JUNTA SOLDADA.	92
FIGURA 4. 15. PRISIONEROS UTILIZADOS EN LA SUJECIÓN DE LAS MANZANAS SOBRE EL EJE.	94
FIGURA 4. 16. DIAGRAMA PIÑÓN-CORONA.....	97
FIGURA 4. 17. DIAGRAMAS DE FUERZAS EN LOS PLANOS XY, XZ.....	98
FIGURA 4. 18. DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR DE LOS PLANOS XY, XZ.....	101
FIGURA 4. 19. PRISIONEROS UTILIZADOS EN LA SUJECIÓN DE LA CORONA SOBRE EL EJE.	104
FIGURA 4. 20. DIAGRAMA DEL EJE DEL SIN FIN.....	105
FIGURA 4. 21. DIAGRAMAS DE FUERZAS EN LOS PLANOS XY, XZ.....	106
FIGURA 4. 22. DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR DE LOS PLANOS XY, XZ.....	108
FIGURA 4. 23. SOPORTE DE RODAMIENTO CÓNICO.....	117
FIGURA 4. 24. FUERZAS EJERCIDAS SOBRE EL SOPORTE.....	118
FIGURA 4. 25. ESFUERZOS DE VON MISES.	119
FIGURA 4. 26. DEFORMACIÓN.....	119
FIGURA 4. 27. FACTOR DE SEGURIDAD.....	120
FIGURA 4. 28. ESPACIADOR.	127
FIGURA 4. 29. TAPA DEL BASTIDOR.....	129
FIGURA 4. 30. DISPOSICIÓN DE CARGAS.	130
FIGURA 4. 31. ESFUERZO DE VON MISES SOBRE LA TAPA DEL BASTIDOR.	131
FIGURA 4. 32. DESPLAZAMIENTO DE LA TAPA DEL BASTIDOR.	131
FIGURA 4. 33. FACTOR DE SEGURIDAD DE LA TAPA DEL BASTIDOR.	132
FIGURA 4. 34. DISEÑO DE LA TAPA LATERAL Y EL BASTIDOR.....	133
FIGURA 4. 35. DISPOSICIÓN DE CARGAS.	134

FIGURA 4. 36. ESFUERZO DE VON MISES.....	135
FIGURA 4. 37. DESPLAZAMIENTO.	135
FIGURA 4. 38. FACTOR DE SEGURIDAD.....	136
FIGURA 4. 39. VISUALIZACIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	143
FIGURA 4. 40. SIMULACIÓN DE CARGAS.....	144
FIGURA 4. 41. RESUMEN DE RESULTADOS.....	145
FIGURA 4. 42. FACTOR DE DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....	146
FIGURA 4. 43. CIRCUITO DE INVERSIÓN DE GIRO DEL MOTOR DEL ELEVADOR.....	148
FIGURA 5. 1. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA REDUCTOR PIÑÓN-ENGRANE.....	153
FIGURA 5. 2. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA REDUCTOR CORONA-SIN FIN.....	154
FIGURA 5. 3. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA ELEVADOR CABLE-TAMBOR.....	155
FIGURA 5. 4. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	156
FIGURA 5. 5. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL BASTIDOR...	157
FIGURA 5. 6. DIAGRAMA DE FLUJO DEL MONTAJE DEL ELEVADOR.	159

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO 1.** RECOMENDACIONES GENERALES PARA ELEGIR LOS CABLES DE ACERO
- ANEXO 2.** CABLES DE ACERO NEGRO SERIE 6X19 CON ALMA DE ACERO
- ANEXO 3.** PROPIEDADES MECÁNICAS FUNDICIÓN GRIS ASTM CLASE 20
- ANEXO 4.** GRAPAS FORJADAS PARA CABLE
- ANEXO 5.** SELECCIÓN DE GANCHO
- ANEXO 6.** EJE DE TRANSMISIÓN ACERO SAE 4340
- ANEXO 7.** BRONCE SAE 40 PARA FABRICACIÓN DE CORONA
- ANEXO 8.** MOTOR TRIFÁSICO
- ANEXO 9.** ACERO AL CARBONO PARA LENGÜETAS SAE C1045
- ANEXO 10.** LENGÜETAS
- ANEXO 11.** ELECTRODO E11018-G
- ANEXO 12.** PERNOS Y PRISIONEROS
- ANEXO 13.** CHUMACERAS
- ANEXO 14.** RODAMIENTOS CÓNICOS 30204
- ANEXO 15.** PLANCHAS DE ACERO A36
- ANEXO 16.** PERFIL ESTRUCTURAL HEB 100 Y TUBO CUADRADO 60x60x3 DE ACERO A36
- ANEXO 17.** RUEDAS
- ANEXO 18.** WPS
- ANEXO 19.** SIMULACIÓN DEL PROTOTIPO
- ANEXO 20.** PLANOS
- ANEXO 21.** HOJAS DE PROCESOS

SIMBOLOGÍA

A_c : área del perno.

A_m : área de un alambre del cable.

A_t : área de esfuerzo de tensión de la rosca.

b_G : ancho de la corona utilizable.

c : distancia entre el centroide y el cordón de soldadura.

C_{di} : capacidad de carga dinámica.

C_H : factor de relación de dureza.

C_L : factor de duración o vida.

C_o : capacidad de carga estática.

C_p : coeficiente elástico.

C_{pe} : distancia entre centros del engranaje.

C_R : factor de confiabilidad.

C_{ri} : constante de los módulos de rigidez.

C_T : factor de temperatura.

C_v : factor de velocidad.

$C_{w.G}$: distancia entre centros sin fin-corona.

d : diámetro de la circunferencia primitiva.

d_{ac} : diámetro de un alambre del cable.

d_{ae} : diámetro exterior del engrane.

$d_{a.G}$: diámetro exterior de la corona.

d_{ap} : diámetro exterior del piñón.

$d_{a.w}$: diámetro exterior del tornillo sin fin.

d_b : diámetro del espaciador.

d_{be} : diámetro de la circunferencia base del engrane.

$d_{b.G}$: diámetro de la circunferencia base de la corona.

d_{bp} : diámetro de la circunferencia base del piñón.

d_c : diámetro nominal del cable.

d_e : diámetro de la circunferencia primitiva del engrane.

d_{ej} : diámetro del eje.

d_{fe} : diámetro interior del engrane.

- $d_{f,G}$: diámetro interior de la corona.
- d_{fp} : diámetro interior del piñón.
- $d_{f,w}$: diámetro interior del tornillo sin fin.
- d_g : diámetro de circunferencia de garganta.
- d_G : diámetro primitivo de la corona.
- d_m : diámetro del eje del motor.
- d_n : diámetro nominal del perno.
- d_p : diámetro de la circunferencia primitiva del piñón.
- d_{pr} : diámetro nominal del prisionero.
- d_w : diámetro primitivo del tornillo sin fin.
- D_a : diámetro aceptable del tambor.
- D_r : diámetro recomendado del tambor.
- e : factor de cálculo.
- e_n : paso de enrollamiento.
- E : módulo de elasticidad de los elementos.
- E_e : módulo de elasticidad del engrane.
- E_p : módulo de elasticidad del piñón.
- EIPS**: acero arado extra mejorado.
- F : ancho de cara, mm.
- F_{eg} : fuerza cortante sobre la lengüeta.
- F_a : carga axial real.
- F_{Ay} : reacción en el apoyo A en la dirección y.
- F_{Az} : reacción el apoyo en A en la dirección z.
- F_b : tensión del cable que induciría el mismo esfuerzo en alambre exterior.
- F_{By} : reacción en el apoyo B en la dirección y.
- F_{Bz} : reacción en el apoyo B en la dirección z.
- F_c : fuerza Cortante.
- F_{clb} : fuerza cortante ejercida sobre la lengüeta del espaciador.
- F_{clc} : fuerza cortante sobre la lengüeta de la corona.
- F_{ct-e} : fuerza cortante del sistema tambor-engrane.
- F_{Cy} : reacción en el apoyo C en la dirección y.
- F_{Cz} : reacción en el apoyo C en la dirección z.

F_{Dx} : reacción en el apoyo D en la dirección x.
 F_{Dy} : reacción en el apoyo D en la dirección y.
 F_{Dz} : reacción en el apoyo D en la dirección z.
 F_f : tensión permisible a la fatiga.
 F_{fc} : fuerza de fijación del cable.
 F_{Fx} : reacción en el apoyo F en la dirección x.
 F_{Fy} : reacción en el apoyo F en la dirección y.
 F_G : ancho de la corona.
 F_{Hx} : reacción en el apoyo H en la dirección x.
 F_{Hy} : reacción en el apoyo H en la dirección y.
 F_{Hz} : reacción en el apoyo H en la dirección z.
 F_i : precarga.
 F_p : carga de prueba.
 F_r : carga radial real.
 F_{rm} : carga radial mínima.
 F_{ro} : fuerza de rozamiento.
 F_t : tensión del cable.
 F_u : resistencia a la ruptura mínima en el cable.
 g : gravedad.
 h : holgura.
 h_a : altura de cabeza del diente.
 h_{ae} : altura de cabeza del diente del piñón y del engrane.
 $h_{a,g}$: adendo de la circunferencia de garganta de la corona.
 $h_{a,G}$: adendo del diente de la corona y del tornillo sin fin.
 h_f : altura de raíz del diente.
 h_{fe} : altura de raíz del diente del piñón y del engrane.
 $h_{f,G}$: dedendo del diente de la corona y del tornillo sin fin.
 h_{oe} : holgura del engranaje.
 h_{ga} : medida de la garganta.
 H : longitud del cable.
 H_B : número de dureza Brinell.
 H_f : potencia de funcionamiento.

- H_p : potencia transmitida por el piñón.
- H_{sal} : potencia de salida de la corona.
- I : factor de configuración geométrica.
- I_{pb} : momento polar de inercia del diámetro del espaciador.
- I_{pe} : momento polar de inercia del diámetro del eje.
- J_u : momento polar de inercia unitario.
- k_a : factor de superficie.
- k_b : factor de tamaño.
- k_{bp} : constante de rigidez del perno.
- k_c : factor de confiabilidad.
- k_d : factor de temperatura.
- k_e : factor de modificación por concentración de esfuerzos.
- k_f : factor de esfuerzos diversos.
- k_i : factor para incrementar el esfuerzo.
- k_m : constante de rigidez de los elementos.
- k_t : factor teórico de concentración de esfuerzo.
- k_1 : constante de rigidez de la chumacera.
- k_2 : constante de rigidez de del bastidor.
- K_m : factor de distribución de carga.
- K_v : factor de velocidad (factor dinámico).
- K_0 : factor de sobrecarga.
- l : longitud del cable.
- l_a : longitud de agarre del perno.
- l_b : longitud de la lengüeta del espaciador.
- L_e : longitud de enrollamiento.
- l_{eg} : longitud de la lengüeta, m.
- L_s : longitud del tronillo sin fin.
- l_G : longitud de la lengüeta de la corona.
- l_{t-e} : longitud de la lengüeta del tambor y del engrane.
- L_{10h} : vida nominal, en horas de servicio.
- m : módulo.
- m_c : masa de la corona.

- m_e : masa del engrane.
- m_{GE} : razón de velocidad para el mecanismo piñón-engrane.
- m_{ta} : masa del tambor.
- M : momento flector.
- M_{ap} : par de apriete.
- M_n : resistencia nominal a la flexión para tensión y compresión.
- M_P^y : momento flector en y, sobre el punto P.
- M_P^z : momento flector en z, sobre el punto P.
- M_P : momento flector en el punto P.
- M_u : resistencia a la flexión necesaria.
- M_E : momento flector en el punto E.
- M_E^y : momento flector en y, sobre el punto E.
- M_E^z : momento flector en z, sobre el punto E.
- M_{Gz} : momento flector generado por la fuerza tangencial sobre el eje Z.
- M_T : momento de torsión.
- M_w : momento flector en el punto W.
- M_w^x : momento flector en x, sobre el punto W.
- M_w^y : momento flector en y, sobre el punto W.
- M_{Wx} : momento ejercido por $W_{a,w}$ sobre el eje x.
- n : factor de seguridad.
- n_c : factor de seguridad del esfuerzo cortante.
- n_e : factor ordinario de diseño del engrane.
- n_{ec} : factor de seguridad estático del cable.
- n_f : factor de diseño dinámico.
- n_{fc} : factor de seguridad a fatiga del cable.
- n_{fco} : factor de seguridad contra la falla por flexión.
- n_{fe} : factor de diseño dinámico del engrane.
- n_{fp} : factor de diseño dinámico del piñón.
- n_{gi} : velocidad de giro.
- n_n : factor de seguridad del esfuerzo normal.
- n_p : factor ordinario de diseño del piñón.
- n_s : factor de seguridad de la soldadura.

- n_t : factor de seguridad del tambor.
 N : número de ciclos hasta la rotura.
 N_T : número total de ciclos hasta la rotura.
 N_{co} : fuerza de compresión.
 p : exponente de la fórmula de la vida.
 p_b : paso base.
 p_c : paso circular.
 P : carga a levantar.
 P_e : peso del engrane.
 P_{ep} : carga externa total de cada perno.
 P_{eq} : carga dinámica equivalente.
 P_G : peso de la corona.
 P_m : potencia motriz necesaria.
 P_n : resistencia a la compresión nominal.
 P_p : carga permisible.
 P_t : potencia utilizada por el tambor.
 P_{ta} : peso del tambor.
 P_u : resistencia necesaria a la compresión.
 P_0 : carga estática equivalente.
 q : sensibilidad a la ranura.
 r_b : radio del espaciador.
 r_e : radio de la circunferencia primitiva del engrane.
 r_{ep-c} : radio del eje del sistema piñón-corona.
 r_{et-e} : radio del eje del sistema tambor-engrane.
 r_{ext} : radio externo del cordón de soldadura.
 r_{ew} : radio del eje del sin fin.
 r_g : radio de la garganta, mm.
 r_{int} : radio interno del cordón de soldadura.
 r_p : radio de la circunferencia primitiva del piñón.
 r_t : radio del tambor.
 s : espesor circular del diente.
 s_{ce} : espesor circular del diente del piñón y del engrane.

s_t : espesor del tambor.

S : factor de seguridad de la rueda.

S_c : límite de fatiga superficial.

S_e : límite de fatiga.

S_{ew} : límite de resistencia a la fatiga del sin fin.

S'_e : límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria.

S_H : límite de fatiga superficial corregido, o resistencia hertziana.

s_o : factor de seguridad estático.

S_p : resistencia a la prueba.

S_{sy} : resistencia al cortante.

S_u : resistencia última del alambre.

S_{uc} : resistencia a la compresión.

S_{ut} : resistencia última a la tracción.

S_y : resistencia de fluencia.

S_{yco} : esfuerzo a la fluencia de la corona.

S_{yel} : resistencia de fluencia del cordón de soldadura.

T_t : torque del tambor.

T_e : momento de torsión del engrane.

T_{ep-c} : torque del eje del sistema piñón-corona.

T_p : momento de torsión del piñón.

T_w : momento de giro nominal del tornillo sin fin.

T : momento torsor.

T_{et-e} : torque del eje del sistema tambor-engrane.

t : ancho de la lengüeta.

v : número de espiras necesarias.

V : velocidad en la línea de paso.

V_a : velocidad de avance.

V_G : velocidad de deslizamiento de la corona.

V_w : velocidad de deslizamiento del sin fin.

W : carga neta resultante.

$W_{a,G}$: fuerza axial que actúa sobre la corona.

$W_{a,w}$: fuerza axial ejercida sobre el sin fin.

- W_r : componente radial de la carga.
- $W_{r,G}$: fuerza radial que actúa sobre la corona.
- $W_{r,w}$: fuerza radial ejercida sobre el sin fin.
- W_t : carga transmitida.
- $W_{t,G}$: fuerza tangencial que actúa sobre la corona.
- $W_{t,w}$: fuerza tangencial ejercida sobre el sin fin.
- y : factor de forma de Lewis relacionado con el paso circular.
- Y : factor de forma Y de Lewis.
- Y_a : factor axial.
- Y_p : factor de forma Y de Lewis del piñón.
- Y_e : factor de forma Y de Lewis del engrane.
- z : número de dientes.
- z_e : número de dientes del engrane.
- z_F : número de forma.
- z_G : número de dientes de la corona.
- z_p : número de dientes del piñón.
- z_w : número de entradas del tornillo sin fin.
- β : ángulo de inclinación de las ranuras helicoidales
- η : rendimiento de la rodadura de los flancos y del rozamiento de cojinetes.
- η_e : rendimiento del elevador.
- η_{eng} : rendimiento de los engranes rectos.
- η_g : rendimiento total del mecanismo.
- η_m : rendimiento del motor.
- η_r : rendimiento de los rodamientos.
- η_s : rendimiento de la unión a tornillo.
- η_t : rendimiento del tambor.
- λ : ángulo de avance.
- μ : coeficiente de fricción estática.
- μ_e : relación de poisson del engrane.
- μ_p : relación de poisson del piñón.
- σ : resistencia a la flexión.
- σ_a : esfuerzo admisible al aplastamiento.

σ_{ab} : esfuerzo normal.

$\sigma_{s.c}$: esfuerzo por flexión de la corona.

σ_e : resistencia a la flexión del engrane.

σ_H : esfuerzo de compresión en la superficie.

σ_p : resistencia a la flexión del piñón.

τ_c : esfuerzo de corte.

$\tau_{máxb}$: esfuerzo cortante máximo del diámetro del espaciador.

$\tau_{máxe}$: esfuerzo cortante máximo del diámetro del eje.

τ_{perm} : esfuerzo permisible.

τ_s : esfuerzo de corte en la soldadura.

\emptyset : factor de resistencia a la compresión.

\emptyset_b : factor de resistencia a la flexión.

Φ : ángulo de presión.

Φ_n : ángulo de presión normal

ω_e : velocidad angular del engrane.

ω_G : velocidad angular de la corona.

ω_p : velocidad angular del piñón.

ω_t : velocidad angular del tambor.

ω_w : velocidad angular del tornillo sinfín.

RESUMEN

El Proyecto de Titulación, contempla el diseño de una máquina elevadora eléctrica con capacidad máxima de 500 Kg para un taller automotriz.

El presente proyecto se encuentra desarrollado en siete capítulos, mediante los cuales es posible la consecución del mismo.

CAPÍTULO 1. Marco Teórico. Ilustra la definición de los dispositivos de elevación así como los tipos y las diversas clasificaciones de los mismos.

CAPÍTULO 2. Prefactibilidad. Muestra la definición del problema, las restricciones y limitaciones, especificaciones técnicas, requerimientos y parámetros en los cuales se basan los diseños de los elementos de la máquina.

CAPÍTULO 3. Factibilidad. Presenta un estudio y posterior selección de la alternativa más adecuada para el diseño de la máquina a más del Protocolo de Pruebas a realizar cuando se construya el elevador.

CAPÍTULO 4. Diseño. Presenta el diseño de todos los elementos que forman parte de los sistemas que permiten el correcto funcionamiento de la máquina. El diseño contempla la selección de materiales que sean de fácil adquisición en el mercado nacional así como los cálculos para la selección de elementos normalizados.

CAPÍTULO 5. Construcción, montaje y Pruebas de Campo. Se detallan los procesos de fabricación de los elementos del elevador así como el proceso de montaje.

CAPÍTULO 6. Análisis de Costos. Se detalla el costo total del proyecto, analizando los costos directos e indirectos como son los costos de materiales, de procesos de fabricación, de mano de obra, de ingeniería e imprevistos.

CAPÍTULO 7. Conclusiones y Recomendaciones. Las conclusiones y recomendaciones se extraen de las principales observaciones del desarrollo del diseño de la máquina elevadora eléctrica.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto desarrolla el diseño de una máquina elevadora eléctrica que contribuya al desarrollo tecnológico del parque automotriz liviano, sentando bases técnicas que permitan construir elevadores para necesidades específicas y de bajo costo y así sustituir los elevadores que comúnmente poseen los talleres mecánicos (tecle, pluma hidráulica), que funcionan por medios manuales.

En el desarrollo de este proyecto se aplicarán conocimientos adquiridos de Producción por Virutaje, Ciencia de Materiales, Selección de Materiales, Dibujo Mecánico, Máquinas Eléctricas, Resistencia de Materiales, Principios y Control de Soldadura, Elementos de Máquinas, Desgaste y Control de Materiales. Llegando a convertirse en un proyecto que aproveche de la mejor manera la energía eléctrica y mecánica pues se utilizará un motor trifásico de 3/4 [HP] y de 900 [rpm].

Este elevador trabajará con cargas moderadas, que son las que comúnmente se encuentran en el desmontaje y montaje de los motores del parque automotriz liviano, lo que proporciona la facilidad de movilizar la carga, hasta el lugar donde se realizan las diferentes actividades para el tratamiento del motor.

Su accionamiento será eléctrico como, de simple manejo, diseñado para elevar y manipular una carga máxima de 500 kilogramos, para desmontar motores y elevarlos hasta la altura de 2000 [mm]; además su mantenimiento debe ser sencillo, económico y la reposición de sus partes se las podrá encontrar fácilmente en el mercado nacional.

El elevador está destinado para satisfacer todos los requerimientos y demás técnicas, haciendo de éste un equipo útil y necesario en un taller automotriz.

Para el diseño de la máquina se cuenta con los aportes de los paquetes informáticos de diseño como Inventor Professional, Autocad, SAP2000 que complementan el diseño de la máquina, así como el cálculo estructural.

CAPITULO I

MARCO TEÓRICO

Las máquinas de elevación son los aparatos o mecanismos utilizados para transportar verticalmente o por pendientes muy pronunciadas cargas o materiales de diversa naturaleza.

En las máquinas de elevación se aplica una fuerza llamada esfuerzo para vencer otra fuerza o resistencia mayor llamada carga.

1.1. DISPOSITIVOS DE ELEVACIÓN.

Los comienzos de los dispositivos de elevación son antiguos, tanto que los primeros que se dieron en la historia fueron las palancas, las poleas, los rodillos y los planos inclinados. La realización de grandes trabajos de construcción con este tipo de equipamiento exigía un número elevado de trabajadores.

Hoy en día estos son lo que se conoce como medios estándar en la elevación de cargas. Estos son los que no dependen de una gran tecnicidad o de maquinaria pesada, como pueden ser las poleas o los gatos hidráulicos.

Además de los medios estándar, se dispone de la ingeniería de elevación, que es la rama de la ingeniería que estudia, diseña y ejecuta las maniobras necesarias para la elevación y posicionamiento de cargas. Se suele reservar este término para cargas de especial dificultad en su posicionamiento, por su peso, dimensiones u otras circunstancias.

Este término proviene del inglés *lifting engineering*, empleado habitualmente como sinónimo de *Heavy lifting* (izado pesado). En castellano se emplea el término SAED (Sistemas Alternativos de Elevación y Desplazamiento) que corresponde a aquellas actividades desarrolladas mediante ingeniería de elevación para la elevación, desplazamiento y posicionamiento de piezas singulares, bien por peso, bien por dimensiones, bien por otras dificultades.

Las maniobras especiales aparecen como complemento de las que se pueden llamar maniobras estándar; es decir, el empleo de grúas de cualquier tipo, sin necesidad de desarrollar un estudio o procedimiento específico de maniobra. Es erróneo el concepto de que maniobra especial es toda aquella que no se hace con una grúa. En ocasiones se puede incluir en el concepto de maniobra especial a aquellas que requieren del empleo de grúas.

1.1.1. FACTORES TÉCNICOS.

Estos tipos de dispositivos son usados cuando existe la imposibilidad de emplear medios estándar. En ocasiones, las cargas son tan elevadas que no hay disponible maquinaria estándar que permita realizar los movimientos, y hay que diseñar equipos a medida.

También es posible que sea necesaria una precisión elevada en los movimientos. En este aspecto destaca el empleo de gatos de cable monitorizados en tiempo real (precisión del orden del milímetro). Determinadas piezas a mover son especialmente delicadas o presentan particularidades en su comportamiento estructural, que obligan al desarrollo de una maniobra especial.

Otras veces es la zona de trabajo la que requiere el desarrollo de estas maniobras, bien por no disponer de espacio para emplazar medios estándar (en el interior de edificios, por ejemplo), bien porque la capacidad portante del terreno sea baja, etc.

En resumen se puede determinar factores que justifiquen el uso de la ingeniería de elevación:

- Movimiento de grandes cargas.
- Requerida elevada precisión en el ajuste de la pieza.
- Particularidades de la pieza.
- Particularidades de la zona de trabajo (interferencias, obstáculos, capacidad portante del terreno).

- Otros factores técnicos menos frecuentes (temperatura de la zona de trabajo, climatología, presencia de mareas; tiempo disponible, como por ejemplo en una línea férrea en explotación, etc.).

1.1.2. FACTORES ECONÓMICOS.

Existen otro tipo de factores importantes en la toma de decisiones para un trabajo, estos son los factores económicos. Se debe tener en cuenta estos factores ya que las maniobras realizadas por ingeniería de elevación no suelen ser “competencia” de las maniobras estándar debido a estos factores económicos.

Realmente ambos procedimientos de trabajo se complementan. En cualquier caso, la teoría de que “si se puede hacer con medios estándar, es más económico con medios estándar”, no siempre es correcta, y su aplicación ciega puede dar lugar a cometer importantes errores. En unas ocasiones serán más económicas las maniobras especiales y en otras las estándar.

Por ejemplo, si se desea montar un solo reactor petroquímico muy pesado, el montaje con mástiles de izado y gatos de cable compite directamente con el montaje mediante grúas. Incluso menores pesos también pueden competir económicamente. Si en lugar de uno, son más reactores, es más probable que resulte favorable el empleo de grúas.

Como resumen, se puede afirmar que, para tomar una decisión correcta deben analizarse todas las opciones, sin prejuicios o sesgos que puedan provocar errores en la toma de decisiones.

1.1.3. FACTORES RELACIONADOS CON LA SEGURIDAD.

Por último se puede destacar un grupo de factores no menos importantes en la toma de decisiones en un trabajo que requiera elevación de cargas. Estos son los factores de seguridad. El tratamiento de la seguridad, como factor que decanta la decisión de realizar una maniobra especial, requiere una adecuada atención. En teoría, ambos procedimientos (el estándar y el especial), si se hacen bien, deben ser seguros. Del mismo modo, ambos procedimientos presentan sus riesgos.

Por tanto, ninguno de estos procedimientos es intrínsecamente seguro o inseguro. Serán factores externos de seguridad los que habitualmente influyan en la decisión y hagan más adecuado un procedimiento u otro.

Lo verdaderamente importante en ambos casos es que, tanto si la maniobra es estándar como si es una maniobra especial, el contratista debe ser solvente desde este punto de vista. Suele ayudar que los equipos sean modernos, y en todos los casos se debe exigir la certificación, por entidades externas, de sus equipos críticos (gatos de cable normalmente).

1.2. DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN.

1.2.1. DEFINICIÓN.

“Se entiende por aparatos de elevación y manutención, aquellos que sirvan para estos fines, cualquiera que sea su forma de accionamiento, tales como ascensores, montacargas, escaleras mecánicas y transporte continuos, transelevadores, plataformas elevadoras, carretillas de manutención y otros aparatos similares.”¹

1.2.1.1. Grúa.

Aparato de elevación de funcionamiento discontinuo, destinado a elevar y distribuir, en el espacio, las cargas suspendidas de un gancho o de cualquier otro accesorio de aprehensión.

1.2.1.2. Grúa Pluma.

Grúa en la que el accesorio de aprehensión está suspendido de la pluma o de un carro que se desplaza a lo largo de ella. Ver figura 1.1.

1.2.1.3. Grúa móvil.

Aparato de elevación de funcionamiento discontinuo, destinado a elevar y distribuir, en el espacio, las cargas suspendidas de un gancho o de cualquier otro

¹ Artículo 2º del Capítulo 1º del Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención (RAE).

accesorio de aprehensión, dotado de medios de propulsión y conducción propios o que formen parte de un conjunto con dichos medios que posibilitan su desplazamiento por vías públicas o terrenos. Ver figura 1.2.



Figura 1. 1. Elevador tipo Grúa Pluma.

(Fuente: www.elevadores/aparatos-de-elevacion-motorizados.com)



Figura 1. 2. Elevador tipo Grúa móvil.

(Fuente: www.albalicentros.com)

1.2.1.4. Grúa autocargante.

Aparato de elevación de funcionamiento discontinuo instalado sobre vehículos aptos para transportar materiales que se utilizan exclusivamente para su carga y descarga. Ver figura 1.3.



Figura 1. 3. Elevador tipo Grúa autocargante.

(Fuente: www.elevadores/aparatos-de-elevacion-motorizados.com)

1.2.1.5. Grúa torre.

Tipo de grúa pluma de estructura metálica desmontable alimentada por corriente eléctrica especialmente diseñada para trabajar como herramienta en la construcción.

1.2.2. CLASIFICACIÓN.

1.2.2.1. Por su movilidad.

1.2.2.1.1. Fijas.

Son las grúas que no incorporan en su funcionamiento maniobras de traslación, es decir, la capacidad de trasladarse a sí mismas de modo autónomo por medio de raíles u otros medios.

- Apoyadas: Son aquellas que centran su gravedad por medio de contrapesos o lastres situados en su base.
- Empotradas: Son aquellas que centran su gravedad en el suelo por medio de un primer tramo de su mecano anclado al suelo encofrándose con hormigón en una zapata o con otros medios análogos.

1.2.2.1.2. Móviles.

Son aquellas que poseen capacidad de movimiento autónomo.

- Con traslación: Por regla general por medio de raíles convenientemente situados en el suelo.
- Trepadora: Capaces de elevarse por medio de sistemas de trepado (con cables o cremalleras) firmemente hasta el edificio que se construye.
- Telescópica: Capaces de elevarse sobre sí mismas alargándose por medio de tramos anchos y estrechos embebidos unos sobre otros.

1.2.2.2. Por su pluma.

1.2.2.2.1. Grúa de pluma horizontal.

Es un equipo ágil, versátil, seguro y preciso para el transporte de grandes volúmenes durante las obras de construcción e instalaciones industriales. Además sus modelos ofrecen la mejor relación entre las dimensiones estructurales y la capacidad de carga. Ver figura 1.4.



Figura 1. 4. Grúa de pluma horizontal.

(Fuente: <http://www.locabens.com.br/equipamentos-3/gruas-de-pluma-horizontal>)

1.2.2.2.2. Grúa de pluma abatible.

Ofrece una gran capacidad de carga y un poco menos de agilidad, si se comparan con las grúas de pluma horizontal, las grúas de pluma abatible son la solución

ideal para realizar operaciones de transporte vertical en áreas con interferencias y necesidades de movimiento restringidas. Ver figura 1.5.



Figura 1. 5. Grúa de pluma abatible.

(Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/terex-cranes/gruas-torre-brazo-amantillable>)

1.2.2.3. En función de su concepción.

- Estructura giratoria: aquella cuya estructura superior completa, incluida pluma y equipo de mando, giran sobre su base.
- De pluma giratoria: aquella cuya estructura superior, incluida la pluma, sin equipo de mando, gira sobre su base.
- De pluma fija: aquella cuya estructura superior, incluida la pluma, es fija respecto a su base.
- Grúa articulada: aquella cuya estructura superior, incluida la pluma, es fija respecto a una base articulada.

1.2.2.4. En función de su elemento de aprehensión.

Por elemento de aprehensión se entiende aquel mediante el cual la grúa puede hacer levantar cualquier tipo de carga.

1.2.2.4.1. Gancho.

Instrumento corvo y por lo común puntiagudo en uno o ambos extremos, que sirve para prender, agarrar o colgar algo. Ver figura 1.6.

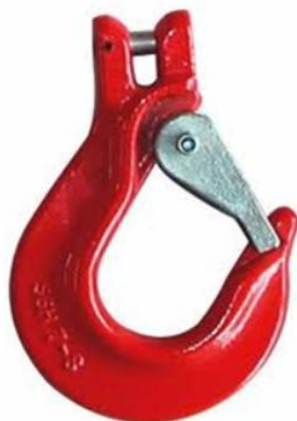


Figura 1. 6. Gancho.

(Fuente: <http://www.fenasa.cl/accesorios.html>)

1.2.2.4.2. Horquilla.

Son las que llevan los toritos para cargas pequeñas normalmente paletizadas. Ver figura 1.7.



Figura 1. 7. Horquilla

(Fuente: <http://www.ecoformas.com/ES/tip/8>)

1.2.2.4.3. *Electroimán.*

Su función es de transportar piezas metálicas, funciona con electricidad. Cuando pasa corriente, el imán se activa cogiendo la carga y cuando se corta la corriente, el imán se desactiva y la carga es soltada. Ver figura 1.8.



Figura 1. 8. Electroimán.

(Fuente: <http://www.matmin.cl/electroiman.html>)

1.2.2.4.4. *Cuchara.*

Pieza cóncava de gran tamaño y movable, que sirve para el arranque, transporte y descarga de materiales disgregados. Se selecciona en función de la consistencia de los materiales a granel que vamos a transportar. Ver figura 1.9.



Figura 1. 9. Cuchara.

(Fuente: www.elevadores/aparatos-de-elevacion-motorizados.com)

1.2.2.5. En función de su dispositivo de mando.

- Mando desde el suelo: (Ver figura 1.10)
 - Desplazable a lo largo del puente: permite guiar la carga manualmente y permite mantener una distancia de seguridad entre el conductor y la carga.
 - Mando suspendido del carro: el conductor está próximo a la carga y puede guiarla manualmente. Adecuado para trabajos de mantenimiento y montaje. Este tipo de mando se puede encontrar en puentes grúa que son muy utilizados en talleres mecánicos donde se trabaja con maquinaria pesada.
 - Mando suspendido de un pinto fijo.
 - Mando por radio. Se utilizara cuando el conductor no pueda acompañar a la grúa como por ejemplo en centrales nucleares, instalación de depuración de aguas.



Figura 1. 10. Dispositivos de mando.

(Fuente: <http://www.industry.schmersal.com/es/inicio/envase-y-embalaje/>)

- Mando desde la cabina:
 - Cabina montada en el sistema de elevación: este sistema se emplea para conseguir una buena visibilidad para el conductor.
 - Cabina abierta/cerrada: fija en un extremo del aparato desde donde el operador puede controlar la carga y manipularla con seguridad.

1.3. PARÁMETROS DIMENSIONALES DE LOS APARATOS DE ELEVACIÓN.

- Alcance o radio: distancia horizontal entre el eje de orientación de la parte giratoria y el eje vertical de elevación, estando el aparato de elevación instalado sobre un emplazamiento horizontal.
- Alcance a partir del eje de vuelco: distancia horizontal entre el eje de vuelco y el eje vertical del elemento de aprehensión sin carga, estando el aparato de elevación instalado sobre un emplazamiento horizontal.
- Amplitud de alcance: distancia horizontal entre los ejes verticales de las posiciones extremas del elemento de aprehensión para una determinada longitud de pluma. A la posición extrema más próxima al eje de giro se le denomina alcance mínimo, a la más alejada, alcance máximo.
- Altura de elevación: distancia vertical entre el nivel de apoyo de la grúa y el dispositivo de aprehensión cuando éste se encuentra en la posición más elevada de trabajo.

CAPÍTULO II

PREFACTIBILIDAD

La prefactibilidad del proyecto permite la definición del problema, el establecimiento de las restricciones y limitaciones de la elevadora eléctrica, así como las especificaciones de la misma.

2.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

2.1.1. SITUACIÓN ACTUAL.

La situación actual de los talleres mecánicos está dedicada a realizar diversas actividades dentro de los cuales se encuentra el desmontaje y posterior montaje de los motores, que hoy en día se realiza con varios dispositivos manuales.

Ciertos dispositivos de elevación no pueden ser manipulados fácilmente porque dificultan el posicionamiento; por lo que, se necesita la asistencia de dos a tres personas generalmente, incrementando los costos de operación.

2.1.2. SITUACIÓN FUTURA.

Con los antecedentes expuestos, se pretende reemplazar la utilización de dispositivos para elevación de carga (tecle, plumas hidráulicas, mesas hidráulicas), diseñando un elevador que ayude y/o complemente las labores diarias que se llevan a cabo en los talleres mecánicos.

Automatización del sistema para hacerlo más eficiente; con el cual las operaciones se pueden realizar en menor tiempo, lo que significa que sus ingresos económicos se incrementen; por otra parte evitará el cansancio físico en las personas dedicadas a estas operaciones.

2.2. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.

A pesar de que el diseño proporciona las mejores condiciones de funcionamiento y operatividad; existen restricciones y limitaciones que se establecen a continuación:

- El diseño de cada componente del elevador debe adaptarse a las condiciones tecnológicas del país en lo que respecta a la disponibilidad de materia prima, elementos normalizados y procesos de fabricación.
- El equipo debe ser diseñado para elevar cargas máximas de 500 [Kg].
- La altura máxima de elevación es de 2000 [mm].
- La velocidad de avance para el elevador es de aproximadamente 2,4 [m/min].
- Debe ser accionado por un motor eléctrico, trifásico de 220/240 [V], potencia de 0,75 [HP], 900 [rpm] y 60 [Hz].
- Debe poseer un peso moderado; ya que, no se pueden usar otros materiales más livianos que el acero y que brinden las mismas características mecánicas.

Todas estas restricciones y limitaciones no afectan en el desempeño y utilización del elevador.

2.3. ESPECIFICACIONES.

Para establecer las especificaciones del elevador, se ha tomado en cuenta el estudio de campo realizado, las mismas que van a proporcionar las características del elevador a diseñar para los talleres mecánicos.

2.3.1. PARÁMETROS FUNCIONALES.

Tabla 2. 1. Parámetros funcionales del elevador.

E SPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ELEVADOR	
Capacidad Máxima de Carga.	500 [kg]
Altura Máxima de Elevación.	2000 [mm]
Velocidad Aproximada de Avance.	2,4 [m/min]
Funcionamiento	Automático. Manual.
Lubricación del Elevador	Grasa
Especificaciones del Motor	Eléctrico. Trifásico. 60 [Hz] 220 / 240 [V] 3/4 [HP] 900 [rpm]

(Fuente: Propia)

Para que los parámetros funcionales sean satisfactorios, se pretende diseñar una máquina que cumpla las exigencias para la que fue ideada, las cuales se las puede observar en la tabla 2.1.

2.3.2. AMBIENTE DE TRABAJO.

El ambiente de trabajo es el medio donde va a funcionar la máquina elevadora eléctrica, los principales factores a tener en cuenta se detallan a continuación:

- **Temperatura.**

La temperatura ambiente a la cual el elevador puede funcionar sin dificultad alguna, oscila entre los 18-40°C aproximadamente.

- **Altitud.**

La altura a la cual la máquina puede operar sin inconvenientes no debe superar los 3200 m.s.n.m. pues la potencia del motor del elevador es menor a mayores alturas.

- **Grado de instrucción del operador.**

No se necesita experiencia ni personal técnico calificado, el operador debe poseer nociones básicas de Seguridad Industrial y poseer como mínimo la instrucción primaria.

