

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Diseño del Sistema Transportador de Anodos de Cobre
en las Tinajas de Enfriamiento de la Planta de
Anodos de la RCU - Ilo Minero Perú ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

ALEX ALONSO PACHECO MOYA

PROMOCION: 1984 - 2

LIMA . PERU . 1991

C O N T E N I D O

PROLOGO	12
CAPITULO 1	
INTRODUCCION	
.	13
1.1 Objetivos	14
1.2 Descripción Preliminar del Proyecto	15
1.3 ALCANCES	17
CAPITULO 2	
DESCRIPCIÓN Y OPERACIÓN DEL SISTEMA EXISTENTE	
.	19
2.1 Condiciones de Operación	19
2.1.1 Operaciones en la Planta de Anodos de la Refinería de Cobre de Ilo	19
2.1.2 Máquina para moldeo de los ánodos	22
2.1.3 Sistema Recogedor Transportador de Anodos	
2.2 Descripción del Material Transportado	29
CAPITULO 3	
COMPONENTES DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE ANODOS	
.	30
3.1 Tanque de Enfriamiento	

	2
3.2 Cadena Transportadora	31
3.3 Ruedas Dentadas	32
3.4 Arbol de Transmisión y Eje impulsado . .	33
3.5 Estructura Metálica	34
3.6 Bastidor de Recepción	35
3.7 Dispositivo de Evacuación	37
3.8 Transmisión y Accionamiento	40
3.8.1 Accionamiento del Dispositivo de Carga	40
3.8.2 Accionamiento de la Cadena Transportadora	41
3.8.3 Accionamiento del Carro Elevador	43
3.8.4 Accionamiento del Empujador Apilador	44

CAPITULO 4

INCONVENIENTES DEL SISTEMA ACTUAL

.	45
4.1 Preliminares	45
4.2 Antecedentes	46
4.3 Descripción de las fallas en el Sistema de Transporte de Anodos	47
A. Fallas en el transportador propiamente dicho	48
B. Fallas en el dispositivo de evacua- ción	50
C. Fallas en las estructuras metálicas	52
D. Fallas en el accionamiento	

		3
4.4	Análisis de las fallas	56
4.4.1	Árbol de Fallas del Sistema Transportador de Anodos en las Tinas de Enfriamiento	57
4.4.2	Análisis de fallas en el Transportador	57
4.4.3	Análisis de las fallas en el dispositivo de evacuación	60
4.4.4	Análisis de fallas de la estructura	61
4.4.5	Fallas en la transmisión y accionamiento	62
4.5	Diagnóstico de las causas de las fallas	63
4.5.1	Factores que intervienen en la aparición de las fallas	63
4.5.2	Estudio de las causas de las fallas	73
4.5.3	Métodos de control y corrección	75
4.6	Procedimientos de corrección de fallas en el Sistema Transportador	91
4.6.1	Correcciones sugeridas en el transportador propiamente dicho.	91
4.6.2	Correcciones sugeridas en el dispositivo de evacuación	96
4.6.3	Correcciones sugeridas en las estructuras	98

- 4.6.4 Correcciones sugeridas en la transmisión y accionamiento . . . 99
- 4.6.5 Planteamiento final sugerido del sistema de transporte de ánodos 103

CAPITULO 5

ALTERNATIVAS PROPUESTAS PARA EL MEJORAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL Y DEFINICION DE PARAMETROS DE DISEÑO

- 105
- 5.1 Introduucción 105
- 5.2 Sistemas alternativos para el transporte de ánodos en las tinas de enfriamiento 106
 - 5.2.1 Transportadores Trolley 106
 - 5.2.2 Transportadores de cadenas de placas articuladas 108
 - 5.2.3 Evaluación de las alternativas 112
- 5.3 Cadenas transportadoras de placas 120
 - 5.3.1 Tipos de cadenas de placas articuladas 121
 - 5.3.2 Evaluación del tipo de cadena a seleccionar 125
 - 5.3.3 Descripción y estudio de la cadena cadena seleccionada . . . 137
- 5.4 Accionamiento de la cadena 140
 - 5.4.1 Alternativas del accionamiento 141
 - 5.4.2 Accionamiento seleccionado 142

		5
5.5	Dispositivo de Evacuación de ánodos	144
5.5.1	Sistema propuesto	144
5.5.2	Características Mecánicas y de Mantenimiento	149
5.6	ESQUEMA FINAL DEL SISTEMA TRANSPORTADOR PROPUESTO	152
5.6.1	Elementos constitutivos	152
5.6.2	Diagrama de proceso	153
5.7	Parámetros Iniciales de Diseño	154
5.7.1	Características Generales	154
5.7.2	Parámetros de diseño	156

CAPITULO 6

CALCULO Y DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

	158
6.1	Cálculo del empuje total requerido por el- transportador	158
A.	Datos iniciales	158
B.	Cálculo de la resistencia del agua sobre los ánodos	159
C.	Cálculo aproximado del empuje del transportador	162
6.2	Selección de la cadena transportadora	164
6.3	Selección de las ruedas dentadas	167
A.	Cálculo de la longitud de la cadena transportadora	169
6.4	Cálculo de la potencia requerida	169
6.5	Diseño y selección de la transmisión del	

Sistema Transportador de Anodos	170
A. Determinación de la Potencia del Motor	170
B. Determinación de los RPM del eje del transportador.	173
C. Relaciones de transmisión	173
D. Selección del variador de velocidad	174
E. Selección del reductor de velocidad	177
F. Selección de la transmisión por cadenas de rodillos	181
G. Selección alternativa del variador reductor	188
H. Verificación del reductor seleccionado	189
I. Descripción completa de la transmisión seleccionada	189
6.6. Diseño del Eje de transmisión	189
A. Análisis de cargas	190
B. Diseño del eje	196
6.7 Selección de los Rodamientos del Eje de Transmisión	207
A. Datos :	207
B. Cálculo para el rodaje mas cargado	208
6.8 Diseño del Eje de Reenvío	209
A. Análisis de cargas	209
B. Diseño del eje	212
6.9 Selección de los Rodamientos del Eje de Reenvío	216

6.10	Diseño del Dispositivo Elevador de Salida	217
A.	Diseño de las uñas del carro elevador	217
B.	Cálculo de las soldaduras en los soportes del Carro Elevador	223
C.	Cálculo de los dos Pistones Hidráulicos para el Carro Elevador	227
D.	Cálculo del brazo entre el Pistón y el Carro Elevador	230
E.	Cálculo de los pernos que sujetan el brazo al carro elevador	233
F.	Diseño del Pin de unión entre el Vástago del Pistón y el Brazo del Carro Elevador	236
G.	Diseño de las Planchas donde se aloja el Pin (Por aplastamiento).	238
H.	Diseño de los Ejes de Rodamientos del Carro Elevador de Anodos	239
I.	Selección de los Rodamientos del Carro Elevador	241
J.	Diseño de las Pistas de los rodajes del Carro Elevador	243
6.11	Diseño de las Estructuras	245
A.	Diseño de las vigas que soportan la cadena transportadora y la carga de ánodos	245
B.	Selección del Perfil	249
C.	Cálculo de las columnas de soporte de las vigas	250

CONCLUSIONES	330
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	334
APÉNDICE A	
DESGASTE DE LAS PIEZAS	338
APÉNDICE B	
FENÓMENO DE LA FATIGA	347
APÉNDICE C	
ACCION DE LA CORROSION	354

LISTA DE TABLAS

TABLA 4.1	FALLAS DE LA CADENA TRANSPORTADORA .	59
TABLA 4.2	FALLAS DEL DISPOSITIVO DE EVACUACION	61
TABLA 4.3	FALLAS EN EL ACCIONAMIENTO DE LA CADENA	62
TABLA 4.4	FALLAS EN EL ACCIONAMIENTO DEL CARRO ELEVADOR	63
TABLA 4.5	TABLA DE MODOS DE FALLA DEL TRANSPORTADOR	74
TABLA 4.6	MATERIALES RESISTENTES A LA ABRASION	80
TABLA 4.7	TÉCNICAS PARA CAMBIAR LA SUPERFICIE Y OBTENER RESISTENCIA A LA ABRASION	82
TABLA 4.8	MODOS DE FALLA	92
TABLA 4.9	MODOS DE FALLA DEL DISPOSITIVO ELEVADOR	97
TABLA 4.10	MODOS DE FALLA DE LAS ESTRUCTURAS	98
TABLA 4.11	MODOS DE FALLA DEL ACCIONAMIENTO DE LA CADENA TRANSPORTADORA	99
TABLA 4.12	MODOS DE FALLAS DEL ACCIONAMIENTO DEL CARRO ELEVADOR	101
TABLA 5.1	HOJA DE PROCESO DEL TRANSPORTADOR .	149
TABLA 5.2	DIAGRAMA DE PROCESO DEL TRANSPORTADOR	154
TABLA 6.1	SELECCION DE LA CADENA TRANSPORTADORA	164
TABLA 6.2	CARACTERISTICAS DE CADENA TSUBAKI RF-09060	165
TABLA 6.3	COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE CADENAS LINK-BELT	166
TABLA 6.4	SPROCKETS TSUBAKI PARA TRANSPORTADORES	168
TABLA 6.5	FACTORES DE SERVICIO PARA VARIADORES	175
TABLA 6.6	FACTORES DE SERVICIO PARA MOTORES ELÉCTRICOS	177
TABLA 6.7	CARACTERÍSTICAS DE SPROCKET PARA CADENA DE TRANSMISIÓN	183
TABLA 6.8	FACTORES PARA CALCULO DE CADENAS DE TRANSMISION	186
TABLA 6.9	RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS SKF . .	209
TABLA 6.10	RODAMIENTOS DEL EJE DE REENVIO . . .	217
TABLA 6.11	RODAMIENTOS DEL CARRO ELEVADOR . .	242
TABLA 612-A	RODAMIENTO DE BOLAS PARA EL CARRO ELEVADOR	243
TABLA 612-B	RODAMIENTO DE RODILLOS PARA EL CARRO ELEVADOR	243
TABLA 6.13	PERFIL DE VIGA SELECCIONADO	249
TABLA 7.1	SISTEMAS POSIBLES A APLICAR EN LAS ESTRUCTURAS DEL TRANSPORTADOR . . .	273
TABLA 7.2	ACERO St - 52-3 (DIN)	275
TABLA 7.3	ACEROS AISI	276
TABLA 7.4	TIPOS Y COMPOSICIONES DE ACEROS INOXIDABLES	277
TABLA 7.5	ACERO St - 37 (DIN)	278
TABLA 7.6	ACERO St - 42-2 (DIN)	280
TABLA 7.7	ACEROS ESTRUCTURALES ASTM	281

TABLA 7.8	ACEROS ESTRUCTURALES DIN - 17100 . .	281
TABLA 7.9	ACERO St - 70 - 2	282
TABLA 7.10	PROPIEDADES DEL ACERO BOEHLER VCN - 150 (AISI 4340H)	284
TABLA 7.11	ACERO BOEHLER VCL - 140	286
TABLA 7.12	ACERO St - 52 - 3	286
TABLA 7.13	ACERO AISI 1040	287
TABLA 7.14	DENSIDADES DE CORRIENTE DE PROTECCIÓN	305
TABLA 7.15	DENSIDAD DE CORRIENTE PARA LA PROTECCIÓN CATÓDICA DEL ACERO EN AGUA DULCE	306
TABLA 7.16	DENSIDADES DE CORRIENTE DE PROTECCIÓN	307
TABLA 7.17	DENSIDADES DE CORRIENTE PARA EL ACERO PINTADO Y SIN PINTAR EN AGUA DE MAR	308
TABLA 7.18	ALEACIONES DE ANODOS DE ALUMINIO . .	310
TABLA 8.1.A	LISTA DE MATERIALES	320
TABLA 8.1.B	LISTA DE MATERIALES	321
TABLA 8.2.A	PRESUPUESTO	322
TABLA 8.2.B	PRESUPUESTO	323
TABLA 8.2.C	PRESUPUESTO	324
TABLA 8.3	SALARIOS PARA RÉGIMEN DE CONSTRUCCION CIVIL	326
TABLA 8.4	MATERIALES Y EQUIPOS EXISTENTES EN LA RCU-ILO	329

PROLOGO

Esta Tesis se ha llevado a cabo contando con la experiencia y conocimiento adquirido como profesional en el área de Mantenimiento de la RCU Ilo.

Además reúne el aporte académico y técnico de mis asesores Carlos Vega y Carlos González, con los cuales estoy sumamente agradecido por la ayuda brindada.

Especial consideración guardo al Ing. Vega, que por causas del destino sufrimos su irreparable pérdida acaecida recientemente.

Agradezco a mis padres por su aliento y paciencia, a Pacho por su insistencia para hacer realidad esta Tesis, a Pilar por sus consejos y fortaleza en los momentos difíciles.

Gracias también al tío Eduardo, quién revisó y corrigió los primeros apuntes.

Por último mi reconocimiento al personal con el que trabajé en Ilo y en forma muy especial al Sr. Pedro Mendoza, en ese entonces Supervisor Mecánico de Planta de Anodos. Creo que sin su colaboración esta Tesis no habría sido posible elaborarla.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

El presente estudio expone alternativas y busca dar solución a un problema específico de ingeniería mecánica, como es el caso del Sistema de Transporte en las Tinas de enfriamiento de los ánodos de cobre que salen de la Rueda de Moldeo. Este no es el diseño de un sistema transportador a proyectar, sino el análisis desde el punto de vista de ingeniería de un sistema existente y que se encuentra en operación el cual presenta muchas deficiencias, provocando frecuentes paradas por fallas de equipo.

El título de diseño a la presente Tesis se debe al análisis realizado del funcionamiento y operatividad del sistema transportador, llegándose a la conclusión de la necesidad de rediseñar el sistema, entendiéndose por este término no una simple renovación, sino una modificación real del mismo.

En el capítulo 2 se hace una explicación de las operaciones de la Planta de Ánodos de la Refinería de Cobre de Ilo, perteneciente a la empresa Minero Perú; y en el capítulo siguiente se describe el equipo existen-

te del Sistema Transportador de Anodos de la indicada Planta, que es materia de este estudio.

Los capítulos 4 y 5 son de suma importancia, pues en ellos se encuentra la justificación de esta Tesis. Se identifican aquí las fallas del equipo existente y se presentan alternativas para satisfacerlas, escogiéndose la más adecuada para plantear y elaborar el proyecto del nuevo diseño, determinándose entonces los parámetros de partida indispensables.

A continuación se da inicio al diseño de la alternativa elegida como la mejor, incidiéndose particularmente en el aspecto operativo y de construcción, hecho que permite efectuar un análisis de corrosión y control de corrosión de las estructuras y elementos metálicos del sistema.

Como un análisis obligatorio se presenta un estimado de los costos de materiales e instalación del Sistema Transportador diseñado.

Para terminar se añaden las observaciones pertinentes y las conclusiones desde el punto de vista técnico económico a las que se ha arribado en la presente Tesis.

1.1 Objetivos

Este trabajo se plantea los siguientes objetivos:

- a) Elaborar un análisis de fallas del Sistema Transportador que actualmente opera en la Máquina de Moldeo DEMAG de la Planta de Anodos, presentándose alternativas para su corrección.

- b) Diseñar un equipo acorde con el análisis efectuado.
- c) Contribuir al desarrollo de las técnicas de control de corrosión industriales, presentándose un caso real y sus posibilidades de solución.
- d) Reducir o minimizar los problemas operativos y de mantenimiento que se presentan así como los costos que ellos generan.

1.2 Descripción Preliminar del Proyecto

En este acápite se hará una breve descripción de la Refinería de Cobre de Ilo (RCU-ILO), de sus procesos y del sistema en estudio.

La elaboración de los ánodos y cátodos de cobre de alta pureza se efectúa en la Refinería de Cobre, unidad industrial ubicada a 7 Km al norte del puerto de Ilo, distrito de Pacocha, provincia de Ilo en el Dpto. de Moquegua, llegando a ella por carretera asfaltada.

La RCU-ILO debe producir 150,000 TM de cobre catódico al año (99.99% de pureza).

El flujo del proceso empieza con la llegada del "Blister" a la refinería, proveniente de la fundición de la SOUTHERN PERU COOPER CORPORATION (SPCC). Este Blister no es mas que el cobre ampoloso en forma de barras que tiene un porcentaje aproximado de 99.2% de pureza; el que es refinado al fuego,

para lo cual se lo funde nuevamente dentro de dos hornos basculantes tipo reverbero.

El cobre refinado al fuego se cola en ANODOS dentro de la Rueda de Moldeo, equipo automatizado que será detallado oportunamente.

Se debe de colar dos tipos de ánodos, uno que se usará en la Planta Electrolítica denominados ANODOS COMERCIALES y otros más pesados llamados ANODOS STRIPPER o ANODOS MADRES usados para la producción de las LAMINAS DE ARRANQUE .

Después de refrigerar y enderezar, los ánodos son trasladados a la PLANTA ELECTROLITICA, para proseguir con la refinación y purificación del cobre.

La capacidad de la PLANTA DE ANODOS es de aproximadamente 180,000 TM de ánodos con una pureza de 99.7 % de cobre.

El SISTEMA TRANSPORTADOR tema de esta Tesis está ubicada en la PLANTA DE ANODOS y forma parte del equipo de moldeo. La función de este Sistema es la de extraer y refrigerar los ánodos provenientes de la Rueda de Moldeo y transportarlos a un bastidor de donde serán trasladados mediante montacargas a la Máquina Prensadora.

(ver Fig. 1.1 Zona de Colado, Fig. 1.2 Nave de Moldeo y Fig. 1.3 Flujo de Proceso)

1.3 ALCANCES

Todo ingeniero que desee diseñar una maquinaria necesita disponer de la más amplia información y conocimiento de esta, lo cual no siempre resulta posible. Póngase como ejemplo, que es importante saber el comportamiento de un material en las condiciones reales de operación; tomemos el caso de su resistencia a cargas estáticas que como se sabe se obtienen de pruebas de ensayo en probetas estandarizadas las que muestran resultados de naturaleza aleatoria, y está demostrado que un material no muestra siempre esta misma resistencia en las condiciones de servicio y que es la llamada resistencia nominal.

Esta dificultad se ahonda más para otras propiedades como el de la resistencia a cargas por fatiga o la resistencia al desgaste y corrosión, en las que muchas veces no se tienen datos confiables.

Ante esta situación lo ideal es la experimentación y ensayo con los elementos de máquina en situaciones reales, para así poder saber el factor de seguridad a emplear o la confiabilidad de servicio del elemento de máquina diseñado.

El factor costo limita e imposibilita muchas veces esta opción teniéndose entonces que trabajar con los datos obtenidos y publicados por investigadores o entidades dedicadas a ensayos y pruebas de las propiedades de los materiales, caso de la A.S.T.M, la

A.I.S.I, la A.I.S.C etc.

En el caso de la presente Tesis se tiene esta última situación, en este sentido se resalta el caso del cálculo de protección catódica, donde es imprescindible hacer pruebas y mediciones de campo (como por ejemplo para hallar la resistividad del medio que hace de electrolito), cosa que no ha sido posible efectuar, salvándose esta dificultad mediante el empleo de valores recomendados por especialistas en corrosión, lo que no quita validez a los resultados que se llegan.

En el diseño se contempla la modificación del Sistema Transportador y el reemplazo del actual dispositivo de evacuación por otro más confiable.

Las condiciones operativas no son modificadas en absoluto e inclusive el análisis de corrosión se realiza en estas mismas condiciones.

CAPITULO 2

DESCRIPCIÓN Y OPERACIÓN DEL SISTEMA EXISTENTE

2.1 Condiciones de Operación

Para tener una idea mas exacta del sistema a diseñar, se describe a continuación en forma mas detallada los procesos productivos de la Planta de Anodos y de la Máquina de Moldeo, a la que pertenece el Sistema Transportador objeto de este trabajo.

2.1.1 Operaciones en la Planta de Anodos de la Refinería de Cobre de Ilo

Como se ha mencionado, en la Planta de Anodos se efectúa la pre-refinación del cobre amoloso (Blister), elevando de 99.2% a 99.75 la pureza de cobre para luego refinarlo en la Planta Electrolítica y obtener los supercátodos de 99.99% de pureza.

A continuación las etapas del proceso:

a) Descarga de la Materia Prima

El Blister se entrega en Plataformas de ferrocarril, de donde es recogido

por la grúa telescópica de descarga con la capacidad de 10 TM.

b) Refinación al fuego del Blister

El principal objetivo es liberar al cobre de las impurezas que perjudican un buen proceso posterior de refinación.

La etapa de refinación cumple con las fases siguientes:

- Carguío

La mayor parte de la carga son las barras de blister de 388 Kg. en promedio.

Se carga una cantidad aproximada de 698 barras, esto es 270,824 Kg.

Como los dos hornos basculantes tienen una capacidad de 330 TM cada uno, se efectúa una carga adicional con ánodos corroídos provenientes de la Planta electrolítica y también con chatarra de cobre.

- Fusión

Luego del carguío se funde toda la carga a temperaturas entre 1,200 y 1,300 °C.

- Oxidación

Una vez fundida toda la carga se

refina insuflando aire, consiguiendo que las impurezas se oxiden aprovechando la poca afinidad entre el cobre y el oxígeno, en contraste con la gran afinidad del oxígeno con las impurezas.

- Escorificación

Después del soplado de aire se procede a evacuar la escoria mediante el basculado del horno.

La escoria está formada principalmente por :

- óxido férrico Fe_2O_3
- óxido de calcio CaO
- Bióxido de Silicio SiO_2

c) Moldeo

El cobre refinado en los dos hornos basculantes es moldeado mediante un equipo de moldeo automático de ánodos.