- **Grado de contaminación.**

El grado de contaminación es de 0%.

2.3.3. TIPO DE TRABAJO.

El elevador debe ser diseñado tanto para trabajar en un soporte de una estructura metálica; como también por medio de carriles empotrados en el techo, previamente diseñados.

2.3.4. VIDA ÚTIL.

Tomando en cuenta que el elevador va a estar sometido a un tipo de trabajo no continuo, y destinado para las operaciones de montaje y desmontaje de motores

del parque automotriz liviano. Se estima que la vida útil del elevador sea de aproximadamente 13 años; realizando mantenimiento regular y adecuado. El elevador no debe ser prescindido por fallas mecánicas; sino que, debido al desarrollo tecnológico, han de surgir nuevos modelos quizás más económicos, livianos que sustituyan al mismo.

2.3.5. MATERIALES.

Se considera el uso de materiales que sean de fácil adquisición en el país y permitan un funcionamiento adecuado de la máquina.

- Acero estructural ASTM 36
- Acero bonificado AISI 4340

2.3.6. PROCESOS.

Únicamente se van a utilizar procesos de fabricación convencionales; tales como: torneado, taladrado, fresado, soldadura, etc., los cuales permiten el fácil acceso o fabricación de los elementos a sustituir.

CAPÍTULO III

FACTIBILIDAD

3.1. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.

A continuación se describen las alternativas que se consideran importantes, posteriormente se debe escoger aquella que se apege a las necesidades del parque automotriz liviano. En la selección se toman en cuenta los siguientes factores:

- Bajo costo de cada uno de sus elementos: construcción y mantenimiento.
- Facilidad de construcción: con operaciones manuales y a través de máquinas herramientas.
- Facilidad de ensamblaje.
- Facilidad de mantenimiento: rapidez y costo.
- Facilidad de operación.
- Seguridad.
- Bajo peso, incluido el equipo y carga, para su maniobrabilidad.

3.1.1. SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA.

Se plantean tres alternativas para el sistema de elevación por medio de un motor eléctrico.

- Mecánico de engranes cónicos rectos, tambor y cable.
- Mecánico de tornillo sin fin, corona, tambor y cable.
- Mecánico de engranes rectos, tambor y cable.

3.1.1.1. Alternativa 1. Sistema mecánico de engranes cónicos rectos, tambor y cable.

3.1.1.1.1. Descripción.

Se tiene un motor de eléctrico de 220 / 240 [V], trifásico; el cual transmite el movimiento a un engrane cónico recto, el mismo que se encuentra conjugado a

otro de mayor diámetro (reductor de velocidades), éste transmite el movimiento a un eje el mismo que a su vez está conjugado a un tambor en el cual se enrolla el cable.

3.1.1.1.2. Ventajas.

La principal ventaja de utilizar engranes cónicos es aquella que permite transmitir el movimiento entre ejes que se cortan; el ángulo de giro es normalmente 90° pero no necesariamente, como se puede ver en la figura 3.1.

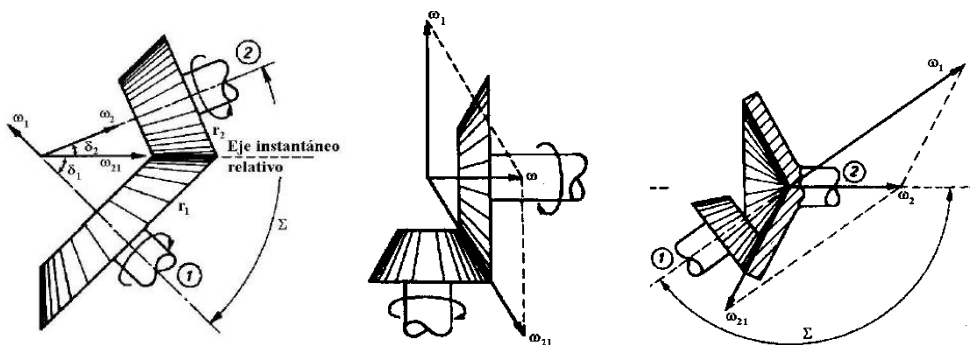


Figura 3. 1. Transmisión de movimiento entre engranes cónicos rectos.

(Fuente: Shigley)

- Los accionamientos por medio de engranes exigen entre los ejes una distancia más corta que los hacinamientos por medio de cables, bandas, cadenas, etc.
- La relación de transmisión, teniendo en cuenta la posición del eje instantáneo de rotación, será:

$$\mu = \frac{W_2}{W_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

- Los dientes pueden ser fundidos, fresados o generados; solo los dientes de éste último proceso de fabricación se pueden clasificar como exactos.

3.1.1.1.3. Desventajas.

- Los procesos de fabricación de los dientes son complejos y por ende requiere un mayor costo su elaboración.

- En uno de los ejes de los engranes, las deflexiones pueden ser más pronunciadas y tener un mayor efecto sobre el contacto de los dientes
- Hay otra dificultad que se presenta en el momento de calcular los esfuerzos en los dientes de los engranes cónicos estos se debe a que los dientes están ahusados (finos).
- Para lograr un contacto de línea perfecto, pasando por el centro del cono, los dientes deben de flexionarse más en el extremo mayor que en el menor; para lograr esto se requiere que la carga sea superior en el extremo mayor.

En la figura 3.2 se ilustra la alternativa 1.



Figura 3. 2. Sistema mecánico de engranes cónicos rectos, tambor y cable.

(Fuente: Propia)

3.1.1.2. Alternativa 2. Sistema mecánico de tornillo sin fin, corona, tambor y cable.

El esquema y las partes de esta alternativa se mencionan a continuación.

3.1.1.2.1. Descripción.

Se tiene un motor de eléctrico de 220 / 240 [V], trifásico; el cual transmite el movimiento a un tornillo sin fin, el mismo que se encuentra conjugado a una corona (reductor de velocidades), la que a través de un eje transmite el movimiento a un piñón éste se encuentra conjugado a un engrane (reductor de

velocidades), el mismo que transmite el movimiento a un eje el que a su vez está conjugado a un tambor en el cual se enrolla el cable.

En la figura 3.3 se ilustra la alternativa 2.

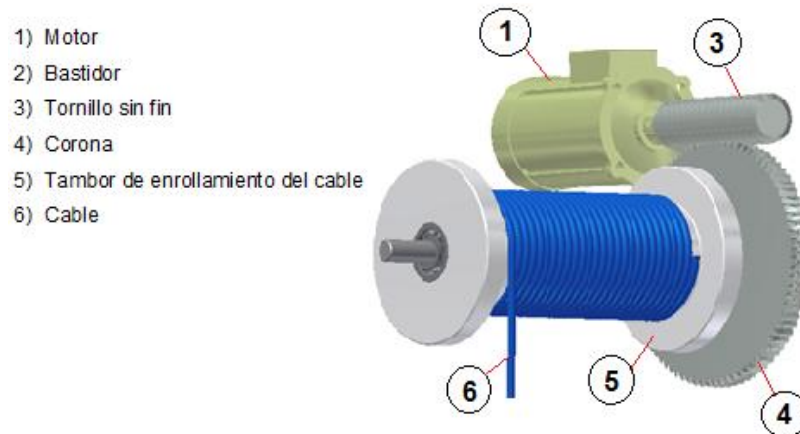


Figura 3. 3. Sistema mecánico de tornillo sin fin, corona, tambor y cable.

(Fuente: Propia)

3.1.1.2.2. Ventajas.

- Se utiliza especialmente para el caso de grandes relaciones de transmisión.
- Los mecanismos de tornillo sin fin pueden ser simplemente envolventes (la rueda envuelve o encierra parcialmente al tornillo); o doblemente envolvente (cada elemento envuelve parcialmente al otro). La diferencia que hay entre los dos es que existe contactos superficiales en estos últimos; y contacto lineal entre los primeros.
- Ya que no existe relación con el número de dientes, el tornillo sin fin puede tener cualquier diámetro de paso; sin embargo éste debe ser igual al del paso del cortador.

3.1.1.2.3. Desventajas.

- Los ejes no se cortan y el ángulo entre los mismos es de 90°. Las formas de los dientes para los mecanismos de tornillo sin fin no han sido ampliamente estandarizadas; quizás porque se emplea cada vez menos.

- Los ángulos de presión empleados depende de los ángulos de avance y debe de ser lo suficientemente grandes para evitar rebaja por corte de los dientes del engrane en lado que termina el contacto.
- Cuando se utilizan estos dispositivos intermitentemente o a velocidades baja del engrane, la resistencia a la flexión de los dientes del engrane puede llegar a ser el factor de diseño principal; ya que los dientes del tornillo sinfín son intrínsecamente más resistentes que los de su engrane.

3.1.1.3. Alternativa 3. Sistema mecánico de engranes rectos, tambor y cable.

3.1.1.3.1. Descripción.

Se tiene un motor de eléctrico de 220 / 240 [V], trifásico; el cual transmite el movimiento a un conjunto de engranes rectos (doble reductor de velocidades), este a su vez está conjugado a un tambor en el cual se enrolla el cable.

En la figura 3.4 se ilustra la alternativa 3.

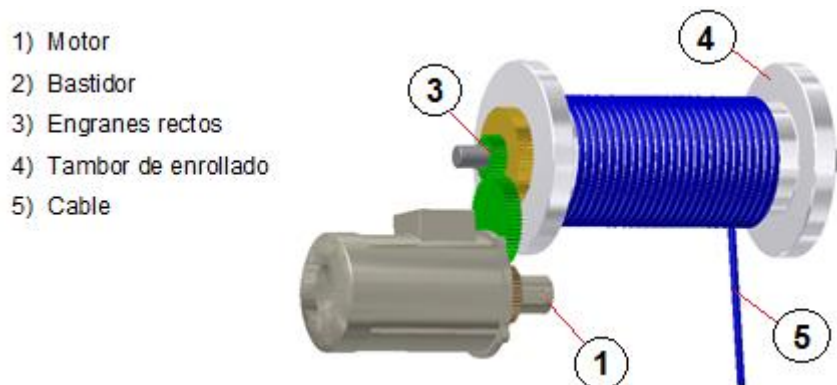


Figura 3. 4. Sistema mecánico de engranes rectos, tambor y cable.

(Fuente: Propia)

3.1.1.3.2. Ventajas.

- Existen varios procedimientos para formar los dientes de los engranes rectos: fresado. colado en arena, moldeo en casco, fundición de inversión, colado en

molde permanente, colado en matriz, fundición centrífuga; también pueden fabricarse por medio de un proceso de metalurgia de polvos.

- Los dientes de los engranes se maquinan por fresado, cepillado, y pueden ser acabados por bruñido, cepillado (se aplican a los que no han recibido tratamiento térmico) mientras que el rectificado y el lapeado (se aplican a los que han recibido tratamiento térmico).

3.1.1.3.3. Desventajas.

- Los engranes rectos se emplean solamente para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos.
- En el momento de transmitir la fuerza / potencia; un solo diente está sometido al esfuerzo.

3.1.2. ESTRUCTURAS.

Se proponen tres tipos de estructuras para la elevadora eléctrica las cuales se presentan a continuación.

3.1.2.1. Alternativa 1. Estructura tipo guinche pluma.

3.1.2.1.1. Descripción.

Es una estructura metálica con una base móvil en forma de trapecio, una columna soldada a la base y reforzada por unos templadores para evitar que ésta se pandee y una viga en la cual se va a colocar el sistema de elevación.

En la figura 3.5 se ilustra la alternativa 1.

3.1.2.1.2. Ventajas.

- Fácil de transportar ya que la estructura en su base posee cuatro garruchas las que le permiten movilizarse libremente por la superficie donde va a realizar el trabajo.
- Es una estructura de fácil ingreso a locaciones o sitios considerados pequeños, estrechos y de poca altura debido a que su columna principal ocupa poco espacio físico.



Figura 3. 5. Estructura tipo Pluma
(Fuente: Propia)

3.1.2.1.3. Desventajas.

- No soporta elevadas cargas debido a su forma tipo pluma, si esta estructura es sometida a cargas considerables, los perfiles que forman parte de la misma tienden a flejar (viga) y pandear (columna).
- La estructura únicamente puede moverse sobre superficies planas, si ésta es transportada sobre superficies inclinadas tendería a resbalar o volcarse.

3.1.2.2. Alternativa 2. Estructura de doble columna.

3.1.2.2.1. Descripción.

Es una estructura metálica con una base móvil en forma de trapecio, una columna soldada a la base y reforzada por unos templadores para evitar que ésta se pandee y una viga en la cual se va a colocar el sistema de elevación.

En la figura 3.6 se ilustra la alternativa 2.

3.1.2.2.2. Ventajas.

- Fácil de transportar ya que la estructura en su base posee cuatro garruchas las que le permiten movilizarse libremente por la superficie donde va a realizar el trabajo.

- Soporta cargas mayores en comparación a la estructura tipo pluma ya que posee dos columnas en las que se distribuyen de mejor manera la carga a elevar.

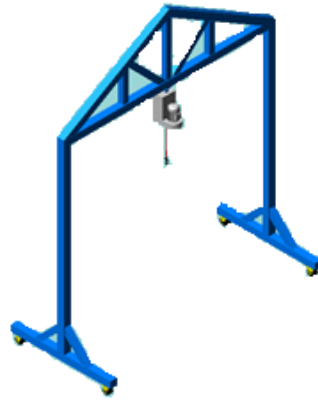


Figura 3. 6. Estructura de doble columna
(Fuente: Propia)

3.1.2.2.3. Desventajas.

- Este tipo de estructura no puede moverse por lugares de poca altura esto es por la forma de su diseño.
- La estructura únicamente puede moverse sobre superficies planas, si ésta es transportada sobre superficies inclinadas tendería a resbalar o volcarse.

3.1.2.3. Alternativa 3. Estructura tipo puente grúa.

3.1.2.3.1. Descripción.

Es una viga horizontal que está empotrada en sus extremos y sirve como carril para que el sistema de elevación de carga se mueva en la dirección que se encuentre ésta colocada.

En la figura 3.7 se ilustra la alternativa 3.

3.1.2.3.2. Ventajas.

- Esta estructura llega a soportar una gran cantidad de carga debido a que se encuentra empotrada en sus dos extremos.

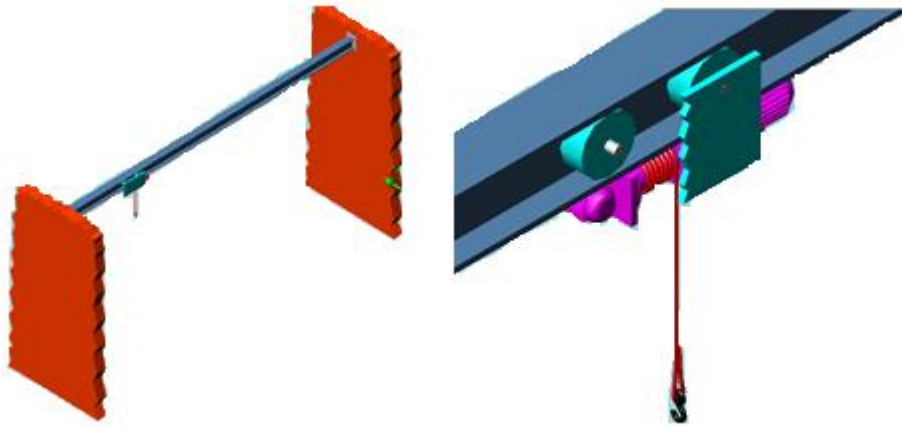


Figura 3. 7. Estructura tipo puente grúa.
(Fuente: Propia)

3.1.2.3.3. Desventajas.

- Solo cubre el área en la que se encuentre instalado.
- Una vez realizado el montaje de la estructura, éste no podrá ser utilizado en otro lugar.

3.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.

Se realiza una breve justificación de los factores más importantes que se toman en consideración, para así obtener la mejor alternativa que cumpla con los requerimientos que se busca para solucionar el problema propuesto. Para esto se tiene en cuenta siete factores muy importantes que son:

- Costo
- Facilidad de construcción
- Facilidad de montaje y desmontaje
- Facilidad de mantenimiento
- Facilidad de operación
- Seguridad
- Peso

A los cuales posteriormente se les realiza una cuantificación para cada alternativa correspondiente.

3.2.1. JUSTIFICACIÓN DE FACTORES PARA LA SELECCIÓN.

Para la selección de una de las tres alternativas se retoman nuevamente los factores mencionados en el numeral 3.2.

3.2.1.1. Costo.

Involucra costos de construcción como de mantenimiento. Este es un factor que hace al elevador competitivo ante otros de similares características que se pueden adquirir en el mercado.

3.2.1.1.1. Costos de alquiler de maquinaria.

Los costos de alquiler de máquinas y equipos requeridos para la construcción y el montaje (fabricación de ejes, maquinado de dientes de engranes, etc.), se calculan de acuerdo a los precios fijados actualmente por el mercado.

3.2.1.1.2. Costos de mano de obra.

El costo de la mano de obra que se emplea se lo calcula tomando en cuenta los rubros de construcción y de diseño.

3.2.1.2. Facilidad de construcción y montaje.

Una máquina de elementos sencillos es de fácil y rápida construcción, su ensamble no necesita de herramientas especiales ni mano de obra altamente calificada, por lo cual sus costos son relativamente bajos. Además la reposición de cualquier elemento es rápida y económica.

3.2.1.3. Facilidad de mantenimiento.

De la facilidad de mantenimiento depende el buen funcionamiento de los mecanismos del elevador, la ejecución del mantenimiento con personal no especializado y sobre todo la durabilidad de la máquina.

3.2.1.4. Facilidad de operación.

El elevador debe ser operado por cualquier persona del taller, teniendo siempre cuidado en el manejo de la carga. Su funcionamiento debe reflejar una secuencia lógica de elevación, fijación, mecanizado y descenso de la carga.

3.2.1.5. Seguridad.

Se evalúa la capacidad de resistir cargas de los elementos del sistema. Mientras mayor sea la seguridad mayor será el valor.

El equipo debe ser construido bajo normas de seguridad que garanticen su normal funcionamiento y la protección del operario que lo gobierna.

3.2.1.6. Peso.

El peso debe ser moderado, para poder trasladar la máquina de un lugar a otro cuando se lo requiera.

3.2.2. SISTEMA DE CALIFICACIÓN.

3.2.2.1. Método ordinal corregido de criterios ponderados.²

La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas soluciones (especialmente en la etapa de diseño conceptual) basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ello que se recomienda el *método ordinal corregido de criterios ponderados* que, sin necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

Se basa en unas tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes:

1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas.

0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) que el de las columnas.

0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas.

Luego para cada criterio, se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o

²Diseño concurrente; Carles Riba i Romera; 2002; Pág. 59 - 60

solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio.

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

3.2.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA.

A continuación se evalúan los factores antes señalados y se proporciona el puntaje respectivo para cada alternativa. Aquella que obtenga la mayor calificación es la alternativa seleccionada.

En la tabla 3.1 se observa la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 3. 1. Peso específico de cada criterio.

peso > operación > seguridad=montaje y desmontaje > construcción > costo=mantenimiento									
Criterio	Costo	const.	mont. ydesm.	manten.	oper.	segur.	peso	$\Sigma + 1$	ponder.
Costo		0,5	0,5	0,5	0	0	0	2,5	0,083
Construcción	0,5		0,5	1	0	0,5	0	3,5	0,117
montaje y desmontaje	0,5	0,5		1	1	0,5	0	4,5	0,150
Mantenimiento	1	0	0		0	0,5	0	2,5	0,083
Operación	1	1	1	1		0,5	0	5,5	0,183
Seguridad	1	0,5	0,5	1	0,5		0	4,5	0,150
Peso	1	1	1	1	1	1		7	0,233
							Suma	30	1

(Fuente: Propia)

a. Evaluación del peso específico del criterio **peso**. (ver tabla 3.2)

Tabla 3. 2. Peso específico del criterio peso.

alternativa1 = alternativa 2 = alternativa 3					
Peso	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0,5	0,5	2	0,3333
alternativa 2	0,5		0,5	2	0,3333
alternativa 3	0,5	0,5		2	0,3333
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

b. Evaluación del peso específico del criterio **operación**. (ver tabla 3.3)

Tabla 3. 3. Peso específico del criterio operación.

alternativa2 = alternativa 3 = alternativa 1					
Operación	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
alternativa 2	0,5		0,5	2	0,333
alternativa 3	0,5	0,5		2	0,333
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

c. Evaluación del peso específico del criterio **seguridad**. (ver tabla 3.4)

Tabla 3. 4. Peso específico del criterio seguridad.

alternativa1 = alternativa 3 = alternativa 2					
Seguridad	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
alternativa 2	0,5		0,5	2	0,333
alternativa 3	0,5	0,5		2	0,333
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

d. Evaluación del peso específico del criterio **montaje y desmontaje**. (ver tabla 3.5)

Tabla 3. 5. Peso específico del criterio montaje y desmontaje.

alternativa 3 > alternativa 1 = alternativa 2					
Montaje y Desmontaje	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0,5	0	1,5	0,250
alternativa 2	0,5		0	1,5	0,250
alternativa 3	1	1		3	0,500
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

e. Evaluación del peso específico del criterio **construcción**. (ver tabla 3.6)

Tabla 3. 6. Peso específico del criterio construcción.

alternativa 1 > alternativa 2 > alternativa 3					
Construcción	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		1	1	3	0,500
alternativa 2	0		1	2	0,333
alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

f. Evaluación del peso específico del criterio **costo**. (ver tabla 3.7)

Tabla 3. 7. Peso específico del criterio costo.

Alternativa 2 > alternativa 1 > alternativa 3					
Costo	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0	1	2	0,333
alternativa 2	1		1	3	0,500
alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

g. Evaluación del peso específico del criterio **mantenimiento**. (ver tabla 3.8)

Tabla 3. 8. Peso específico del criterio mantenimiento.

alternativa 2 > alternativa 1 > alternativa 3					
Mantenimiento	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0	1	2	0,333
alternativa 2	1		1	3	0,500
alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

h. Tabla de conclusiones. (ver tabla 3.9)

Tabla 3. 9. Conclusiones del elevador de carga.

Conclusión	Peso	oper.	segur.	mont. ydesm.	constr.	costo	manten.	Σ	prioridad
alternativa 1	0,078	0,061	0,05	0,038	0,058	0,028	0,028	0,340	2
alternativa 2	0,078	0,061	0,05	0,038	0,039	0,042	0,042	0,349	1
alternativa 3	0,078	0,061	0,05	0,075	0,019	0,014	0,014	0,311	3

(Fuente: Propia)

La tabla 3.9 determina que la alternativa número 2 tiene mayor puntaje que las otras dos alternativas, por lo que, resulta la más adecuada para su diseño y construcción.

3.2.4. SELECCIÓN DE LA ESTRUCTURA.

a. Evaluación del peso específico del criterio **peso**. (ver tabla 3.10)

Tabla 3. 10. Peso específico del criterio peso.

alternativa 3 > alternativa 1 = alternativa 2					
Peso	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0,5	0	1,5	0,25
alternativa 2	0,5		0	1,5	0,25
alternativa 3	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

b. Evaluación del peso específico del criterio **operación**. (ver tabla 3.11)

Tabla 3. 11. Peso específico del criterio operación.

alternativa 3 > alternativa 1 = alternativa 2					
Operación	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0,5	0	1,5	0,25
alternativa 2	0,5		0	1,5	0,25
alternativa 3	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

c. Evaluación del peso específico del criterio **seguridad**. (ver tabla 3.12)

Tabla 3. 12. Peso específico del criterio seguridad.

alternativa 2 > alternativa 1 > alternativa 3					
Seguridad	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0	1	2	0,333
alternativa 2	1		1	3	0,500
alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

d. Evaluación del peso específico del criterio **montaje y desmontaje**. (ver tabla 3.13)

Tabla 3. 13. Peso específico del criterio montaje y desmontaje.

alternativa 1 > alternativa 2 > alternativa 3					
Montaje y Desmontaje	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		1	1	3	0,500
alternativa 2	0		1	2	0,333
alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

e. Evaluación del peso específico del criterio **construcción**. (ver tabla 3.14)

Tabla 3. 14. Peso específico del criterio construcción.

alternativa 1 > alternativa 2 > alternativa 3					
Construcción	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		1	1	3	0,500
alternativa 2	0		1	2	0,333
alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

f. Evaluación del peso específico del criterio **costo**. (ver tabla 3.15)

Tabla 3. 15. Peso específico del criterio costo.

alternativa 3 > alternativa 2 > alternativa 1					
Costo	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		0	0	1	0,167
alternativa 2	1		0	2	0,333
alternativa 3	1	1		3	0,500
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

g. Evaluación del peso específico del criterio **mantenimiento**. (ver tabla 3.16)

Tabla 3. 16. Peso específico del criterio mantenimiento.

alternativa 1 > alternativa 2 > alternativa 3					
Mantenimiento	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	$\Sigma + 1$	ponder.
alternativa 1		1	1	3	0,500
alternativa 2	0		1	2	0,333
alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

h. Tabla de conclusiones. (ver tabla 3.17)

Tabla 3. 17. Conclusiones de la estructura.

Conclusión	Peso	Oper.	Segur.	Mont. Y desm.	Constr.	Costo	Manten.	Σ	prioridad
alternativa 1	0,058	0,046	0,05	0,075	0,058	0,014	0,042	0,343	1
alternativa 2	0,058	0,046	0,075	0,050	0,039	0,028	0,028	0,324	3
alternativa 3	0,117	0,092	0,025	0,025	0,019	0,042	0,014	0,333	2

(Fuente: Propia)

La tabla 3.17 refleja que la alternativa número 1 tiene mayor puntaje que las otras dos alternativas, por lo que, resulta la más adecuada para su diseño y construcción.

3.3. PROTOCOLO DE PRUEBAS.

Las pruebas que se tiene que realizar a la máquina para verificar el correcto funcionamiento se detallan en el Protocolo de Pruebas que verifica los siguientes aspectos:

- **Control Dimensional.** Se verifica según los planos de diseño, las dimensiones generales de la máquina como son largo, ancho y elevación con un flexómetro.
- **Velocidad angular del Tambor.** Utilizando un cronómetro y visualmente comprobamos la velocidad angular de debe poseer el tambor de enrollamiento del cable.
- **Pruebas de funcionamiento en vacío.** En esta prueba se verifica el correcto funcionamiento de la máquina elevadora eléctrica sin carga.
- **Pruebas de funcionamiento a plena carga.** Se verifica el correcto funcionamiento de la máquina aplicándole diversas cargas constantes hasta alcanzar la máxima carga permisible según las especificaciones del diseño.
- **Juntas empernadas y soldadas.** Se realiza una inspección visual de todas las juntas empernadas y soldadas verificando que en las juntas soldadas no se encuentren discontinuidades como son porosidades, inclusiones de escoria, socavamientos, etc., que se encuentren fuera del rango tolerable según norma.

En la tabla 3.18 se puede apreciar el formato del Protocolo de Pruebas generado.

Tabla 3. 18. Formato del Protocolo de Pruebas

PROTOCOLO DE PRUEBAS						
ELEVADOR ELÉCTRICO						
Nombre del Inspector						
Fecha						
CONTROL DIMENSIONAL						
Dimensiones	Diseño	Prototipo	Aceptación			
			Si	No		
Altura (mm)						
Ancho (mm)						
Largo (mm)						
VELOCIDAD ANGULAR DEL TAMBOR						
Dimensiones	Diseño	Prototipo	Aceptación			
			Si	No		
(rpm)						
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO EN VACÍO						
Tiempo	Motor Eléctrico		Sistema Piñón-Engrane		Sistema Sinfín-Corona	
[min]	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla
10						
20						
30						
40						
50						
60						
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO A PLENA CARGA						
Carga	Motor Eléctrico		Sistema Piñón-Engrane		Sistema Sinfín-Corona	
[Kg]	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla
50						
100						
200						
300						
400						
500						
JUNTAS EMPERNADAS Y SOLDADAS						
Tipo de Junta	Estado			Aceptación		
	Regular	Óptimo		Si	No	
Empernada						
Soldada						

(Fuente: Propia)

CAPÍTULO IV

DISEÑO

Al empezar con el diseño y selección de los elementos del elevador de carga, se establece criterios en los cuales se fundamenta el cálculo de la alternativa escogida.

4.1. CRITERIOS DE DISEÑO.

- Para los cálculos respectivos se considera a la carga en forma estática en cualquier posición que ésta se encuentre, porque la velocidad de elevación de la carga no sobrepasa los 2,4 m/min.
- El peso de un elemento se considera despreciable si este posee poco volumen. En el caso de los "módulos" que forman al equipo sí se considera su peso ya que significa un esfuerzo adicional que hay que tomar en cuenta.
- El material empleado para la construcción del prototipo es el acero A36 de fácil adquisición en el mercado. Se puede emplear otro tipo específico de material para la fabricación de elementos especiales que lo ameriten. Se debe tener presente el factor de seguridad y economía al escoger elementos adicionales.
- El factor de seguridad general escogido es de 2 por ser de uso generalizado, en casos específicos se usará el factor de seguridad recomendado.
- El diseño de los diferentes elementos del prototipo deben ser sometidos a comprobación de acuerdo a las normas correspondientes.
- Se utiliza unidades del sistema internacional de unidades (SI) y si es necesario su equivalencia en el sistema técnico (ST).

4.2. CÁLCULO, DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.

Para mayor facilidad, el elevador se diseña por sistemas o módulos que comprenden:

- Sistema de elevación.

- Estructura metálica.
- Sistema eléctrico de mando.

4.2.1. SISTEMA DE ELEVACIÓN.

El sistema de elevación está conformado por un motor eléctrico trifásico de 220 [V] que es proporcionado por el usuario, éste transmite el movimiento a un tornillo sin fin que se encuentra conjugado a una corona (reductor de velocidades), la que a través de un eje transmite el movimiento a un piñón que está articulado a un engrane (reductor de velocidades), el movimiento del engrane hace girar a un eje acoplado al tambor en el cual se enrolla el cable.

Las partes de este sistema se muestran en la figura 4.1 y se enumeran a continuación:

1. Cable-Tambor.
2. Eje de transmisión 1 (tambor-engrane).
3. Engrane.
4. Eje de transmisión 2 (piñón-corona).
5. Piñón.
6. Corona.
7. Tornillo sin fin.
8. Chumaceras.
9. Espaciador.
10. Motor trifásico.

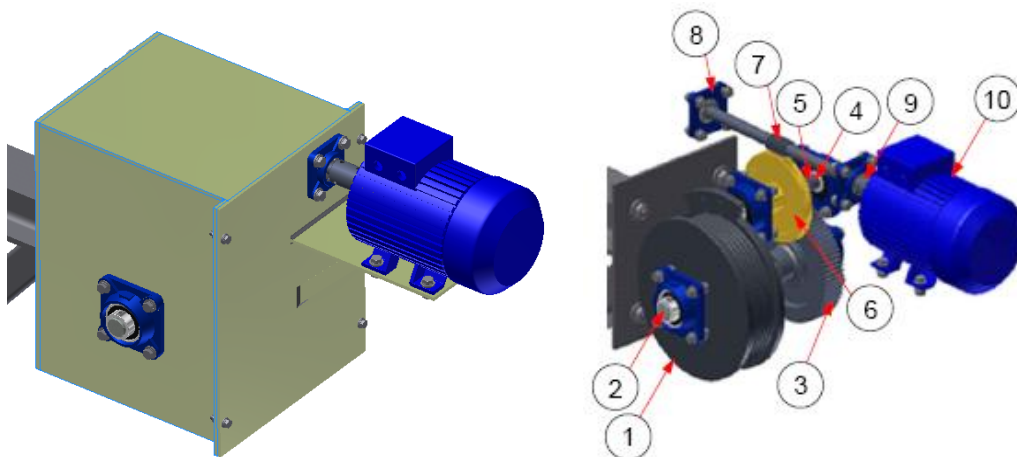


Figura 4. 1. Sistema de elevación seleccionado

.../

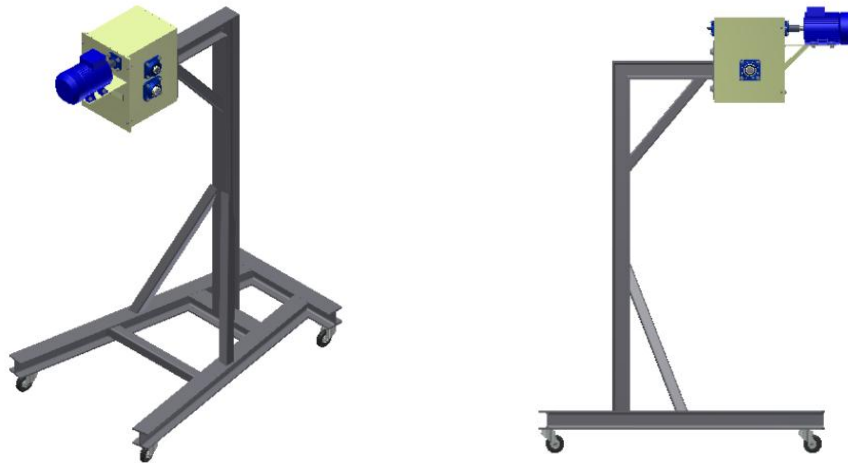


Figura 4. 1. Sistema de elevación seleccionado. (Continuación)
(Fuente: Propia)

4.2.1.1. Selección del cable.

4.2.1.1.1. Factor de seguridad.

En la tabla 4.1 se observa una guía general para la selección del correspondiente factor. El factor de seguridad para grúas, tecles y polipastos industriales es de 5.

Tabla 4. 1. Factores de seguridad

Aplicación	Factor
Tirantes de cable o torones (trabajo estático).	3 a 4
Cables principales para puentes colgantes.	3 a 3,5
Cables de suspensión (péndulo para puentes colgantes).	3,5 a 4
Cables carril para teleféricos y andariveles.	3 a 4
Cables de tracción para teleféricos y andariveles.	5 a 6
Cables de arrastre para ski.	5 a 5,5
Cada cable de operación de una grúa almeja.	4 a 5
Palas mecánicas-excavadoras.	5
Cable de arrastre en minas.	4 a 5
Cables de izaje en minas (vertical o inclinado).	7 a 8
Grúas, tecles y polipastos industriales.	5 (mínimo)
Grúas-tipo puente, portal, pluma, derrick, etc.	6 (mínimo)
Ascensores-elevadores-para personal.	12 a 15
Ascensores-elevadores-para material y equipos.	7 a 10
Grúas con crisoles calientes de fundición.	8 (mínimo)
Cables no rotatorios, anti giratorios, etc.	10 (mínimo)

(Fuente: Manual De cales; Prodinsa; Pág. 38)

El manual de Prodinsa proporciona recomendaciones generales para elegir cables de acero de los cuales se selecciona la siguiente opción: (ver anexo 1)

- Cable 6 x 19 Tipo Boa 2 op., diámetro nominal entre 5 – 8 mm, con alma de acero (AA).

Se escoge un cable de diámetro nominal 8 mm, el cual posee las siguientes características: (ver anexo 2)

- Tipo: 6 x 19.
- Material: EIPS.
- d_c : 8 [mm] = 0,008 [m].
- $W * l$: 0,270 [kgf/m] = $2,65 \times 10^{-3}$ [kN/m].
- F_u : 4780 [kgf] = 46,9 [kN].

Donde:

EIPS: acero arado extra mejorado.

d_c : diámetro nominal del cable; mm.

$W * l$: peso por longitud de cable; kN/m.

F_u : resistencia a la ruptura mínima en el cable; kN.

Para obtener el valor de la tensión que va a soportar el cable elegido se recurre a plantear las condiciones para el diseño del elevador.

$$l = 2,5 \text{ [m]} + 1 \text{ [m]} \text{ por imprevistos} = 3,5 \text{ [m]}$$

$$V_a = 2,4 \text{ [m/min]}$$

$$P = 500 \text{ [kg]} * 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]} = 4900 \text{ [N]} = 4,9 \text{ [kN]}$$

$$n = 1,1$$

Donde:

l : longitud del cable; m.

V_a : velocidad de avance; m/min.

P : carga a levantar; kN.

n : factor de seguridad.

El valor de la carga permisible a elevar es:

$$P_p = n * P \quad \text{Ec. (4.1)}$$

Remplazando los valores en la ecuación 4.1 se obtiene la carga permisible.

$$P_p = 1,1 * 4,9[\text{kN}] = 5,39 [\text{kN}]$$

Para obtener la fuerza de tensión en el cable se utiliza la ecuación 4.2.

$$\Sigma F_y = m * a \quad \text{Ec. (4.2)}$$

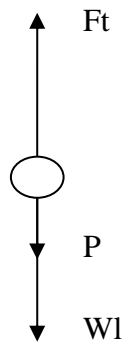


Figura 4. 2. Diagrama de cuerpo libre del cable
(Fuente: Propia)

Si la velocidad con la que se va a subir la carga es constante entonces la ecuación 4.2 se la puede expresar de la siguiente manera.

$$\Sigma F_y = 0 \quad \text{Ec. (4.3)}$$

La figura 4.2 muestra la disposición de las fuerzas ejercidas sobre el cable de acero, por lo que se tiene:

$$F_t = P_p + W * l$$

$$F_t = 5,39 [\text{kN}] + (2,65 \times 10^{-3} [\text{kN/m}] * 3,5 [\text{m}]) = 5,4 [\text{kN}]$$

Donde:

F_t : tensión del cable; kN.

P_p : carga permisible; kN.

Relación diámetro polea / diámetro cable.

Según la tabla 4.2 el valor del diámetro del tambor que se recomienda para un cable 6 x 19 es de:

Tabla 4. 2. Relación diámetro polea/ diámetro cable.

CONSTRUCCIÓN DEL CABLE	D (DIÁMETRO DE POLEAS)	
	R (RECOMENDADO)	A (MÍNIMO ACEPTABLE)
6 X 7	72 x d	42 x d
6 X 17	56 x d	37 x d
6 x 19	51 x d	34 x d
6 x 21	45 x d	30 x d
6 x 26	42 x d	28 x d
6 x 25	41 x d	27 x d
6 x 31	38 x d	25 x d
6 x 36	31 x d	21 x d
6 x 41	28 x d	19 x d
6 x 43	31 x d	21 x d
6 x 49	28 x d	19 x d
8 x 19	36 x d	24 x d
8 x 25	29 x d	19 x d
18 x 7 Resis. a la rotación	51 x d	36 x d

(Fuente: Manual de cables; Prodinsa; Pág. 40)

$$D_r = 51 * d_c = 51 * 8 \text{ [mm]}$$

$$D_r = 408 \text{ [mm]}$$

El diámetro mínimo aceptable para la fabricación del tambor para un cable de acero 6 x 19 es de:

$$D_a = 34 * d_c = 34 * 8 \text{ [mm]}$$

$$D_a = 272 \text{ [mm]}$$

Donde:

D_r : diámetro recomendado del tambor.