El moldeo consiste en bascular el horno de modo que el cobre líquido salga por la piquera o agujero de colada, y circule a través de los canales protegidos por refractarios, llegando a una cuchara intermedia, y de ahí se alimenta a dos cucharas de

moldeo. Desde aquí el cobre es vaciado sobre los moldes de la rueda para darle la forma de ánodos.

Se funden dos tipos de ánodos :

Anodos Comerciales : de 370 a 380 Kg

Anodos Stripper : de 390 a 400 Kg

d) Prensado de Ánodo

Esta etapa tiene como finalidad enderezar los ánodos que tuvieran una superficie desnivelada como también regular el espesor de los mismos.

e) Traslado de Anodos

Desde la salida de los ánodos de la Rueda de Moldeo a la Máquina Prensadora, es necesario un montacarga de horquillas de 6 TM de capacidad para trasladar el paquete de ánodos.

De igual manera, luego de efectuar la etapa de prensado el montacarga debe llevar los ánodos al almacén de Planta Electrolítica.

2.1.2 Máquina para moldeo de los ánodos

Tiene como finalidad el colado automático del cobre fundido procedente de los Hornos

Basculantes de 330 TM de capacidad cada una y el moldeo de los ánodos.

Consta de los sistemas siguientes ;

1. Un sistema de vaciado y pesado automático OUTOKUMPU.
2. Un Sistema de Moldeo DEMAG.

Consta a su vez de :

- Una rueda de Moldeo Horizontal tipo carrusel.

Equipos de rociado de la solución desmoldante.

- Un sistema de refrigeración de moldes y ánodos en la Rueda y de ánodos en las Tinas.

Dos sistemas idénticos de extracción y transporte de ánodos.

Sus características son :

Rendimiento o capacidad de colado 212 ánodos/h aprox.

Número de moldes de Rueda

26 moldes

Tiempo de moldeo de dos ánodos simultáneamente..34 seg.

(Ver Fig. 2.1 Rueda de Moldeo).

- a) Datos generales de la Rueda de Moldeo
-El paso de un par de moldes al

siguiente dura 16 seg.

-El tiempo de parada es de 18 seg., lapso dentro del cual se efectúan las operaciones de colado, inspección y recogida por los carros grúa del sistema de extracción, inspección y revisión de los ánodos Stripper y defectuosos mediante la grúa auxiliar

El tiempo del ciclo de colada de dos ánodos será entonces de 34 seg.

b) Capacidad de colada

De la base de un ciclo de 34 seg. necesarios para la colada de dos ánodos, el número teórico de ánodos a colar por hora será de 212 ánodos/hora.

Tomando los pesos promedio de diseño, de 375 Kg. para cada ánodo comercial y de 395 para el stripper, suponiendo además que la Rueda cuenta con dos moldes para los ánodos stripper se obtendría la capacidad de colada de 80 TM/h.

La cantidad total de ánodos moldeados en el proceso de colada sería aproximadamente de 875

ánodos/colada, suponiendo un 100% de eficiencia del colado.

La producción de ánodos comerciales por colada sería de 808 ánodos.

c) Agente para el desprendimiento de moldes

Se debe preparar el fondo de los moldes, utilizando una sustancia que facilite la extracción de los ánodos y de como resultado piezas fundidas de superficie plana y lisa.

Como agentes desmoldantes se utilizan silicatos y tierras refractarias.

2.1.3 Sistema Recogedor Transportador de Anodos

El sistema actual se compone de dos instalaciones idénticas, las que a su vez sirven de 3 grupos de equipos que son:

- a- Carro grúa de recogida
- b- Tanque o tina de enfriamiento
- c- Dispositivo de evacuación de los ánodos

(Ver Fig. 2.2 Rueda de Moldeo vista en elevación).

a) Carro grúa de recogida

Traslada el ánodo de la Rueda de Moldeo al Tanque de enfriamiento,

consta de los mecanismos siguientes :

Carro recogedor : Es mediante este dispositivo que el ánodo es recogido y suspendido de los moldes haciendo uso de las tenazas con que está provisto. Cada ánodo es suspendido por las orejas, elevándose a una altura tal que se halle en posición vertical.

Sistema de elevación : Es el conjunto de equipos mecánicos, polipasto, poleas, cables que permitan el movimiento vertical del carro recogedor.

Sistema de traslación: Toda la unidad "Carro Grúa de recogida" está montada sobre ruedas que se desplazan sobre vías de rodadura y que es accionada por un motor de dos velocidades.

La transmisión del movimiento se efectiviza por medio del engrane de una rueda dentada en un eje y una cremallera dispuesta paralela a la vía de rodadura.

Este sistema se encarga del traslado del carro recogedor con carga desde la Rueda de Moldeo hasta el Tanque de Enfriamiento.(Ver Fig. 2.3 Carro Grúa de Recogida)

b) Tanque de Enfriamiento

Conocida también como Tina de Enfriamiento, aquí se deposita el ánodo para ser refrigerado y transportado hacia el dispositivo de evacuación, consta de los siguientes mecanismos :

Bastidor de Recepción : Es el que recibe el ánodo y lo coloca convenientemente sobre la cadena transportadora, esta se halla accionado por un cilindro hidráulico.

(Ver Fig. 2.3).

Cadena Transportadora : Ubicada dentro del tanque de enfriamiento, todo este mecanismo se halla inmerso en el agua del tanque, al igual que las estructuras que lo soportan, así como su sistema de transmisión y accionamiento.

La cadena es espaciadora y posee un diseño de placas para tal fin.

Es accionada por un cilindro hidráulico.

Transporta los ánodos a través del tanque siendo estos refrigerados en el trayecto hacia el dispositivo de evacuación.

Tiene una capacidad normal de 18 ánodos y posee un avance idéntico al tiempo del ciclo de colada, esto es de 34 seg. por ánodo.

c) Dispositivo de Evacuación

Retira los ánodos del tanque de enfriamiento apilándolos convenientemente en un bastidor para luego mediante un montacarga de horquillas trasladarlo a la máquina de prensado.

Consta de los siguientes

dispositivos :

Carro Elevador : Este mecanismo se encarga de elevar los ánodos del tanque de enfriamiento ubicándolo en un bastidor, para luego ser apilado por el empujador.

Es accionado por un polipasto eléctrico.

Empujador : Los ánodos ubicados en el bastidor son apilados en paquetes y situados en la salida para luego el montacarga los retire.

Este mecanismo es accionado por un cilindro hidráulico.

(Ver Fig 2.4 Dispositivo de Evacuación)

2.2 Descripción del Material Transportado

El material a ser transportado son los llamados Anodos Comerciales, que presentan las características siguientes :

- Peso de los ánodos comerciales

Se encuentra dentro del rango de : 375 - 380 Kg

- Composición química

Cada ánodo tiene la siguiente composición promedio :

Cu.....	99.7 %	Ni.....	0.0060 %
Ag.....	0.0274	Bi.....	0.0005
Au.....	0.00005	As.....	0.0100
S	0.0090	Se.....	0.0050
O	0.1900	Te.....	0.0150
Pb.....	0.0030	Si.....	0.0020
Sn.....	0.0004	Zn.....	0.0030
Fe.....	0.0030	otros....	0.00265%

Dimensiones de los Anodos Comerciales

(Fig.2.5 Colocación de un Anodo).

Espesor	:	34 - 40 mm (50 mm máx)
Ancho	:	1,330 mm
Ancho de base.....	:	960 mm
Altura total.....	:	1,165 mm
Altura sin las orejas	:	1,000 mm

CAPITULO 3

COMPONENTES DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE ANODOS

En este acápite se ampliará la información proporcionada en el capítulo 2 referente al Sistema recogedor transportador de ánodos de una de las dos instalaciones gemelas de las Tinas de Enfriamiento.

Los equipos descritos son los que se encuentran sumergidos dentro de los tanques, incluyéndose también el Dispositivo de Evacuación de Anodos.

El Sistema del Carro Grúa de Recogida no es tema de esta Tesis.

Los Componentes del STA son los siguientes

1. Tanque de enfriamiento.
2. Cadena transportadora de ánodos.
3. Ruedas dentadas.
4. Árbol de Transmisión y Eje de reenvío.
5. Estructura Metálica.
6. Bastidor de recepción y dispositivo de carga.
7. Dispositivo de evacuación.
8. Transmisión y accionamiento.

3.1 Tanque de Enfriamiento

Presenta las siguientes características:

Material.....	:	Concreto
Capacidad.....	:	73.5 TN de ánodos por hora
Largo.....	:	8,386 mm
Ancho.....	:	2,060 mm (2,385 mm máximo)
Profundidad máxima.	:	2,150 mm
Profundidad de Agua		
máxima	:	1,910 mm
Volumen de Agua....		32 m ³

(Ver Fig. 3.1 Tanque de **Enfriamiento**).

3.2 Cadena Transportadora

Conformado por dos hileras de cadenas de placas con rodillos de 15,876 mm de largo cada una, con 54 eslabones por hilera, paso de 294 mm y luz entre placas de 122 mm.

Cada eslabón de la cadena presenta las características siguientes :

Los rodillos son de acero templado de 85 mm de diámetro exterior y 120 mm de largo.

Los casquillos (Bujes) de 60 mm de diámetro exterior y 42.5 mm de diámetro interior; de acero templado.

los pernos de unión (Pines), de 40 mm de diámetro, con pasadores de 8 mm de diámetro, cuentan con seguro antigiro en la cabeza.

- Los rodillos, los casquillos y los pines son de

material C15 cementados y rectificadas exteriormente

(acero sin alear con 0.15% de carbono).

Las placas exteriores de 392 mm de largo, 150 mm de ancho y 12 mm de espesor, poseen una base dentada de 45 mm de ancho por 30 mm de altura.

Las placas interiores de 392 mm de largo, 120 mm de ancho y 12 mm de espesor, lleva soldada una placa de 155 mm de largo, 70 mm de ancho y 12 mm de espesor, ubicada hacia el lado exterior.

El material de las placas de cadena es de St 52-3(acero sin tratamiento térmico de 52 Kg/mm² de resistencia mínima a la tracción, grupo de calidad 3, para condiciones especiales, con 0.20% de carbono, soldables).

(Ver Fig. 3.2 Cadena Transportadora).

3.3 Ruedas Dentadas

a) Ruedas o Catalinas Impulsoras

En número de dos, soldadas, material St 52-3.

Una de ellas posee un agujero taladrado de 130 mm de diámetro y tolerancia H7, sujeta al eje por dos chavetas de cabeza.

La otra rueda con un agujero taladrado de 120 mm de diámetro y H7, también con dos chavetas.

Ambas catalinas poseen ocho dientes, con 768.2 mm de diámetro primitivo para cadena de 294 mm de paso, siendo destinadas para el apoyo y empuje de las dos hileras de cadena.

(Ver Fig. 3.3 Catalina de Impulsión).

b) Ruedas o Catalinas Impulsadas

Son dos ruedas de cadena soldadas, de material St 52-3, iguales a las catalinas impulsoras, esto es con ocho dientes, diámetro primitivo de 768.2 mm para cadena de 294 mm de paso. Cada una posee casquillos de latón rojo que giran libremente sobre el eje de reenvío.

3.4 Árbol de Transmisión y Eje impulsado

a) Árbol de transmisión

Cumple la función de transmitir el movimiento generado por un cilindro hidráulico, moviendo paso a paso la cadena y trasladando los ánodos desde el dispositivo de carga hasta el dispositivo de evacuación.

Este eje de material C45N (acero sin alear con 0.45% de carbono con recocido normal), tiene una longitud de 2,180 mm con un diámetro variable en un rango de 100 hasta 160 mm como máximo.

Va alojado en dos cojinetes con tapa dotados de casquillos de latón rojo de 100 mm de diámetro y atornillados sobre la armazón del tan-

que .

b) Eje de reenvío

De material C45N, con un largo de 1,908 mm y diámetro desde 100 hasta 120 mm.

Va alojados en cojinetes de fricción de 100 mm de diámetro.

3.5 Estructura Metálica

Es la armazón que soporta el bastidor de recepción, la cadena transportadora y los sistemas de accionamiento, construida de perfiles de acero soldados.

Comprende de dos caballetes, una para el sistema de carga de los ánodos y la otra para el mecanismo de accionamiento del transportador, unidas ambas con dos vigas cuadrangulares.

Presenta las siguientes características :

a) Dimensiones : La estructura forma una armazón de 8,278 mm de largo por 2,290 mm de ancho y 1,266 mm de altura máxima.

b) Descripción :

En cada viga cuadrangular se alojan 20 rodillos que sirven de apoyo para la cadena transportadora. Esto es 40 rodillos por cada tina.

Los 40 rodillos ubicados en las dos vigas son de 140 mm de diámetro exterior por 178 mm de largo cada uno, de material St-70 (acero sin tratamiento térmico de 70

Kg/mm² de resistencia mínima a la tracción, con 0.5% de carbono), giran sobre casquillos de bronce especial.

Los ejes de estos rodillos son de 50 mm de diámetro, material C-35 (acero sin alear de 0.35% de carbono) encajadas en endiduras de los soportes de la armazón.

Se cuenta con dos tensores de cadena ubicadas en la zona de carga que proporciona un juego de 50 mm necesario para el tensado de las cadenas.

Esto se consigue con el movimiento de las dos chumaceras del eje de reenvío, al aflojarse los pernos de sujeción que están encajados en agujeros ovalados.

La estructura presenta una cimentación especial con una profundidad de -155 mm, quedando su borde inferior a un nivel de -99 mm del nivel del suelo de la planta, con un anclaje de 18 pernos.

(Ver Fig. 3.4 Estructura).

3.6 Bastidor de Recepción

Ubicada en la zona de carga, es donde se reciben los ánodos que salen de la rueda de moldeo y que son recogidos por el carro grúa.

Posee los siguientes componentes :

a- Palanca doble de carga

b- Bastidor propiamente dicho

a) Palanca doble de carga

Este dispositivo recibe los ánodos calientes de la pinza del carro grúa y lo coloca en los escotes de las dos hileras de la cadena, sumergiéndolos en el tanque o Tina de Enfriamiento. Consiste de dos palancas acodadas, que en su posición de recogida están inclinadas 45° .

b) Bastidor

Construido de planchas de acero soldados y colocado sobre el eje de reenvío, entre las catalinas de la cadena y sujeto a la armazón dentro del tanque.

En el bastidor se apoya la palanca doble de carga y el cilindro hidráulico de accionamiento.

En la parte superior se tiene una parrilla de $700 \times 1,137$ y 30 mm de espesor, el que descansa sobre un bastidor secundario de perfiles angulares y que se encuentra atornillado al bastidor principal. Esta parrilla cumple la función de proteger al cilindro hidráulico de una posible caída de los ánodos que circulan por encima

(Ver Fig. 3.5 Bastidor de Recepción).

3.7 Dispositivo de Evacuación

Este dispositivo se encuentra ubicado al final de cada tanque de enfriamiento, en la zona de descarga. Levanta automáticamente cada ánodo que llega transportado por la cadena y lo instala en el tramo colector del bastidor apilador, y se encuentra situado a 1,562 mm sobre el nivel superior del tanque. Consta de las siguientes partes

- a-Carro elevador
- b-Bastidor bipartido
- c-Empujador
- d-Casquillos de guía
- e-Caballetes de apoyo
- f-Cilindro hidráulico

a) Carro Elevador

De 1,300 mm de longitud y 970 mm de ancho.

Construido con perfiles en "U", soldados y provistos de una plancha como cubierta y dos pletinas de 30 mm de anchura y 1,250 mm de largo cada una.

El ánodo se carga en el carro en posición inclinada, 20° respecto de la vertical, descansando horizontalmente sobre cuatro ruedas de 100 mm de diámetro. Estas ruedas son de material C-35-N (acero sin alear de 0.35% de carbono, recocido normal) y están provistas cada una de ellas de cojinetes de fricción

autolubricantes de metal DEVA 30/8-1.

b) Bastidor Bipartido

Construido en dos partes :

Parte superior : De acero estructural soldado, apoyado sobre la pared frontal de hormigón del tanque de enfriamiento, mediante dos pernos de cimentación.

Tiene como dimensiones 2,758 mm de largo por 720 mm de ancho. LLeva dos rieles de acero de 1,363mm de largo, 60 mm de ancho y 30 mm de altura, de material St-50 (acero sin tratamiento térmico de 50 g/mm² de resistencia mínima a la tracción), en su extremo lleva como tope una pletina de 20 mm de altura que sirve para detener los ánodos que son arrastrados sobre estos.

También sobre esta estructura se apoyan los caballetes de soporte del empujador.

Parte Inferior: Instalado en posición inclinada, se apoya sobre el fondo del tanque (a unos 985 mm por debajo del nivel del suelo de la planta), con un anclaje por medio de 4 pernos.

Sus dimensiones son de 3,400 mm de longitud (altura) y 1,140 mm de ancho (base), sirve en conjunto con unas pletinas de 2,400 mm de longitud de vía de rodadura

del carro elevador.

Aloja también mediante dos ménsulas las poleas del cable del polipasto y lleva en su parte superior dos patas de un ancho de 1,680 mm sobre los cuales se apoya la parte superior del bastidor.

- c) Empujador : De 1,300 mm de anchura y 220 mm de altura construida por soldadura de planchas, con escotaduras que se acomodan a los rieles y hacen avanzar a los ánodos que van colgados verticalmente por sus orejas.

Posee dos tubos guías pulidos y provistos de una capa de cromo, de 1,900 mm de longitud y 110 mm de diámetro, unidos al empujador mediante tuercas.

- d) Casquillos de guía : Son dos tubos de acero de 168 mm de diámetro y 880 mm de longitud, atornillados en la parte superior del bastidor dispuestos a 700 mm uno del otro.

Dentro de los casquillos deslizan los tubos guías y la lubricación se efectúa mediante engrase.

- e) Caballetes de apoyo: Sostiene a los dos casquillos de guía usando bridas atornilladas, estos en conjunto con los tubos guías constituyen una sola unidad, fijada en la parte superior del bastidor.

- f) Cilindro hidráulico :Es el elemento que acciona

el empujador y efectúa una carrera de 900 mm. El cabezal de articulación del vástago del émbolo actúa sobre los respectivos dispositivos de sujeción del empujador.

3.8 Transmisión y Accionamiento

El accionamiento de los componentes del STA se efectúa por dos métodos :

- a-Sistema de accionamiento oleo-hidráulico
- b-Sistema de polipasto y cables.

Estos dos métodos serán explicados a continuación.

Se señalan la transmisión y accionamiento de cada uno de los componentes del STA:

- 1.Accionamiento del Dispositivo de Carga
- 2.Accionamiento de la Cadena Transportadora
- 3.Accionamiento del Carro Elevador
- 4.Accionamiento del Empujador Apilador

3.8.1 Accionamiento del Dispositivo de Carga

Como ya fue mencionado, cumple la función de colocar los ánodos sobre las dos hileras de la cadena transportadora.

Es accionada mediante un cilindro hidráulico de 130 mm de carrera, con amortiguación en las posiciones extremas, que permite la colocación de la carga sin golpes excesivos.

La presión de la línea de aceite es de 80 Kg/cm², y como la superficie útil del émbolo es de 25.2 cm² se logra una fuerza de 2,000 Kg.

(Ver Fig. 3.5).

3.8.2 Accionamiento de la Cadena Transportadora

Al igual que el sistema de carga, el accionamiento de cada uno de los transportadores está a cargo de un cilindro hidráulico.

Este cilindro acciona una rueda colocada en el árbol de transmisión, usando una palanca en forma de pico de loro, así las dos catalinas impulsoras que también están instaladas en el mismo eje fuerzan el movimiento de la cadena paso a paso.

(Ver Fig. 3.6 Accionamiento de la Cadena Transportadora)

Los elementos que conforman el accionamiento son los siguientes

a) Palanca doble : Construida por soldadura, de 850 mm de largo. Va unida mediante una rotula al vástago del cilindro hidráulico.

b) Soporte : Construida por soldadura de planchas de acero, situada por encima del árbol de transmisión, aloja a la palanca doble, al cilindro hidráulico y al dispo-

sitivo de fin de carrera.

c)Uña de la Palanca : De 550 mm de largo, de material RRSt 52-5 (acero de 52 Kg/mm² de resistencia mínima a la tracción, calidad 3, para condiciones especiales DIN 17100), posee un escote semicircular para agarrar uno a uno los pernos de la rueda impulsora.

(al retroceder el borde inferior de dicha uña se apoya sobre estos pernos).

d)Rueda Impulsora : De acero soldado, sujeta al eje por dos chavetas, con dos coronas de 850 mm de diámetro y 20 mm de espesor material RRSt 52-3.

Posee ocho pernos de 40 mm de diámetro, de material C 45 (acero sin alear con 0.45% de carbono, soldados en un diámetro primitivo de 500 mm y destinados a ser "agarrados" por la uña de la palanca de avance.

e)Cilindro Hidráulico de Avance : Con una carrera de 400 mm, doble efecto y amortiguación en ambos extremos. Como los tiempos de salida y retracción del émbolo son de 3 seg, resulta una velocidad de 133 mm/seg.

La fuerza que se consigue con este cilindro es de aproximadamente 4,313 Kg, que

resulta del cálculo de la presión de 80 Kg/cm² y los 53.91 cm² de superficie del émbolo.

3.8.3 Accionamiento del Carro Elevador

Es accionado por un conjunto de polipasto, cables y poleas, cuyas características son:

Polipasto eléctrico con una capacidad de carga de 1,000 Kg, velocidad de elevación de 24 m/min (0.4 m/seg.), longitud de la trayectoria del gancho de 1.5 m.