D_a : diámetro aceptable del tambor.

d_c : diámetro nominal del cable.

Por motivo de dimensionamiento se va a utilizar el diámetro D_a .

Número de ciclos del cable hasta la rotura.

$$\omega_t = \frac{V_a}{r_t} \quad \text{Ec. (4.4)}$$

Donde:

ω_t : velocidad angular del tambor, rad/min.

r_t : radio del tambor, m.

El radio del tambor se calcula a partir de la ecuación 4.5.

$$r_t = \frac{D_a}{2} \quad \text{Ec. (4.5)}$$

$$r_t = \frac{272 \text{ [mm]}}{2} = 136 \text{ [mm]} = 0,136 \text{ [m]}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.4 se tiene:

$$\omega_t = \frac{2,4 \text{ [m/min]}}{0,136 \text{ [m]}} = 17,647 \text{ [rad/min]} = 2,81 \text{ [rpm]} = 2,81 \text{ [ciclos/min]}$$

El cable soporta 2,81 ciclos de trabajo por minuto, 20 minutos diarios durante 300 días al año y posee una vida útil de 5 años por lo tanto se tiene:

$$N = 2.81 * 20 * 300 * 5 \text{ [ciclos]}$$

$$N = 84300 \text{ [ciclos]}$$

Se debe de tomar en cuenta casos especiales de operaciones como el doble de ciclos.

$$N_T = 2 * 84300 = 168600 \text{ [ciclos]}$$

Donde:

N : número de ciclos hasta la rotura.

N_T : número total de ciclos hasta la rotura.

La tabla 4.3 muestra los valores de resistencia nominal a la tracción de varios aceros. El cable utilizado es hecho de acero arado extra mejorado (*EIPS*), por lo cual la resistencia a considerar es:

$$S_u = 210 \text{ [kgf/mm}^2\text{]} = 2059,4 \times 10^3 \text{ [kPa]}$$

Donde:

S_u : resistencia última del alambre, kPa.

Tabla 4. 3. Resistencia a la tracción.

Nombre Común	Resistencia nominal a la tracción [kg/mm ²]
Acero de tracción	120 – 140
Arado suave	140 – 160
Arado suave	160 – 180
Arado mejorado	180 – 210
Arado extra mejorado	210 – 245
Siemens – Martín	70 mínimo
Alta resistencia	100 mínimo
Extra alta resistencia	135 mínimo

(Fuente: Shigley)

Para una vida de 168600 ciclos que va a soportar el cable de acero se obtiene el valor de p/S_u a partir de la figura 4.3.

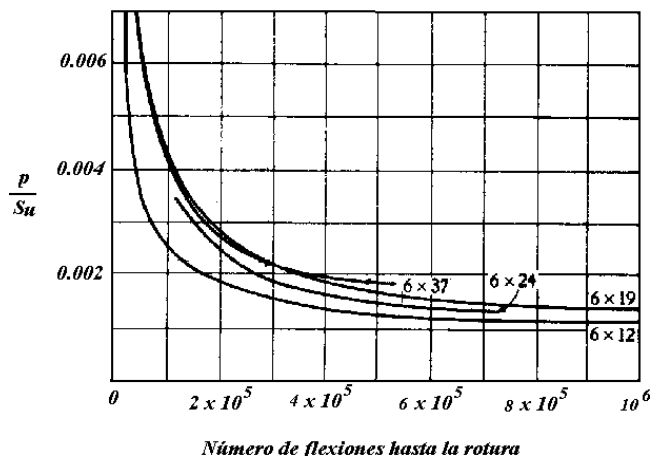


Figura 4. 3. (p/S_u) vs número de ciclos

(Fuente: Shigley)

$$\frac{p}{S_u} = 0,0035$$

4.2.1.1.2. Diseño a fatiga.

$$n_{fc} = \frac{F_f}{F_t} \quad \text{Ec. (4.6)}^3$$

Donde:

n_{fc} : factor de seguridad a fatiga del cable.

F_f : tensión permisible a la fatiga, kN.

La tensión permisible a la fatiga se la determina a partir de la ecuación 4.7.

$$F_f = \frac{(p/S_u) * S_u * d_c * D_a}{2} \quad \text{Ec. (4.7)}^4$$

$$F_f = \frac{0,0035 * 2059,4 \times 10^3 [\text{kPa}] * 0,008 [\text{m}] * 0,272 [\text{m}]}{2} = 7,84 [\text{kN}]$$

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.6 se tiene:

$$n_{fc} = \frac{7,84 [\text{kN}]}{5,4 [\text{kN}]} = 1,45$$

4.2.1.1.3. Diseño estático.

$$n_{ec} = \frac{F_u - F_b}{F_t} \quad \text{Ec. (4.8)}^5$$

Donde:

n_{ec} : factor de seguridad estático del cable.

F_b : tensión del cable que induciría el mismo esfuerzo en alambre exterior, kN.

$$F_b = \frac{E * d_{ac}}{D_a} * A_m \quad \text{Ec. (4.9)}^6$$

³ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 781.

⁴ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 781.

⁵ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 781.

⁶ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 776.

Donde:

n_{ec} : factor de seguridad ordinario del cable.

A_m : área de un alambre del cable, mm^2 .

d_{ac} : diámetro de un alambre del cable, mm.

Diámetro de un alambre del cable

$$d_{ac} = d_c / 16 \quad \text{Ec. (4.10)}^7$$

$$d_{ac} = \frac{8 \text{ [mm]}}{16} = 0,5 \text{ [mm]}$$

Área de un alambre

$$A_m = 0,38 * d^2 \quad \text{Ec. (4.11)}^8$$

$$A_m = 0,38 * 8^2 [\text{mm}^2] = 24,32 [\text{mm}^2] = 2,43 \times 10^{-5} [\text{m}^2]$$

El módulo de elasticidad de un cable de acero 6 x 19 es de:

$$E = 713000 [\text{kg/cm}^2] = 69,874 \text{ [GPa]}^9$$

Remplazando todos los valores obtenidos en la ecuación 4.9 se obtiene el valor de F_b .

$$F_b = \frac{69,874 \text{ [GPa]} * 0,5 [\text{mm}]}{272 \text{ [mm]}} * 2,43 \times 10^{-5} [\text{m}^2] = 3,121 \text{ [kN]}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad del cable es:

$$n_{ec} = \frac{46,9 \text{ [kN]} - 3,121 \text{ [kN]}}{5,4 \text{ [kN]}} = 8,1$$

El valor obtenido del factor de seguridad del cable de acero es mayor al factor teórico por lo que se escoge un Cable 6 x 19 con alma de acero de diámetro 8 [mm].

⁷ SHIGLEY, J; Proyecto en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 3ª Edición, México; 1970; tabla 15-16

⁸ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 776.

⁹ <http://html.rincondelvago.com/cables-de-acero.html>.

4.2.1.2. Selección de las grapas.

La tabla 4.4 muestra la cantidad de grapas que se utilizan para un cable de acero de ocho milímetros de diámetro.

Tabla 4. 4. Número de grapas en relación del diámetro del cable.

Diámetro del cable y tamaño de grapas [mm]	Número de grapas	Distancia entre grapas [mm]	Torque de apriete tuercas [kg.m]
8	2	48	4.1476

(Fuente: Manual de cables; Prodinsa; Pág. 53)

En el anexo 4 se muestra la forma de colocar las grapas.

4.2.1.3. Diseño del tambor de enrollamiento. (ver figura 4.4)

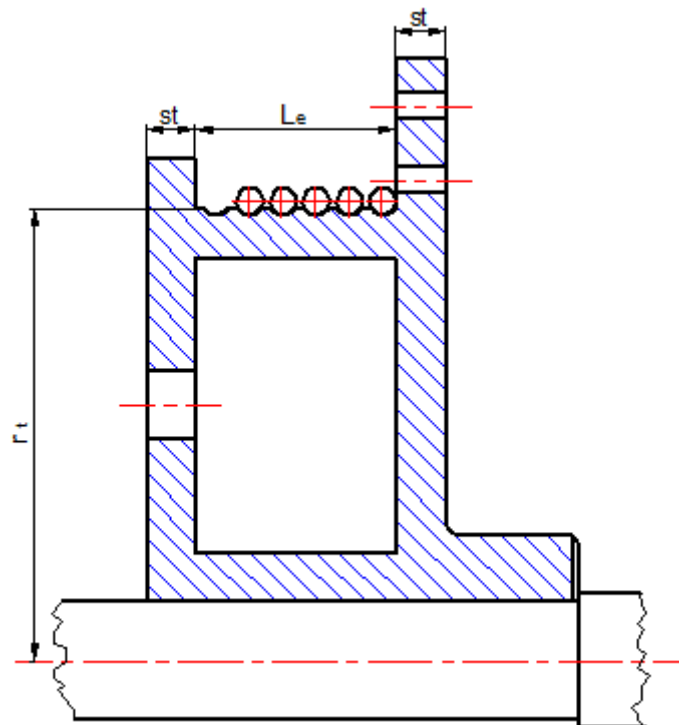


Figura 4. 4. Diagrama del tambor.

(Fuente: JERIE, D. J; HEEPKE, W. G)

El tambor va a ser fabricado con fundición gris ASTM clase 20. (ver anexo 3)

4.2.1.3.1. Cálculo del espesor del tambor.

$$st = (0.03 \text{ a } 0,04) * r_t + 10 \text{ [mm]} \quad \text{Ec. (4.12)}^{10}$$

Donde:

st : espesor del tambor, mm.

r_t : radio del tambor, mm.

Se coge el valor de 0.04 para minimizar el aplastamiento del tambor por el cable de acero al momento de elevar la carga.

$$st = 0,04 * r_t + 10 \text{ [mm]}$$

$$st = 0,04 * 136 \text{ [mm]} + 10 \text{ [mm]} = 15,4 \text{ [mm]} \approx 15 \text{ [mm]}$$

4.2.1.3.2. Cálculo del número de espiras.

El número de espiras necesarias se calcula como sigue:

$$v = \frac{H}{2 * r_t * \pi} \quad \text{Ec. (4.13)}^{11}$$

Donde:

v : número de espiras necesarias.

H : longitud del cable, m.

r_t : radio del tambor, m.

$$v = \frac{3,5 \text{ [m]}}{2 * 0,136 \text{ [m]} * \pi} = 4,1$$

$$v = 4 \text{ espiras}$$

Es necesario dejar al menos 2 espiras muertas, que refuerzan la fijación del cable y que impiden que se desenrolle por completo, aún en el caso de que el gancho alcance la posición más baja. Por lo tanto:

$$v = 6 \text{ espiras}$$

¹⁰ JERIE, D. HEEPKE; Elementos de Máquinas Elevadoras; Editorial LABOR; 3ª Edición; México; 1951.

¹¹ JERIE, D. HEEPKE; Elementos de Máquinas Elevadoras; Editorial LABOR; 3ª Edición; México; 1951.

4.2.1.3.3. Cálculo de las ranuras del tambor para el cable. (ver figura 4.5)

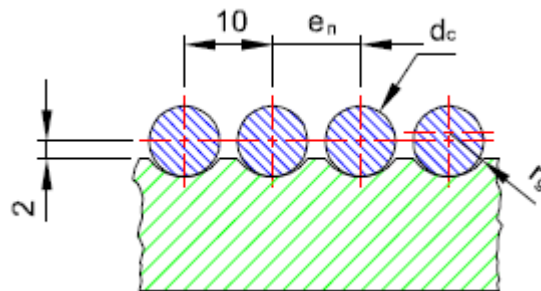


Figura 4. 5. Dimensiones de las ranuras
(Fuente: Propia)

$$r_g = 0,53 * d_c$$

Ec. (4.14)¹²

Donde:

r_g : radio de la garganta, mm.

d_c : diámetro nominal del cable, mm.

$$r_g = 0,53 * 8 = 4,24 \text{ [mm]}.$$

Por lo tanto se ha tomado las siguientes dimensiones para las ranuras del tambor:

Diámetro del cable	: 8 mm
Radio de la garganta	: 5 mm
Paso de enrollamiento	: 10 mm
Distancia entre centro de cable y ranura:	2 mm

4.2.1.3.4. Cálculo de la longitud de enrollamiento.

$$L_e = (v * d_c) + (2 * v) \text{ [mm]}$$

Ec. (4.15)¹³

$$L_e = (6 * 8) + (2 * 6) \text{ [mm]} = 60 \text{ [mm]}$$

Donde:

L_e : longitud de enrollamiento, mm.

¹² <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3637/1/55903-1.pdf>; Pág. 21.

¹³ JERIE, D. HEEPKE; Elementos de Máquinas Elevadoras; Editorial LABOR; 3ª Edición; México; 1951.

v : número de espiras necesarias.

d_c : diámetro nominal del cable, mm.

4.2.1.3.5. *Inclinación de las ranuras helicoidales del tambor.*

La inclinación de las ranuras helicoidales se calcula a partir de:

$$\beta = \tan^{-1} \frac{e_n}{\pi * D_a} \quad \text{Ec. (4.16)}$$

Donde:

β : ángulo de inclinación de las ranuras helicoidales, °.

e_n : paso de enrollamiento, mm.

D_a : diámetro aceptable del tambor, mm.

$$\beta = \tan^{-1} \frac{10}{\pi * 272} = 0,67^\circ$$

4.2.1.3.6. *Torque producido.*

El torque producido por la fuerza de tensión del cable sobre el radio del tambor de arrollamiento se calcula a partir de la ecuación 4.17.

$$T_t = F_t * r_t \quad \text{Ec. (4.17)}$$

$$T_t = 5400 \text{ [N]} * 0,136 \text{ [m]} = 734,4 \text{ [Nm]}$$

Donde:

T_t : torque del tambor, Nm.

F_t : tensión del cable, N.

r_t : radio del tambor, m.

4.2.1.3.7. *Potencia.*

$$P_t = T_t * \omega_t \quad \text{Ec. (4.18)}$$

$$P_t = 734,4 \text{ [Nm]} * 17,647 \text{ [rad/min]} * \frac{1 \text{ [min]}}{60 \text{ [s]}} = 216 \text{ [W]}$$

Donde:

P_t : potencia utilizada por el tambor, W.

T_t : torque del tambor, Nm.

ω_t : velocidad angular del tambor, rad/s.

4.2.1.3.8. Factor de seguridad.

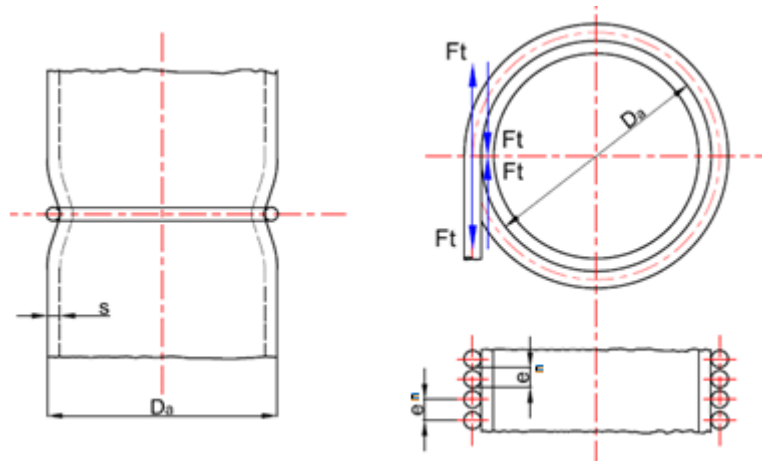


Figura 4. 6. Esfuerzos sobre el tambor

(Fuente: Propia)

Los esfuerzos que produce la tensión del cable sobre el tambor se observan en la figura 4.6 y se calculan a partir de la ecuación 4.19.

$$\sigma_a = \frac{F_t}{st \cdot e_n} \quad \text{Ec. (4.19)}$$

Donde:

σ_a : esfuerzo admisible al aplastamiento, Pa.

F_t : tensión del cable, N.

st : espesor del tambor, m.

e_n : paso de enrollamiento, m.

$$\sigma_a = \frac{5400}{15 \times 10^{-3} * 10 \times 10^{-3}} = 36 \times 10^6 \text{ [Pa]} = 36 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad se determina a partir de la ecuación 4.20.

$$n_t = \frac{S_{uc}}{\sigma_a} \quad \text{Ec. (4.20)}$$

Donde:

n_t : factor de seguridad del tambor.

S_{uc} : resistencia a la compresión, 83 kpsi = 572 MPa. (ver anexo 3)

σ_a : esfuerzo admisible al aplastamiento, 36 MPa.

$$n_t = \frac{572}{36} = 15,8$$

4.2.1.3.9. Fijación del cable al tambor. (ver figura 4.7)

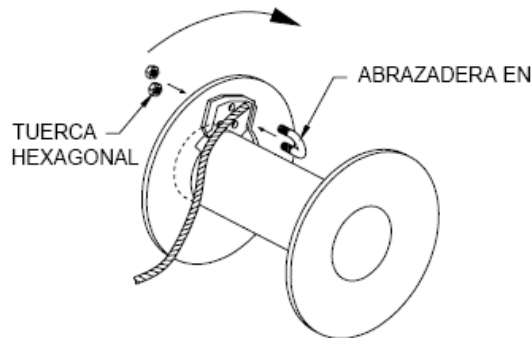


Figura 4. 7. Fijación del cable al tambor
(Fuente: Manual de aplicación del Malacate)

El conjunto de fijación del cable ha de soportar una fuerza de:

$$F_{fc} = 2,5 * F_t = 2,5 * 5400$$

$$F_{fc} = 13500 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{fc} : fuerza de fijación del cable, N.

F_t : tensión del cable, N.

Esta fuerza es consecuencia del rozamiento entre el cable y el tambor. El coeficiente de fricción “ μ ” entre estos elementos es de 0.18¹⁴.

¹⁴ BOSCH, R; Manual de la técnica del automóvil; 4ª Edición; Alemania; 2005; Pág. 43.

La fuerza de rozamiento entre el cable y el tambor es proporcionada por la compresión que ejercen las abrazaderas de fijación (dos), por lo tanto la fuerza de rozamiento en cada extremo de las abrazaderas es:

$$\frac{F_{ro}}{\text{extremo}} = \frac{13500}{4} = 3375 \text{ [N]}$$

La fuerza de compresión se determina a partir de la ecuación 4.21.

$$N_{co} = \frac{F_{ro}}{\mu} \quad \text{Ec. (4.21)}$$

Donde:

N_{co} : fuerza de compresión, N.

F_{ro} : fuerza de rozamiento, N.

μ : coeficiente de fricción estática.

$$N_{co} = \frac{3375}{0,18} = 18750 \text{ [N]}$$

Cada abrazadera está fabricada de un acero de mediano carbono con denominación SAE 2, con una resistencia de fluencia de $57 \text{ [kpsi]} = 393 \text{ [MPa]}$ ¹⁵.

Las roscas de los extremos tienen las siguientes características:

Diámetro nominal : $3/8 \text{ [in]} = 9,5 \text{ [mm]}$.

Área de esfuerzo de tensión: $0,0775 \text{ [in}^2\text{]} = 50 \text{ [mm}^2\text{]}$ ¹⁶.

Par de Apriete.

El par de apriete necesario para producir una carga deseada “N”, cuando se conoce el tamaño del sujetador, se calcula a partir de:

$$M_{ap} = 0,20 * N_{co} * d_n \quad (\text{Superficies lubricadas}) \quad \text{Ec. (4.22)}^{17}$$

Donde:

M_{ap} : par de apriete, Nm.

¹⁵ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 403.

¹⁶ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 383.

¹⁷ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 401.

N_{co} : fuerza de compresión, N.

d_n : diámetro nominal de la rosca, m.

$$M_{ap} = 0,20 * 18750 * 9,5 \times 10^{-3} = 35,6 \text{ [Nm]}$$

Los esfuerzos que soporta la abrazadera se calculan a partir de las ecuaciones 4.23 y 4.24.

$$\sigma_{ab} = \frac{N_{co}}{A_t} \quad \text{Ec. (4.23)}$$

$$\tau_{ab} = \frac{16 * M_{ap}}{\pi * d_n^3} \quad \text{Ec. (4.24)}$$

Donde:

σ_{ab} : esfuerzo normal, Pa.

τ_{ab} : esfuerzo cortante, Pa.

N_{co} : fuerza de compresión, N.

A_t : área de esfuerzo de tensión de la rosca, m².

M_{ap} : par de apriete, Nm.

d_n : diámetro nominal de la rosca, m.

$$\sigma_{ab} = \frac{18750}{50 \times 10^{-6}} = 375 \times 10^6 \text{ [Pa]} = 375 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{ab} = \frac{16 * 35,6}{\pi * (9,5 \times 10^{-3})^3} = 211,47 \times 10^6 \text{ [Pa]} = 211,47 \text{ [MPa]}$$

Los factores de seguridad para cada caso se determinan a partir de las ecuaciones 4.25 y 4.26.

$$n_n = \frac{S_y}{\sigma_{ab}} \quad \text{Ec. (4.25)}$$

$$n_c = \frac{0,577 * S_y}{\tau_{ab}} \quad \text{Ec. (4.26)}$$

Donde:

n_n : factor de seguridad del esfuerzo normal.

n_c : factor de seguridad del esfuerzo cortante.

S_y : resistencia de fluencia de la abrazadera, MPa.

σ_{ab} : esfuerzo normal, MPa.

τ_{ab} : esfuerzo cortante, MPa.

$$n_n = \frac{393}{375} = 1,05$$

$$n_c = \frac{0,577 * 393}{211,47} = 1,07$$

Por lo tanto, el cable se fija al tambor mediante dos abrazaderas de 9.5 [mm], con rosca lubricada y con un par de apriete de 35,6 Nm.

4.2.1.4. Selección del gancho.

La tensión máxima a soportar por el gancho es la misma a ser soportado por el cable y es igual a 550 Kg.

Por lo tanto el gancho a ser seleccionado posee las siguientes características: (ver anexo 5)

Denominación : S-320C S.C.

Carga límite de trabajo: 1 Tonelada.

Peso de c/u : 0,89 lbs.

Seguro de remplazo : S-4320.

4.2.1.5. Diseño del mecanismo piñón – engrane (dientes rectos).

4.2.1.5.1. Dimensionamiento de los engranes rectos.

Para el dimensionamiento del piñón y del engrane (rectos), se parte de las siguientes especificaciones para su diseño.

Potencia requerida : 216 [W]

Número de dientes del piñón : 18

Número de dientes del engrane : 72

Velocidad angular del engrane : 2,81 [rpm]

Ángulo de presión : 20°

Módulo : 3 [mm]

La velocidad angular del piñón se la obtiene a partir de la ecuación 4.27.

$$\frac{\omega_e}{\omega_p} = \frac{z_p}{z_e} \quad \text{Ec. (4.27)}$$

$$\omega_p = \omega_e * \frac{z_e}{z_p} = \frac{2,81[\text{rpm}] * 72 [\text{dientes}]}{18[\text{dientes}]} = 11,24[\text{rpm}] = 1,177 [\text{rad/s}]$$

Donde:

ω_p : velocidad angular del piñón, rpm.

ω_e : velocidad angular del engrane, rpm.

z_p : número de dientes del piñón.

z_e : número de dientes del engrane.

La razón de velocidad se calcula a partir de la ecuación 4.28, que relaciona el número de dientes del engrane con el número de dientes del piñón.

$$m_{GE} = \frac{N_e}{N_p} \quad \text{Ec. (4.28)}$$

$$m_{GE} = \frac{72}{18} = 4$$

Donde:

m_{GE} : razón de velocidad para el mecanismo piñón-engrane.

➤ **Diámetro de la circunferencia primitiva.**

$$d = z * m \quad \text{Ec. (4.29)}^{18}$$

$$d_p = z_p * m = 18 * 3 = 54 [\text{mm}]$$

$$d_e = z_e * m = 72 * 3 = 216 [\text{mm}]$$

Donde:

d : diámetro de la circunferencia primitiva, mm.

z : número de dientes.

m : módulo, mm.

d_p : diámetro de la circunferencia primitiva del piñón, mm.

¹⁸ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 441.

d_e : diámetro de la circunferencia primitiva del engrane, mm.

➤ **Radio de la circunferencia primitiva.**

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{54}{2} = 27 \text{ [mm]} = 0,027\text{[m]}$$

$$r_e = \frac{d_e}{2} = \frac{216}{2} = 108 \text{ [mm]} = 0,108\text{[m]}$$

Donde:

r_p : radio de la circunferencia primitiva del piñón, mm.

r_e : radio de la circunferencia primitiva del engrane, mm.

➤ **Paso circular.**

$$p_c = m * \pi \quad \text{Ec. (4.30)}^{19}$$

$$p_c = 3 * \pi = 9,42 \text{ [mm]}$$

➤ **Paso base.**

Se obtiene a partir del paso circular y del ángulo de presión.

$$p_b = p_c * \cos\phi \quad \text{Ec. (4.31)}^{20}$$

$$p_b = 9,42 * \cos 20^\circ = 8,85 \text{ [mm]}$$

Donde:

p_c : paso circular, mm.

p_b : paso base, mm.

ϕ : ángulo de presión, °.

➤ **Altura de cabeza (adendo).**

$$h_a = m \quad \text{Ec. (4.32)}^{21}$$

$$h_{ae} = 3 \text{ [mm]}$$

¹⁹ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 441.

²⁰ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 441.

²¹ J. CAMPABADAL; Engranajes; Pág. 191.

Donde:

h_a : altura de cabeza del diente, mm.

h_{ae} : altura de cabeza del diente del piñón y del engrane, mm.

➤ **Altura de raíz (dedendo).**

$$h_f = 1,2 * m \quad \text{Ec. (4.33)}^{22}$$

$$h_{fe} = 1,2 * 3 = 3,6 \text{ [mm]}$$

Donde:

h_f : altura de raíz del diente, mm.

h_{fe} : altura de raíz del diente del piñón y del engrane, mm.

➤ **Espesor circular del diente.**

$$s_c = \frac{p_c}{2} \quad \text{Ec. (4.34)}^{23}$$

$$s_{ce} = \frac{9,42}{2} = 4,71 \text{ [mm]}$$

Donde:

s : espesor circular del diente, mm.

s_{ce} : espesor circular del diente del piñón y del engrane, mm.

➤ **Holgura.**

$$h_o = 0,2 * m \quad \text{Ec. (4.35)}^{24}$$

$$h_{oe} = 0,2 * 3 = 0,6 \text{ [mm]}$$

Donde:

h : holgura, mm.

h_{oe} : holgura del engranaje, mm.

²² J. CAMPABADAL; Engranajes; Pág. 191.

²³ J. CAMPABADAL, Engranajes, p 153

²⁴ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 441.

➤ **Diámetro de la circunferencia de cabeza (exterior).**

Se determina a partir de la ecuación 4.36.

$$d_a = d + 2m \quad \text{Ec. (4.36)}^{25}$$

$$d_{ap} = d_p + 2m = 54 + (2 * 3) = 60 \text{ [mm]}$$

$$d_{ae} = d_e + 2(m) = 216 + (2 * 3) = 222 \text{ [mm]}$$

Donde:

d_{ap} : diámetro exterior del piñón, mm.

d_{ae} : diámetro exterior del engrane, mm.

➤ **Diámetro de la circunferencia de pie (interior).**

Se determina a partir de la ecuación 4.37.

$$d_f = d - 2,4m \quad \text{Ec. (4.37)}^{26}$$

$$d_{fp} = d_p - 2,4m = 54 - (2,4 * 3) = 46,8 \text{ [mm]}$$

$$d_{fe} = d_e - 2,4m = 216 - (2,4 * 3) = 208,8 \text{ [mm]}$$

Donde:

d_{fp} : diámetro interior del piñón, mm.

d_{fe} : diámetro interior del engrane, mm.

➤ **Diámetro de la circunferencia base.**

$$d_b = d * \cos \phi \quad \text{Ec. (4.38)}^{27}$$

$$d_{bp} = d_p * \cos \phi = 54 * \cos 20^\circ = 50,74 \text{ [mm]}$$

$$d_{be} = d_e * \cos \phi = 216 * \cos 20^\circ = 202,97 \text{ [mm]}$$

Donde:

d_{bp} : diámetro de la circunferencia base del piñón, mm.

²⁵ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 442.

²⁶ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 442.

²⁷ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 442.

d_{be} : diámetro de la circunferencia base del engrane, mm.

➤ **Distancia entre centros.**

Es la distancia entre el centro del diámetro de la circunferencia primitiva del piñón y la del engrane.

$$C_{pe} = \frac{d_p + d_e}{2} \quad \text{Ec. (4.39)}$$

$$C_{pe} = \frac{54 + 216}{2} = 135 \text{ [mm]}$$

Donde:

C_{pe} : distancia entre centros del engranaje.

4.2.1.5.2. *Análisis de la carga y potencia.*

➤ **Cálculo de la carga transmitida.**

La carga transmitida es la misma para el piñón y el engrane, se determina a partir del momento de torsión y del radio de paso del engrane. Se obtiene a partir de la ecuación 4.17.

$$W_t = \frac{T_e}{r_e} = \frac{734,4 \text{ [Nm]}}{0,108 \text{ [m]}} = 6800 \text{ [N]}$$

Donde:

W_t : carga transmitida, N.

T_e : momento de torsión del engrane = T_t , Nm.

La componente radial de la carga y la carga neta resultante se obtienen a partir de la figura 4.8.

Carga radial

$$W_r = W_t * \tan \phi = 6800 \text{ [N]} * \tan 20^\circ = 2475 \text{ [N]}$$

Carga neta resultante

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} = \frac{6800 \text{ [N]}}{\cos 20^\circ} = 7236,4 \text{ [N]}$$

Donde:

W_r : componente radial de la carga, N.

W : carga neta resultante, N.

Φ : ángulo de presión, °.

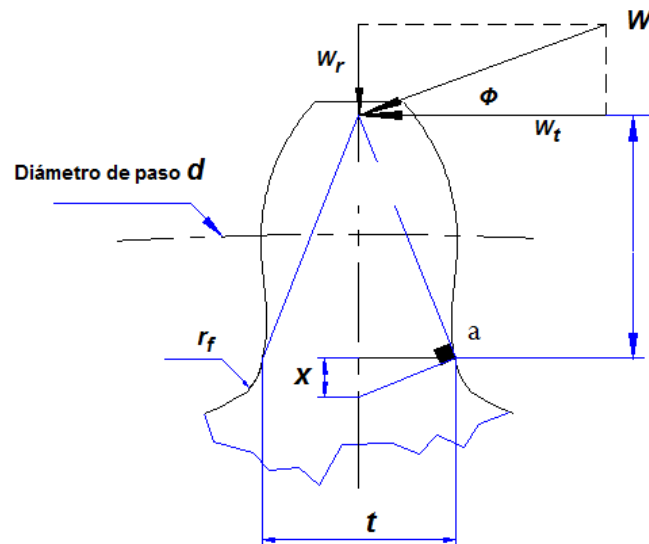


Figura 4. 8. Fuerzas ejercidas sobre el diente de un engrane recto.

(Fuente: Folleto de Elementos de Máquinas; Ing. Jaime Vargas; EPN).

El momento de torsión del piñón se calcula a partir de la carga transmitida obtenida y el radio de paso del piñón, según la ecuación 4.17.

$$T_p = W_t * r_p = 6800 \text{ [N]} * 0,027 \text{ [m]} = 183,6 \text{ [Nm]}$$

Donde:

T_p : momento de torsión del piñón, Nm.

➤ Verificación de la potencia de piñón.

La potencia que transmite el piñón se determina a partir de la ecuación 4.40.

$$H_p = \frac{\pi * d_p * \omega_p * W_t}{60000} \quad \text{Ec. (4.40)}^{28}$$

²⁸ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 630.

$$H_p = \frac{\pi * 54 \text{ [mm]} * 11,24 \text{ [rpm]} * 6800 \text{ [N]}}{60000} = 216 \text{ [W]}$$

Donde:

H_p : potencia transmitida por el piñón, W.

4.2.1.5.3. Diseño estático.

La resistencia a la flexión de los dientes de engranes se obtiene mediante la ecuación Lewis.

Tabla 4. 5. Valores del factor de forma de Lewis Y

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremaillera	0,485

(Fuente: J. Shigley; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ª Edición Tabla 14-2; Pág. 664)

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v * F * m * Y} \quad \text{Ec. (4.41)}^{29}$$

Donde:

σ : resistencia a la flexión, MPa.

F: ancho de cara, mm.

Y: factor de forma Y de Lewis.

²⁹ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 665.

K_v : factor de velocidad (factor dinámico).

Valores del factor de forma Y de Lewis se obtienen de la tabla 4.5.

$$z_p = 18 \rightarrow Y_p = 0,309$$

$$z_e = 72 \rightarrow Y_e = 0,432$$

Donde:

Y_p : factor de forma Y de Lewis del piñón.

Y_e : factor de forma Y de Lewis del engrane.

➤ **Factor de velocidad.**

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + V} \quad \text{Ec. (4.42)}^{30}$$

Donde:

V : velocidad en la línea de paso, m/s.

$$V = \pi * d * \omega \quad \text{Ec. (4.43)}$$

$$V = \pi * d_p * \omega_p = \pi * 0,054 \text{ [m]} * 1,177 \text{ [rad/s]} = 0,2 \text{ [m/s]}$$

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.42 se obtiene:

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + 0,2} = 0,9683$$

➤ **Ancho de cara.**

El ancho de cara del piñón y del engrane tienen que estar contenido entre:

$$3p_c \leq F \leq 5p_c^{31}$$

El paso circular obtenido es de 9,42 [mm]; el ancho de cara tiene que estar entre:

$$28,26 \text{ [mm]} \leq F \leq 47,1 \text{ [mm]}$$

Se asume un ancho de cara de 40 [mm] que es un valor que se encuentra en el

³⁰ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 665.

³¹ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 665.

rango recomendado.

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.41 se tiene:

$$\sigma_p = \frac{W_t}{K_v * F * m * Y_p} = \frac{6800}{0,9683 * 40 * 3 * 0,309} = 189,39 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_e = \frac{W_t}{K_v * F * m * Y_p} = \frac{6800}{0,9683 * 40 * 3 * 0,432} = 135,47 \text{ [MPa]}$$

Donde:

σ_p : resistencia a la flexión del piñón, MPa.

σ_e : resistencia a la flexión del engrane, MPa.

➤ **Factor de seguridad.**

Se calculan a partir de la ecuación 4.25.

Para un acero SAE 4340 templado y revenido a 540°C (ver anexo 6), se tiene las siguientes propiedades mecánicas³²:

Resistencia de fluencia = 1080 [MPa].

Resistencia última a la tracción = 1170 [MPa].

$$n_p = \frac{S_y}{\sigma_p} = \frac{1080}{189,39} = 5,7$$

$$n_e = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{1080}{135,47} = 7,9$$

Donde:

n_p : factor de seguridad del piñón.

n_e : factor de seguridad del engrane.

S_y : resistencia de fluencia, MPa.

S_{ut} : resistencia última a la tracción, MPa.

Los factores de seguridad conseguidos son aceptables, por lo que el valor asumido del ancho de cara es tolerable para el diseño del piñón y el engrane.

³² SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1989; Pág. 861.

4.2.1.5.4. Análisis de la resistencia a la fatiga de los dientes de los engranes.

➤ **Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.**

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ec. (4.44)}^{33}$$

➤ **Acabado de superficie.**

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec. (4.45)}^{34}$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión; a y b se los consigue de la tabla 4.6.

$$k_a = a * S_{ut}^b = 1,58 * 1170^{-0,085} = 0,867$$

Donde:

k_a : factor de superficie.

Tabla 4. 6. Factores de acabados superficiales.

ACABADO DE SUPERFICIE	Factor a		EXPONENTE b
	Kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

(Fuente: J. Shigley; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ª Edición; Tabla 7-4; Pág, 318)

➤ **Factor de tamaño.**

$$k_b = 1,189 * d^{-0.097} \quad 8 \text{ [mm]} < d < 250 \text{ [mm]} \quad \text{Ec. (4.46)}^{35}$$

$$d_{eq} = 0,808 * (F * s_{ce})^{1/2} \quad \text{Ec. (4.47)}^{36}$$

³³ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 317.

³⁴ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 318.

³⁵ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 313.

³⁶ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 319.

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.47 se tiene:

$$d_{eq} = 0,808 * (40 * 4,71)^{1/2} = 11,09 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto, el valor del factor de tamaño es de:

$$k_b = 1,189 * 11,09^{-0.097} = 0,942$$

Como el diámetro equivalente está en función del ancho de cara y del espesor circular del diente; el factor de tamaño es el mismo para el piñón y el engrane.

➤ **Confiabilidad.**

Los factores de confiabilidad se obtienen a partir de la tabla 4.7; para una confiabilidad de 0,95 se tiene un factor de 0,868.

Tabla 4. 7. Factores de confiabilidad.

Confiabilidad R	0,50	0,90	0,95	0,99	0,999	0,9999
Factor k_c	1,000	0,897	0,868	0,813	0,753	0,702

(Fuente: J. Shigley; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Tabla 13-10; Pág. 645).

Se considera el mismo factor de tanto para el engrane como para el piñón.

➤ **Temperatura.**

Un trabajo a altas temperaturas cambia todas las propiedades mecánicas del material, para temperaturas menores de 450 grados centígrados, el factor de temperatura es de 1.³⁷

Como el piñón y el engrane tienen que ser constantemente lubricados, la temperatura de trabajo será moderada y el factor de temperatura elegido es de 1.

➤ **Concentración de esfuerzos.**

El factor de concentración de esfuerzos a la fatiga k_f ha sido incorporado en el factor geométrico J de la AGMA. Se recomienda para engranes un factor de

³⁷ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 644.

concentración de esfuerzos de 1.³⁸

➤ **Efectos diversos.**

Para la flexión en dos sentidos el factor de efectos diversos es igual a 1.³⁹

➤ **Límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria.**

$$S'_e = 0,504 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ [MPa]} \quad \text{Ec. (4.48)}^{40}$$

Sustituyendo el valore encontrado de resistencia mínima a la tensión en la ecuación 4.48, se tiene:

$$S'_e = 0,504 * S_{utp} = 0,5 * 1170 \text{ [MPa]} = 585 \text{ [ksi]}$$

Obtenido todos los datos, se procede a remplazarlos en la ecuación 4.44 para determinar el límite de fatiga del diente.

$$S_e = 0,867 * 0,942 * 0,868 * 1 * 1 * 1 * 585 = 414,71 \text{ [MPa]}$$

Donde:

S'_e : límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria, MPa.

S_e : límite de fatiga, MPa.

4.2.1.5.5. Factor de diseño dinámico para engranes rectos.

$$n_f = K_o * K_m * n \quad \text{Ec. (4.49)}^{41}$$

Donde:

n_f : factor de diseño dinámico.

K_o : factor de sobrecarga.

K_m : factor de distribución de carga.

n : factor de diseño estático.

Los valores del factor de sobrecarga y distribución de carga recomendados por la

³⁸ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 645.