Motor eléctrico DEMAG de 6.25 Kw. 440 v, 60 Hz, provisto de rotor cóncavo y freno incorporado.

Cables de un solo ramal de 13 mm diámetro, sección metálica de 72 mm² y alma de fibra.

Dos poleas de cable de fierro fundido de 225 mm de diámetro.

La velocidad de elevación del cable de 24 m/min.

- Fuerza de 600 Kgf. aprox., que resulta de la suma del peso del carro elevador estimado en 220 Kg aprox. y de un ánodo de 375 Kg.

La carga mínima de ruptura de los

cables es de 10,000 Kgf.

(Ver Fig. 3.6).

3.8.4 Accionamiento del Empujador Apilador

Hace uso de un cilindro hidráulico que desplaza el empujador y realiza una carrera de 900 mm como máximo.

Este cilindro se apoya en dos caballetes de soporte que a su vez están atornillados al caballete del casquillo guía.

La fuerza que realiza el émbolo es de aproximadamente 4,000 Kg, la velocidad de empuje es de 250 mm/seg, puesto que los tiempos que requiere el émbolo para la salida y retroceso es de 3.6 seg.

Resumiendo, el sistema de accionamiento hidráulico consta de 3 cilindros, que son controlados por un grupo hidráulico central, de bombas, válvulas, controladores de flujo y que a su vez se comanda automáticamente por la acción de los interruptores de fin de carrera. Adicionalmente se cuenta con un control manual de las operaciones, y que son dirigidas desde los botones en el pupitre de mando.

(Ver fig. 3.6).

CAPITULO 4

INCONVENIENTES DEL SISTEMA ACTUAL

4.1 Preliminares

Debido a la experiencia obtenida por el área de mantenimiento en los años de explotación de la RCU ILO , y en especial por los departamentos mecánico y eléctrico de la planta de ánodos; se ha podido observar y estudiar la operación de moldeo de dicha planta.

Por la observación del funcionamiento del Sistema Transportador de la Rueda de Moldeo, se han detectado serias deficiencias operativas, las que se han traducido en fallas costosas, debido a la frecuencia y a la gravedad de las mismas.

La división de mantenimiento mecánico se ha visto en la necesidad de aumentar sus gastos de reparaciones y tiempo de intervención en este sistema, para poder garantizar la continuidad de la operación de planta.

Esta Tesis se basa en el planteamiento de reducir o eliminar en lo posible las reparaciones que tienen que efectuarse en el STA. El enfoque que se

examina, es el de tipificar las fallas que con más frecuencia se presentan, para luego analizarlas y determinar las causas que lo generan y de esta forma sugerir procedimientos de corrección.

Este capítulo trata del estudio y análisis de las fallas más importantes para luego sugerir métodos de corrección que aumentarán la confiabilidad de operación y que conseguiría un mayor plazo de funcionamiento del STA.

4.2 Antecedentes

Desde el inicio de las operaciones de la RCU-ILO, el sistema de transporte de ánodos presentaba dificultades que obligaban a una continua intervención en la reparación de sus componentes.

Para el colado de ánodos se seleccionó el sistema de colada con parada intermitente, con un sistema de enfriamiento y recojo con grúas y cadenas transportadoras de rodillos. Este sistema no era el mejor, puesto que existían ya sistemas más eficientes, como es el Sistema de Colado continuo con extracción y enfriamiento de ánodos usando cadenas tipo trolley.

Posiblemente la adquisición de este último sistema, por su mayor desembolso inicial de capital no fue seleccionado. Se puede afirmar que el sistema de colado usando las cadenas tipo trolley es técnicamente el mejor pero con un mayor costo.

Las reparaciones aumentaron grandemente y con el tiempo de operación se adicionaron las fallas que surgen por el envejecimiento de la maquinaria, lo que ha dado lugar a tener que efectuar reparaciones generales con parada de todo el sistema de colado.

Considero que el enfoque dado para superar las deficiencias del sistema transportador no es el correcto, puesto que se ha planteado el problema suponiendo que es causado por una negligente explotación, esto es por un mal manejo de los operadores o debido a un descuido e ineficiente mantenimiento, sin antes haber considerado los aspectos constructivos y de diseño.

En la presente Tesis, se propone dar solución al problema desde un punto de vista distinto, prestando importancia a los factores operacionales y a los aspectos de diseño.

Se efectuarán modificaciones en las especificaciones originales de los equipos, sin variar los parámetros de operación, y sin la necesidad de hacer un cambio general de todo el sistema de colado, centrándose en el transportador de ánodos.

4.3 Descripción de las fallas en el Sistema de Transporte de Anodos

El sistema de enfriamiento de los ánodos de la rueda de moldeo, es un sistema en circuito cerrado que utiliza el agua enfriada por 4 torres de enfria-

miento, teniendo un circuito en la misma rueda de colada y el otro consistente en las Tinajas de enfriamiento.

Se muestra en los dibujos presentados un esquema del Sistema de Enfriamiento de los ánodos, con los equipos que intervienen.

(Ver Fig. 4.7 Sistema de enfriamiento de Anodos).

Se ha de entender que el sistema recogedor transportador de ánodos descrito en los capítulos 2 y 3 son parte del sistema de enfriamiento, de ahí que se usen indistintamente ambas denominaciones.

La descripción de las fallas se centra en las que ocurren en los mecanismos y equipos ubicados en las tinajas de enfriamiento, y como ha sido señalado, los equipos del carro grúa de recogida no son tema de estudio.

Las fallas se expondrán en la forma siguiente

- A. Fallas en el Transportador
 - B. Fallas en el dispositivo de evacuación
 - C. Fallas en las estructuras metálicas
 - D. Fallas en el accionamiento
- A. Fallas en el transportador propiamente dicho
- Ha sido comprobado que la geometría y disposición del transportador no es evidentemente la mejor, puesto que provoca que los ánodos de cobre no se asienten correctamente sobre las

dos hileras de la cadena de rodillos, sino que el peso de estas recaiga solamente sobre una de las placas de los eslabones, ocasionando que se ladeen excesivamente lo que a su vez origina que la cadena se salga de la pista de rodadura y que la superficie de rozamiento sea directamente la estructura, provocando entonces un desgaste anormal.

Este excesivo desgaste forma partículas abrasivas que se desprenden de la estructura y aún de la misma cadena. Al introducirse estas partículas entre los intersticios de los elementos de los eslabones, traban los rodillos que impiden su giro y provocan su amarre, haciendo posteriormente imposible un recambio de las piezas de los eslabones.

Otro inconveniente que aparece, es la deformación de los eslabones y modificación de sus dimensiones, que origina dificultades en la sincronización del bastidor de recepción con el movimiento de traslación de la cadena.

La cadena transportadora está instalada de tal forma que su hilera inferior carece de pistas de rodadura, colgando entre las catalinas de impulsión y de reenvío, así en el caso de caída de ánodos, cosa bastante frecuente, sea por rotura de la orejas de los ánodos o por la mala posición de las hileras de la cadena, provoca

la traba del transportador y de no mediar una rápida intervención del personal de mantenimiento, ocurre la rotura o deformación de los eslabones, dobladura de los ejes y deformación de los dientes de las catalinas.

Un aspecto resaltante en la aparición de las fallas y en la presencia de las dificultades operativas, aunque no sea propiamente una falla en si, es el detalle del material de fabricación de la cadena. Como ya se ha descrito los rodillos, casquillos y pines son de material C 15, y las placas de los eslabones de St 52-3 que vienen a ser aceros de bajo contenido de carbono (0.205 como máximo), sin aleaciones especiales, que obligan a que sean voluminosas y pesadas con el fin de reducir los efectos del rozamiento, abrasión y corrosión y asegurar un mayor tiempo de operación.

Las exageradas dimensiones y peso excesivo de las cadenas dificultan la labor de mantenimiento, necesitándose muchas horas/hombre para las tareas de desmontaje y reparación de eslabones que obliga una parada duradera de todo el sistema de colada para realizar estas labores.

B. Fallas en el dispositivo de evacuación

El dispositivo de evacuación consta del carro elevador y del empujador apilador de ánodos. El

mecanismo crítico es el carro elevador, donde se presentan la mayoría de fallas, ocasionando paradas imprevistas del proceso de recojo de ánodos y contratiempos en las operaciones de colada.

- Fallas en el carro elevador

El mecanismo actual, tal como está diseñado origina condiciones operativas muy severas, donde el desgaste y corrosión del material de sus piezas dan lugar inevitablemente al colapso del carro.

Como ejemplo se menciona el desgaste de los rodillos del carro elevador, que al producirse la falla, origina el descarriamiento y volcadura de todo el carro dentro de la tina de enfriamiento.

También son importantes las fallas por la mala colocación de los ánodos, al no estar uniformemente distribuidos en las dos hileras de la cadena, estos se ladean y al momento de montarse automáticamente en el carro se desubiquen y en el izaje se traben y rompan los cables. Por este motivo se tiene una frecuencia elevada de fallas (semanalmente hay rotura de cables) que obliga a reemplazar alrededor de 120 mts de cable mensualmente.

C. Fallas en las estructuras metálicas

El punto crítico de la estructura, son los rodillos de apoyo, instalados en ambos lados de la estructura sobre las vigas cuadrangulares. Estos son 40 rodillos, 20 a cada lado que cumplen la función de pistas de la cadena transportadora.

Estos rodillos sufren también los efectos de rozamiento por fricción, desgaste de su superficie con variación de sus dimensiones, y además se presenta la acción de la sustancia usada como desmoldante, el que constituye un elemento muy abrasivo, debido a la presencia de la sílice entre sus componentes.

La sustancia desmoldante, que se halla en suspensión en el agua del tanque, penetra entre los huelgos y cavidades de los rodillos con la estructura, originando desgaste por abrasión, provocando socavaduras y partículas de desgaste llegando a atascar o amarrar los rodillos, impidiendo el libre giro de estos.

El efecto de la corrosión es también importante, así en la superficie de los rodillos se forman gruesas capas de óxido que traban permanentemente los rodillos, inutilizándolo rápidamente.

Adicionalmente los rodillos presentan dificultades en su instalación y mantenimiento debido

a su peso y volumen, y al igual que la cadena exigen un largo período de parada y muchas horas hombre (Hasta 48 horas) .

D. Fallas en el accionamiento

Básicamente son dos los accionamientos que presentan problemas :

1. Fallas en el accionamiento de las cadenas transportadoras

Como ya se ha explicado, las cadenas son accionadas usando un cilindro hidráulico.

Observando los dibujos presentados, se observa que el cilindro esta conectado al mecanismo de palanca, el que empuja a la rueda con paletas instalada en el mismo eje donde están las catalinas de impulsión. Al girar esta rueda gira el eje y por lo tanto giran las catalinas traccionando las cadenas.

Así como se ha conceptualizado este sistema, las paletas de la rueda de tracción se desgastan rápidamente por fricción, lo mismo ocurre con la uña de la palanca de empuje, lo que provoca que la uña resbale y no haga girar la rueda, y además en la acción de retroceso, la palanca no descansa en las paletas, sino que cae y se traba deteniéndose todo el proceso de enfriamiento y de colado.

Una vez ocurrida esta falla, para corregirla es necesaria disminuir el nivel de agua de la tina, desaguándolo, perdiéndose por eso toneladas de agua desalinizada, además de la parada de proceso que provoca.

Una deficiencia adicional observada a través del tiempo de operación es la continua deformación de las catalinas de impulsión, por efecto de los esfuerzos repentinos que ocurren cuando se traba la cadena. Un aspecto que también deseo incluir, es el fenómeno de la corrosión, puesto que todos los mecanismos se hallan sumergidos en el agua de la tina. Como el material de los diversos elementos es un acero de bajo carbono, sin aleaciones que le impriman características especiales, la razón de corrosión es muy grande (se estima una corrosión de 100 mdd), que origina roturas continuas de piezas como la palanca de empuje y de los pines de la rueda de paletas.

2. Fallas en el accionamiento del carro elevador

El carro elevador del dispositivo de evacuación es accionado por un polipasto eléctrico cuyas características han sido

mencionadas en el capítulo 2.

Al funcionar el motor, el giro es transmitido mediante un acoplamiento elástico al mecanismo de transmisión, que consiste en una caja de engranajes que giran dentro de un baño de aceite. El tambor gira, accionando el cable que va guiado sobre dos poleas y fijado al carro elevador por medio de un guardacabos, perno y pasador.

Al trabarse el carro elevador, debido a la mala ubicación del ánodo o al descarrilamiento de sus guías, el cable se rompe y cae el carro al fondo del tanque, o también llega a trabarse fuertemente entre sus pistas, debiéndose en este caso detener el proceso para destrabarlo y colocarlo correctamente.

Es frecuente el trabajo de cambio del cable (quitar el cable viejo y colocar el cable nuevo), los trabajos de reajuste del freno, y la prueba de izaje en vacío y con carga.

El motor eléctrico del polipasto sufre quemaduras muy frecuentes, lo que perjudica la continuidad del proceso.

Es tan crítico este mecanismo que semanalmente se tienen que cambiar los cables, y se ha llegado a la necesidad de tener en

stock varios carros como unidades de reserva, los que continuamente están reparándose para así proceder al cambio inmediato una vez ocurrida la falla.

Puedo afirmar, de la experiencia, que este conjunto de mecanismos no es el adecuado para el proceso operativo del moldeo.

4.4 Análisis de las fallas

Las fallas son analizadas tomando en cuenta sus características de ocurrencia, en base a datos obtenidos de los registros del departamento de mantenimiento mecánico y la valiosa colaboración de los supervisores de mantenimiento de planta de ánodos, Srs. Pedro Mendoza y Jesús Rosas.

La RCU-Ilo cuenta con un area especializada en la programación de los trabajos de reparación y mantenimiento, y es la que lleva los registros del historial técnico de reparaciones y las fichas técnicas de los equipos y máquinas mas importantes de Planta. Con esta información y la obtenida directamente del departamento de mantenimiento han podido elaborarse las tablas de incidencia de las fallas presentadas. Se presentará inicialmente el árbol de fallas desde el punto de vista de sus efectos, posteriormente este mismo árbol se irá ramificando para determinar las causas y los modos de falla iniciales.

(Ver Fig. 4.1 Fallas del Sistema Actual)

4.4.1 Arbol de Fallas del Sistema Transportador de Anodos en las Tinas de Enfriamiento

El árbol de fallas está elaborado considerando cuatro partes del sistema, que son los siguientes :

1. Fallas en el transportador propiamente dicho :Donde se incluyen las fallas que se presentan en la cadena transportadora, las catalinas y en los ejes.

2. Fallas en el dispositivo de evacuación: Se considera básicamente las fallas del carro elevador, como elemento crítico.

3. Fallas en las estructuras : Los rodillos de apoyo son los elementos de interés en esta parte.

4. Fallas en la Transmisión y Accionamiento: Tanto para la cadena transportadora como para el carro elevador .

4.4.2 Análisis de fallas en el Transportador

De la observación del árbol de fallas, se tiene la ordenación siguiente

- Fallas en la cadena transportadora
- Fallas en las catalinas
- Fallas en los ejes

- Fallas en las cadenas

Se ha resumido un registro anual del his-

torial de reparaciones, asumiéndose 280 días de trabajo útil, en tres turnos y un 20% de tiempo inactivo.

El tiempo de operación efectiva anual sería :

$$t = 280 (24 - 0.2 * 24)$$

$$t = 5,400 \text{ h.}$$

De los datos registrados del Dpto. de Mantenimiento ha sido confeccionado la tabla 4.1 , que se muestra en la página siguiente .

- Fallas en las catalinas

La deformación de los dientes de las catalinas, es un fenómeno gradual y es producida en mayor intensidad cuando las cadenas se traban. La reparación de estos elementos se efectúa muy espaciadamente. En realidad estas no se tocan en el transcurso de unos tres años, puesto que se espera su deterioro total y se procede a cambiar por piezas nuevas.

TABLA 4.1 FALLAS DE LA CADENA TRANSPORTADORA

Falla	Numero de incidentes	Tiempo hasta el fallo (h)	Tiempo parada promedio (h)
1.deformación de eslab. (placas-rodillos)	4	1350	38
2.cadenas se traban	47	115	4
3.rodillos amarrados	12	450	19
4.cadenas salidas	36	150	4
5.rotura de eslabones	24	225	19

- Fallas en los ejes

Al igual de lo que ocurre con las catalinas , los ejes se revisan normalmente cada tres años. Esto es cuando la deformación se hace visible.

Estas fallas son mencionadas, porque si bien la frecuencia de fallas es baja, son reflejo de las fallas anteriormente mencionadas. Tanto las cuatro catalinas como los ejes de reenvío y de tracción deberán de cambiarse, en 10 años, que es el tiempo de vida que recomienda el fabricante en este tipo de piezas.

Los datos de los incidentes de falla registrados no deben ser interpretados erróneamente, por ejemplo, en el caso de amarre de los rodillos de la cadena, el número de fallas registradas es de 12, pero esto no significa que solo en estas 12 oportunidades haya ocurrido amarre, si no que es la situación en que la falla es casi total en los 108 rodillos de que consta esta cadena, y que causa la paralización. El amarre de uno o de varios rodillos no provoca que la línea de proceso se detenga y no es registrado como falla.

4.4.3 Análisis de las fallas en el dispositivo de evacuación

Las fallas del carro elevador son las mas importantes. Del árbol de fallas destacan las fallas siguientes :

- volcadura del carro
- descarrilamiento
- traba del carro

Para confeccionar la tabla del registro de paralizaciones, las fallas de descarrilamiento y de volcadura son considerados como una. Si hay volcadura es que hubo primero descarrilamiento, aunque lo inverso no siempre se cumpla, puesto que

puede haber descarrilamiento sin volcadura.

TABLA 4.2 FALLAS DEL DISPOSITIVO DE EVACUACIÓN

Falla	Nº de inc.	Tiempo medio hasta el fallo	Tiempo de parada promedio
1. descarr. y volcadura	12	450	10
2. carro se traba	48	112	4

* Cuando hay solo descarrilamiento, el tiempo de parada es de 4 h , y cuando el carro se voltea, la puesta en operación lleva 16 h. Se está tomando un promedio.

4.4.4 Análisis de fallas de la estructura

Tal como se observa en el árbol de fallas, las fallas en los rodillos de apoyo son las críticas :

- los rodillos se traban
- los rodillos se deforman

Estas fallas no provocan una paralización intempestiva de las operaciones. Se observa que estas fallas son debido sobre todo al desgaste gradual de las piezas. La reparación y cambio de los elementos dañados se efectúa en las paradas programadas para reparaciones de envergadura.

En los rodillos, su espesor es de 45 mm, luego de un corto plazo de operación (6 meses aproximadamente) el espesor se reduce hasta casi 30 mm, producto del

desgaste y sobre todo del fuerte ataque corrosivo. La reparación de un rodillo así dañado es inútil y caro debiéndose desechar y colocar piezas nuevas de reemplazo.

4.4.5 Fallas en la transmisión y accionamiento

Se tiene los dos grupos siguientes de fallas :

- Fallas en el accionamiento de la cadena
- Fallas en el accionamiento del carro elevador

- Fallas en el accionamiento de la cadena

Se han resumido las fallas en el cuadro siguiente :

TABLA 4.3 FALLAS EN EL ACCIONAMIENTO DE LA CADENA

Falla	Nº de incidentes	tiempo medio hasta el fallo (h)	tiempo de parada promedio (h)
Fallas en la palanca doble			
1.Uña resbala	48	112	2
2.Palanca se traba	12	450	2
3.Palanca se rompe	2	2700	10

En la rueda de tracción

4.rueda no gira (pines rotos o gastados)*

* Las fallas en la rueda de tracción, son por lo general debido a las fallas en la palanca doble, y las paralizaciones por pines rotos o gastados es anual, puesto que la reparación de esta pieza se efectúa en una reparación general con parada programada.

Fallas en el accionamiento del carro
elevador
de igual forma :

TABLA 4.4 FALLAS EN EL ACCIONAMIENTO DEL CARRO ELEVADOR

Falla	Nº de incidentes	tiempo medio hasta el fallo	tiempo de parada promedio
1.rotura de cables	48	112	6
2.rotura del guardacabos	12	450	6
3.Motor quemado	2	2700	10

La rotura de cables, es la falla mas frecuente. En realidad es en conjunto con las fallas de las cadenas las que reflejan mas el problema de operación que representa el sistema transportador tal como está diseñado y construido.

4.5 Diagnóstico de las causas de las fallas

4.5.1 Factores que intervienen en la aparición de las fallas

En la descripción y análisis de las fallas se han mencionado algunos de los factores

determinantes, resaltando la configuración del diseño, que origina que los efectos del desgaste y la corrosión sean considerables.

Falta tener en consideración la influencia de otros factores que intervienen en el envejecimiento y la pérdida de fiabilidad de la maquinaria en estudio.

Estos factores los he clasificado en la forma siguiente

- A. Factores ambientales
- B. Factores operacionales
- C. Factores constructivos

A. Factores ambientales

Las tinas de enfriamiento forman parte del sistema de refrigeración de la rueda de moldeo, así la regulación del agua que ingresa a las tinas debe de cubrir los ánodos y luego tender a un rebose suave, retornando por una tubería al tanque central de agua caliente.

El sistema de transporte de ánodos se halla sumergido en las tinas, cumpliendo la función de trasladar a todo lo largo de estas los ánodos recién salidos de los moldes, permitiendo el enfriamiento necesario hasta su eva-

cuación y traslado a la prensadora. Los factores ambientales que influyen en el funcionamiento del transportador son :

Agua del tanque : Es el medio en que opera el transportador. Tanto las estructuras como todo el sistema de accionamiento están sumergidos.