³⁹ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 645.

⁴⁰ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 312.

⁴¹ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 646.

AGMA aparecen en la tabla 4.8 y 4.9 respectivamente.

Tabla 4. 8. Factor de corrección por sobrecarga K_o .

Fuente de potencia	Maquinaria impulsada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choqueo ligero	1,25	1,50	2,00
Choque medio	1,50	1,75	2,25

(Fuente: J. Shigley; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Tabla 13-10; Pág. 646)

El factor de corrección por sobrecarga escogido es 1 y el factor por distribución de carga es 1.3.

Remplazando el valor obtenido del límite de fatiga y esfuerzos de flexión en la ecuación 4.25 se tiene:

$$n_{fp} = \frac{S_e}{\sigma_p} = \frac{414,71 \text{ [MPa]}}{189,39 \text{ [MPa]}} = 2,19$$

$$n_{fe} = \frac{S_e}{\sigma_e} = \frac{414,71 \text{ [MPa]}}{135,47 \text{ [MPa]}} = 3,06$$

Donde:

n_{fp} : factor de diseño dinámico del piñón.

n_{fe} : factor de diseño dinámico del engrane.

Tabla 4. 9. Factor de distribución de la carga K_m para engranes cilíndricos rectos

Características del soporte	Ancho de cara (pulg)			
	0 a 2	6	9	16 y más
Montaje preciso claros pequeños de cojinete, deflexión mínima, engranes de presión.	1,3	1,4	1,5	1,8
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto en toda la cara.	1,6	1,7	1,8	2,2
Exactitud y montaje tal que el contacto existe en menos de la cara completa.	Más de 2,2			

(Fuente: J. Shigley; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Tabla 13-10; Pág. 647)

Sustituyendo los valores obtenidos previamente en la ecuación 4.49, se determina:

$$n_p = \frac{n_{fp}}{K_o * K_m} = \frac{2,19}{1 * 1,3} = 1,68$$

$$n_e = \frac{n_{fe}}{K_o * K_m} = \frac{3,06}{1 * 1,3} = 2,35$$

Donde:

n_p : factor ordinario de diseño del piñón.

n_e : factor ordinario de diseño del engrane.

Los valores obtenidos están dentro del rango de diseño por lo que los dientes de los engranes no fallarán por fatiga.

4.2.1.5.6. Durabilidad de la superficie.

$$\sigma_H = -C_p * \sqrt{\frac{W_t}{C_v * F * d_p * I}} \quad \text{Ec. (4.50)}^{42}$$

Donde:

σ_H : esfuerzo de compresión en la superficie, MPa.

C_p : coeficiente elástico, MPa^{0.5}.

C_v : factor de velocidad.

I : factor de configuración geométrica.

➤ Coeficiente elástico.

$$C_p = \left(\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_p^2}{E_p} + \frac{1-\mu_g^2}{E_g} \right)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. (4.51)}^{43}$$

Donde:

μ_p : relación de poisson del piñón; 0,30 para engranes estándares.

⁴² SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 651.

⁴³ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 650.

μ_e : relación de poisson del engrane; 0,30 para engranes estándares.

E_p : módulo de elasticidad del piñón, MPa.

E_e : módulo de elasticidad del engrane, MPa.

El acero AISI 4340 tiene un módulo de elasticidad igual a:

$$E_p = E_e = 210[\text{GPa}] = 2,1 \times 10^5 [\text{MPa}]$$

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.51 se determina el valor del coeficiente elástico.

$$C_p = \left(\frac{1}{\pi \left(\frac{1-0,3^2}{2,1 \times 10^5} + \frac{1-0,3^2}{2,1 \times 10^5} \right)} \right)^{\frac{1}{2}} = 191,65 [\text{MPa}^{0,5}]$$

➤ **Factor de velocidad.**

$$C_v = K_v = 0,9683$$

➤ **Factor de configuración geométrica.**

$$I = \frac{\cos\phi \operatorname{sen}\phi}{2} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{Ec. (4.52)}^{44}$$

$$I = \frac{\cos(20^\circ) \operatorname{sen}(20^\circ)}{2} * \frac{4}{4 + 1} = 0,12856$$

El esfuerzo de compresión en la superficie del acople piñón-engrane (engranaje) se obtiene remplazando los datos en la ecuación 4.50.

$$\sigma_H = -191,65 * \sqrt{\frac{6,8 \times 10^{-3} [\text{MN}]}{0,9683 * 0,04 [\text{m}] * 0,054 [\text{m}] * 0,12856}} = -963,78 [\text{MPa}]$$

El signo negativo indica que σ_H es un esfuerzo de compresión.

4.2.1.5.7. Resistencia a la fatiga en la superficie del engranaje.

La resistencia a la fatiga en la superficie que corresponde a los aceros se puede obtener de la ecuación 4.53.

⁴⁴ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 650.

$$S_c = 2,76 * H_B - 70 \text{ [MPa]} \quad \text{Ec. (4.53)}^{45}$$

Donde:

S_c : límite de fatiga superficial, MPa.

H_B : número de dureza Brinell.

El acero seleccionado posee una dureza Brinell de 360 HB. (ver anexo 6)

$$S_c = (2,76 * 360) - 70 = 923,6 \text{ [MPa]}$$

La AGMA recomienda que se modifique el límite de fatiga de superficie en forma bastante similar a la usada para el de flexión.

$$S_H = \frac{C_L * C_H}{C_T * C_R} * S_C \quad \text{Ec. (4.54)}^{46}$$

Donde:

S_H : límite de fatiga superficial corregido, o resistencia hertziana.

C_L : factor de duración o vida.

C_R : factor de confiabilidad.

C_H : factor de relación de dureza.

C_T : factor de temperatura.

Factor de vida: se emplea para incrementar la resistencia cuando se usa un engranaje en periodos cortos. La tabla 4.10 nos da el factor de vida para determinados ciclos de vida.

Para 87672 ciclos que va a trabajar la máquina durante su vida útil, el factor de modificación de duración es de 1,5.

Confiabilidad: la tabla 4.10 proporciona el factor de confiabilidad; para una confiabilidad de 0.99, se tiene un factor de 0.80.

Temperatura: se usa 1,0 para temperaturas menores que 250 °F.⁴⁷

⁴⁵ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 364.

⁴⁶ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 652.

⁴⁷ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 652.

Tabla 4. 10. Factores de modificación de vida y confiabilidad

Ciclos de vida	Factor de vida C_L	Confiabilidad R	Factor de confiabilidad C_R
10^4	1.5	Hasta 0.99	0.80
10^5	1.3	0.99 a 0.999	1.00
10^6	1.1	0.999 o más	1.25 o más
10^8 o más	1.0		

(Fuente: J. Shigley; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Tabla 13-15; Pág. 652)

Factor de dureza: se emplea 1,0 para engranes rectos.⁴⁸

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.54, se halla el límite de fatiga superficial corregido.

$$S_H = \frac{1,5 * 1}{1 * 0,8} * 923,6 \text{ [MPa]} = 1731,8 \text{ [MPa]}$$

Factor de diseño contra falla por fatiga superficial del engranaje (n_{fs}).

$$n_{fs} = \left(\frac{S_H}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ec. (4.55)}^{49}$$

$$n_{fs} = \left(\frac{1731,8}{963,78} \right)^2 = 3,23$$

Para el factor n_{fs} , la AGMA utiliza los símbolos C_o y C_m para designar los factores de sobrecarga y de distribución de la carga, pero sus valores son iguales a los de K_o y K_m .

$$n_{fs} = C_o * C_m * n_s \quad \text{Ec. (4.56)}$$

Despejando el factor de diseño ordinario de la ecuación 4.56, se tiene:

⁴⁸ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 652.

⁴⁹ NORTON, Robert; Diseño de Maquinaria; Editorial McGraw Hill; 2ª Edición; México; 2000.

$$n_s = \frac{n_{fs}}{C_o * C_m} = \frac{3,23}{1 * 1.3} = 2,48$$

Para cargas de fatiga se recomienda un factor de diseño ≥ 2 ; el valor obtenido satisface dicha recomendación de modo que existe seguridad contra una falla por fatiga en la superficie.

4.2.1.6. Diseño del mecanismo tornillo sin fin - corona.

4.2.1.6.1. Dimensionamiento del mecanismo.

Datos para la selección:

Velocidad de salida del motor	: 900 [rpm] = 94,25 [rad/s].
Velocidad angular de la corona	: 11,24 [rpm] = 1,177 [rad/s].
Potencia de salida de la corona	: 216 [W].
Módulo	: 2[mm].
Número de entradas del tornillo sin fin	: 1.
Ángulo de presión	: 14°30.

➤ Número de dientes de la corona.

$$z_G = z_w * \frac{\omega_w}{\omega_G} = 1 * \frac{900}{11,24} = 80 \text{ [dientes]}$$

Donde:

z_G : número de dientes de la corona.

z_w : número de entradas del tornillo sin fin.

ω_G : velocidad angular de la corona, rpm.

ω_w : velocidad angular del tornillo sinfín, rpm.

➤ Diámetro de la circunferencia primitiva de la corona.

$$d_G = m * z_G = 2 * 80 = 160 \text{ [mm]}$$

Donde:

d_G : diámetro primitivo de la corona, mm.

z_G : número de dientes de la corona.

➤ **Número de forma.**

$$z_F = \frac{d_w}{m} \quad \text{Ec. (4.57)}^{50}$$

Donde:

z_F : número de forma.

d_w : diámetro primitivo del tornillo sin fin, mm.

La tabla 4.11 proporciona varios coeficientes de forma según la norma DIN 3976; se escoge un coeficiente de 14.

Tabla 4. 11. Coeficientes de forma

Coeficiente de forma $Zf = d_1/m$, según DIN 3976 (extracto):											
7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,6	11,2	12,5	14	17

(Fuente: KARL. J. DECKER, Elementos de Máquinas, URMO, 7ma Ed., España, 1980, p 520)

Despejando la ecuación 4.57 se obtiene el valor del diámetro primitivo del tornillo sin fin.

$$d_w = z_F * m = 14 * 2 = 28 \text{ [mm]}$$

➤ **Angulo de avance.**

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{z_w}{z_F} \right) \quad \text{Ec. (4.58)}^{51}$$

Donde:

λ : ángulo de avance, °.

z_w : número de entradas del tornillo sin fin.

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{1}{14} \right) = 4,1^\circ$$

⁵⁰ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 519.

⁵¹ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 519.

➤ **Altura de la cabeza del diente (adendo):** se determina a partir de la ecuación 4.32.

$$h_{a,G} = 2 \text{ [mm]}$$

Donde:

$h_{a,G}$: adendo del diente de la corona y del tornillo sin fin, mm.

➤ **Altura del pie del diente (dedendo):** se obtiene de la ecuación 4.33.

$$h_{f,G} = 1,2 * 2 = 2,4 \text{ [mm]}$$

Donde:

$h_{f,G}$: dedendo del diente de la corona y del tornillo sin fin, mm.

➤ **Adendo de circunferencia de garganta.**

$$h_{a,g} = 0,5 * m \quad \text{Ec. (4.59)}^{52}$$

$$h_{a,g} = 0,5 * 2 = 1 \text{ [mm]}$$

Donde:

$h_{a,g}$: adendo de la circunferencia de garganta de la corona, mm.

➤ **Diámetro de la circunferencia de cabeza (exterior) del sin fin:** se determina a partir de la ecuación 4.36.

$$d_{a,w} = d_w + 2(m) = 28 + 2(2) = 32 \text{ [mm]}$$

Donde:

$d_{a,w}$: diámetro exterior del tornillo sin fin, mm

➤ **Diámetro exterior de la corona.**

$$d_{a,G} = d_g + (3 * m) \quad \text{Ec. (4.60)}^{53}$$

⁵² CAMPABADAL, J; Engranajes; Pág. 191.

⁵³ CAMPABADAL, J; Engranajes; Pág. 191.

$$d_g = d_G + 2(m) = 160 + 2(2) = 164[\text{mm}]$$

$$d_{a,G} = 164 + (3 * 2) = 170[\text{mm}]$$

Donde:

$d_{a,G}$: diámetro exterior de la corona, mm.

d_g : diámetro de circunferencia de garganta, mm.

➤ **Diámetro de la circunferencia del pie (interior):** El diámetro interior se calcula basándose en la ecuación 4.37.

$$d_{f,w} = d_w - (2,4 * m) = 28 - (2,4 * 2) = 23,2 [\text{mm}]$$

$$d_{f,G} = d_G - (2,4 * m) = 160 - (2,4 * 2) = 155,2 [\text{mm}]$$

Donde:

$d_{f,w}$: diámetro interior del tornillo sin fin, mm.

$d_{f,G}$: diámetro interior de la corona, mm.

➤ **Diámetro de la circunferencia de base:** se define de acuerdo a la ecuación 4.38.

$$d_{b,G} = d_G * \cos \phi = 160 * \cos 14,5^\circ = 154,9 [\text{mm}]$$

Donde:

$d_{b,G}$: diámetro de la circunferencia base de la corona, mm.

➤ **Paso circular axial:** se calcula a partir de la ecuación 4.30.

$$p_x = m * \pi = 2 * \pi = 6,28 [\text{mm}]$$

➤ **Distancia entre centros:**

$$C_{w,G} = \frac{d_w + d_G}{2} = \frac{28 + 160}{2} = 94 [\text{mm}]$$

Donde:

$C_{w,G}$: distancia entre centros sin fin-corona, mm.

➤ **Ancho de la corona.**

$$F_G = 2m + b_G \quad \text{Ec. (4.61)}^{54}$$

$$b_G = \sqrt{d_{a.w}^2 - d_w^2}$$

Donde:

F_G : ancho de la corona, mm.

b_G : ancho de la corona utilizable, mm.

$$b_G = \sqrt{32^2 - 28^2} = 15,5 \text{ [mm]}$$

$$F_G = 2(2) + 15,5 = 19,5 \text{ [mm]}$$

➤ **Longitud del tornillo sin fin.**

$$L_s = \sqrt{d_{a.G}^2 - d_G^2} \quad \text{Ec. (4.62)}^{55}$$

$$L_s = \sqrt{164^2 - 160^2} = 36 \text{ [mm]}$$

Donde:

L_s : longitud del tronillo sin fin, mm.

➤ **Velocidad de deslizamiento (rozamiento).**

$$V = \frac{\pi * d * \omega}{60000 * \cos\lambda} \quad \text{Ec. (4.63)}^{56}$$

$$V_G = \frac{\pi * d_G * \omega_G}{60000 * \cos\lambda} = \frac{\pi * 160 * 11,24}{60000 * \cos 4,1^\circ} = 0,0944 \text{ [m/s]}$$

$$V_w = \frac{\pi * d_w * \omega_w}{60000 * \cos\lambda} = \frac{\pi * 28 * 900}{60000 * \cos 4,1^\circ} = 1,323 \text{ [m/s]}$$

Donde:

V_G : velocidad de deslizamiento de la corona, m/s.

⁵⁴ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 525.

⁵⁵ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 525.

⁵⁶ CAMPABADAL, J; Engranajes; Pág. 197.

V_w : velocidad de deslizamiento del sin fin, m/s.

4.2.1.6.2. Potencia del mecanismo de tornillo sin fin.

$$\eta_g \approx \eta_s * \eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')} \quad \text{Ec. (4.64)}^{57}$$

Donde:

η_g : rendimiento total del mecanismo.

η_s : rendimiento de la unión a tornillo.

η : rendimiento de la rodadura de los flancos y del rozamiento de cojinetes.

ρ' : ángulo de rozamiento, °.

El ángulo de rozamiento de la ecuación 4.65 se obtiene a partir del coeficiente de rozamiento en los flancos que deslizan y el ángulo de engrane normal.

$$\rho' = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\mu}{\cos \phi_n} \right) \quad \text{Ec. (4.65)}^{58}$$

$$\phi_n = \operatorname{tg}^{-1}(\operatorname{tg} \phi \cos \lambda) \quad \text{Ec. (4.66)}^{59}$$

$$\phi_n = \operatorname{tg}^{-1}(\operatorname{tg} 14,5^\circ * \cos 4,1^\circ) = 14,46^\circ$$

$$\rho' = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{0,025}{\cos 14,46^\circ} \right) = 1,48^\circ$$

Donde:

μ : coeficiente de rozamiento en los flancos que deslizan; $\approx 0,025$ ⁶⁰ para tornillos sin fin templados y rectificadas y corona de bronce de tipo general.

ϕ_n : ángulo de presión normal. °.

Obtenido el ángulo de rozamiento, se puede encontrar el rendimiento total del mecanismo a partir de la ecuación 4.64.

$$\eta_g = \frac{\operatorname{tg} (4,1^\circ)}{\operatorname{tg}(4,1^\circ + 1,48^\circ)} = 0,734$$

⁵⁷ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 524.

⁵⁸ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 523.

⁵⁹ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 672.

⁶⁰ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 523.

Para una determinada potencia de salida de la corona debe existir una potencia de funcionamiento.

$$H_f = \frac{H_{sal}}{\eta_g} = T_w * \omega_w \quad \text{Ec. (4.67)}^{61}$$

$$H_f = \frac{216 \text{ [W]}}{0,734} = 294,28 \text{ [W]} = 0,395 \text{ [hp]}$$

Donde:

H_f : potencia de funcionamiento, W.

H_{sal} : potencia de salida de la corona, W.

T_w : momento de giro nominal del tornillo sin fin, Nm.

El momento de giro nominal del tornillo sin fin se calcula a partir de la ecuación 4.67.

$$T_w = \frac{H_f}{\omega_w} = \frac{294,28 \text{ [W]}}{94,25 \text{ [rad/s]}} = 3,12 \text{ [Nm]}$$

4.2.1.6.3. Análisis de fuerzas.

Las fuerzas que ejerce la corona sobre el tornillo sin fin se muestran en la figura 4.9.

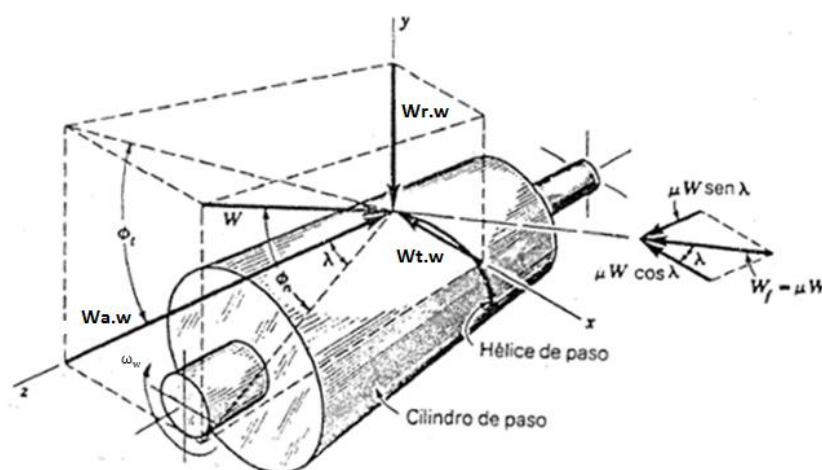


Figura 4. 9. Fuerzas ejercidas por corona sobre el sin fin.

(Fuente: J. Shigley; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Pág.689)

⁶¹ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 524.

➤ **Fuerza tangencial.**

$$W_{t.w} = K_1 * \frac{T_w}{r_w} \quad \text{Ec. (4.68)}^{62}$$

Donde:

$W_{t.w}$: fuerza tangencial ejercida sobre el sin fin, N.

K_1 : factor de servicio.

Los factores de servicio para engranes de ruedas dentadas se muestran en la tabla 4.12.

Tabla 4. 12. Factores de servicio K_1 para engranajes de ruedas dentadas

Máquinas de trabajo	Máquinas de fuerza		
	Electro - motores	Turbinas, máquinas de émbolo	Máq. De émbolos monocilíndricas
Generadores de corriente, engranajes de avance. Cintas transportadoras. Montacargas y tornos pequeños. Turbo-soplantes y compresores. Agitadores y mezcladores para densidad uniforme.	1	1,25	1,5
Accionamientos principales de máquinas herramientas, montacargas pesados, mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minas, agitadores y mezcladores para densidad no uniforme, bombas de émbolos con varios cilindros, bombas dosificadoras	1,25	1,5	1,75
Estampadoras, cizalladoras, amasadoras de goma, máquinas de laminación y de y de siderurgia, excavadoras de cuchara, centrifugas pesadas, bombas de distribución pesadas.	1,75	2	2,25

(Fuente: KARL. J. DECKER, Elementos de Máquinas, URMO, 9na Ed., España, 1980, p 465)

El factor de servicio para mecanismos de engranajes de avance que se accionan por electro-motores es de 1.

$$W_{t.w} = 1 * \frac{3,12 \text{ [Nm]}}{0,014 \text{ [m]}} = 222,9 \text{ [N]}$$

➤ **Fuerza axial.**

$$W_{a.w} = \frac{W_{t.w}}{\text{tg}(\lambda + \rho')} \quad \text{Ec. (4.69)}^{63}$$

⁶² KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 523.

⁶³ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 523.

Donde:

$W_{a.w}$: fuerza axial ejercida sobre el sin fin, N.

$$W_{a.w} = \frac{222,9[\text{N}]}{\tan(4,1^\circ + 1,48^\circ)} = 2281,5 [\text{N}]$$

➤ **Fuerza radial o de separación.**

$$W_{r.w} = W_{t.w} * \frac{\text{tg } \phi_n * \cos \rho'}{\text{sen } (\lambda + \rho')} \quad \text{Ec. (4.70)}^{64}$$

Donde:

$W_{r.w}$: fuerza radial ejercida sobre el sin fin, N.

$$W_{r.w} = 222,9 [\text{N}] * \frac{\text{tg } (14,46^\circ) * \cos (1,48^\circ)}{\text{sen } (4,1^\circ + 1,48^\circ)} = 590,9 [\text{N}]$$

Puesto que las fuerzas en la corona son opuestas a las que actúan en el sin fin, estas se relacionan de la siguiente forma.

$$W_{t.w} = -W_{a.G} = 222,9[\text{N}]$$

$$W_{r.w} = -W_{r.G} = 590,9[\text{N}]$$

$$W_{a.w} = -W_{t.G} = -2281,5[\text{N}]$$

Donde:

$W_{t.G}$: fuerza tangencial que actúa sobre la corona, N.

$W_{r.G}$: fuerza radial que actúa sobre la corona, N.

$W_{a.G}$: fuerza axial que actúa sobre la corona, N.

4.2.1.6.4. *Esfuerzos por flexión.*

➤ **Flexión en el sinfín.**

Los dientes del sinfín son intrínsecamente más resistentes que los dientes de la corona, por lo que no se consideran para análisis de esfuerzo a flexión.⁶⁵

⁶⁴ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 523.

⁶⁵ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 697.

➤ **Flexión en la corona.**

$$\sigma_{s.c} = \frac{W_{t,G}}{p_x * \cos \lambda * b_G * y} \quad \text{Ec. (4.71)}^{66}$$

Donde:

$\sigma_{s.c}$: esfuerzo por flexión de la corona, N/mm².

y : factor de forma de Lewis relacionado con el paso circular.

Los valores de “ y ” se obtienen a partir de la tabla 4.13.

Tabla 4. 13. Valores de factor de forma “ y ” para mecanismos de tornillo sin fin

Ángulo de presión normal ϕ_n , grados	Factor de forma y
14 ½	0,100
20	0,125
25	0,150
30	0,175

(Fuente: J. Shigley; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Tabla 14-4; Pág. 689)

El valor del factor de forma de Lewis para un ángulo de presión normal de 14 ° 30 es de 0,100.

$$\sigma_{s.c} = \frac{2281,5}{6,28 * \cos (4,1^\circ) * 15,5 * 0,1} = 234,99 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 234,99 \text{ [MPa]}$$

Para un bronce comercial grado SAE 40, $S_{yco} = 380 \text{ [MPa]}$. (ver anexo 7)

El factor de seguridad contra la falla por flexión de los dientes de la corona se obtiene a partir de la ecuación 4.25.

$$n_{fco} = \frac{S_{yco}}{\sigma_{s.c}} = \frac{380 \text{ [MPa]}}{234,99 \text{ [MPa]}} = 1,62$$

Donde:

n_{fco} : factor de seguridad contra la falla por flexión.

⁶⁶ KARL. J. DECKER; Elementos de Máquinas; Editorial URMO, 9ª Edición; España; 1980; Pág. 527.

S_{yco} : esfuerzo a la fluencia de la corona, MPa.

El valor obtenido del factor de seguridad es aceptable, por lo que los dientes de la corona no fallarán por flexión.

4.2.1.6.5. Sistema de frenado del tornillo sin fin.

$$\mu > \tan \lambda \quad \text{Ec. (4.72)}^{67}$$

Donde:

μ : coeficiente de fricción.

λ : ángulo de avance, °.

Esta relación establece que el autoaseguramiento se obtiene siempre que el coeficiente de fricción entre el sin fin y la corona sea mayor a la tangente del ángulo de avance.

Siendo el coeficiente de fricción entre el acero y el bronce de 0,18.

$$\mu > \tan 4,1^\circ$$

$$\mu > 0,072$$

Por lo tanto:

$$0,18 \gg 0,072$$

Por lo que se cumple que el sistema sea autobloqueante.

4.2.1.7. Selección del motor.

4.2.1.7.1. Rendimiento del elevador.

El rendimiento de la transmisión por cable viene limitado por las pérdidas por fricción en el interior del cable durante las flexiones, así como por las pérdidas por rozamiento de los diferentes elementos que forman parte del sistema de elevación.

Para el tambor puede admitirse un rendimiento total del 96% en el caso de estar

⁶⁷ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 387.

montado sobre cojinetes de deslizamiento y del 98% en caso de estar montado sobre rodamientos de bolas.

El rendimiento total de la máquina se determina a partir de:

$$\eta_e = \eta_m * \eta_r * \eta_t * \eta_{eng} \quad \text{Ec. (4.73)}$$

Donde:

η_e : rendimiento del elevador.

η_m : rendimiento del motor.

η_r : rendimiento de los rodamientos.

η_t : rendimiento del tambor.

η_{eng} : rendimiento de los engranes rectos.

Por lo tanto, reemplazando los valores de la tabla 4.14 en la ecuación 4,73 se determina el rendimiento del elevador.

Tabla 4. 14. Eficiencias de los mecanismos del elevador

Mecanismo	Rendimiento
Motor Eléctrico	0,565
Rodamientos	0,98
Tambor	0,98
Engranes rectos	0,98

(Fuente: Propia)

$$\eta_e = 0,565 * 0,98 * 0,98 * 0,98 = 0,532$$

4.2.1.7.2. *Cálculo de la potencia motriz necesaria.*

El motor se selecciona con la potencia motriz necesaria a partir de:

$$P_m = \frac{H_f}{\eta_e}$$

$$P_m = \frac{294,28}{0,532} = 553,39 \text{ [W]} = 0,742 \text{ [hp]}$$

Donde:

P_m : potencia motriz necesaria, W.

H_f : potencia de funcionamiento, W.

η_e : rendimiento del elevador.

La potencia motriz necesaria es de 0,742 [hp], por lo que se puede escoger un motor de mayor potencia, con lo cual queda sobredimensionado, permitiendo que la carga a elevar sea mayor que la requerida.

Usando el valor obtenido y debido a la disponibilidad en el mercado se empleará un motor distribuido por INGELCOM Cía. Ltda. bajo las siguientes características:

- Motor trifásico SIEMENS 1LA7090-BYB60.
- Tamaño constructivo 90.
- Potencia 0,75 hp = 0,56 kW.
- Velocidad 900 rpm.
- Eficiencia 56,5 %
- Factor de servicio 1,15.
- Voltaje 220 V.

La información necesaria acerca de las dimensiones del motor seleccionado se encuentra en el anexo 8.

4.2.1.8. Diseño del eje tambor - engrane (eje 1). Ver figura 4.10

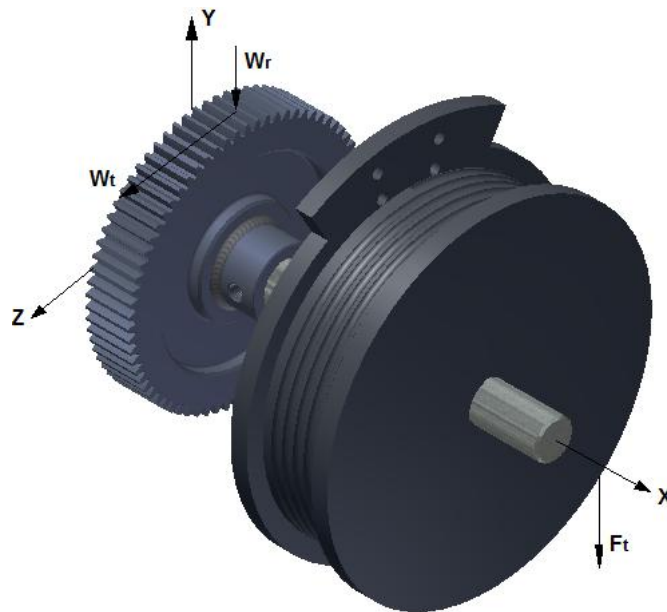


Figura 4. 10. Diagrama tambor-engrane
(Fuente: Propia)

4.2.1.8.1. Cálculo de las reacciones en los apoyos del eje.

La densidad de la fundición utilizada, para la fabricación del tambor de arrollamiento del cable es $7250 \text{ [kg/m}^3\text{]}$; utilizando el programa Autodesk Inventor Professional 2011 se obtiene la cantidad de masa que posee el tambor, esta es de $22,88 \text{ [kg]}$.

$$P_{ta} = m_{ta} * g = 22,88 * 9,8 = 224,2 \text{ [N]}$$

Donde:

P_{ta} : peso del tambor, N.

m_{ta} : masa del tambor, kg.

g : gravedad, m/s^2 .

La densidad del acero utilizado para la fabricación del engrane es $7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$; la masa obtenida con ayuda del programa Autodesk Inventor Professional 2011 es de $9,55 \text{ [kg]}$.

Por lo tanto, el engrane posee un peso de:

$$P_e = m_e * g = 9,55 * 9,8 = 93,6 \text{ [N]}$$

Donde:

P_e : peso del engrane, N.

m_e : masa del engrane, kg.

g : gravedad, m/s².

➤ **Cálculo de las reacciones en el plano xy.**

La sumatoria de fuerzas en el eje y se determina a partir de la figura 4.11.

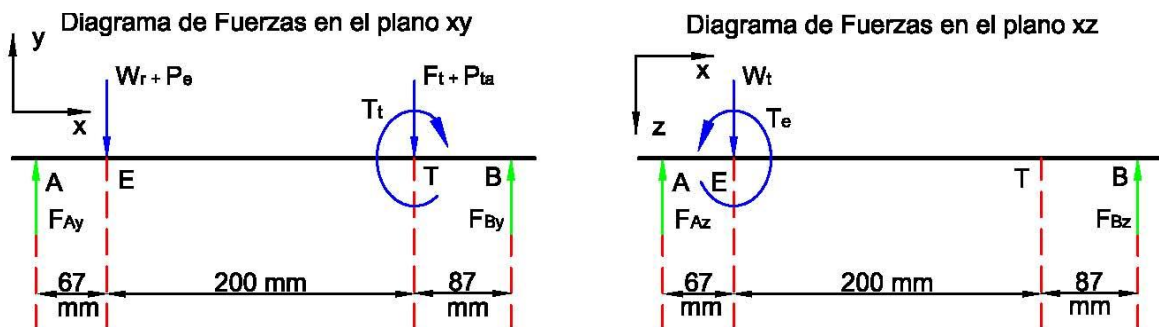


Figura 4. 11. Diagramas de fuerzas en los planos xy, xz.

(Fuente: Propia)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{Ay} + F_{By} = W_r + P_e + F_t + P_{ta} = 8192,8 \text{ [N]} \quad \text{Ec. (4.74)}$$

La sumatoria de momentos sobre el eje x con respecto al punto A es:

$$\Sigma M_{Az} = 0$$

$$-67 * (W_r + P_e) - 267 * (F_t + P_{ta}) + 354 * F_{By} = 0 \quad \text{Ec. (4.75)}$$

Sustituyendo los valores obtenidos de las cargas en la ecuación 4.75, se determina el valor de F_{By} .

$$F_{By} = 4728,1 \text{ [N]}$$

Remplazando el valor obtenido de F_{By} en la ecuación 4.74 se obtiene el valor de F_{Ay} .

$$F_{Ay} = 3464,7 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{Ay} : reacción en el apoyo A en la dirección y, N.

F_{By} : reacción en el apoyo B en la dirección y, N.

➤ **Cálculo de las reacciones en el plano xz.**

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_{Az} + F_{Bz} = W_t = 6800 \text{ [N]} \quad \text{Ec. (4.76)}$$

$$\Sigma M_{Ay} = 0$$

$$-67 * W_t + 354 * F_{Bz} = 0$$

$$F_{Bz} = 1287 \text{ [N]}$$

Remplazando el valor obtenido de F_{Bz} en la ecuación 4.76 se obtiene el valor de F_{Az} .

$$F_{Az} = 5513 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{Az} : reacción en el apoyo A en la dirección z, N.

F_{Bz} : reacción en el apoyo B en la dirección z, N.

4.2.1.8.2. Selección del material.

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del eje es acero SAE 4340. (ver anexo 6)

$$S_y = 70 \text{ [kg/mm}^2\text{]} = 686,5 \text{ [MPa]}$$

$$90 \text{ [kg/mm}^2\text{]} \leq S_{ut} \leq 110 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$882,6 \text{ [MPa]} \leq S_{ut} \leq 1078,7 \text{ [Mpa]}$$

4.2.1.8.3. Diseño para cargas estáticas.

En este caso el eje está sometido a torsión y a flexión, es necesario realizar diagramas de fuerza cortante y momento flector para determinar las secciones críticas en el eje de transmisión.

La figura 4.12, proporciona los valores críticos de fuerza cortante y momento flector para los planos xy , xz .

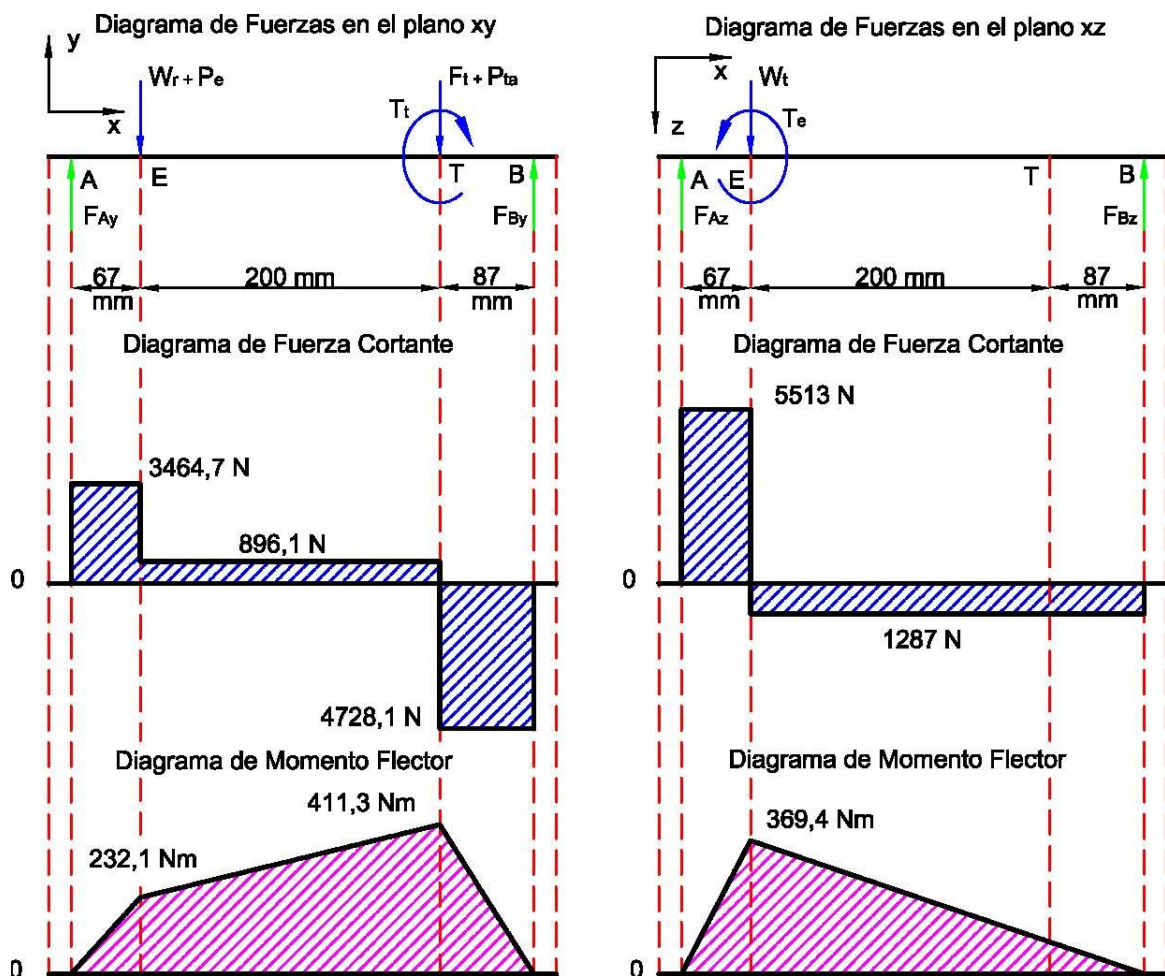


Figura 4. 12. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de los planos xy , xz .

(Fuente: Propia)

El momento flector máximo se encuentra en el punto E, es el producido por las fuerzas radial y tangencial que ejerce el engrane sobre el eje, se lo determina a partir de la ecuación 4.77.

$$M_E = \sqrt{(M_E^y)^2 + (M_E^z)^2} \quad \text{Ec. (4.77)}$$

$$M_E = \sqrt{369,4^2 + 232,1^2} = 436 \text{ [Nm]}$$

Donde:

M_E^y : momento flector en y, sobre el punto E, Nm.

M_E^z : momento flector en z, sobre el punto E, Nm.

M_E : momento flector en el punto E, Nm.

Se asume un factor de seguridad de 3 para la sección crítica ubicada en el punto E.

Se utiliza la teoría de la energía de distorsión para determinar el diámetro requerido según la ecuación 4.78.

$$d_{ej} = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} \left(M^2 + \frac{3 * T^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. (4.78)}^{68}$$

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.78 se determina el diámetro mínimo que debe poseer el área crítica del eje.

$$d_{ej} = \left[\frac{32 * 3}{\pi * 686,5 \times 10^6} \left(436^2 + \frac{3 * 734,4^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3} = 0,0325 \text{ [m]}$$

$$d_{ej} = 32,5 \text{ [mm]}$$

Donde:

n : factor de seguridad.

M : momento flector, Nm.

T : momento torsor, Nm.

S_y : resistencia de fluencia, Pa.

d_{ej} : diámetro del eje, m.