Vapor de agua : Se genera por la ebullición del agua de las tinas, formando un ambiente bastante húmedo (se estima un 100% de hr) en toda el área adyacente.

La parte superior del bastidor de evacuación y el sistema de accionamiento del carro elevador operan bajo este ambiente.

- Temperatura del agua de las Tinas : El agua se mantiene a una temperatura de 100°C, y en el área adyacente por efecto del vapor se llega a una temperatura de 60°C.

- Desmoldante abrasivo : El aditivo desmoldante que se encuentra en suspensión en el agua de enfriamiento es un elemento bastante abrasivo que se utiliza en estado sólido finamente dividido. Este compuesto se lo emplea

mezclado con agua, añadiéndose la solución a la cara del molde caliente en la rueda de moldeo; al separarse cada ánodo de sus moldes lleva consigo parte de este desmoldante y al ser sumergido en las tinas, esta sustancia se desprende mezclándose con el agua.

Ambiente corrosivo : Es evidente que la presencia de agua, vapor y temperatura local elevada formen un ambiente propicio a la oxidación y corrosión. Se agrega el anhídrido sulfuroso (SO_2) presente en la atmósfera formado por las emanaciones de las chimeneas de los hornos de la fundición cercana perteneciente a la SPCC, y el ambiente salino por la cercanía al mar de la UP-RCU ILO.

Es conocido que el anhídrido sulfuroso en presencia de agua tiende a formar ácido sulfúrico, que es un ácido que corroe fácilmente el acero, hecho que tiene que tomarse en cuenta en la selección de materiales a proponer en la modificación del transportador.

B. Factores de operación

En la operación del sistema transpór-

tador se tienen los factores siguientes que repercuten en la generación de las fallas :

- Características de la carga : Cada tina de enfriamiento tiene capacidad para transportar 18 ánodos comerciales en toda la longitud de la cadena. Esto quiere decir que en un momento determinado la carga a soportar por el transportador sería de 6,750 Kg (considerando 375 kg/ánodo). Esta sería la carga teórica, ya que realmente sobre la cadena se llegan a colocar mayor cantidad de ánodos (se llega a sobrecargar con 26 ánodos) y si consideramos que cada ánodo comercial pesa 390 Kg * la carga a soportar sería de 10,140 g. Este exceso de carga fuera de diseño ocasiona las deformaciones de los dientes de la catalina de empuje.

*Se ha llegado a obtener ánodos comerciales con ese peso.

Otro aspecto a considerar es la temperatura de los ánodos recién salidos de la rueda de moldeo, que se encuentran a una temperatura promedio de 450°C y que en los instantes inicia-

les de la colada esta puede llegar a 600°C debido al retraso de la refrigeración de los moldes .

En estas condiciones cada ánodo debe ser colocado sobre la cadena transportadora, que es la que debe resistir el cambio brusco de temperatura.

- Velocidad de la cadena transportadora : Lo da el accionamiento del cilindro de avance, con émbolo de 100 mm de Diam. y carrera de 400 mm.

Los tiempos de salida y retracción del émbolo son de 3 seg c/u, resultando una velocidad de 133 mm/seg (8 mpm).

La velocidad de la cadena transportadora es de 84 mm/seg ($294 \text{ mm} / 3.5 \text{ seg} = 84 \text{ mm/seg} = 5 \text{ mpm}$) en cada período de movimiento.

- Distancia recorrida : La distancia que recorre cada ánodo, desde el instante en que es descargado sobre la cadena, hasta su evacuación por el carro elevador, es de 5,002 mm, considerando 4 mm de juego ($17 * 294 \text{ mm} + 4 \text{ mm} = 5,002 \text{ mm}$).

Frecuencia de operación : La produ-

cción de cobre catódico anual en la refinería es de 150,000 TM, pero esta producción se consigue con el 84 % de ánodos buenos, si se considera el 100% , la cantidad de cobre moldeado por año sería de 178,571 TM/año, considerando 280 días de trabajo al año la cantidad producida por día será de 637 TM/día.

La producción de ánodos comerciales sería de 587 TM/día, que equivale aproximadamente a 1,564 ánodos comerciales producidos por día. Como son dos tinas de enfriamiento, por cada una de ellas circularán aproximadamente 782 ánodos /día.

Este último dato, da una idea de la frecuencia de operación diaria del transportador. El carro recogedor del dispositivo evacuador, recoge uno por uno los ánodos de la cadena transportadora, así esta operación tiene que repetirse 782 veces diarias en las condiciones normales de operación.

Fricción entre superficies en contacto : Se presenta por el contacto de los ánodos con la cadena, así como entre la cadena y la estructura que

lo soporta, igualmente ocurre rozamiento significativo en los rodillos guías del carro elevador, también en las catalinas, en la rueda principal de tracción, en la uña de la palanca de empuje etc, en suma son muchos los dispositivos que funcionan bajo fricción y sujetos al fenómeno de desgaste paulatino.

- Cargas de fatiga : Se denominan cargas de fatiga, a aquellas que originan esfuerzos fluctuantes y repetitivos en los elementos de máquinas, que aún siendo de menor magnitud que su resistencia mínima de fluencia o rotura, originan fracturas o grietas, provocando la falla que se le conoce como falla por fatiga.

Los elementos que están sujetos en mayor medida al fenómeno de fatiga son los eslabones de la cadena transportadora y los dientes de las catalinas de tracción.

Estos esfuerzos por fatiga, en un ambiente corrosivo como es el del sistema transportador, origina el fenómeno conocido como corrosión bajo fatiga.

En medios no corrosivos, se puede determinar una tensión crítica denominada límite de fatiga que a cargas inferiores a dicho límite no ocurrirá la falla, ni después de un número infinito de ciclos de esfuerzo.

En medios corrosivos, que es la situación que se tiene en el sistema en estudio, dicho límite no existe, esto es que la falla se presentará irremediablemente después de un cierto número de ciclos sin importar cuán baja sea la tensión aplicada.

Este tipo de falla, por su naturaleza imprevisible es difícil de prevenir, lo que obliga a tomar medidas para minimizar los factores que afectan la duración de los elementos bajo fatiga.

C. Factores constructivos

La importancia de los factores constructivos ya ha sido expuesta al describir las fallas que se presentan y son estos precisamente los que favorecen o propician las repercusiones negativas de los otros factores.

Los factores constructivos son :

- Diseño : Se menciona el diseño como

factor constructivo, puesto que el transportador se lo ha concebido como una maquinaria sumergida, y considero que si se está buscando eliminar los aspectos negativos para un buen funcionamiento, una alternativa sería plantear que la maquinaria no tenga porqué estar sumergida y mas bien diseñar un tipo de transportador aéreo. (como los teleféricos).

Como las condiciones de servicio no serán modificadas, el diseño deberá de tener en cuenta estos factores necesariamente.

- Geometría : Este es un factor que ya ha sido mencionado anteriormente, cabría añadir que aún usando el mismo sistema pero modificando su configuración puede conseguirse importantes mejoras, siendo esta una de las ideas de la presente Tesis.

Dimensiones : Las incongruentes dimensiones de la cadena y de la estructura, complican su mantenimiento y reparación obligando a paradas prolongadas.

Material : El material empleado en la construcción de la cadena es un

acero St 52-3 y C15 para los bujes y pines, que es un acero de bajo contenido de carbono y sin aleaciones, que como se explicará mas adelante es recomendable cambiar por otro tipo de material que resista mejor las severas condiciones de operación.

- Peso : El peso de las cadenas y los rodillos pistas, dependen del material y sus dimensiones, así al ser la cadena voluminosa será pesada y difícil de manipular. Esto influye igualmente en la configuración de las catalinas de cadena, los ejes, la estructura que soporta todos estos elementos es robusta y pesada.

4.5.2 Estudio de las causas de las fallas

A. Árbol de modos de fallas

Prosiguiendo con el árbol de fallas elaborado, se continúa con el mismo procedimiento de determinar las causas, y causas de causas de los sucesos. El análisis se continúa en la determinación de todas las causas imaginables; y se elabora el árbol de fallas de los elementos del sistema transportador.

(Ver Fig. 4.2 Árbol de Fallas).

A partir del árbol de fallas, puede confeccionarse la tabla siguiente de modos de falla (aquí se entiende el modo de falla como diferente de la causa básica de la falla, así se puede decir que un elemento falla por fatiga, como el modo en que ha fallado la pieza, pero es distinto a la determinación de la causa de la fatiga .

TABLA 4.5 TABLA DE MODOS DE FALLA DEL TRANSPORTADOR

MODOS	Nº de Fallas
. desgaste general.....	11
desgaste abrasivo.....	3
. desgaste corrosivo.....	2
	16
. corrosión (galvánica,atmosférica	2
. corrosión bajo fatiga.....	5
. corrosión bajo tensiones	1
. desgaste corrosivo.....	2
	10
. fatiga.....	2
. corrosión bajo fatiga.....	5
	7
. otros (mala operación).....	8
TOTAL	41

B. Fenómenos causantes de fallas

Al resumirse todos los modos de falla en la operación del sistema transportador de ánodos, se concluye que la mayor proporción de fallas están asociados con el desgaste, la corrosión y el fenómeno de fatiga.

Estos tres fenómenos, han sido estudiados detalladamente, para llegar a determinar las acciones necesarias para corregirlos o minimizarlos. En la sección del apéndice se ensaya una revisión de la teoría del desgaste de las piezas, el fenómeno de la fatiga y la acción de la corrosión, enfocando los temas en el objetivo de la Tesis, que es la de mejorar las condiciones de operación del sistema transportador de ánodos.

4.5.3 Métodos de control y corrección

Se revisará aquí la metodología aconsejada por la literatura especializada para, corregir, controlar o minimizar los efectos de los fenómenos causantes de las fallas de un sistema mecánico y encontrar las recomendaciones aplicables al sistema en estudio

A. Procedimientos de control del desgaste

Según los tipos de desgaste, se tienen las siguientes recomendaciones :

a. Control del desgaste adhesivo

Los factores que intervienen en el proceso de desgaste, son :

Adherencia de la pareja de metales .

Características operacionales (carga, distancia recorrida).

Características de los materiales.

Acabado superficial.

Contaminantes.

De estos, los factores controlables son las características de los materiales a usar, el acabado superficial y el uso de contaminantes.

En lo referente a los materiales, para disminuir la cantidad de desgaste se sugieren las reglas siguientes:

usar materiales duros.