⁶⁸ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición, México; 1989, Pág. 730.

El valor obtenido del diámetro es de 32,5 mm. Por lo tanto se elige un diámetro de 35 mm para la sección crítica del eje tambor-engrane.

4.2.1.9. Dimensionamiento de la lengüeta para el tambor y el engrane.

Para el dimensionamiento de las lengüetas se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

Material de las lengüetas: Acero SAE C1045. (ver anexo 9)

Resistencia de fluencia : 32 kg/mm² = 313,6 MPa.

Diámetro del eje : 35 mm.

Lengüeta : 10 x 8 mm⁶⁹. (ver anexo 10)

Torque del eje : 734,4 [Nm].

Factor de seguridad : 2.5.

Con referencia a la figura 4.13, la fuerza en la superficie del eje está dada por la ecuación 4.17.

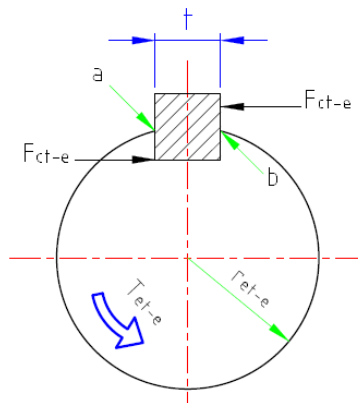


Figura 4. 13. Fuerzas actuantes sobre la lengüeta.

(Fuente: Propia)

$$F_{ct-e} = \frac{T_{et-e}}{r_{et-e}} = \frac{734,4}{0,0175} = 41965,7 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{ct-e} : fuerza cortante del sistema tambor-engrane, N.

⁶⁹ GTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica, 3ra Edición, 1984, pág. 139.

r_{et-e} : radio del eje del sistema tambor-engrane, m.

T_{et-e} : torque del eje del sistema tambor-engrane, Nm.

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad \text{Ec. (4.79)}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 313,6 = 180,95 \text{ [MPa]}$$

Donde:

S_{sy} : resistencia al cortante, MPa.

S_y : resistencia de fluencia, MPa.

La falla por cortante a lo largo del área ab crea un esfuerzo igual a:

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{F_{eg}}{t * l_{eg}} \quad \text{Ec. (4.80)}$$

Donde:

l_{eg} : longitud de la lengüeta, m.

F_{eg} : fuerza cortante sobre la lengüeta, N.

t : ancho de la lengüeta, m.

S_{sy} : resistencia al cortante, Pa.

Despejando la longitud de la lengüeta de la ecuación 4.80 se obtiene la ecuación 4.81.

$$l_{eg} = \frac{F_{eg} * n}{t * S_{sy}} \quad \text{Ec. (4.81)}$$

Remplazando los valores previamente encontrados en la ecuación 4.81 se determina la longitud de la lengüeta para el tambor y el engrane.

$$l_{t-e} = \frac{41965,7 * 2,5}{0,01 * 180,95 \times 10^6}$$

$$l_{t-e} = 0,0579 \text{ [m]} = 57,9 \text{ [mm]}$$

Donde:

l_{t-e} : longitud de la lengüeta del tambor y del engrane, m.

Se tiene que fabricar una lengüeta de 10 x 8 x 60 mm para la transmisión de torque del eje al tambor y una lengüeta con la misma especificación para la transmisión de torque del engrane al eje.

4.2.1.10. Diseño de los cordones de soldadura de la unión manzana-engrane.

El proceso de soldadura a utilizar en la unión entre la manzana y el cuerpo del engrane, es el proceso por arco eléctrico por electrodo revestido (SMAW).

Por la considerable dimensión que posee el engrane; para evitar el excesivo costo de fabricación a causa del maquinado para la elaboración de la manzana, se propone soldar la manzana al cuerpo del engrane, por lo que se asume que se utilizará una soldadura a filete con una garganta de 5 mm a 45°, tal como se muestra en la figura 4.14.

Las características del electrodo a utilizar se detallan a continuación:

Electrodo: Lincoln E 11018 - G - ϕ 1/8. (ver anexo 11)

$$S_{utel} = 820 [N/mm^2] = 820 [MPa]$$

$$S_{yel} = 670 [N/mm^2] = 670 [MPa]$$

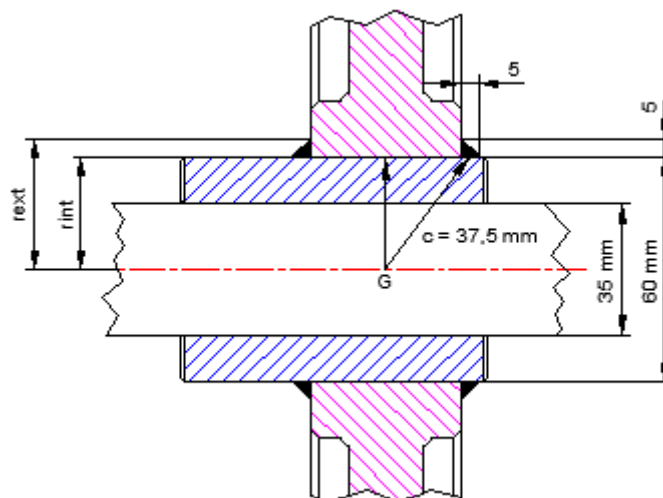


Figura 4. 14. Diagrama de junta soldada.

(Fuente: Propia)

Se calcula el esfuerzo de corte en la soldadura con la ecuación 4.82.

$$\tau_s = \frac{M_T * c}{2 * 0,707 * h_{ga} * J_u} \quad \text{Dos cordones de soldadura} \quad \text{Ec. (4.82)}^{70}$$

El valor del momento polar de inercia unitario para un tubo de sección circular es igual a $2\pi * (r_{ext}^3 - r_{int}^3)$. Reemplazando este valor en la ecuación 4.82 se obtiene:

$$\tau_s = \frac{M_T * c}{2 * 0,707 * h_{ga} * 2\pi * (r_{ext}^3 - r_{int}^3)} \quad \text{Ec. (4.83)}$$

Donde:

τ_s : esfuerzo de corte en la soldadura; Pa.

M_T : momento de torsión; 734,4 Nm.

c : distancia entre el centroide y el cordón de soldadura; 0,0375 m.

h_{ga} : medida de la garganta; 0,005 m.

J_u : momento polar de inercia unitario; m³.

r_{ext} : radio externo del cordón de soldadura; 0,035 m.

r_{int} : radio interno del cordón de soldadura; 0,03 m.

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.83 se obtiene:

$$\tau_s = 39,05 \times 10^6 \text{ [Pa]} = 39,05 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad de la soldadura se la obtiene a partir de:

$$n_s = \frac{0,577 * S_{yel}}{\tau_s} = \frac{0,577 * 670}{39,05} = 9,8$$

Donde:

n_s : factor de seguridad de la soldadura.

S_{yel} : resistencia de fluencia del cordón de soldadura, MPa.

τ_s : esfuerzo de corte en la soldadura, MPa.

Este valor de factor de seguridad, garantiza que la junta de soldadura no falle.

⁷⁰ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 448.

4.2.1.11. Selección del prisionero para la sujeción del tambor y el engrane al eje 1.

El prisionero es un elemento de sujeción que permite fijar los elementos citados sobre el eje del sistema tambor-engrane, como se observa en la figura 4.15.

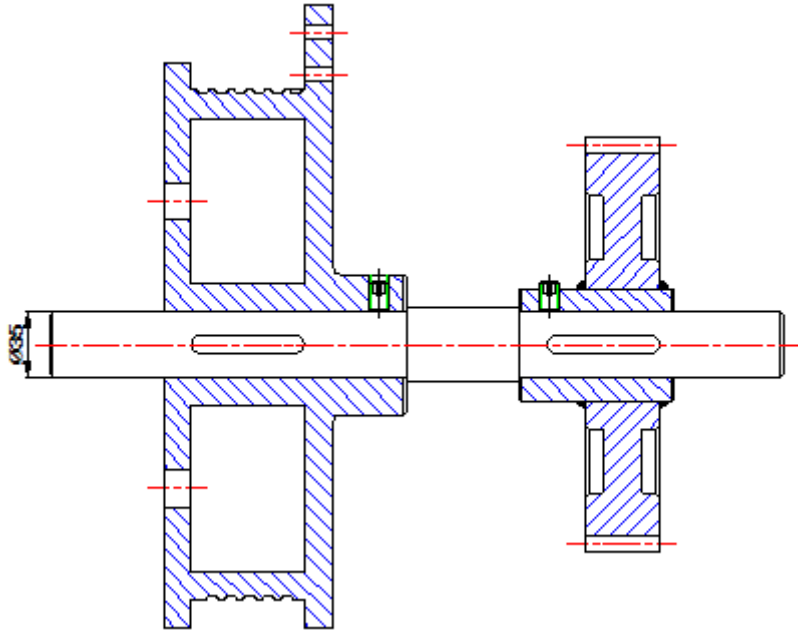


Figura 4. 15. Prisioneros utilizados en la sujeción de las manzanas sobre el eje.
(Fuente: Propia)

Para la selección del prisionero se emplean los siguientes criterios:

Cantidad : 2.

Material : DIN 913 CLASE 8.8⁷¹. (ver anexo 12)

Grado : 5.

Resistencia de fluencia: 630 MPa.

Diámetro del eje : 35 mm.

Los prisioneros se calculan a corte considerando la fuerza cortante $F_{ct-e} = 41965,7$ [N].

La resistencia al esfuerzo cortante se la obtiene a partir de la ecuación 4.79.

$$S_{sy} = 0,577 * S_y = 0,577 * 630 = 363,51 \text{ [MPa]}$$

⁷¹ GTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica, 3ra Edición, 1984, pág. 136

Para determinar el esfuerzo de corte debido a las fuerzas aplicadas sobre el prisionero, se emplea la ecuación 4.84.

$$\tau_c = \frac{F_c}{\frac{\pi * d_{pr}^2}{4}} = \frac{S_{sy}}{n} \quad \text{Ec. (4.84)}$$

Donde:

τ_c : esfuerzo de corte, MPa.

F_c : fuerza Cortante, N.

d_{pr} : diámetro del prisionero, m.

S_{sy} : resistencia al cortante, Pa.

Asumiendo dos áreas, debido a que se usan dos prisioneros para la sujeción del eje con la manzana y considerando un factor de seguridad $n = 2$, se tiene.

$$\frac{41965,7}{2 * \frac{\pi * d_{pr}^2}{4}} = \frac{363,51 \times 10^6}{2} \Rightarrow d_{pr} = 0,012,1 \text{ [m]} = 12,1 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto por facilidad de adquisición en el mercado se coloca prisioneros M12 según la norma DIN 913 Clase 8.8 Grado 5.

4.2.1.12. Selección de las chumaceras para el eje tambor-engrane.

4.2.1.12.1. Carga estática equivalente.

$$P_0 = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a \quad \text{Ec. (4.85)}^{72}$$

Donde:

P_0 : carga estática equivalente, N.

F_r : carga radial real, N.

F_a : carga axial real, N.

$$F_r = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{3464,7^2 + 5513^2} = 6511 \text{ [N]}$$

⁷² CATÁLOGO GENERAL SKF, Página 184.

$$F_a = 0 \text{ [N]}$$

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.85 se determina:

$$P_0 = 0,6 * 6511 = 3906,6 \text{ [N]}$$

4.2.1.12.2. Capacidad de carga estática necesaria.

La capacidad de carga estática necesaria se puede determinar mediante la ecuación 4.86.

$$C_0 = s_0 * P_0 \quad \text{Ec. (4.86)}^{73}$$

Donde:

C_0 : capacidad de carga estática, N.

P_0 : carga estática equivalente, N.

s_0 : factor de seguridad estático.

Según la tabla 4.15 el valor obtenido del factor de seguridad estático para rodamientos de bolas que trabajen a condiciones normales es de 1.

Remplazando los datos obtenidos anteriormente en la ecuación 4.86 se determina la capacidad de carga estática necesaria para la selección de los rodamientos.

$$C_0 = 1 * 3906,6 = 3906,6 \text{ [N]}$$

Tabla 4. 15. Valores orientados para el factor de seguridad estático s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	Requerimientos relativos al funcionamiento no importante		Requerimientos relativos al funcionamiento silencioso					
			normal	alto				
	Rodtos. bolas	Rodtos. Rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. Rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. Rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. Rodillos
Suave , sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choques notables	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

(Fuente: CATÁLOGO GENERAL SKF, Página 53)

⁷³ CATÁLOGO GENERAL SKF, Página 53.

En consecuencia la chumacera a elegir posee las siguientes características: (ver anexo 13)

Diámetro del alojamiento: 35 mm.

Masa : 1,4 Kg.

Designación : FY 35 TF.

Soporte : FY 507 M.

Rodamiento Y : YAR 207-2F.

Carga estática : 15300 N.

4.2.1.13. Diseño del eje piñón – corona (eje 2).

4.2.1.13.1. Cálculo de las reacciones en los apoyos del eje piñón - corona.

Para empezar con el cálculo de las reacciones del eje se debe obtener la fuerza que ejerce la corona a causa de su peso. El peso del piñón se lo considera despreciable por tener un volumen pequeño en comparación con la corona a más de formar un solo cuerpo con el eje. (ver figura 16)

La densidad del bronce utilizado (SAE 40) para la fabricación de la corona es $8950 \text{ [kg/m}^3\text{]}$; utilizando el programa Autodesk Inventor Professional 2011 se obtiene la cantidad de masa aproximada que posee la corona.

$$m_c = 3,07 \text{ [kg]}$$

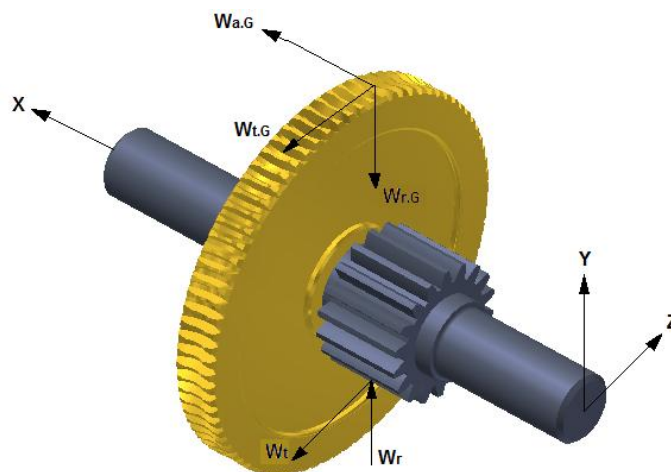


Figura 4. 16. Diagrama piñón-corona.

(Fuente: Propia)

Por lo tanto el peso de la corona es de:

$$P_G = m_c * g = 3,07 * 9,8 = 30 \text{ [N]}$$

Donde:

P_G : peso de la corona, N.

m_c : masa de la corona, kg.

g : gravedad, m/s².

➤ **Cálculo de las reacciones en el plano xy.**

Primero se calcula el momento flector en el eje z el mismo que es generado por la fuerza tangencial y el radio de la circunferencia primitiva de la corona.

$$M_{Gz} = W_{a,G} * \frac{d_G}{2} = 222,9[\text{N}] * \frac{160[\text{mm}]}{2} = 17832[\text{Nmm}] = 17,83[\text{Nm}]$$

Donde:

M_{Gz} : momento flector generado por la fuerza tangencial sobre el eje z, Nmm.

A continuación se procede a determinar las reacciones y momentos que actúan sobre el eje. Para esto se analiza la disposición de las fuerzas en base a la figura 4.17.

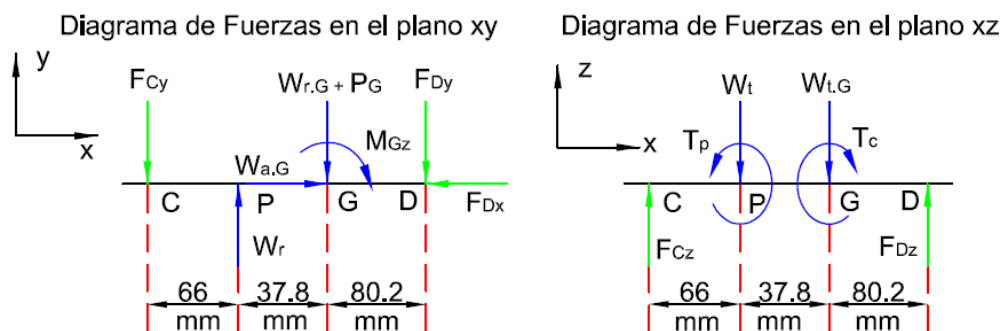


Figura 4. 17. Diagramas de fuerzas en los planos xy, xz.

(Fuente: Propia)

La sumatoria de fuerzas en el eje x e y es:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{Cy} + F_{Dy} = W_r - W_{r,G} - P_G = 1854,1 \text{ [N]} \quad \text{Ec. (4.87)}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$W_{a,G} = F_{Dx} = 222,9 \text{ [N]}$$

La sumatoria de momentos sobre el eje z con respecto al punto C es:

$$\Sigma M_{Cz} = 0$$

$$66 * W_r - 103,8 * (W_{r,G} + P_G) - M_{Gz} - 184 * F_{Dy} = 0 \quad \text{Ec. (4.88)}$$

Sustituyendo los valores obtenidos de las cargas en la ecuación 4.88, se determina el valor de F_{Dy} .

$$F_{Dy} = 440,6 \text{ [N]}$$

Remplazando el valor obtenido de F_{Dy} en la ecuación 4.87 se obtiene el valor de F_{Cy} .

$$F_{Cy} = 1413,5 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{Cy} : reacción en el apoyo C en la dirección y, N.

F_{Dy} : reacción en el apoyo D en la dirección y, N.

➤ **Cálculo de las reacciones en el plano xz.**

La sumatoria de fuerzas en el eje z es:

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_{Cz} + F_{Dz} = W_t + W_{t,G} = 9081,5 \text{ [N]} \quad \text{Ec. (4.89)}$$

Para obtener el valor de la componente en Z de la fuerza que se genera en el punto D, se realiza la sumatoria de momentos sobre el eje y con respecto al punto C, por lo tanto se tiene que:

$$\Sigma M_{Cy} = 0$$

$$-66 * W_t - 103,8 * W_{t,G} + 184 * F_{Dz} = 0$$

$$F_{Dz} = 3726,2 \text{ [N]}$$

Remplazando el valor obtenido de F_{Dz} en la ecuación 4.89 se obtiene el valor de F_{Cz} .

$$F_{Cz} = 5355,3 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{Cz} : reacción en el apoyo C en la dirección z, N.

F_{Dz} : reacción en el apoyo D en la dirección z, N.

4.2.1.13.2. Selección del material.

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del eje es el acero SAE 4340, sin previo tratamiento térmico. Sus propiedades mecánicas son:

$$S_y = 70 \text{ [kg/mm}^2\text{]} = 686,5 \text{ [MPa]}$$

$$90 \text{ [kg/mm}^2\text{]} \leq S_{ut} \leq 110 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$882,6 \text{ [MPa]} \leq S_{ut} \leq 1078,7 \text{ [Mpa]}$$

4.2.1.13.3. Diseño para cargas estáticas.

La figura 4.18, proporciona los valores críticos de fuerza cortante y momento flector para los planos xy, xz.

El momento flector máximo es el producido por la fuerza de transmisión del piñón, y es igual a:

$$M_P = \sqrt{(M_P^y)^2 + (M_P^z)^2}$$

$$M_P = \sqrt{353,4^2 + 93,3^2} = 365,5 \text{ [Nm]}$$

Donde:

M_P^y : momento flector en y, sobre el punto P, Nm.

M_P^z : momento flector en z, sobre el punto P, Nm.

M_P : momento flector en el punto P, Nm.

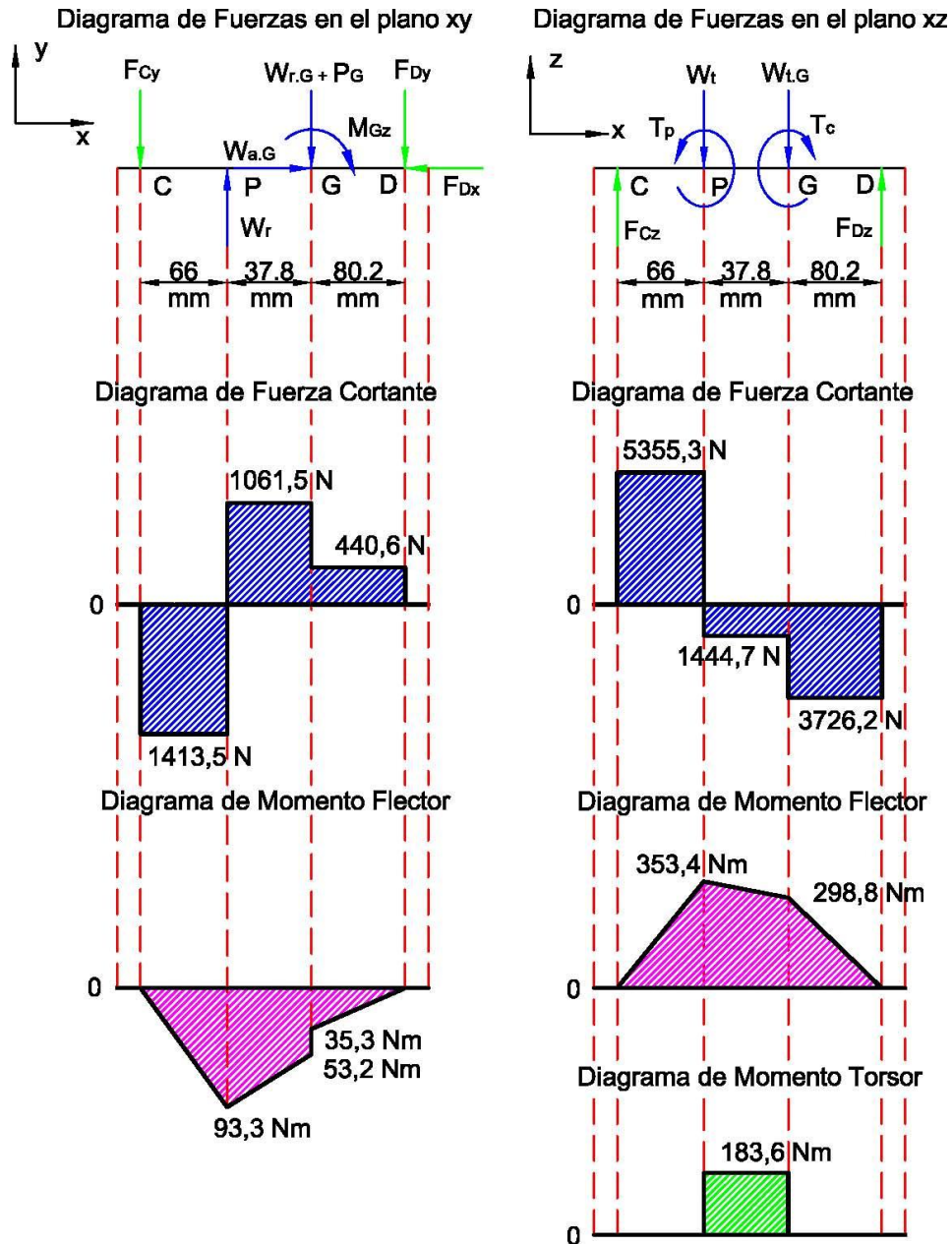


Figura 4. 18. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de los planos xy, xz.
(Fuente: Propia)

Para el diseño se asume un factor de seguridad de 3.

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.78 se calcula el diámetro del sector crítico del eje ubicado en el punto P.

$$d_{ej} = \left[\frac{32 * 3}{\pi * 686,5 \times 10^6} \left(365,5^2 + \frac{3 * 183,6^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3} = 0,0261 \text{ [m]}$$

$$d_{ej} = 26,1 \text{ [mm]}$$

Donde:

d_{ej} : diámetro del eje en el sector crítico, m.

El valor obtenido del diámetro es de 26,1 mm. Por lo tanto se escoge un diámetro normalizado de 30 mm para la sección crítica del eje piñón-corona.

4.2.1.14. Dimensionamiento de la lengüeta de la corona.

Para el dimensionamiento de la lengüeta se toman en cuenta las siguientes características:

Material de la lengüeta: Acero SAE C1045.

Resistencia de fluencia: $32 \text{ kg/mm}^2 = 313,6 \text{ MPa}$.

Diámetro del eje : 30 mm.

Lengüeta : $8 \times 7 \text{ mm}^{74}$.

Torque del eje : 183,6 [N. m].

Factor de seguridad : 3.

Con referencia a la figura 4.13, la fuerza en la superficie del eje está dada por la ecuación 4.17.

$$F_{clc} = \frac{T_{ep-c}}{r_{ep-c}} = \frac{183,6}{0,015} = 12240 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{clc} : fuerza cortante sobre la lengüeta de la corona, N.

T_{ep-c} : torque del eje del sistema piñón-corona, Nm.

r_{ep-c} : radio del eje del sistema piñón-corona, m.

La resistencia al cortante se obtiene a partir de la ecuación 4.79.

$$S_{sy} = 0,577 * S_y = 0,577 * 313,6 = 180,95 \text{ [MPa]}$$

⁷⁴ GTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica, 3ra Edición, 1984, pág. 139.

Sustituyendo los valores previamente encontrados en la ecuación 4.81 se determina la longitud de la lengüeta de la corona.

$$l_G = \frac{12240 * 3}{0,008 * 180,95 \times 10^6}$$

$$l_G = 0,0254 \text{ [m]} = 25,4 \text{ [mm]}$$

Donde:

l_G : longitud de la lengüeta de la corona, m.

Se dimensiona una lengüeta de 8 x 7 x 30 mm para transmitir el torque de la corona al eje del piñón.

4.2.1.15. Selección del prisionero para la sujeción de la corona.

Para la selección se emplean los siguientes criterios:

- Cantidad : 2.
- Material : DIN 913 CLASE 8.8.
- Grado : 5.
- Resistencia de fluencia: 630 MPa.
- Diámetro del eje : 30 mm.

En la figura 4.19 se observa la sujeción de la corona contra el *eje 2* mediante prisioneros.

La fuerza de corte que actúa sobre el prisionero se lo determina a partir de la ecuación 4.17.

$$F_c = 12240 \text{ [N]}$$

Se determina la resistencia al esfuerzo cortante de acuerdo a la ecuación 4.79.

$$S_{sy} = 0.577 * S_y = 0,577 * 630 \text{ [MPa]} = 363,51 \text{ [MPa]}$$

Se asumen dos áreas, debido a que se usan dos espárragos para la sujeción del eje con la corona.

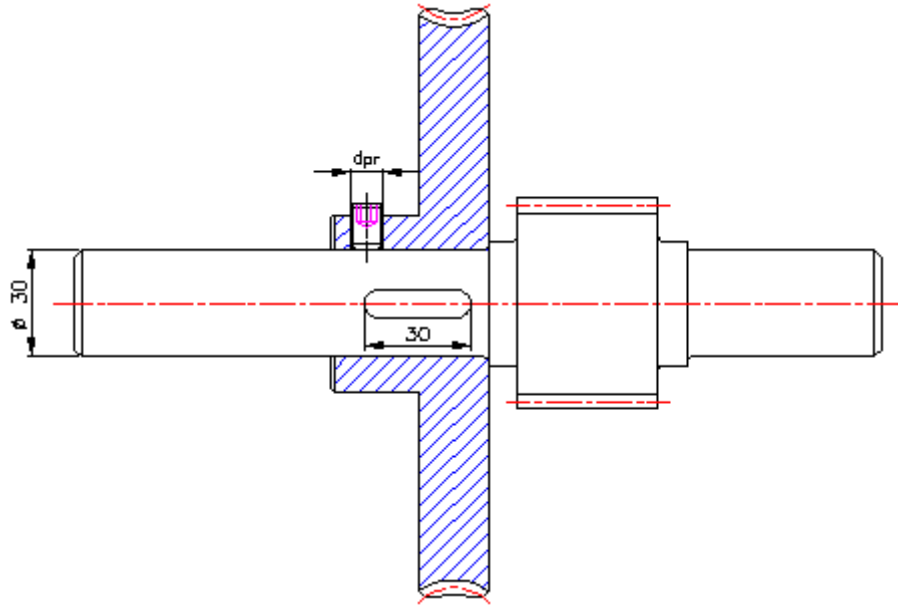


Figura 4. 19. Prisioneros utilizados en la sujeción de la corona sobre el eje.

(Fuente: Propia)

Sustituyendo los valores encontrados en la ecuación 4.84 se determina el diámetro del prisionero para un factor de diseño de 2.

$$\frac{12240}{2 * \frac{\pi * d_{pr}^2}{4}} = \frac{363,51 \times 10^6}{2} \Rightarrow d_{pr} = 0,0065 \text{ [m]} = 6,5 \text{ [mm]}$$

Donde:

d_{pr} : diámetro nominal del prisionero, m.

Se aproxima el diámetro a 8 mm, con este valor se selecciona un prisionero M8 con norma⁷⁵ DIN 913 Clase 8.8 Grado 5.

4.2.1.16. Selección de las chumaceras para el eje piñón-corona.

4.2.1.16.1. Carga estática equivalente.

$$F_r = \sqrt{F_{Cy}^2 + F_{Cz}^2} = \sqrt{1413,5^2 + 5355,3^2} = 5538,7 \text{ [N]}$$

$$F_a = F_{Dx} = 222,9 \text{ [N]}$$

⁷⁵ GTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica, 3ra Edición, 1984, pág. 136.

Remplazando los valores de las cargas en la ecuación 4.85 se determina la carga estática equivalente.

$$P_0 = 0,6 * 5538,7 + 0,5 * 222,9 = 3434,7 \text{ [N]}$$

4.2.1.16.2. Capacidad de carga estática necesaria.

Según la tabla 4.15 el valor obtenido del factor de seguridad estático para rodamientos de bolas que trabaje a condiciones normales es de 1.

Sustituyendo los datos obtenidos anteriormente en la ecuación 4.86 se obtiene la capacidad de carga estática necesaria para la selección de los rodamientos.

$$C_0 = 1 * 3434,7 = 3434,7 \text{ [N]}$$

En consecuencia la chumacera a elegir posee las siguientes características:

Diámetro del alojamiento: 30 mm.

Masa : 1,10 Kg.

Designación : FY 30 TF.

Soporte : FY 506 M.

Rodamiento Y : YAR 206-2F.

Carga estática : 11200 N.

4.2.1.17. Diseño del eje del tornillo sin fin. (ver figura 4.20)



Figura 4. 20. Diagrama del eje del sin fin.

(Fuente: Propia)

4.2.1.17.1. Cálculo de las reacciones en los apoyos.

Para el cálculo de las reacciones en los apoyos del eje no se considera el peso ejercido del tornillo sin fin sobre éste por poseer diámetros relativamente del mismo tamaño.

➤ Cálculo de las reacciones en el plano zy.

La sumatoria de fuerzas en el eje y se determina a partir de la figura 4.21.

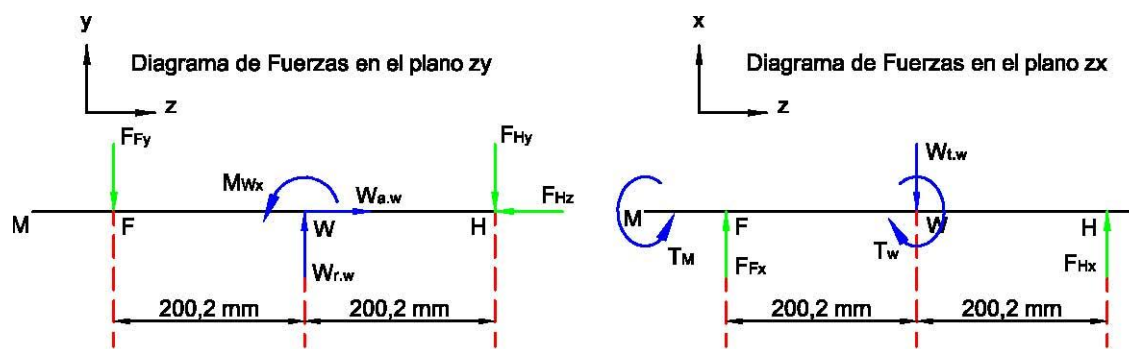


Figura 4. 21. Diagramas de fuerzas en los planos xy, xz.

(Fuente: Propia)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{Fy} + F_{Hy} = W_{r.w} = 590,9 \text{ [N]} \quad \text{Ec. (4.90)}$$

Donde:

F_{Fy} : reacción en el apoyo F en la dirección y, N.

F_{Hy} : reacción en el apoyo H en la dirección y, N.

$$\Sigma F_z = 0$$

$$W_{a.w} = F_{Hz} = 2281,5 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{Hz} : reacción en el apoyo H en la dirección z, N.

La sumatoria de momentos sobre el eje x con respecto al punto F es:

$$\Sigma M_{F_x} = 0$$

$$200,2 * W_{r,w} + M_{W_x} - 400,4 * F_{H_y} = 0 \quad \text{Ec. (4.91)}$$

Donde:

M_{W_x} : momento ejercido por $W_{a,w}$ sobre el eje x ; Nm.

$$M_{W_x} = W_{a,w} * \frac{d_w}{2} = 2281,5 \text{ [N]} * \frac{28 \text{ [mm]}}{2} = 31941 \text{ [Nmm]} = 31,94 \text{ [Nm]}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.91 los valores encontrados anteriormente, se determina el valor de F_{H_y} .

$$F_{H_y} = 375,2 \text{ [N]}$$

Remplazando el valor de F_{H_y} en la ecuación 4.90 se obtiene el valor de F_{F_y} .

$$F_{F_y} = 215,7 \text{ [N]}$$

➤ **Cálculo de las reacciones en el plano zx .**

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{F_x} + F_{H_x} = W_{t,w} = 222,9 \text{ [N]} \quad \text{Ec. (4.92)}$$

Donde:

F_{F_x} : reacción en el apoyo F en la dirección x ; N.

F_{H_x} : reacción en el apoyo H en la dirección x ; N.

$$\Sigma M_{F_y} = 0$$

$$-200,2 * W_{t,w} + 400,4 * F_{H_x} = 0$$

$$F_{H_x} = 111,45 \text{ [N]}$$

Remplazando el valor obtenido de F_{H_x} en la ecuación 4.92 se obtiene el valor de F_{F_x} .

$$F_{F_x} = 111,45 \text{ [N]}$$

4.2.1.17.2. Selección del material.

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del eje del sin fin es el acero SAE 4340, sin previo tratamiento térmico.

4.2.1.17.3. Diseño para cargas estáticas.

La figura 4.22, proporciona los valores críticos de fuerza cortante y momento flector para los planos zy, zx.

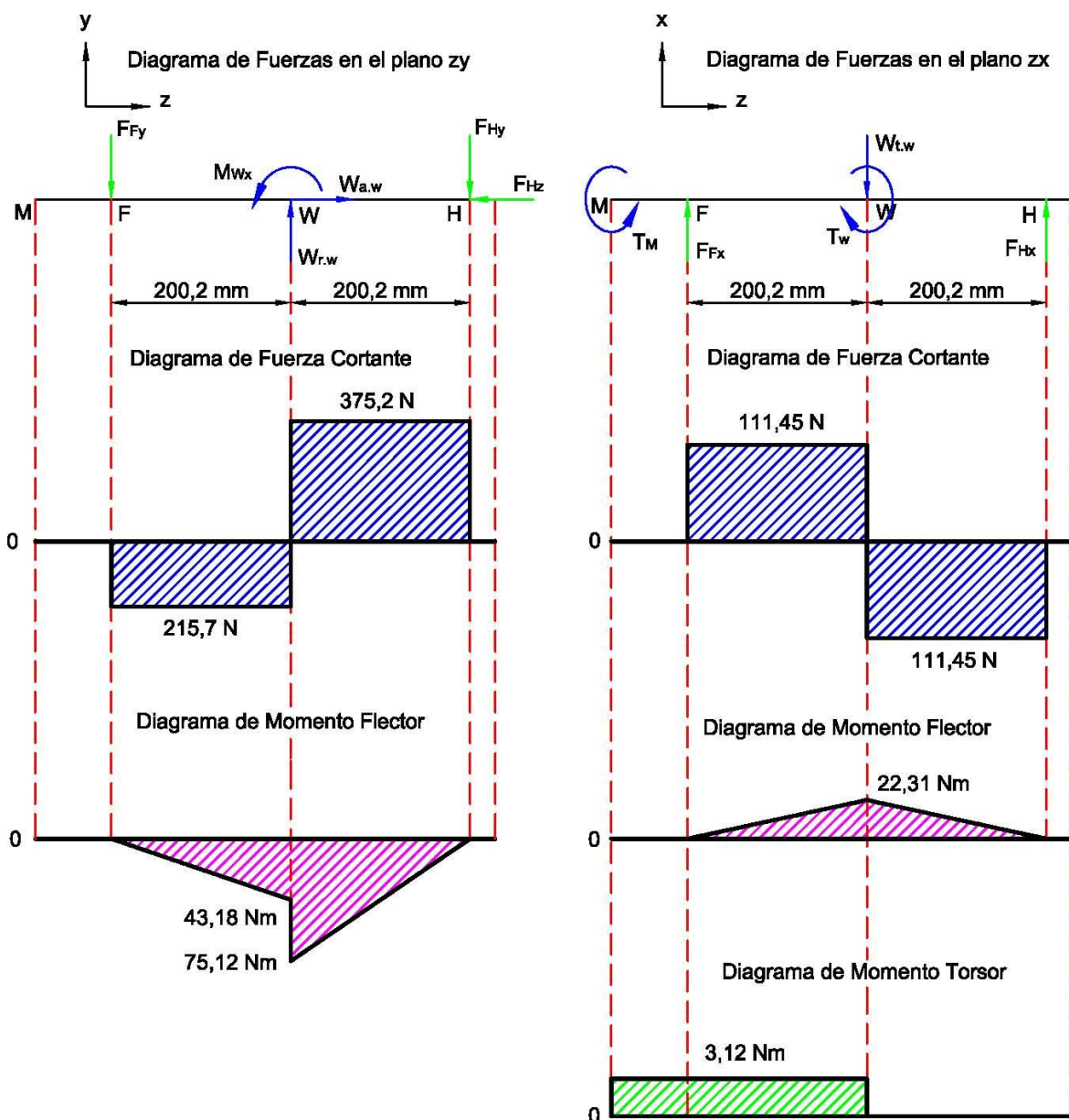


Figura 4. 22. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de los planos xy, xz.

(Fuente: Propia)

El momento flector máximo es igual a:

$$M_w = \sqrt{(M_w^x)^2 + (M_w^y)^2} = \sqrt{75,12^2 + 22,31^2} = 78,36 \text{ [Nm]}$$

Donde:

M_w^x : momento flector en x, sobre el punto W; Nm.

M_w^y : momento flector en y, sobre el punto W; Nm.

M_w : momento flector en el punto W; Nm.

Para el diseño del eje se asume un factor de seguridad de 3.

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.78 se determina el diámetro mínimo que debe poseer la sección crítica del eje.

$$d_{ej} = \left[\frac{32 * 3}{\pi * 686,5 \times 10^6} \left(78,36^2 + \frac{3 * 3,12^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3} = 0,0152 \text{ [m]}$$

$$d_{ej} = 15,2 \text{ [mm]}$$

Donde:

d_{ej} : diámetro del eje en la sección crítica.

El diámetro obtenido es de 15,2 mm. Por lo tanto se escoge un diámetro normalizado de 20 mm para la sección crítica del eje del sinfín.

4.2.1.17.4. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

El límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria para el eje se determina a partir de la ecuación 4.48.

$$S_e' = 0,504 * S_{ut} = 0,504 * 882,6 = 444,83 \text{ [MPa]}$$

➤ **Determinación del factor de superficie k_a .**

Para un acabado superficial mediante maquinado el factor de superficie se determina a partir de la ecuación 4.45.

$$k_a = a * S_{ut}^b = 4,65 * 882,6^{-0,256} = 0,8191$$

➤ **Determinación del factor de tamaño k_b .**

El factor de tamaño se determina a partir de la ecuación 4.46.

$$k_b = 1,189 * d^{-0,097} = 1,189 * 20^{-0,097} = 0,8892$$

➤ **Determinación del factor de confiabilidad k_c .**

Para una confiabilidad del 50% se obtiene un factor de confiabilidad de 1 según la tabla 4.7, anotada anteriormente.

➤ **Determinación del factor de temperatura k_d .**

El factor de temperatura utilizado es de 1,0 ya que se va a trabajar con temperaturas menores a 450 °C. ⁷⁶

➤ **Determinación del factor de modificación por concentración de esfuerzos k_e .**

Para considerar los efectos de concentración de esfuerzos se emplean las ecuaciones 4.93 y 4.94.

$$K_e = \frac{1}{k_i} \quad \text{Ec. (4.93)}^{77}$$

$$k_i = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec. (4.94)}^{78}$$

Donde:

k_i : factor para incrementar el esfuerzo.

q : sensibilidad a la ranura.

k_t : factor teórico de concentración de esfuerzo.

Según la figura 7-18 del libro de Shigley⁷⁹, la sensibilidad a la ranura es de aproximadamente 0,8 para una radio de acuerdo de 1 mm y un material de acero con una resistencia última a la tracción de 882,6 MPa.

⁷⁶ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill, 4ª Edición, México, 1989, pg. 321.

⁷⁷ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 322.

⁷⁸ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 322.

El factor teórico de concentración de esfuerzos es aproximadamente 2.1 para las relaciones $D/d = 23.2/20 = 1.16$ y $r/d = 1/20 = 0.05$, según la Tabla A-26 del libro de Shigley.⁸⁰

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.93 se determina el factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$$K_e = 0.5319$$

Para determinar el valor de los factores diversos se toma en cuenta la corrosión, pero debido a que el periodo de vida de la máquina y la magnitud de los esfuerzos a los que se encuentran sometidos los elementos son pequeños, se considera:

$$K_f = 1$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.44 se tiene:

$$S_{ew} = 172,33 \text{ [MPa]}$$

Donde:

S_{ew} : límite de resistencia a la fatiga del sin fin; MPa.

4.2.1.17.5. Diseño para cargas dinámicas.

Para determinar el factor de seguridad para que el eje no falle frente a cargas dinámicas se emplea la teoría de la energía de distorsión, que se resume en la ecuación 4.95.

$$d_{ej} = \left\{ \frac{48 * n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. (4.95)}^{81}$$

Despejando “n” de la ecuación 4.95 se obtiene que:

$$\frac{1}{n} = \frac{48}{\pi * d_{ej}^3} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (4.96)}$$

⁷⁹ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Figura 7-18; Pág. 323.

⁸⁰ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; 4ª Edición; Apéndice Tabla A-26; Pág. 886.

⁸¹ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 736.

Donde:

n : factor de seguridad.

M : momento flector, Nm.

T : momento torsor, Nm.

S_y : resistencia de fluencia, Pa.

S_e : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, Pa.

d_{ej} : diámetro del eje, m.

Al sustituir los valores obtenidos previamente en la ecuación 4.96 se determina:

$$\frac{1}{n} = \frac{48}{\pi * 0,020^3} \left[\left(\frac{3,12}{686,5 \times 10^6} \right)^2 + \left(\frac{78,36}{172,33 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,8684$$

$$n = 1,15$$

Como la falla del eje no involucra pérdidas humanas, se acepta un factor de seguridad de 1,15.

Por lo tanto se escoge un diámetro mínimo de 20 mm para la sección crítica del eje del sinfín.

4.2.1.18. Dimensionamiento de la lengüeta del espaciador.

Para el dimensionamiento de la lengüeta se toman en cuenta las siguientes características:

Material de la lengüeta : Acero SAE C1045.

Resistencia a la fluencia: $32 \text{ kg/mm}^2 = 313,6 \text{ MPa}$.

Diámetro del eje : 20 mm.

Lengüeta : $6 \times 6 \text{ mm}^{82}$.

Torque del eje : 3,12 Nm.

Factor de seguridad : 4.

Con referencia a la figura 4.13 anotada anteriormente, la fuerza en la superficie del eje está dada por la ecuación 4.17.

⁸² GTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica, 3ra Edición, 1984, pág. 139.

$$F_{clb} = \frac{T_w}{r_{ew}} = \frac{3,12}{0,01} = 312 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{clb} : fuerza cortante ejercida sobre la lengüeta del espaciador; N.

r_{ew} : radio del eje del sin fin; m.

La resistencia al cortante se obtiene a partir de:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y = 0,577 * 313,6 = 180,95 \text{ [MPa]}$$

Sustituyendo los valores previamente encontrados en la ecuación 4.81 se determina la longitud de la lengüeta del espaciador.

$$l_b = \frac{312 * 4}{6 \times 10^{-3} * 180,95 \times 10^6}$$

$$l_b = 0,00115 \text{ [m]} = 1,15 \text{ [mm]}$$

Donde:

l_b : longitud de la lengüeta del espaciador; m.

La longitud mínima de la lengüeta para que soporte esta sollicitación de esfuerzos es de 1,2 mm.

Por cuestiones constructivas no se puede fabricar una lengüeta de 1,2 mm de longitud. Por lo tanto se dimensiona una lengüeta de 6 x 6 x 20 mm para transmitir el torque del motor al eje del sin fin.

4.2.1.19. Cálculo para la selección de rodamientos para el eje del tornillo sin fin.

Los rodamientos elegidos son los de rodillos cónicos a causa de la fuerza axial que deben soportar. El diseño de estos rodamientos los hace especialmente adecuados para soportar cargas combinadas (radiales y axiales).

Los rodamientos se seleccionan según su carga dinámica equivalente ya que el eje del sin fin gira a 900 rpm.

4.2.1.19.1. Carga dinámica equivalente.

$$P_{eq} = 0,4 * F_r + Y_a * F_a \quad \text{donde: } F_a/F_r > e \quad \text{Ec. (4.97)}^{83}$$

Donde:

P_{eq} : carga dinámica equivalente; N.

F_r : carga radial real; N.

F_a : carga axial real; N.

Y_a : factor axial.

e : factor de cálculo.

Los valores de los factores “ Y_a ” y “ e ” pueden ser hallados en las tablas de rodamientos para cada rodamiento específico. Para un rodamiento 30204 los factores de cálculo son: $e = 0,35$; $Y_a = 1,7$.

Las cargas radial y axial ejercidas sobre el punto H del eje del sin fin son las siguientes:

$$F_r = \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hy}^2} = \sqrt{111,45^2 + 375,2^2} = 391,4 \text{ [N]}$$

$$F_a = F_{Hz} = 2281,5 \text{ [N]}$$

$$P_{eq} = 0,4 * 391,4 + 1,7 * 2281,5 = 4035,11 \text{ [N]}$$

4.2.1.19.2. Vida.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * n_{gi}} * \left(\frac{C_{di}}{P_{eq}} \right)^p \quad \text{Ec. (4.98)}^{84}$$

Donde:

L_{10h} : vida nominal, en horas de servicio.

n_{gi} : velocidad de giro; r.p.m.

C_{di} : capacidad de carga dinámica; N.

⁸³ CATÁLOGO GENERAL SKF, Página 520.

⁸⁴ CATÁLOGO GENERAL SKF, Página 28

P_{eq} : carga dinámica equivalente; N.

p : exponente de la fórmula de la vida, siendo 10/3 para rodamientos de rodillos.

La ecuación 4.99 se la obtiene despejando la capacidad de carga dinámica de la ecuación 4.98.

$$C_{di} = P_{eq} * \sqrt[p]{\frac{L_{10h} * 60 * n_{gi}}{1000000}} \quad \text{Ec. (4.99)}$$

Los valores requeridos de vida nominal L_{10h} para diferentes clases de máquinas se muestran en la tabla 4.16.

Tabla 4. 16. Guía de valores requeridos de vida nominal L_{10h} para diferentes clases de máquinas

Clase de máquinas	L_{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: Máquinas-herramientas protátiles, aparatos elevadores para talleres, Máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrifugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño mediano, compresores, tornos de extracción para mina, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, maquinaria cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 a 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodmientos para la línea de ejes de transatlánticos.	≈ 100 000

(Fuente: CATÁLOGO GENERAL SKF, Tabla 4, Página 34)

Como la máquina diseñada es un elevador para un taller automotriz y esta va a trabajar por cortos periodos durante el día, se escoge un valor de:

$$L_{10h} = 3000$$

Sustituyendo en la ecuación 4.99 los valores obtenidos anteriormente se determina la capacidad de carga dinámica que debe soportar el rodamiento.

$$C_{di} = 4035,11 * \sqrt[3,33]{\frac{3000 * 60 * 900}{1000000}}$$

$$C_{di} = 18594 \text{ [N]}$$

4.2.1.19.3. Carga mínima.

Todo rodamiento de bolas o de rodillos siempre debe ser sometido a una determinada carga mínima al objeto de asegurar un correcto funcionamiento, esto también es válido para los rodamientos de rodillos cónicos.

La carga radial mínima requerida en estos casos se puede calcular mediante la ecuación 4.100:

$$F_{rm} = 0,02 * C_{di} \quad \text{Ec. (4.100)}^{85}$$

$$F_{rm} = 0,02 * 18594 \text{ [N]} = 371,88 \text{ [N]}$$

Donde:

F_{rm} : carga radial mínima; N.

El valor de la carga radial 392,1 [N] es mayor que la carga radial mínima requerida para el correcto funcionamiento de los rodamientos.

En consecuencia los rodamientos de rodillos cónicos a elegir poseen las siguientes características: (ver anexo 14)

Diámetro del alojamiento : 20 mm.

Masa : 0,12 Kg.

⁸⁵ CATÁLOGO GENERAL SKF, Página 520

Designación : 30204.
Capacidad de carga dinámica : 27500 N.
Velocidad nominal de lubricación: 8000 rpm.

4.2.1.20. Diseño de soportes para rodamientos del eje del sin fin.

Para el diseño de los soportes de los rodamientos se utiliza el programa Autodesk Inventor Professional 2011, con el cual se tiene los factores de seguridad mínimo y máximo de los elementos.



Figura 4. 23. Soporte de rodamiento cónico.

(Fuente: Propia)

En la figura 4.23 se observa la forma del soporte hecho de hierro fundido cuyas características son las siguientes:

Densidad : 7,25 g/cm³.
Resistencia última a la tracción: 276 MPa.
Resistencia de fluencia : 200 MPa.
Módulo de elasticidad : 120,5 GPa.

En la figura 4.24 se observan las fuerzas que ejerce el rodamiento sobre el soporte.

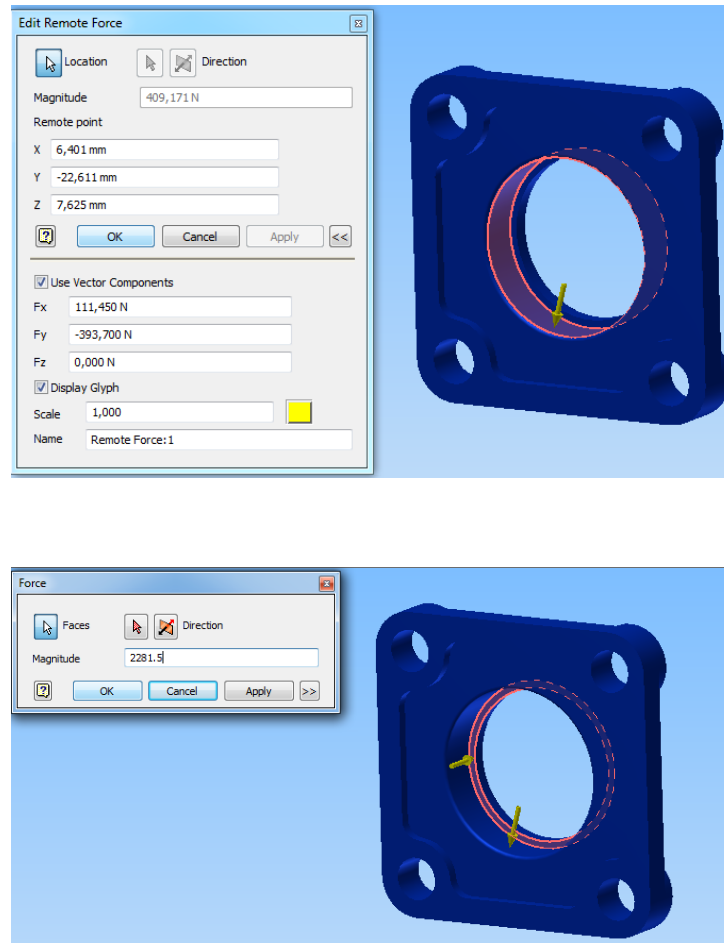


Figura 4. 24. Fuerzas ejercidas sobre el soporte.
(Fuente: Propia)

4.2.1.20.1. Esfuerzo de Von Mises.

El criterio de Von Mises es un índice que tiene en cuenta las múltiples combinaciones de las cargas que actúan sobre un cuerpo y obtiene un índice que determina el punto o los puntos donde es más posible que ocurra una deformación permanente en el material analizado. Nos permite determinar si los esfuerzos que se producen son permisibles.

En la figura 4.25 se observa la distribución del esfuerzo de Von Mises sobre el soporte.

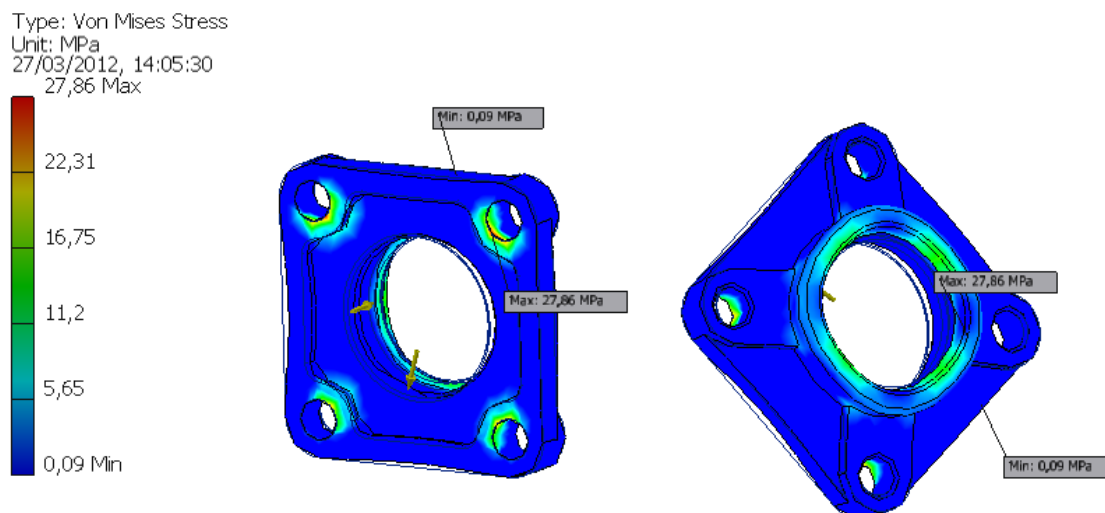


Figura 4. 25. Esfuerzos de Von Mises.
(Fuente: Propia)

4.2.1.20.2. Deformación máxima del soporte.

En la figura 4.26 se observa que la máxima deformación que sufre el soporte es de 0,005474 mm.

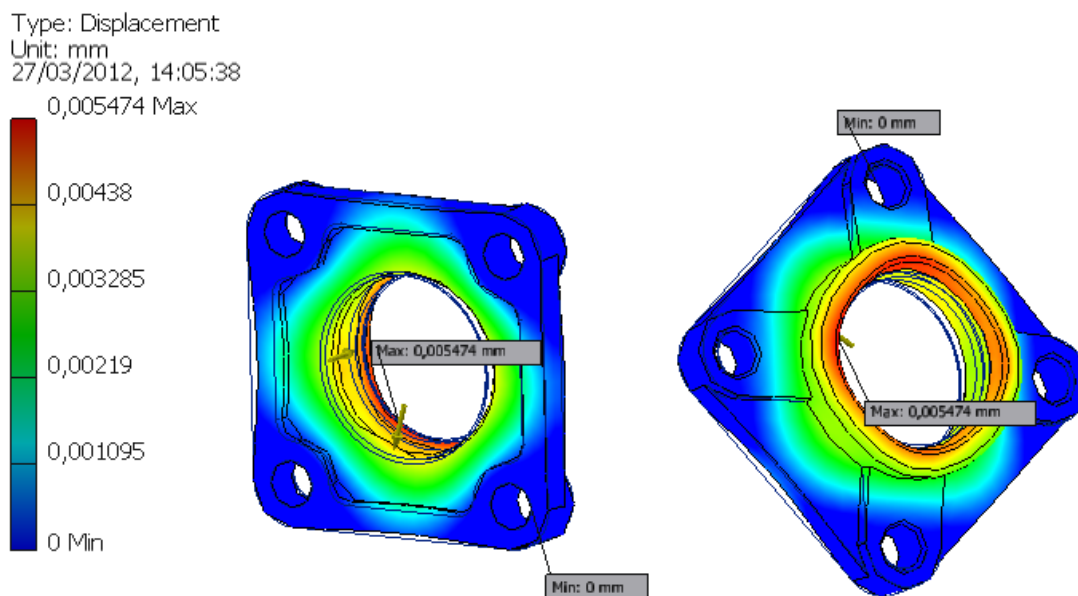


Figura 4. 26. Deformación.
(Fuente: Propia)

4.2.1.20.3. Factor de seguridad.

El factor de seguridad mínimo obtenido es de 7,18 según se observa en la figura 4.27.

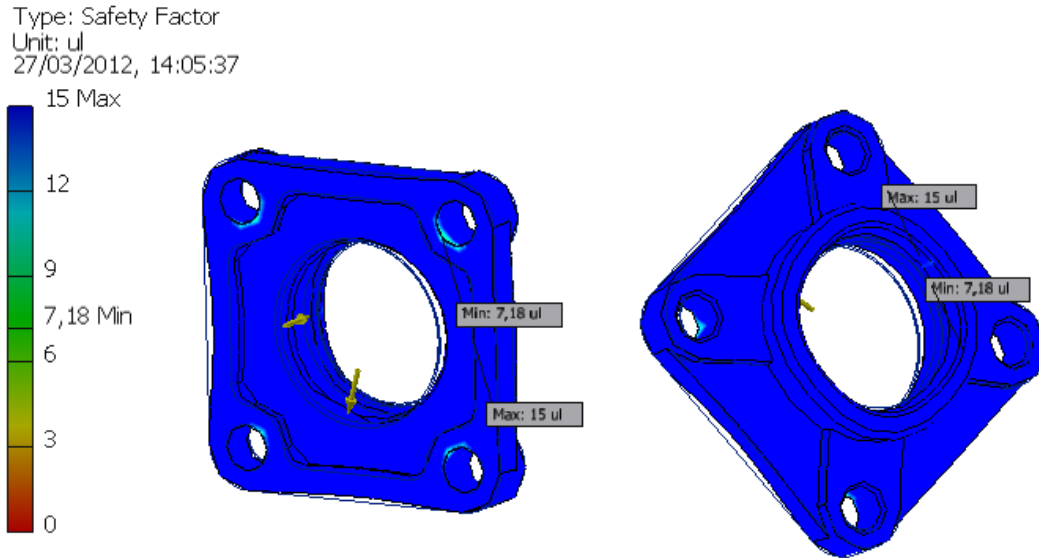


Figura 4. 27. Factor de seguridad
(Fuente: Propia)

La tabla 4.17 muestra un resumen de los resultados que proporciona el programa Autodesk Inventor Professional 2011.

Tabla 4. 17. Resumen de los resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	51516,7 mm ³	
Masa	0,373496 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0,128712 MPa	27,7705 MPa
1st Esfuerzo principal	-2,34182 MPa	34,9133 MPa
3rd Esfuerzo principal	-12,3308 MPa	6,93706 MPa
Deformación	0 mm	0,00549604 mm
Factor de seguridad	7,2019	15

.../

Tabla 4. 17. Resumen de los resultados. (Continuación)

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo plano XX	-8,23459 MPa	17,5785 MPa
Esfuerzo plano XY	-7,11424 MPa	6,70059 MPa
Esfuerzo plano XZ	-11,1347 MPa	11,1769 MPa
Esfuerzo plano YY	-8,54039 MPa	18,7337 MPa
Esfuerzo plano YZ	-12,0184 MPa	10,6749 MPa
Esfuerzo plano ZZ	-10,636 MPa	19,0167 MPa
X Deformación	-0,00172305 mm	0,00188105 mm
Y Deformación	-0,00215169 mm	0,0015175 mm
Z Deformación	-0,000659282 mm	0,00524249 mm

(Fuente: Resultados proporcionados por AutoDesk Inventor 2011.)

El análisis de todos estos parámetros, permite, concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

4.2.1.21. Diseño y selección de los pernos para las chumaceras.

En este apartado se seleccionan los pernos que dan sujeción a los diversos soportes de los rodamientos. Para este fin se consideran a los soportes del eje del mecanismo tambor-engrane, debido a que en este eje se presentan las mayores reacciones radiales y a los soportes del eje del tornillo sin fin, debido a que en este eje se presenta la mayor carga axial.

Con la finalidad de poder definir apropiadamente el diámetro de los pernos para ser empleado en el diseño se hace referencia al diámetro de las perforaciones destinadas para la sujeción de los propios soportes, cuyo diámetro es 14 [mm]. Por lo que se utilizará para el diseño pernos M10 x 30 DIN 933 - 8.8.

La configuración geométrica de los soportes determina que se deben usar cuatro pernos.

4.2.1.21.1. Diseño a tensión simple.

La fuerza que somete a los pernos a tensión simple corresponde a la fuerza axial que se ejerce sobre el punto H en el eje del tornillo sin fin y tiene un valor de 2281,5 N.

Con lo que la carga que corresponde a cada perno es un cuarto del valor de carga total, esta es de 570,4 N.

De la tabla 8.6 del libro de Shigley⁸⁶, se tiene:

Resistencia a la tensión: $S_{ut} = 830 \text{ MPa}$.

Resistencia a la prueba: $S_p = 600 \text{ MPa}$.

Resistencia de fluencia : $S_y = 660 \text{ MPa}$.

Módulo de elasticidad : $E = 207 \text{ GPa}$.

De la tabla 8.1 del libro de Shigley⁸⁷ se tiene:

Área de esfuerzo de tensión: $A_t = 58,0 \text{ [mm}^2\text{]} = 5,8 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$

➤ Cálculo del módulo de rigidez del perno.

$$k_{bp} = \frac{\pi * d_n^2 * E}{4 * l_a} \quad \text{Ec. (4.101)}^{88}$$

Donde:

k_{bp} : constante de rigidez del perno; N/m.

d_n : diámetro nominal del perno; m.

E : módulo de elasticidad del material del perno; Pa.

l_a : longitud de agarre del perno; 0.019m.

$$k_{bp} = \frac{\pi * 0,01^2 * 207 \times 10^9}{4 * 0,019} = 0,856 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

⁸⁶ SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; 5ª Edición; México; 1990; Pág. 388.

⁸⁷ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 382.

⁸⁸ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 392.

➤ **Cálculo de la constante de las juntas empernadas.**

$$k_m = \frac{\pi * E * d_n}{2 \ln \left[5 * \left(\frac{l_a + 0.5 d_n}{l_a + 2.5 d_n} \right) \right]} \quad \text{Ec. (4.102)}^{89}$$

Donde:

k_m : constante de rigidez de los elementos; N/m.

d_n : diámetro nominal del perno; m.

E : módulo de elasticidad de los elementos; Pa.

l_a : longitud de agarre del perno; m.

Si existen dos o más elementos de distinto material abarcados por el agarre del perno se determina la constante elástica equivalente de éstos; debido a que los materiales se encuentran en una posición en serie dicha constante se la obtiene de la siguiente manera:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad \text{Ec. (4.103)}^{90}$$

Acomodando la ecuación 4.103 se obtiene:

$$k_m = \frac{k_1 * k_2}{k_1 + k_2} \quad \text{Ec. (4.104)}$$

Donde:

k_m : constante de rigidez equivalente de los elementos; N/m.

k_1 : constante de rigidez de la chumacera; N/m.

k_2 : constante de rigidez de del bastidor; N/m.

El material del bastidor es acero A36 cuyo módulo de elasticidad es 206 [GPa] y tiene un espesor de 6 [mm]; por otra parte el material de la chumacera es fundición gris cuyo módulo de elasticidad es 102 [GPa] y posee un espesor de 13 [mm].

⁸⁹ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 398.

⁹⁰ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 396.

Remplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.102, se determinan las constantes de rigidez de los respectivos elementos.

$$k_1 = \frac{\pi * 102 \times 10^9 * 0,01}{2 \ln \left[5 * \left(\frac{0,013 + 0,5 * 0,01}{0,013 + 2,5 * 0,01} \right) \right]} = 1,86 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

$$k_2 = \frac{\pi * 206 \times 10^9 * 0,01}{2 \ln \left[5 * \left(\frac{0,006 + 0,5 * 0,01}{0,006 + 2,5 * 0,01} \right) \right]} = 5,64 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

Sustituyendo los valores obtenidos de k_1 y k_2 en la ecuación 4.104 se obtiene el valor de la constante de rigidez equivalente.

$$k_m = \frac{1,86 \times 10^9 * 5,64 \times 10^9}{1,86 \times 10^9 + 5,64 \times 10^9} = 1,39 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

Obtenido K_{bp} y K_m , se calcula el valor de la constante C_{ri} , por medio de la ecuación:

$$C_{ri} = \frac{k_{bp}}{k_{bp} + k_m} \quad \text{Ec. (4.105)}^{91}$$

Donde:

C_{ri} : constante de los módulos de rigidez.

k_{bp} : constante de rigidez del perno; N/m.

k_m : constante de rigidez equivalente de los elementos; N/m.

$$C_{ri} = \frac{0,856 \times 10^9}{0,856 \times 10^9 + 1,39 \times 10^9} = 0,3811$$

➤ Precarga de pernos.

- Cálculo de la carga de prueba.

La carga de prueba F_p , se la determina con la expresión:

$$F_p = A_t * S_p \quad \text{Ec. (4.106)}^{92}$$

⁹¹ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 402.

⁹² SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 405.

Donde:

F_p : carga de prueba; N.

A_t : área transversal del perno; m².

S_p : resistencia a la prueba; Pa.

$$F_p = 5,8 \times 10^{-5} * 600 \times 10^6 = 34800 \text{ [N]}$$

- Cálculo de la precarga.

Para determinar la precarga, se sugiere este dentro del intervalo propuesto en la siguiente ecuación:

$$0,6 * F_p \leq F_i \leq 0,9 * F_p \quad \text{Ec. (4.107)}^{93}$$

Entonces, se procede a calcular los límites inferior y superior del intervalo sugerido para la precarga:

$$F_i = 0,6 * 34800 = 20880 \text{ [N]} \quad \text{Límite inferior}$$

$$F_i = 0,9 * 34800 = 31320 \text{ [N]} \quad \text{Límite superior}$$

➤ Factor de seguridad.

El factor de seguridad estático, se determina a partir de:

$$n = \frac{A_t * S_y - F_i}{C_{ri} * P_{ep}} \quad \text{Ec. (4.108)}^{94}$$

Donde:

n : factor de seguridad.

F_i : precarga; N.

S_y : resistencia a la fluencia; Pa.

P_{ep} : carga externa total de cada perno; N.

C_{ri} : constante de los módulos de rigidez.

$$n = \frac{(5,8 \times 10^{-5} * 660 \times 10^6) - 31320}{0,3811 \times 570,4} = 32$$

⁹³ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 405.

⁹⁴ SHIGLEY, J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 4ª Edición; México; 1989; Pág. 410.

4.2.1.21.2. Diseño a corte puro.

Los pernos de sujeción a más de trabajar con cargas de tensión también van a hacerlo con cargas de corte cuyo valor es 6511 N (fuerza radial ejercida sobre el punto A del eje del mecanismo tambor-engrane). Pero como ésta fuerza debe ser soportada por cuatro pernos, por lo que la fuerza cortante es 1627,75 N.

Para este caso se emplea la ecuación 4.84:

$$\tau_{xy} = \frac{F_c}{A_c} = \frac{4 * F_c}{\pi * d_n^2} = \frac{4 * 1627,75}{\pi * 0,01^2} = 20,7 \text{ [MPa]}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}} = \frac{0,577 * S_y}{\tau_{xy}} = \frac{0,577 * 660}{20,7} = 18,4$$

Donde:

τ_{xy} : esfuerzo cortante; MPa.

F_c : fuerza cortante; N.

A_c : área del perno; m².

d_n : diámetro nominal del perno; m.

n : factor de seguridad.

S_{sy} : resistencia al cortante; MPa.

S_y : resistencia de fluencia; MPa.

El factor de seguridad encontrado tanto en tensión simple como en corte puro, afirma que la configuración de la junta empernada es correcta, es decir, se emplea para la sujeción de los diversos soportes de los rodamientos pernos M10x30 DIN 933 - 8.8.

4.2.1.22. Diseño del espaciador.

El espaciador es un elemento mecánico que permite la transmisión de la potencia del motor eléctrico hacia el eje del tornillo sin fin. (ver figura 4.28)

Para que el empalme pueda transmitir la misma potencia se tiene la siguiente igualdad.

$$\frac{\tau_{\text{máxe}} * I_{pe}}{d_m} = \frac{\tau_{\text{máxb}} * I_{pb}}{d_b} \quad \text{Ec. (4.109)}$$

Donde:

$\tau_{\text{máxe}}$: esfuerzo cortante máximo del diámetro del eje; MPa.

$\tau_{\text{máxb}}$: esfuerzo cortante máximo del diámetro del espaciador; MPa.

I_{pe} : momento polar de inercia del diámetro del eje; m^4 .

I_{pb} : momento polar de inercia del diámetro del espaciador; m^4 .

d_m : diámetro del eje del motor; m.

d_b : diámetro del espaciador; m.



Figura 4. 28. Espaciador.

(Fuente: Propia)

Tanto el eje como el espaciador son del mismo material en consecuencia estos se comportan de la misma manera como si conformaran un solo cuerpo; entonces la ecuación 4.109 se simplifica en:

$$\frac{I_{pe}}{d_m} = \frac{I_{pb}}{d_b} \quad \text{Ec. (4.110)}$$

Para un eje macizo circular de diámetro d_e , el momento polar de inercia es:

$$I_{pe} = \frac{\pi * d_m^4}{32} \quad \text{Ec. (4.111)}^{95}$$

Para barras circulares huecas de diámetro externo d_b y diámetro interno d_e , el momento polar de inercia es:

⁹⁵ TIMOSHENKO S.; GERE J.; Mecánica de Materiales; Editorial Iberoamérica; Segunda Edición; Pág. 142.

$$I_{pb} = \frac{\pi}{32} * (d_b^4 - d_m^4) \quad \text{Ec. (4.112)}^{96}$$

Remplazando las ecuaciones 4.111 y 4.112 en la ecuación 4.110 se obtiene:

$$\frac{\pi * d_m^3}{32} = \frac{\pi * (d_b^4 - d_m^4)}{32 * d_b}$$

$$d_m^3 = d_b^3 - \frac{d_m^4}{d_b}$$

$$d_b^4 - d_b * d_m^3 - d_m^4 = 0 \quad \text{Ec. (4.113)}$$

Remplazando el valor del diámetro del eje en la ecuación 4.113 se tiene:

$$d_b^4 - 1,38 \times 10^{-5} * d_b - 3,32 \times 10^{-7} = 0$$

$$d_b = 0,0293[\text{m}] \approx 29,3[\text{mm}]$$

El diámetro mínimo que debe poseer el espaciador para transmitir la potencia es de 29,3 mm por lo que se escoge un diámetro de 39 mm por aspectos constructivos. (Acero SAE 4340).

El esfuerzo cortante máximo en una barra circular sometida a torsión puede determinarse a partir de la ecuación 4.114.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T * r_b}{I_{pb}} \quad \text{Ec. (4.114)}^{97}$$

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{32 * T * r_b}{\pi * (d_b^4 - d_m^4)} = \frac{32 * 3,12 * 12 \times 10^{-3}}{\pi * ((39 \times 10^{-3})^4 - (24 \times 10^{-3})^4)} = 0,1924 [\text{MPa}]$$

Donde:

τ_{perm} : esfuerzo permisible; MPa.

T : torque; Nm.

r_b : radio del espaciador; m.

Por lo tanto el factor de seguridad es:

⁹⁶ TIMOSHENKO S.; GERE J.; Mecánica de Materiales; Editorial Iberoamérica; Segunda Edición; Pág. 144.

⁹⁷ TIMOSHENKO S.; GERE J.; Mecánica de Materiales; Editorial Iberoamérica; Segunda Edición; Pág. 143.

$$n = \frac{S_y}{\tau_{perm}} = \frac{686,5}{0,1924} = 3568$$

Donde:

n : factor de seguridad.

S_y : resistencia de fluencia; MPa.

4.2.2 ESTRUCTURA METÁLICA.

4.2.2.1 Diseño del bastidor.

El bastidor es la estructura rígida que soporta al motor y a los mecanismos de elevación, garantizando el enlace entre todos los elementos.

4.2.2.1.1. Diseño de la tapa del bastidor. (ver figura 4.29)

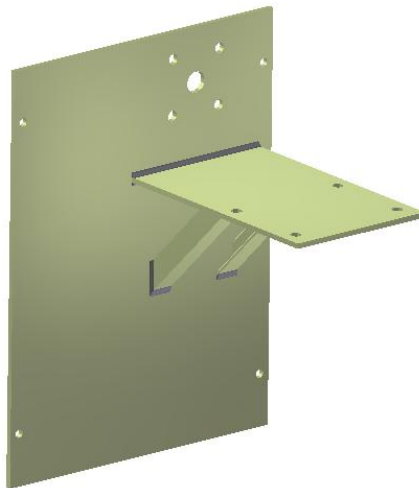


Figura 4. 29. Tapa del bastidor
(Fuente: Propia)

La tapa del bastidor soporta al motor eléctrico y al soporte del rodamiento de rodillos cónicos del eje del tornillo sin fin; está fabricada con planchas de acero A36 que poseen las siguientes características: (ver anexo 15)

Espesor : 6 [mm]

Resistencia de fluencia : 250 [MPa]

Resistencia última de tracción: 400 [MPa]

La figura 4.30 muestra la disposición de las cargas que actúan sobre la tapa del bastidor, y son las siguientes:

P_{tb} : Es el peso de la tapa del bastidor con un valor de 104,23 [N]. (Dato proporcionado por el programa Autodesk Inventor Professional 2011).

P_M : Es la fuerza que ejerce el motor sobre la tapa del bastidor a causa de su peso, su valor es de 219,52 [N].

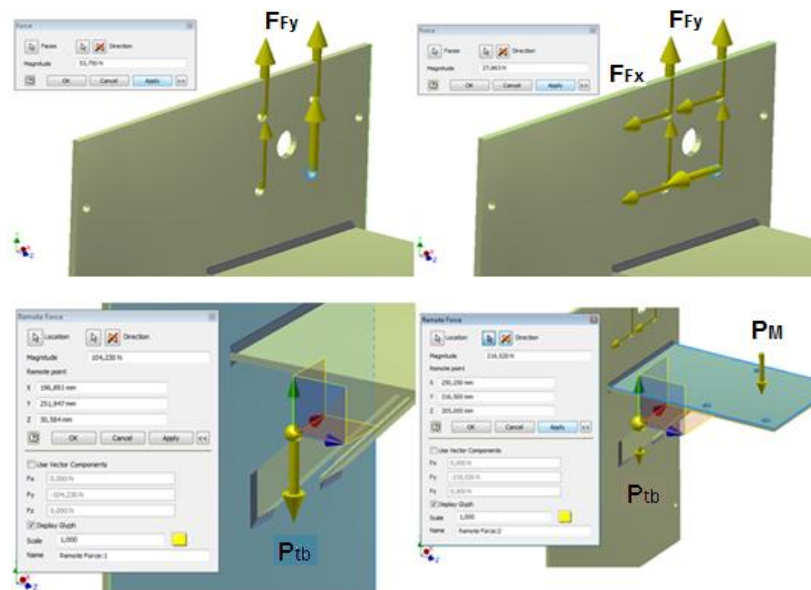


Figura 4. 30. Disposición de cargas.

(Fuente: Propia)

F_{Fy} : Es la fuerza sobre el eje y que genera el soporte del rodamiento de rodillos cónicos sobre la placa de acero, cuyo valor es de 215,7 [N] que se distribuyen en los cuatro agujeros que tiene la tapa.

F_{Fx} : Es la fuerza sobre el eje x generada por el soporte del rodamiento de rodillos cónicos sobre la placa de acero, cuyo valor es de 111,45 [N] que se distribuyen en los cuatro agujeros que posee la tapa.

La figura 4.31 muestra la distribución del esfuerzo de Von Mises sobre la tapa del bastidor.

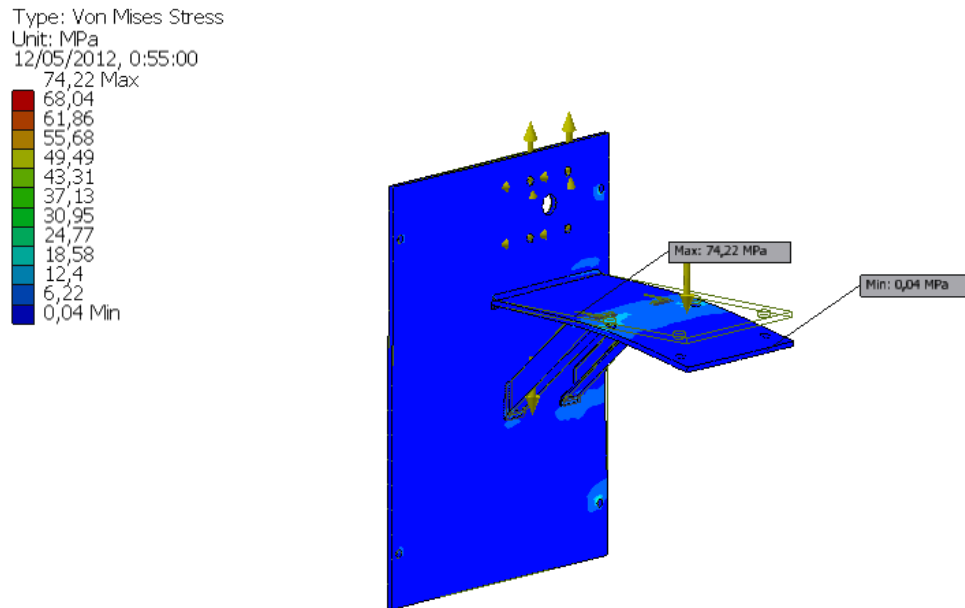


Figura 4. 31. Esfuerzo de Von Mises sobre la tapa del bastidor.
 (Fuente: Propia)

Las figuras 4.32 y 4.33 muestran la distribución de los desplazamientos y los factores de seguridad de la tapa del bastidor respectivamente.

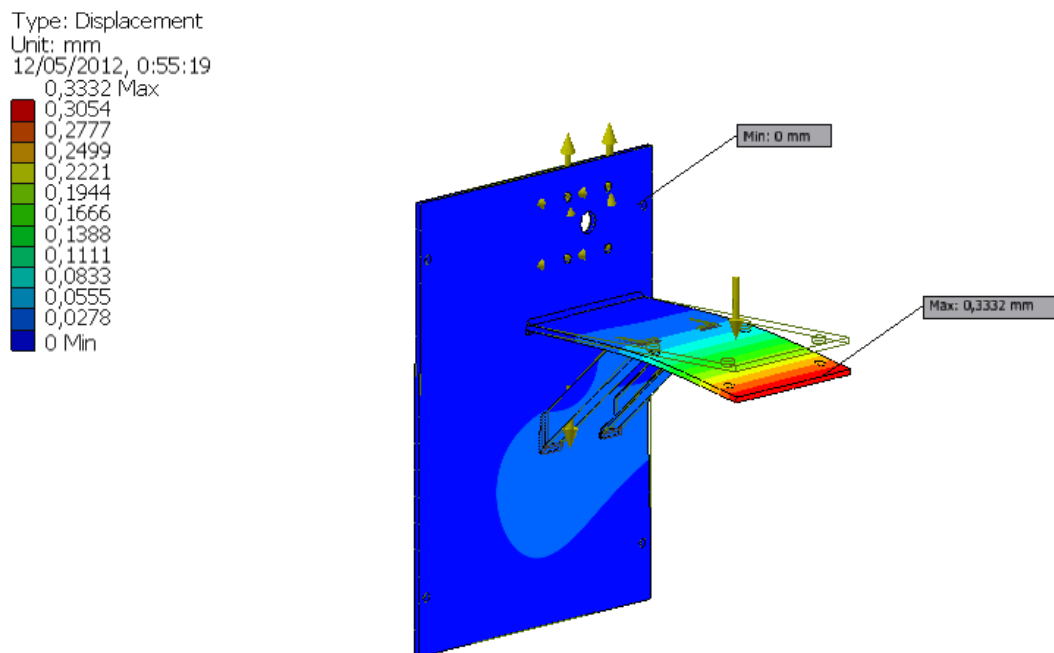


Figura 4. 32. Desplazamiento de la tapa del bastidor.
 (Fuente: Propia)

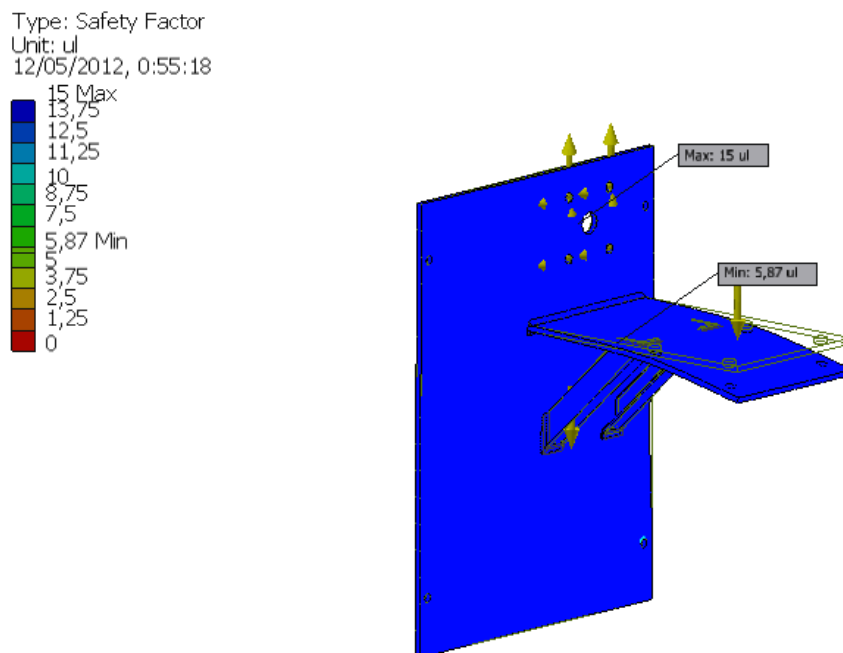


Figura 4. 33. Factor de seguridad de la tapa del bastidor.

(Fuente: Propia)

Los resultados proporcionados por el programa Autodesk Inventor Professional 2011 se observan en las tablas 4.18 y 4.19.

Tabla 4. 18. Reacciones en los apoyos fijos.

Nombre de restricción	Reacciones de fuerzas		Reacciones de momentos	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción 1	137,726 N	78,5317 N	3,702 N m	2,34794 N m
		-10,2766 N		-2,86122 N m
		-112,674 N		0,0880816 N m
Restricción 2	53,2253 N	24,1483 N	1,837 N m	0,223176 N m
		30,9149 N		1,82333 N m
		-35,973 N		-0,00232137 N m
Restricción 3	128,893 N	-5,89299 N	5,271 N m	3,98644 N m
		60,3247 N		3,44825 N m
		113,752 N		-0,0286161 N m
Restricción 4	47,0678 N	14,4399 N	2,186 N m	0,963856 N m
		28,4179 N		-1,96086 N m
		34,6307 N		0,0799931 N m

(Fuente: Autodesk Inventor Professional 2011)

Tabla 4. 19. Resultados obtenidos.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1354840 mm ³	
Masa	10,6355 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0,0377683 MPa	74,2217 MPa
1st Esfuerzo principal	-6,68376 MPa	52,2138 MPa
3rd Esfuerzo principal	-50,2647 MPa	5,23995 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,333194 mm
Factor de seguridad	5,87429 u	15 u
Esfuerzo XX	-22,2674 MPa	22,2572 MPa
Esfuerzo XY	-21,3285 MPa	15,3946 MPa
Esfuerzo XZ	-25,5769 MPa	10,0117 MPa
Esfuerzo YY	-27,1137 MPa	26,7304 MPa
Esfuerzo YZ	-23,7305 MPa	40,6899 MPa
Esfuerzo ZZ	-32,0207 MPa	25,7294 MPa
Desplazamiento en X	-0,00109496 mm	0,00641305 mm
Desplazamiento en Y	-0,332693 mm	0,00160294 mm
Desplazamiento en Z	-0,0449842 mm	0,0228515 mm

(Fuente: Autodesk Inventor Professional 2011)

4.2.2.1.2. *Diseño de la tapa lateral y el bastidor. (ver figura 4.34)*

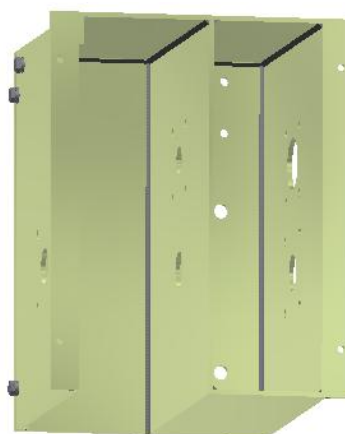


Figura 4. 34. Diseño de la tapa lateral y el bastidor.

(Fuente: Propia)

Está fabricado de planchas de acero A36 de espesores de 6 y 8 mm, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes: (ver anexo 15)

Resistencia de fluencia : 250 [MPa].

Resistencia última de tracción: 400 [MPa].

Las juntas de soldadura realizadas son a tope (ver anexo 18), siendo el electrodo Lincoln E6011, el más apto para la construcción de la estructura.

A causa de la compleja forma de la estructura, se emplea el programa Autodesk Inventor Professional 2011 para su diseño.

La figura 4.35 muestra la disposición de las fuerzas de los diferentes mecanismos del elevador que actúan sobre la tapa lateral y el bastidor.

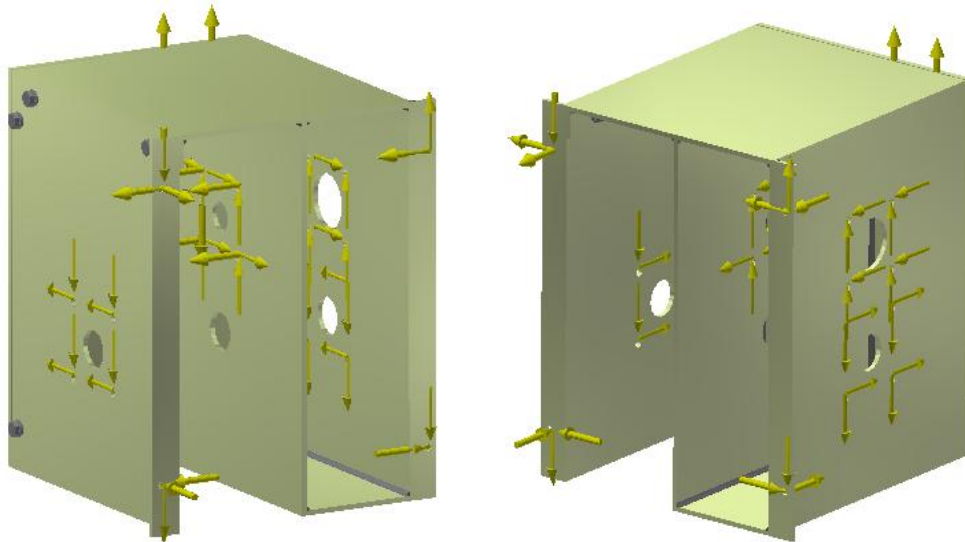


Figura 4. 35. Disposición de cargas.

(Fuente: Propia)

Las figuras 4.36 y 4.37 muestran la distribución de los esfuerzos de Von Mises y de los desplazamientos producidos por las fuerzas actuantes sobre el elemento a diseñar.

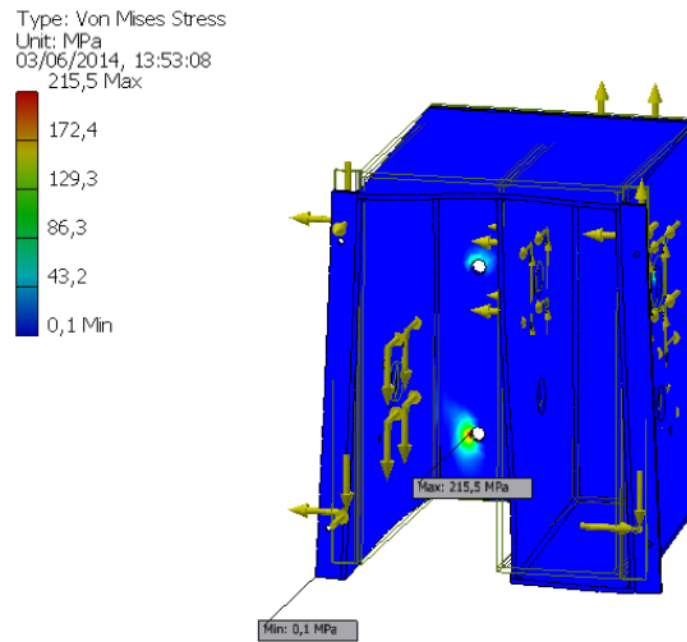


Figura 4. 36. Esfuerzo de Von Mises.
 (Fuente: Propia)

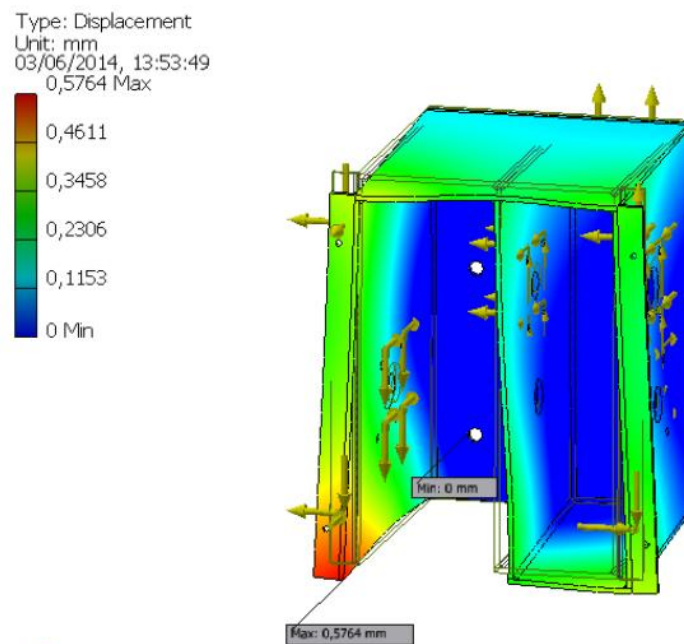


Figura 4. 37. Desplazamiento.
 (Fuente: Propia)

El menor factor de seguridad se produce en la segunda restricción según se puede observar en la figura 4.38.

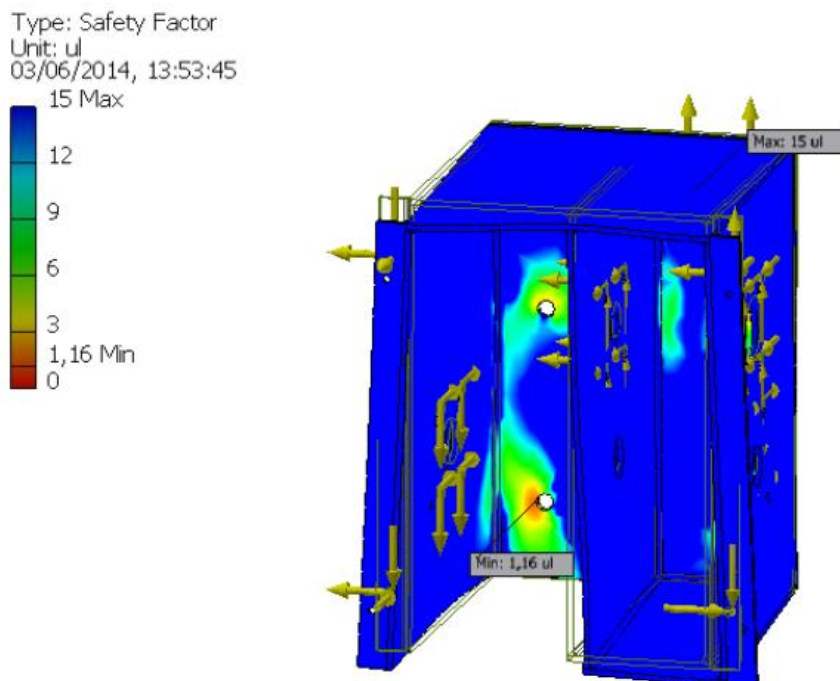


Figura 4. 38. Factor de seguridad.
(Fuente: Propia)

Las tablas 4.20 y 4.21 presentan los resultados proporcionados por el programa.

Tabla 4. 20. Reacciones en los apoyos.

Nombre de restricción	Reacciones de fuerzas		Reacciones de momentos	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción 1	5228,13 N	373,156 N	43,526 N m	-43,4377 N m
		664,662 N		-2,72472 N m
		-5172,26 N		-0,50042 N m
Restricción 2	4818,62 N	349,25 N	54,137 N m	-53,2405 N m
		2614,17 N		8,6335 N m
		-4032,76 N		-4,6713 N m
Restricción 3	4914,06 N	429,9 N	112,08 N m	-75,3115 N m
		836,38 N		-82,9604 N m
		4823,24 N		2,9427 N m
Restricción 4	5063,8 N	-929,328 N	153,04 N m	-37,1444 N m
		2363,73 N		148,449 N m
		4380,77 N		-1,86719 N m

(Fuente: Autodesk Inventor Professional 2011)

Tabla 4. 21. Resultados obtenidos.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	5400390 mm ³	
Masa	42,3931 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0,0852026 MPa	215,522 MPa
1st Esfuerzo principal	-59,9062 MPa	331,202 MPa
3rd Esfuerzo principal	-266,597 MPa	101,433 MPa
Desplazamiento	0,00 mm	0,576405 mm
Factor de seguridad	1,15998 u	15 u
Esfuerzo XX	-259,776 MPa	306,89 MPa
Esfuerzo XY	-58,5112 MPa	69,1197 MPa
Esfuerzo XZ	-39,4825 MPa	62,383 MPa
Esfuerzo YY	-170,144 MPa	159,76 MPa
Esfuerzo YZ	-25,3475 MPa	36,9029 MPa
Esfuerzo ZZ	-74,0847 MPa	122,114 MPa
Desplazamiento en X	-0,374533 mm	0,269374 mm
Desplazamiento en Y	-0,374602 mm	0,008004 mm
Desplazamiento en Z	-0,239819 mm	0,232989 mm

(Fuente: Autodesk Inventor Professional 2011)

4.2.2.2. Selección de pernos para anclaje de la tapa del bastidor.

El anclaje de la tapa al cuerpo del bastidor es por medio de pernos que poseen las siguientes características:

Diámetro nominal : $d_n = 8$ [mm].

Denominación : M8 x 25 DIN 933 - 8.8.

Área de esfuerzo de tensión: $A_t = 36,6$ [mm²] = $3,66 \times 10^{-5}$ [m²].

Resistencia a la prueba : $S_p = 600$ MPa.

Resistencia de fluencia : $S_y = 660$ MPa.

Módulo de elasticidad : $E = 207$ GPa.

4.2.2.2.1. Diseño a tensión simple.

La fuerza que somete a los pernos a tensión simple corresponde a la fuerza en el eje z que corresponde a la fuerza de reacción que se ejerce sobre la restricción 1 y tiene un valor de 112,674 N.

➤ **Cálculo del módulo de rigidez del perno.**

El módulo de rigidez del perno, se determina a partir de la ecuación 4.101.

$$k_{bp} = \frac{\pi * 0,008^2 * 207 \times 10^9}{4 * 0,012} = 0,867 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

Donde:

k_{bp} : constante de rigidez del perno; N/m.

➤ **Cálculo de la constante de las juntas empernadas.**

El material del bastidor es acero A36 que tiene un módulo de elasticidad es 206 [GPa].

Por lo tanto la constante de rigidez de los elementos o juntas empernadas, se calcula con la ecuación 4.102.

$$k_m = \frac{\pi * 206 \times 10^9 * 0,008}{2 \ln \left[5 * \left(\frac{0,012 + 0,5 * 0,008}{0,012 + 2,5 * 0,008} \right) \right]} = 2,83 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

Donde:

k_m : constante de rigidez de los elementos; N/m.

Obtenido K_{bp} y K_m , se calcula el valor de la constante C_{ri} , por medio de la ecuación 4.105.

$$C_{ri} = \frac{0,867 \times 10^9}{0,867 \times 10^9 + 2,83 \times 10^9} = 0,2345$$

Donde:

C_{ri} : constante de los módulos de rigidez.

➤ **Precarga de pernos.**

- Cálculo de la carga de prueba.

La carga de prueba, se la determina con la expresión 4.106.

$$F_p = 3,66 \times 10^{-5} * 600 \times 10^6 = 21960 \text{ [N]}$$

Donde:

F_p : carga de prueba; N.

- Cálculo de la precarga.

Entonces, se procede a calcular los límites inferior y superior del intervalo sugerido para la precarga según la ecuación 4.107.

$$F_i = 0,6 * 21960 = 13176 \text{ [N]} \quad \text{Límite inferior}$$

$$F_i = 0,9 * 21960 = 19764 \text{ [N]} \quad \text{Límite superior}$$

➤ **Factor de seguridad.**

El factor de seguridad estático, se determina a partir de la ecuación 4.108.

$$n = \frac{(3,66 \times 10^{-5} * 660 \times 10^6) - 19764}{0,2345 \times 112,674} = 166,22$$

Donde:

n : factor de seguridad.

F_i : precarga; N.

4.2.2.2.2. *Diseño a corte puro.*

Los pernos de sujeción a más de trabajar con cargas de tensión también van a hacerlo con cargas de corte " F_C " cuyo valor es:

$$F_C = \sqrt{78,532^2 + 10,277^2} = 79,2 \text{ [N]}$$

Por lo tanto, para este caso se emplea la ecuación 4.84.

$$\tau_{xy} = \frac{4 * 79,2}{\pi * 0,008^2} = 1,58 \text{ [MPa]}$$

$$n = \frac{0,577 * 660}{1,58} = 241$$

Donde:

τ_{xy} : esfuerzo cortante; MPa.

F_c : fuerza cortante; N.

n : factor de seguridad.

El factor de seguridad encontrado tanto en tensión simple como en corte puro, afirma que la configuración de la junta empernada es correcta, es decir, se emplean pernos M8 x 25 DIN 933 – 8.8.

4.2.2.3. Selección de pernos para el anclaje del bastidor a la estructura.

El anclaje del bastidor a la estructura de la columna se da mediante pernos que poseen las siguientes características:

Diámetro nominal : $d_n = 16$ [mm].

Denominación : M16 x 35 DIN 933 - 8.8.

Área de esfuerzo de tensión: $A_t = 157$ [mm²] = 157×10^{-6} [m²].

Resistencia a la prueba : $S_p = 600$ MPa.

Resistencia de fluencia : $S_y = 660$ MPa.

Módulo de elasticidad : $E = 207$ GPa.

4.2.2.3.1. Diseño a tensión simple.

La fuerza que somete a los pernos a tensión simple corresponde a la fuerza en el eje z que es la reacción que se ejerce sobre la restricción 1 y tiene un valor de 5172,26 N.

➤ Cálculo del módulo de rigidez del perno.

El módulo de rigidez del perno, se determina a partir de la ecuación 4.101.

$$k_{bp} = \frac{\pi * 0,016^2 * 207 \times 10^9}{4 * 0,016} = 2,601 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

Donde:

k_{bp} : constante de rigidez del perno; N/m.

➤ Cálculo de la constante de las juntas empernadas.

El material del bastidor es acero A36 que tiene un módulo de elasticidad es 206 [GPa].

Por lo tanto la constante de rigidez de los elementos o juntas emperradas, se calcula con la ecuación 4.102.

$$k_m = \frac{\pi * 206 \times 10^9 * 0,016}{2 \ln \left[5 * \left(\frac{0,016 + 0,5 * 0,016}{0,016 + 2,5 * 0,016} \right) \right]} = 6,79 \times 10^9 \text{ [N/m]}$$

Donde:

k_m : constante de rigidez de los elementos; N/m.

Obtenido K_{bp} y K_m , se calcula el valor de la constante C_{ri} , por medio de la ecuación 4.105.

$$C_{ri} = \frac{2,601 \times 10^9}{2,601 \times 10^9 + 6,79 \times 10^9} = 0,277$$

Donde:

C_{ri} : constante de los módulos de rigidez.

➤ **Precarga de pernos.**

- Cálculo de la carga de prueba.

La carga de prueba, se la determina con la expresión 4.106.

$$F_p = 157 \times 10^{-6} * 600 \times 10^6 = 94200 \text{ [N]}$$

Donde:

F_p : carga de prueba; N.

- Cálculo de la precarga.

Entonces, se procede a calcular los límites inferior y superior del intervalo sugerido para la precarga según la ecuación 4.107.

$$F_i = 0,6 * 94200 = 56520 \text{ [N]} \quad \text{Límite inferior}$$

$$F_i = 0,9 * 94200 = 84780 \text{ [N]} \quad \text{Límite superior}$$

➤ **Factor de seguridad.**

El factor de seguridad estático, se determina a partir de la ecuación 4.108.

$$n = \frac{(157 \times 10^{-6} * 660 \times 10^6) - 84780}{0,277 \times 5172,26} = 13,15$$

Donde:

n : factor de seguridad.

F_i : precarga; N.

4.2.2.3.2. *Diseño a corte puro.*

Los pernos de sujeción a más de trabajar con cargas de tensión también van a hacerlo con cargas de corte " F_c " las cuales son ejercidas por la restricción 4 y cuyo valor es igual a:

$$F_c = \sqrt{929,328^2 + 2363,73^2} = 2539,86 \text{ [N]}$$

Por lo tanto, para este caso se emplea la ecuación 4.84.

$$\tau_{xy} = \frac{4 * 2539,86}{\pi * 0,016^2} = 12,632 \text{ [MPa]}$$

$$n = \frac{0,577 * 660}{12,632} = 30,1$$

Donde:

τ_{xy} : esfuerzo cortante; MPa.

F_c : fuerza cortante; N.

n : factor de seguridad.

El factor de seguridad encontrado tanto en tensión simple como en corte puro, afirma que la configuración de la junta empernada es correcta, es decir, se emplean pernos M16 x 35 DIN 933 – 8.8.

4.2.2.4. Diseño de la estructura tipo pluma.

Para la selección de los perfiles de la estructura se utiliza el programa SAP 2000 versión Advanced 16, con el cual se obtienen los factores de seguridad de los elementos estructurales.

En la figura 4.39 se observa el elemento a diseñar, el cual sustenta al bastidor del elevador (contiene todos los mecanismos para la elevación de la carga).

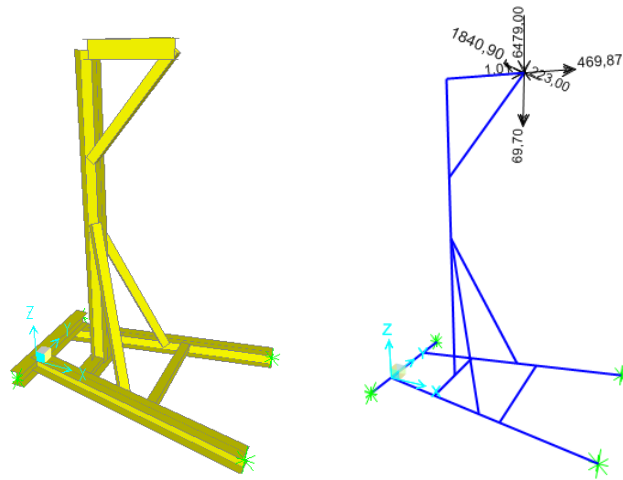


Figura 4. 39. Visualización de la estructura.

(Fuente: SAP 2000 v16)

Los perfiles seleccionados para el diseño son provenientes de la casa comercial DIPAC (Perfiles HEB 100 y tubos cuadrados 60x60x3). (ver anexo 16)

En la figura 4.40 se observan las secciones de los perfiles, los factores de seguridad y los esfuerzos que soporta la estructura del elevador.

El color celeste de la estructura nos indica que ésta no debe fallar por las cargas que está sometida, según se observa en la paleta de colores de la figura 4.40.

Se han seleccionado los perfiles que soportan los mayores esfuerzos como son la columna diseñada de un perfil HEB 100 y el tensor superior diseñado de un perfil cuadrado 60x60x3 mm para realizar el estudio de falla ya que si estos perfiles soportan satisfactoriamente dichas cargas, todos los demás perfiles deben tener un factor de seguridad mayor a la de los perfiles antes mencionados.

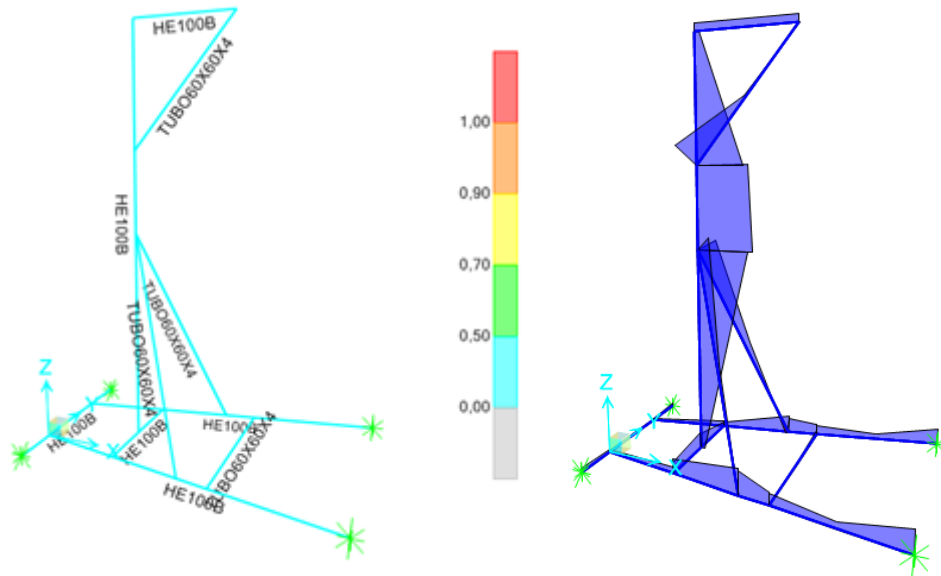


Figura 4. 40. Simulación de cargas.

(Fuente: SAP 2000 v16)

La figura 4.41, indica un resumen del programa SAP 2000 V16, en este gráfico se ve claramente la configuración transversal del perfil así como las cargas, momentos a los que está sometida la estructura.

Según el manual de la AISC para aceros de construcción, en su capítulo sexto referente a la carga, resistencia y factor de especificación de diseño para acero estructural.

El valor permisible para el factor de diseño para una situación de cargas combinadas (flexión y compresión axial) para un perfil, viene expresada por la siguiente desigualdad.

$$\left| \frac{P_u}{\phi P_n} + \frac{8}{9} \left(\frac{M_{uw}}{\phi_b M_{nw}} + \frac{M_{uz}}{\phi_b M_{nz}} \right) \right| \leq 1.0 \quad \text{Ec. (4.115)}$$

Donde:

P_u : resistencia necesaria a la compresión.

P_n : resistencia a la compresión nominal.

ϕ : factor de resistencia a la compresión; 0.9.

ϕ_b : factor de resistencia a la flexión; 0.9.

M_u : resistencia a la flexión necesaria.

AISC 360-10 STEEL SECTION CHECK (Summary for Combo and Station)

Units : N, mm, C

Frame : 4 X Mid: 400,000 Combo: DSTL2 Design Type: Column
 Length: 2000,000 Y Mid: 200,000 Shape: HE100B Frame Type: SMF
 Loc : 1000,000 Z Mid: 1000,000 Class: Compact Princpl Rot: 0,000 degrees

Provision: LRFD Analysis: Direct Analysis Reduction: Tau-b Fixed
 D/C Limit=0,950 2nd Order: General 2nd Order EA Factor=0,800 EI Factor=0,800
 AlphaPr/Py=0,017 AlphaPr/Pe=0,003 Tau_b=1,000

PhiB=0,900 PhiC=0,900 PhiTV=0,900 PhiTF=0,750
 PhiS=0,900 PhiS-R1=1,000 PhiST=0,900

A=2600,000 I33=4500000,000 r33=41,603 S33=90000,000 Av3=1666,667
 J=93300,000 I22=1670000,000 r22=25,344 S22=33400,000 Av2=600,000
 E=199947,979 fy=248,211 Ry=1,500 z33=104000,000 Cw=3381750000,
 RLLF=1,000 Fu=399,896 z22=51400,000

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo DSTL2)

Location	Pu	Mu33	Mu22	Uu2	Uu3	Tu
1000,000	-10793,247	5242364,662	-362905,600	16,000	-364,800	-182287,719

PMH DEMAND/CAPACITY RATIO (H1-1b)
 D/C Ratio: 0,267 = 0,010 + 0,226 + 0,032
 = (1/2)(Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)

AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1-1b)

Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cm
Major Bending	0,500	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Minor Bending	0,500	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

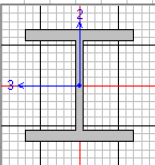
LTB	L1tb	K1tb	Cb
	0,500	1,000	1,100

Axial	Pu Force	phi*Pnc Capacity	phi*Pnt Capacity
	-10793,247	535108,682	588814,405

	Mu Moment	phi*Mn Capacity	phi*Mn No LTB
Major Moment	5242364,662	23232576,18	23232576,18
Minor Moment	-362905,600	11482254,00	

SHEAR CHECK

	Uu Force	phi*Un Capacity	Stress Ratio	Status Check
Major Shear	16,000	89356,062	0,000	OK
Minor Shear	364,800	268068,187	0,001	OK



AISC 360-10 STEEL SECTION CHECK (Summary for Combo and Station)

Units : N, mm, C

Frame : 9 X Mid: 650,000 Combo: DSTL2 Design Type: Brace
 Length: 781,025 Y Mid: 200,000 Shape: TUB060X60X4 Frame Type: SMF
 Loc : 781,025 Z Mid: 1700,000 Class: Compact Princpl Rot: 0,000 degrees

Provision: LRFD Analysis: Direct Analysis Reduction: Tau-b Fixed
 D/C Limit=0,950 2nd Order: General 2nd Order EA Factor=0,800 EI Factor=0,800
 AlphaPr/Py=0,066 AlphaPr/Pe=0,010 Tau_b=1,000

PhiB=0,900 PhiC=0,900 PhiTV=0,900 PhiTF=0,750
 PhiS=0,900 PhiS-R1=1,000 PhiST=0,900

A=896,000 I33=470700,000 r33=22,920 S33=15690,000 Av3=480,000
 J=702500,000 I22=470700,000 r22=22,920 S22=15690,000 Av2=480,000
 E=199947,979 fy=248,211 Ry=1,500 z33=18850,000
 RLLF=1,000 Fu=399,896 z22=18850,000

HSS Welding: ERW Reduce HSS Thickness? No

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo DSTL2)

Location	Pu	Mu33	Mu22	Uu2	Uu3	Tu
781,025	-14572,604	-547255,199	-221859,497	1001,236	260,200	-33714,174

PMH DEMAND/CAPACITY RATIO (H1-1b)
 D/C Ratio: 0,221 = 0,039 + 0,130 + 0,053
 = (1/2)(Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)

AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1-1b)

Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cm
Major Bending	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,440
Minor Bending	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,634

LTB	L1tb	K1tb	Cb
	1,000	1,000	2,166

Axial	Pu Force	phi*Pnc Capacity	phi*Pnt Capacity
	-14572,604	188288,643	200157,579

	Mu Moment	phi*Mn Capacity	phi*Mn No LTB
Major Moment	-547255,199	4210904,433	4210904,433
Minor Moment	-221859,497	4210904,433	

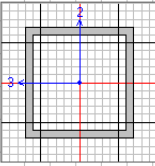


Figura 4. 41. Resumen de resultados.

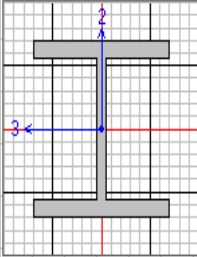
(Fuente: SAP 2000 v16, cuadros de resumen)

M_n : resistencia nominal a la flexión para tensión y compresión.

w : subíndice sobre el símbolo de los principales ejes de flexión.

z : subíndice sobre el símbolo de menor importancia del eje de flexión.

La parte izquierda de la inequación es la que nos provee el programa SAP 2000 v16, en las tablas de resultados de la figura 4.42.

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo DSTL2)							
Location	Pu	Mu33	Mu22	Uu2	Uu3	Tu	
1000,000	-10793,247	5242364,662	-362905,600	16,000	-364,800	-182287,719	
PHM DEMAND/CAPACITY RATIO (H1-1b)							
D/C Ratio: 0,267 = 0,010 + 0,226 + 0,032							
= (1/2)(Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)							
AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1-1b)							
Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cm	
Major Bending	0,500	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	
Minor Bending	0,500	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	

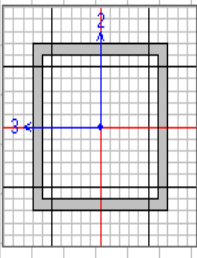
STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo DSTL2)							
Location	Pu	Mu33	Mu22	Uu2	Uu3	Tu	
781,025	-14572,604	-547255,199	-221859,497	1001,236	260,200	-33714,174	
PHM DEMAND/CAPACITY RATIO (H1-1b)							
D/C Ratio: 0,221 = 0,039 + 0,130 + 0,053							
= (1/2)(Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)							
AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1-1b)							
Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cm	
Major Bending	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,440	
Minor Bending	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,634	

Figura 4. 42. Factor de diseño de la estructura (Continuación).

(Fuente: SAP 2000 v16, cuadros de resumen)

Se observa que el valor cumple con la condición de ser menor que la unidad, por lo que se asegura la resistencia del mismo a la disposición de cargas en la estructura del elevador.

4.2.2.5. Selección de las ruedas.

Para poder determinar la capacidad de carga necesaria se debe disponer de los siguientes datos: el peso propio de la estructura incluido el bastidor (mecanismos del elevador), la carga máxima así como el número de las ruedas que soportan la carga.

$$T = \frac{E+Z}{n} \times S$$

Ec. (4.116)

Donde:

T : capacidad de carga requerida de la rueda; N.

E : peso propio de la estructura incluido el bastidor; N.

Z : carga máxima; N.

n : número de ruedas aplicadas.

S : factor de seguridad de la rueda.

El factor de seguridad S expresa la variación de las condiciones estándar de aplicación (piso liso, velocidad lenta, la carga aplicada debe actuar homogéneamente sobre las ruedas, desplazamiento recto, temperatura ambiente de +15° C hasta +28° C). Como estas condiciones estándar de aplicación sólo se dan en muy raros casos, se debe utilizar el factor de seguridad S para establecer la capacidad de carga requerida. Según el grado de dificultad de las condiciones de aplicación, este factor deberá tener un valor entre 1,3 y 2,0.

Remplazando los datos obtenidos en la ecuación 4.116 se determina la capacidad de carga requerida por cada rueda.

$$T = \frac{2520,2 + 5400}{4} \times 2 = 3960,1 \text{ [N]} = 0,445 \text{ [Tn]}$$

Por lo tanto se escoge una rueda con capacidad para 3/4 Ton. (ver anexo 17)

4.2.3. SISTEMA ELÉCTRICO DE MANDO.

El sistema eléctrico de mando está constituido por el circuito de inversión de giro del motor, el cual permitirá el accionamiento adecuado del sistema.

4.2.3.1. Circuito de inversión de giro del motor.

Como se puede apreciar en la figura 4.43, este circuito sirve para invertir el giro del motor trifásico del elevador, para tal efecto se emplea dos contactores, los cuales se encargarán de conmutar dos de las tres fases que van al motor para que pueda girar hacia la derecha o izquierda respectivamente.

El circuito de mando, hace uso de tres pulsadores para detener el motor (S0 NC), giro a la derecha (S1 NA) y giro a la izquierda (S2 NA). Prácticamente está

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO DE LA MÁQUINA ELEVADORA ELÉCTRICA

5.1. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.

La fabricación de los sistemas que constituyen la máquina elevadora eléctrica debe llevarse a cabo en un taller mecánico provisto de maquinaria y herramienta apropiada para la elaboración de las piezas, estructuras o el armado de las mismas mediante algunos procesos tecnológicos y de ajuste.

5.1.1. MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

Para la fabricación de los sistemas constitutivos del presente diseño se deben emplear diversas máquinas herramientas, como son: torno, limadora, fresadora, soldadora, taladro de banco y herramienta menor como: limas, puntos, machuelos, además de instrumentos de medición, como: calibrador, micrómetro, escuadras y flexómetro.

En las tablas 5.1, 5.2 y 5.3 se muestra las designaciones para cada una de las máquinas herramientas, instrumentos de medición y herramienta menor.

Tabla 5. 1. Designación de máquinas herramientas y equipos.

DESIGNACIÓN	MÁQUINA HERRAMIENTA
MH1	Torno
MH2	Fresadora
MH3	Rectificadora
MH4	Taladro de banco
MH5	Esmeril
MH6	Amoladora
E1	Equipo de suelda eléctrica
E2	Equipo de pintura

(Fuente: Propia)

Tabla 5. 2. Designación de los instrumentos de medición y verificación.

CÓDIGO	INSTRUMENTO
IN	Calibrador (Pie de Rey)
	Micrómetro
	Reloj Comparador
	Escuadra
	Nivel
	Flexómetro

(Fuente: Propia)

Tabla 5. 3. Lista de Herramientas.

CÓDIGO	HERRAMIENTA
H	Brocas
	Fresas
	Sacabocados
	Limas
	Arco de Sierra
	Machuelos
	Avellanador
	Puntos

(Fuente: Propia)

5.1.2. OPERACIONES TECNOLÓGICAS.

En la tabla 5.4 se enlistan las operaciones tecnológicas necesarias para el mecanizado y acabado de cada elemento de los sistemas de la máquina elevadora.

Tabla 5. 4. Operaciones Tecnológicas.

NÚMERO	OPERACIÓN
1	Fundido
2	Corte de Material

.../

Tabla 5. 4. Operaciones Tecnológicas. (Continuación)





NÚMERO	OPERACIÓN
3	Torneado
4	Fresado
5	Rectificado
6	Roscado
7	Taladrado
8	Avellanado
9	Machuelado
10	Esmerilado
11	Limado a mano
12	Soldado
13	Tratamiento Térmico
14	Pintado

(Fuente: Propia)

5.2. DIAGRAMA DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN.

En la tabla 5.5 se muestra los símbolos del diagrama de flujo, para la construcción de la máquina.

Tabla 5. 5. Simbología empleada en los diagramas de flujo.

SÍMBOLO	INTERPRETACIÓN
	Operación
	Transporte
	Inspección
	Fin del Proceso

(Fuente: Propia)

En las figuras 5.1, 5.2, 5.3, 5.4 y 5.5 se indica el proceso tecnológico necesario para la construcción de cada uno de los sistemas de la máquina, todas las dimensiones y notas constructivas se detallan en los planos de la máquina.

El tiempo considerado para el ensamble de los diferentes sistemas de la maquina se encuentra en la parte inferior de cada figura y esta expresado en horas, sin considerar tiempos perdidos en la compra y transporte de materia prima para los distintos elementos.

Las hojas de procesos de los componentes del prototipo a construirse se hallan en el anexo 21.

5.2.1. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA REDUCTOR PINÓN-ENGRANE. (ver figura 5.1)

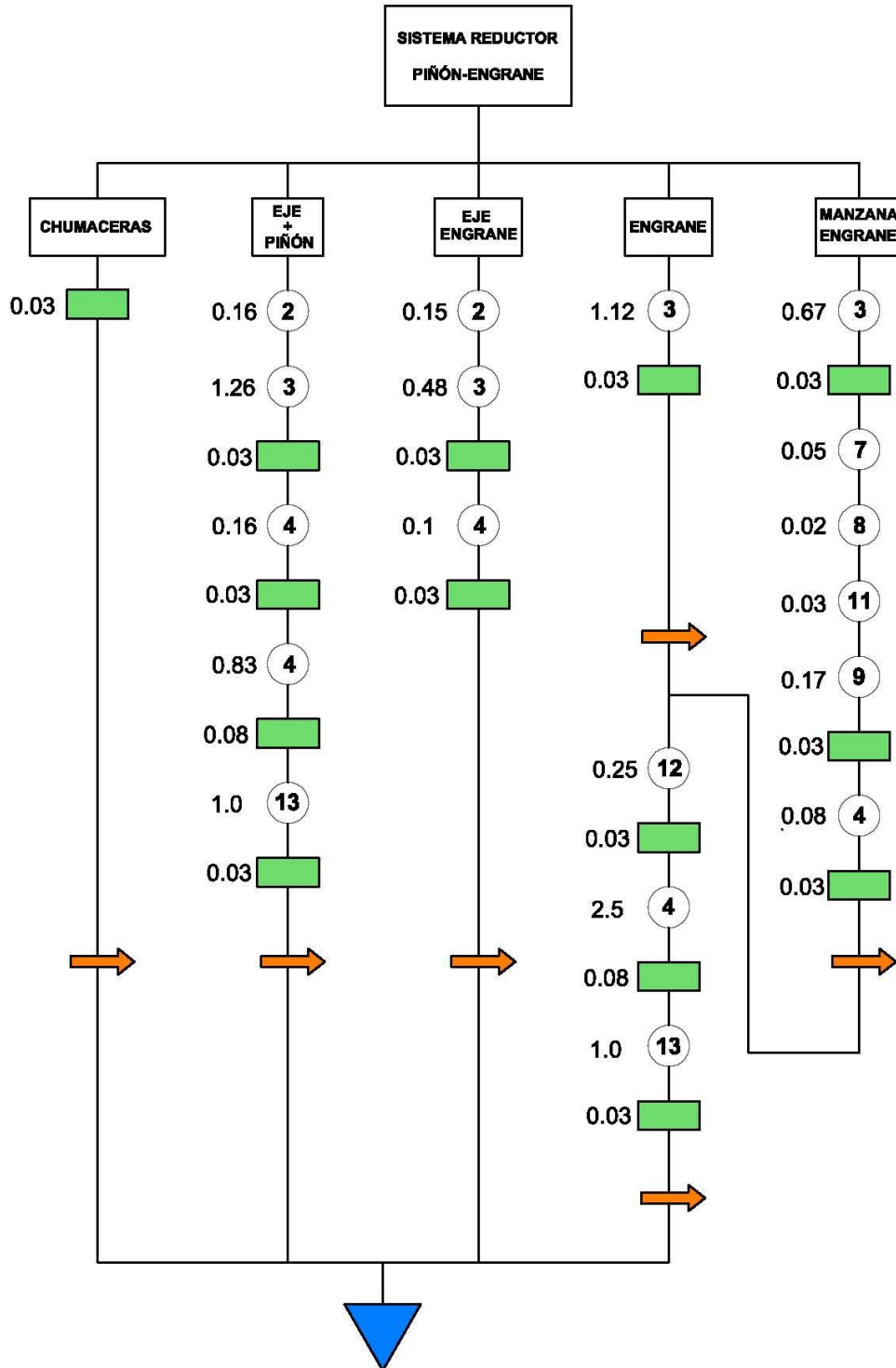


Figura 5. 1. Diagrama de flujo de fabricación del sistema reductor piñón-engrane. (Fuente: Propia)

5.2.2. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA REDUCTOR CORONA - SIN FIN. (ver figura 5.2)

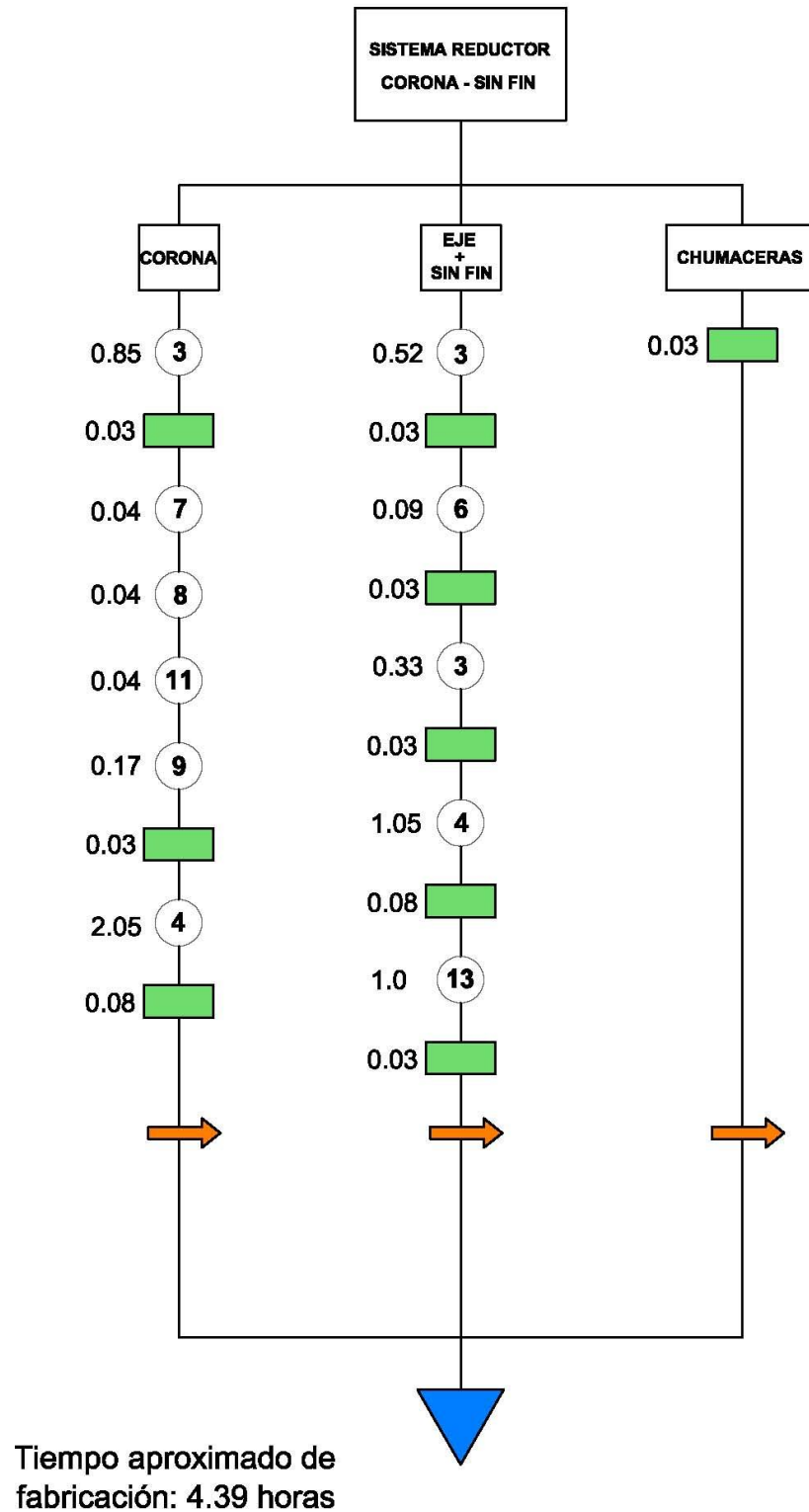


Figura 5. 2. Diagrama de flujo de fabricación del sistema reductor corona-sin fin.
(Fuente: Propia)

5.2.3. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA ELEVADOR CABLE-TAMBOR. (ver figura 5.3)

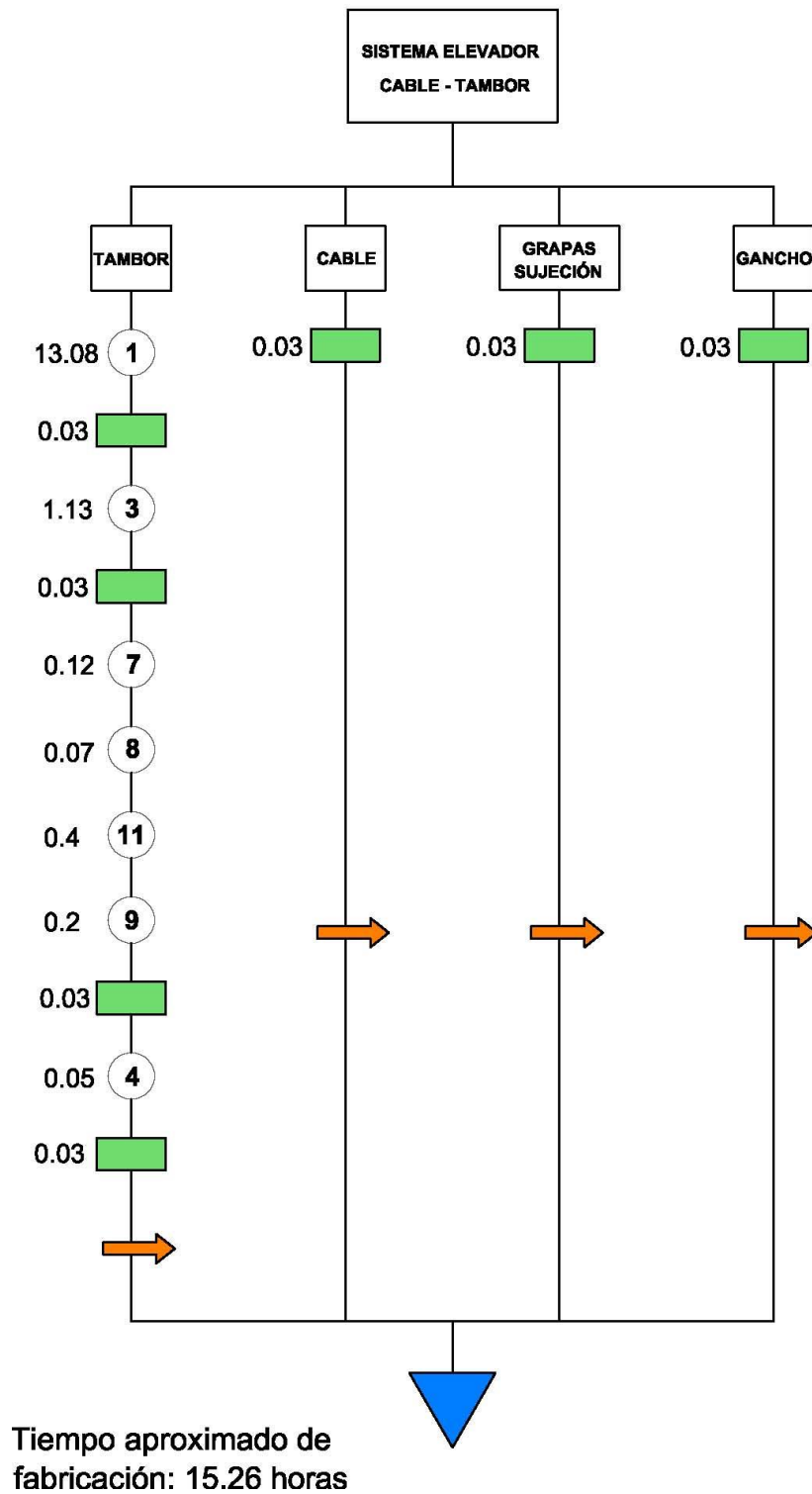


Figura 5. 3. Diagrama de flujo de fabricación del sistema elevador cable-tambor.
(Fuente: Propia)

5.2.4. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DE LA ESTRUCTURA. (ver figura 5.4)

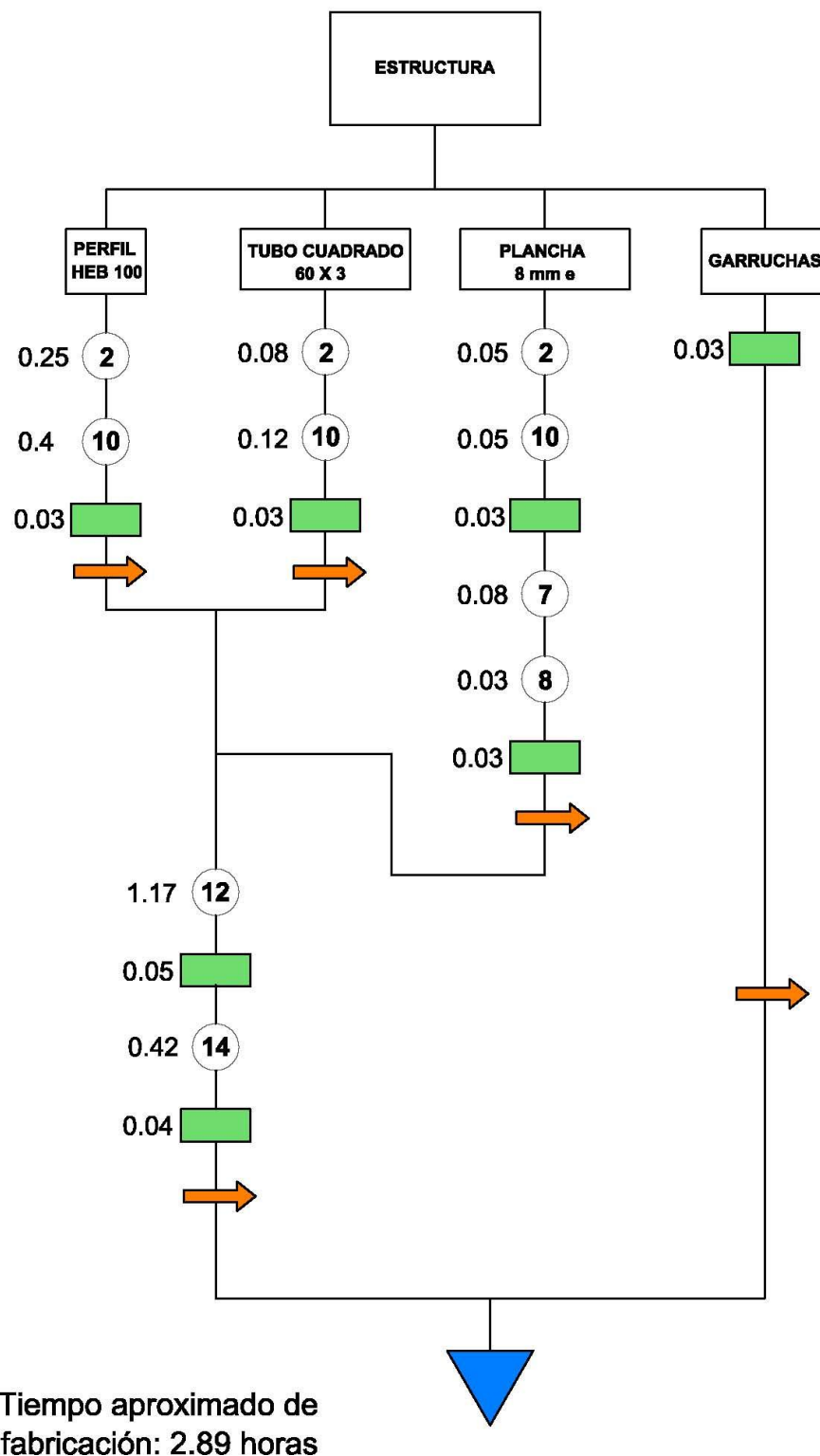


Figura 5. 4. Diagrama de flujo de fabricación de la estructura.
(Fuente: Propia)

5.2.5. DIAGRAMA DE FLUJO DE FABRICACIÓN DEL BASTIDOR. (ver figura 5.5)

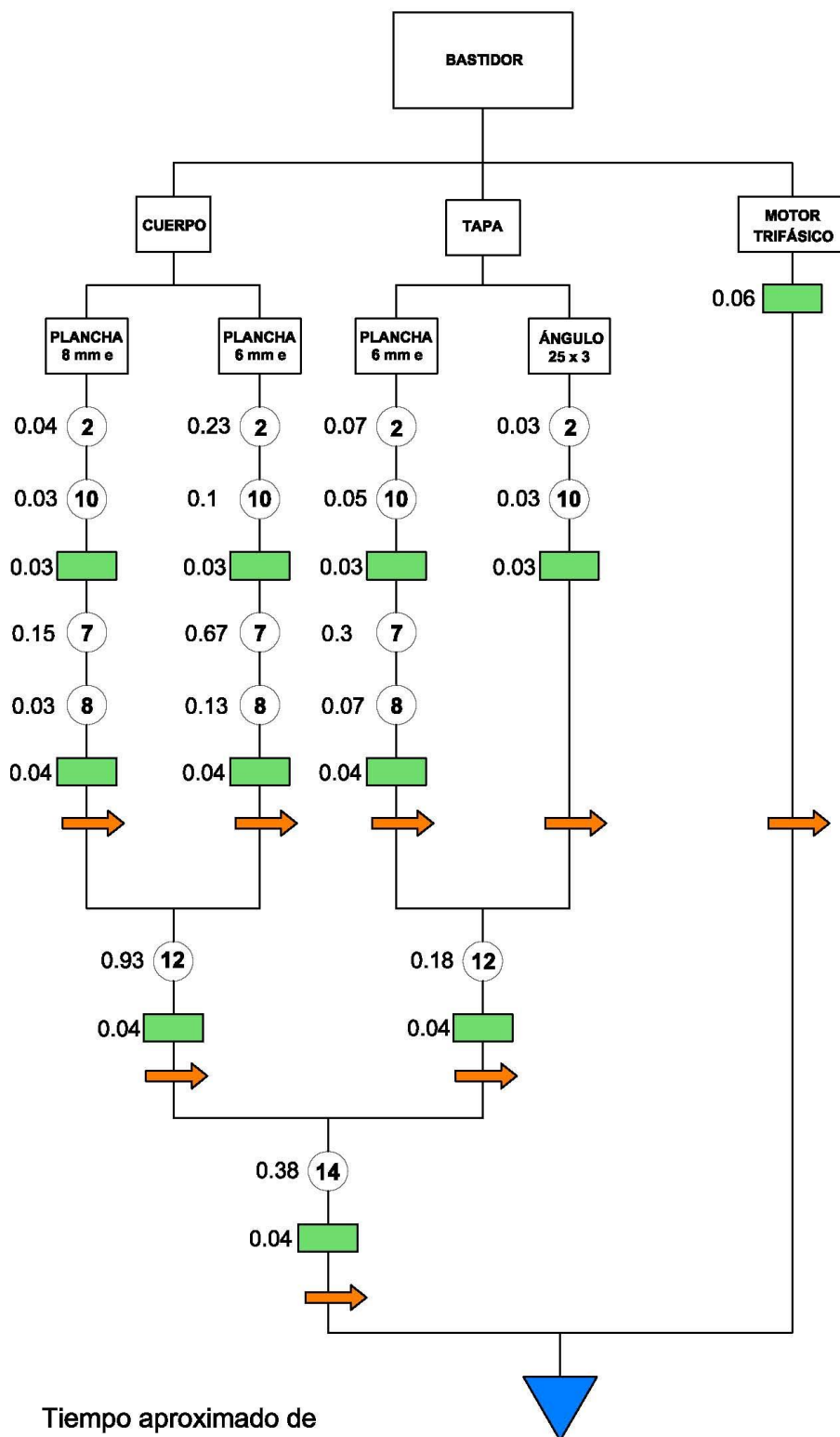


Figura 5. 5. Diagrama de flujo de fabricación del bastidor.

(Fuente: Propia)

5.3. MONTAJE.

Culminados los fabricados de los distintos sistemas que forman parte de la máquina, se procede a realizar el montaje de los mismos.

En la tabla 5.6 se detalla las actividades necesarias para realizar el montaje de la máquina elevadora eléctrica, la figura 5.6 muestra el diagrama de flujo de dichas actividades.

Tabla 5. 6. Actividades de Montaje.

ITEM	ACTIVIDAD
1	Ubicación de la estructura en el sitio de trabajo.
2	Montaje de las garruchas en la base de la estructura del elevador.
3	Montaje del cuerpo del bastidor sobre la estructura mediante pernos M16.
4	Montaje del tambor y el engrane en su respectivo eje, estando éste colocado en sitio (dentro del bastidor).
5	Montaje de las chumaceras en el cuerpo del bastidor para fijar el eje (tambor-engrane) al cuerpo del bastidor.
6	Montaje de la corona en el eje (piñón-corona), estando éste colocado en sitio (dentro del bastidor).
7	Montaje de las chumaceras en el cuerpo del bastidor para fijar el eje (piñón-corona) al cuerpo del bastidor.
8	Montaje de la tapa en el cuerpo del bastidor, mediante pernos M8.
9	Montaje del eje del tornillo sin fin en el bastidor.
10	Montaje de las chumaceras de rodamientos cónicos en el bastidor para fijar el eje del tornillo sin fin al bastidor.
11	Montaje del espaciador en el eje del tornillo sin fin.
12	Montaje del motor trifásico en el bastidor.
13	Instalación del gancho en el cable del elevador.
14	Instalación del cable en el tambor.
15	Instalación del sistema eléctrico de control.

(Fuente: Propia)



Figura 5. 6. Diagrama de flujo del Montaje del Elevador.
(Fuente: Propia)

5.4. PRUEBAS DE CAMPO.

Cuando se finaliza la construcción del prototipo, se realizan las Pruebas de Campo utilizando el Protocolo de Pruebas descrito en el numeral 3.3.

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS DE COSTOS

6.1. INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se detallan los costos empleados para el diseño y construcción del elevador de carga, los precios tomados tienen como referencia la ciudad de Quito.

El análisis de costos, tiene por objetivo determinar el monto de los recursos económicos necesarios para la realización del proyecto. El análisis de costos se lo realiza tomando en cuenta los costos directos y los costos indirectos.

Para determinar el costo total directo se considera los costos parciales de:

- Materiales directos (Materia Prima).
- Elementos normalizados.
- Costos de maquinado.
- Costos de montaje.

De manera similar para determinar el costo total indirecto se considera los costos parciales de:

- Materiales indirectos.
- Costos de ingeniería.
- Gastos imprevistos.

Para determinar el costo total del elevador de carga se suma el total de los costos directos con los costos indirectos.

6.2. ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.

6.2.1. COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.

Se denominan materiales directos a la materia prima que se utiliza para construir los elementos que conforman la máquina.

La tabla 6.1 desglosa los materiales empleados en la construcción del elevador de carga. En la misma se encuentran los costos de la materia prima registrada en las proformas.

Tabla 6. 1. Costos de materiales directos.

Designación	Unidad	Cantidad	Costo Unitario [usd]	Costo Total [usd]
Eje de transmisión de acero SAE 4340 Ø 35 x 474 mm LG.	u	1	13,01	13,01
Eje de transmisión de acero SAE 4340 Ø 40 x 479 mm LG.	u	1	17,12	17,12
Eje de transmisión de acero SAE 4340 Ø 65 x 332 mm LG.	u	1	29,40	29,40
Eje de transmisión de acero SAE 4340 Ø 250 x 44 mm LG.	u	1	71,95	71,95
Eje cilíndrico de bronce SAE 40 Ø 180 mm x 48 mm LG.	u	1	179,96	179,96
Fundición Gris ASTM Clase 20	Kg	23	2,15/Kg	49,45
Plancha de acero A36; e=6 mm, 1000 x 1200 mm	u	1	56,34	56,34
Plancha de acero A36; e=8 mm, 650 x 500 mm	u	1	38,86	38,86
Perfil Estructural HEB100, acero A36, 6000 mm LG.	u	2	56,01	112,02
Perfil cuadrado 60x3 mm, acero A36, 6000 mm LG.	u	1	44,96	44,96
Ángulo estructural 25x25x3 mm, acero A36, 6000 mm LG.	u	1	8,03	8,03
Eje cuadrado, acero SAE C1045, 8x8 mm, 500 mm LG.	u	1	3,64	3,64
Eje cuadrado, acero SAE C1045, 10x10 mm, 500 mm LG.	u	1	3,98	3,98
Eje cuadrado, acero SAE C1045, 12x12 mm, 500 mm LG.	u	1	4,06	4,06
Subtotal				632,78

Fuente: ACEROS MG (Eloy Alfaro N52-336 entre Los Pinos y Cap. Borja),

ACEROS Y ALUMINIO (Av.6 De Diciembre N57-108 Y Leonardo Murialdo).

6.2.2. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.

Son llamados elementos normalizados aquellos elementos de libre comercialización y que no necesitan ser maquinados para su montaje en la máquina.

Para la construcción del elevador de carga se utilizan varios elementos normalizados los cuales están detallados en la tabla 6.2 con sus respectivos precios.

Tabla 6. 2. Costos de elementos normalizados.

Designación	Unidad	Cantidad	Costo Unitario [usd]	Costo Total [usd]
Motor eléctrico trifásico 3/4HP, 900 RPM, 220 V	u	1	257,00	257,00
Cable de acero Ø 5/16".	mt	3,5	1,90	6,65
Grapa para cable Ø 5/16"	u	2	0,31	0,62
Abrazadera de 3/8".	u	2	0,35	0,70
Gancho, carga máxima 1 Ton.	u	1	25,33	25,33
Pernos/Tuercas/Arandelas M8x25	u	8	0,35	2,80
Pernos/Tuercas/Arandelas M8x30	u	16	0,45	7,20
Pernos/Tuercas/Arandelas M10x30	u	24	0,65	15,60
Pernos/Tuercas/Arandelas M16x35	u	4	1,60	6,40
Prisionero M8x12 mm LG.	u	2	0,15	0,30
Prisionero M12x20 mm LG.	u	4	0,35	1,40
Chumacera para eje Ø 30 mm.	u	2	10,00	20,00
Chumacera para eje Ø 35 mm.	u	2	18,00	36,00
Rodamiento cónico 30204 para eje Ø 20mm.	u	2	14,00	28,00
Garrucha (Rueda Ø 100mm).	u	4	3,30	13,20
Subtotal				421,20

Fuente: RULIMASTER (Villa Flora), CASA DE PERNOS Y TORNILLOS (Sector el Camal).

6.2.3. COSTOS DE MAQUINADO.

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas y equipamiento eléctrico. Estos valores se presentan en la tabla 6.3.

Tabla 6. 3. Costos de maquinado.

Proceso	Costos de maquinado incluido mano de obra [usd/h]	Tiempo total [h]	Costo total [usd]
Fundido	11,00	3,84	42,24
Corte de Material	5,00	0,75	3,75
Torneado	10,00	7,10	71,00
Fresado	11,40	7,74	88,24
Rectificado	9,00	0,19	1,71
Taladrado	5,50	2,00	11,00
Esmerilado	3,50	1,82	6,37
Soldado	9,00	2,54	22,86
Tratamiento Térmico	---	---	50,00
Pintado	---	---	10,00
Subtotal			307,17

(Fuente: Mecánica Industrial López.)

6.2.4. COSTOS DE MONTAJE.

Estos costos están relacionados con la mano de obra necesaria para el armado y ensamblado de cada una de las partes y la máquina.

Para el montaje del elevador, se considera el trabajo de 2 técnicos mecánicos, durante 1 día a un costo de \$ 30 diarios / trabajador, resultando un costo total de \$ 60.

6.2.5. COSTO DIRECTO TOTAL.

En la tabla 6.4 se indica la cantidad total del costo directo.

Tabla 6. 4. Costo Directo Total.

Descripción	Valor [usd]
Materiales directos	632,78
Elementos normalizados	421,20
Costo de maquinado y mano de obra	307,17
Costo de montaje	60,00
Subtotal	1421,15

(Fuente: Propia)

6.3. ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.

6.3.1. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.

Los costos de materiales indirectos se muestran en la tabla 6.5.

Tabla 6. 5. Costos de materiales indirectos.

Designación	Unidad	Cantidad	Costo Unitario [usd]	Costo Total [usd]
Electrodos E 6011-1/8"	kg	5	3,12	15,60
Electrodos E 11018-G-1/8"	kg	2	5,32	10,64
Lija # 80 para hierro	u	8	0,50	4,00
Pintura anticorrosiva	lt	4	4,78	19,12
Thinner	lt	1	2,00	2,00
Guaípe	u	10	0,17	1,70
Varios	---	---	5,00	5,00
Subtotal				58,06

Fuente: COMERCIAL KYVI (Centro Comercial El Recreo).

6.3.2. COSTOS DE INGENIERÍA.

Este rubro pertenece al tiempo que los ingenieros han dedicado para el diseño del Elevador. Constituye el valor económico del conocimiento del ingeniero para diseñar y seleccionar los elementos de la máquina.

Un ingeniero con experiencia en diseño de elevadores electromecánicos debe percibir un mínimo de 25 dólares por hora. El tiempo necesario para el diseño es aproximadamente 24 horas, por lo tanto el costo por diseño es 600 dólares.

6.3.3. GASTOS IMPREVISTOS.

Se relacionan principalmente con los costos de movilización de las personas y transporte de materiales. Se estima estos costos aproximadamente en 30 dólares.

6.3.4. GASTO INDIRECTO TOTAL.

En la tabla 6.6 se indica la cantidad total del costo indirecto.

Tabla 6. 6. Costos indirecto total.

Descripción	Valor [usd]
Materiales indirectos	58,06
Costo de ingeniería	600,00
Gastos imprevistos	30,00
Subtotal	688,06

(Fuente: Propia)

6.4. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.

Resulta de la adición de los costos directos con los costos indirectos, estos se indica en las tablas 6.7.

Tabla 6. 7. Costo total del Elevador.

Descripción	Valor [usd]
Costo directo	1421,15
Costo indirecto	688,06
Total	2109,21

(Fuente: Propia)

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES.

Luego de concluir con el presente proyecto se llega a las siguientes conclusiones:

- El diseño del prototipo cumple con el objetivo planteado en el presente Proyecto de Titulación pues se obtiene bajar los costos operativos de montaje y desmontaje de los motores al momento de realizar su mantenimiento.
- Como se puede apreciar en los planos correspondientes, es factible la fabricación de los diferentes elementos del prototipo con las máquinas herramientas existentes en cualquier taller metal – mecánico.
- El mantenimiento del elevador es sencillo y de bajo costo, porque se trata de un mecanismo simple formado por elementos que han sido diseñados para una larga duración y de fácil reposición en el país.
- El prototipo a más de facilitar la elevación de los motores u otros elementos mecánicos, suministra el posicionamiento de estos sobre mesas de trabajo lo cual representa un beneficio para que sea aceptado y producido en el mercado nacional.
- El costo de fabricación del prototipo es elevado por los costos indirectos de ingeniería que este asume, para disminuir el costo de fabricación se debe producir la máquina en serie.

7.2. RECOMENDACIONES.

- Fabricar los elementos de la máquina de acuerdo a los planos de ingeniería, teniendo muy en cuenta las tolerancias de las mismas para que al momento del montaje de sus partes no surja ningún inconveniente.

- Los periodos de mantenimiento del elevador serán trimestrales y se los realizará de acuerdo a los catálogos relacionados a cada elemento del elevador.
- Los mecanismos del elevador como son engranajes, chumaceras, tornillo sin fin, corona que son mecanismos expuestos a desgaste por fricción intermitente, se los tiene que lubricar mensualmente.
- No exceder el peso máximo admisible de elevación de la máquina pues esto disminuiría la vida útil de la misma. Esto conllevaría a realizar mantenimientos más continuos del elevador, teniendo una pérdida en tiempo y dinero.
- Al momento de elevar un motor u otro objeto, tener la precaución de no sobrepasar la altura máxima de elevación, pues esto puede ocasionar un choque entre el elemento a elevar y el bastidor de la máquina ocasionando un daño en la misma.
- Si la velocidad es un limitante se podrá aumentar las revoluciones del tambor por medio de la relación de transmisión usando la misma energía suministrada por el motor.
- Si no se utiliza el prototipo a diario, se recomienda encenderlo un momento antes de realizar el próximo proceso de izaje.
- Operar el elevador sobre superficies planas y lo más niveladas posibles ya que si se va a operar sobre superficies irregulares ésta podría volcarse.

BIBLIOGRAFÍA

1. SHIGLEY, Joseph; Proyecto en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw Hill; Tercera Edición; México; 1970.
2. SHIGLEY, Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw Hill; Cuarta Edición; México; 1989.
3. SHIGLEY, Joseph; Diseño de Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw Hill; Quinta Edición; México; 1990.
4. RIBA, Carles; Diseño Concurrente; Editorial ETSEIB – UPC; Barcelona; 2002.
5. HEEPKE, Jerie; Elementos de Máquinas Elevadoras; Editorial LABOR; Tercera Edición; México; 1951.
6. DECKER, Karl; Elementos de máquinas; Editorial URMO; Novena Edición; España; 1980.
7. NORTON, Robert; Diseño de Maquinaria; Editorial McGraw Hill; Segunda Edición; México; 2000.
8. VARGAS, Jaime; Guía de los Fundamentos de Dibujo Industrial; E.P.N.; Facultad de Ingeniería Mecánica; Ecuador; 2013.
9. VARGAS, Jaime; Producción por Virutaje; E.P.N.; Facultad de Ingeniería Mecánica; Ecuador; 2013.
10. BOSH, Robert; Manual de la Técnica del Automóvil; Cuarta Edición; Alemania; 2005.
11. CAMPABADAL, José; Engranajes; Editorial Ariel; Segunda Edición; España; 1969.
12. GTZ; Tablas para la Industria Metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición; Barcelona 1984.

13. TIMOSHENKO, Stephen; GERE, James; Mecánica de Materiales; Editorial Iberoamérica; Segunda Edición; México; 1986.
14. SKF Catálogo General; Editorial SKF; Italia; 1972.
15. AISC Manual of Steel Construction; Octava Edición; 1980.

CONSULTAS WEB

<http://www.directindustry.es/prod/ade-werk/mesas-elevadoras-de-tijeras-hidraulicas-60958-423063.html>

http://es.wikipedia.org/wiki/taller_mec%C3%A1nico

<http://www.lifemojo.com/lifestyle/c%C3%B3mo-levantar-objetos-pesados-con-seguridad-6404758/es#ixzz1NsAvpw2m>

<http://es.wikipedia.org/wiki/Autom%C3%B3vil>

<http://www.team-twg.com/documents/dp-winch/service-operating-manuals/winch-application-manual-es.pdf>

<http://www.ingelcom.net/catalogo-2014/>

<http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1020150329.PDF>

<http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3637/1/55903-1.pdf>

http://www.indeli.cl/catalogos/cat_cables_acero.pdf