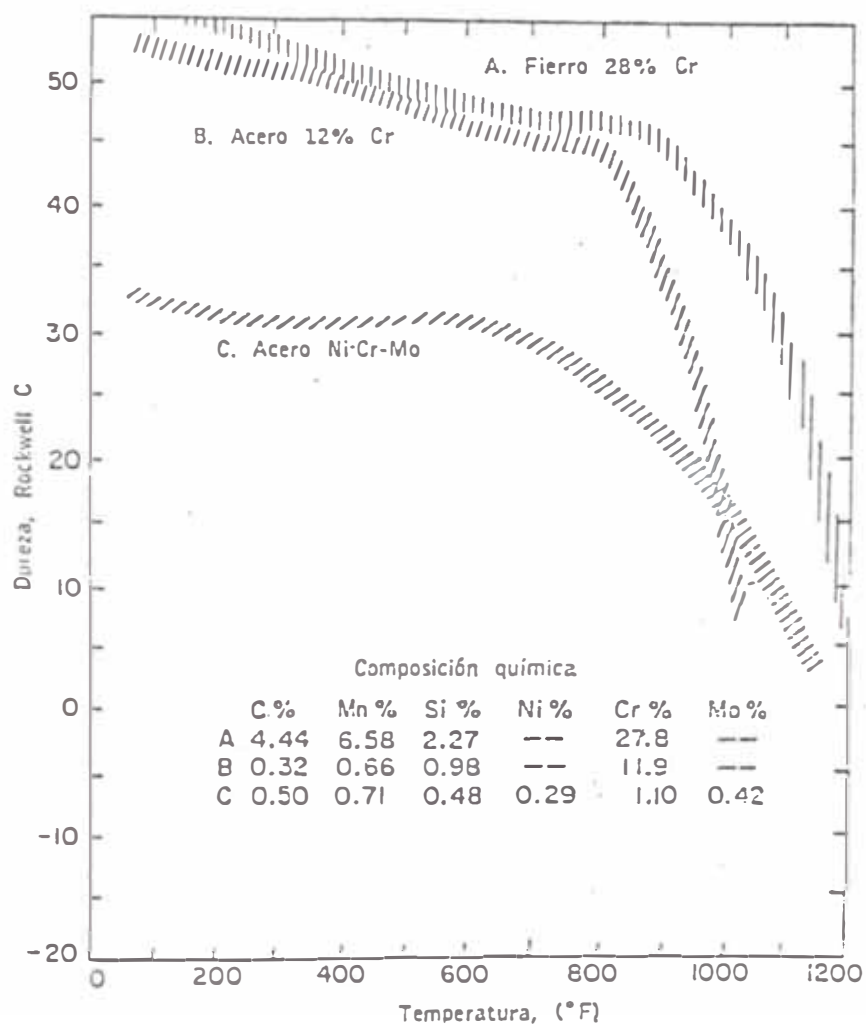
usar materiales de baja interacción tal que cualquiera de las dos combinaciones deben dar un valor intrínseco bajo del traba-

jo de adhesión de los materiales en contacto.

Si se observa que el calor es un factor importante, debe de buscarse materiales que conserven la dureza en caliente.

El calor puede templar estructuras endurecidas, puede causar cambio de fase que incrementan la dureza y la fragilidad y aún puede acelerar el ataque químico por oxidación y por incrustaciones. Observar el gráfico que muestra el efecto de la temperatura sobre la dureza en varios aceros. (pag. 49 - Lipson).

FIG. 4.4 Efecto de La Temperatura sobre La Dureza de varios aceros



El acabado superficial, se hace por lo general por pulido, esmerilado y rectificado.

Dentro de los contaminantes, la lubricación es el más común y el más económico de los métodos para controlar el desgaste. sin embargo emplea con mayor frecuencia procesos y materiales donde imposible usar lubricación. en este caso solo cabria el control por otros métodos.

- b. Control del desgaste abrasivo
Pueden usarse dos procedimientos
Cambio del material por otro de mayor dureza: Cuando llegamos a la cuestión de la prevención de la acción abrasiva en los sistemas bajo deslizamiento, la consideración de la dureza es la principal.

Las superficies que son resistentes al desgaste abrasivo deben ser mas duros que las partículas contaminantes. Aquí cabe resaltar que el elemento contaminante mas comun y que existe en abundancia en la tierra es la sílice.

La sílice tiene una dureza tan grande como la de los metales, de este modo se puede encontrar aleaciones posibles para resistir la abrasión. (la Sílice SiO_2 con dureza de 800 Kg/mm^2). Se muestra una tabla de materiales resistentes a la abrasión dando sus valores de dureza en unidades de presión. (Kg/mm^2).

TABLA 4.6 MATERIALES RESISTENTES A LA ABRASION
(Rabinowicz)

Material	Dureza
Acero para cojinetes	700 - 950 Kg/mm ²
Acero para herramientas	700 - 1000
A. cromado(electroplateado)	900
A. carburizado	900
A. nitrilado	900 - 1250
Carburo de tungsteno	1400 - 1800

Estudios al respecto han demostrado que es necesario que el material tenga también buenas propiedades de fatiga superficial. El efecto del tamaño de las partículas abrasivas es importante, cuanto mas pequeñas son las partículas abrasivas, la cantidad de daño es limitado; en consecuencia el peligro debe ser precavido en la formación de partículas de desgaste grandes, y por lo general estas partículas surgen como resultado de fracturas por fatiga superficial.

Resumiendo lo dicho, se ha aceptado que para que un material pueda ser rayado o gastado apreciablemente es preciso que el

abrasivo sea mas duro que el material, aunque por lo que se ha visto esto no es completamente cierto, sin embargo existe una marcada reducción en la tasa de desgaste cuando la dureza del mineral abrasivo es menor que la del material bajo abrasión.

Cambio de superficie : En el diseño de máquinas, el uso de materiales aleados duros puede ser costoso, de ahí que se empleen técnicas de formación de superficies protectoras.

Se adjunta una tabla

(Tabla 4.7), indicando las técnicas mas comunes, pero hay que observar que estos métodos deben emplearse en condiciones de desgaste medio.

c. Control del desgaste por fatiga superficial

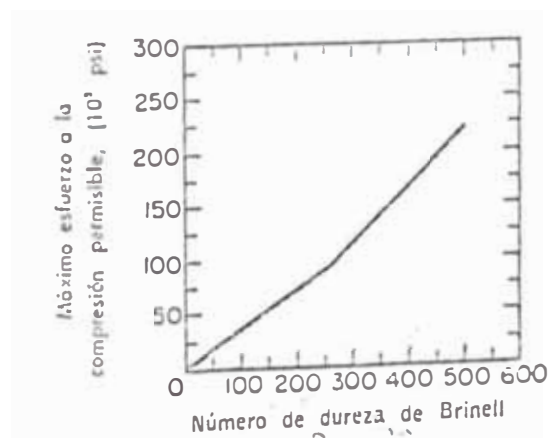
Para efectos del control de este modo de falla se usan los siguientes procedimientos empíricos :

TABLA 4.7 TÉCNICAS PARA CAMBIAR LA SUPERFICIE Y OBTENER RESISTENCIA A LA ABRASION

Técnica	Aplicable a
Electroplastía (cromo y níquel)	Materiales ferrosos y no ferrosos.
Anodizado	Aluminio, magnesio, zinc.
Difusión (impregnación) carburizado carbonitruración cianuración	Aceros únicamente (aceros bajo carbono)
Fluidizado Metalizado	Materiales base metálicos y no metálicos
Endurecimiento superficial por flama o por inducción	Hierro y acero

Aumentando la dureza, se aumenta la resistencia a las socavaduras. Esta elección de la dureza del material, está condicionada por las cargas a transmitir y el acabado superficial. En la fig. 4.5 se gráfica la relación entre la carga y la dureza.

FIG. 4.5 Relación Entre la Carga y la Dureza
(PAG. 87 - LIPSON).

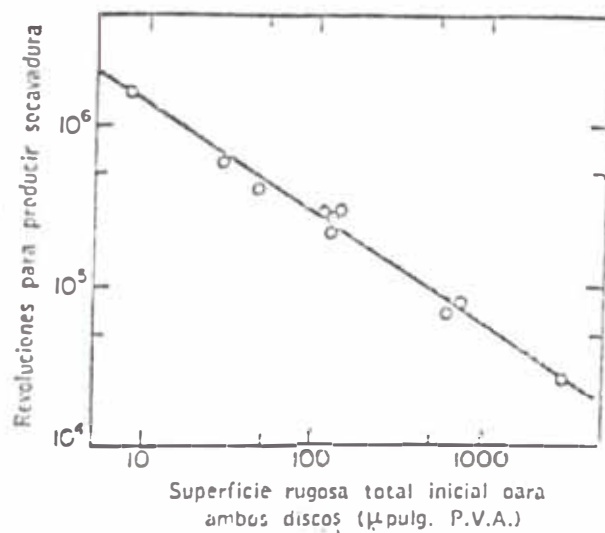


La resistencia a la formación de socavaduras por fatiga superficial, puede aumentarse considerablemente con el pulido de la superficie.

Cualquier modificación que reduzca los esfuerzos de hertz y en algunos casos que reduzca la velocidad de deslizamiento, ayuda a prevenir las socavaduras.

Se muestra gráficamente la relación entre las revoluciones necesarias para producir socavaduras y la rugosidad de la superficie para un rodillo.

FIG. 4.6 Revoluciones de socavaduras vs rugosidad
(PAG. 86 - LIPSON)



d. Control del desgaste por corrosión

Se pueden mencionar los métodos siguientes para disminuir los efectos del frotamiento :

Amortiguando las vibraciones causantes se reduce el daño.

Para el caso de chumaceras o acoplamientos flexibles (cadenas), la solución más frecuente es el empleo de lubricante líquido. La función principal de este es que el oxígeno no alcance la superficie que puede ser afectada.

Alterando las condiciones existentes, esto es impidiendo el movimiento relativo y deslizamiento en lo posible.

Cementando y nitrurando las superficies se aumenta la resistencia a la corrosión por frotamiento.

También se consigue un aumento de la resistencia endureciendo la superficie mediante tratamiento térmico o por trabajo en frío.

B. Control de la fatiga

Al diseñar piezas que trabajan bajo sollicitaciones de fatiga, se recomienda recurrir a las medidas siguientes para aumentar la resistencia a la fatiga.

Emplear materiales que sean en lo posible homogéneos en su estructura microgranular, libres de focos concentradores de tensiones (grietas, incrustaciones metálicas).

Dar a las piezas configuraciones que reduzcan la concentración de tensiones.

Elaborar cuidadosamente la superficie de una pieza puliéndola inclusive, para eliminar las rayas mas diminutas, puesto que estas pueden ser el comienzo de una grieta por fatiga.

Emplear un tratamiento superficial por endurecimiento por deformaciones en frío o batido de perdigones, con lo que se puede aumentar el período de servicio de las piezas, 2 a 3 veces con gastos suplementarios insignificantes.

Los fallos debido a la fatiga proceden frecuentemente de las vibraciones, en particular si estas son amplificadas por resonancia, y para evitar tales fallos puede ser ventajoso emplear un material con capacidad de amortiguamiento elevado. La sustitución de un material de resistencia mas baja con una capacidad de amortiguamiento mas elevado mejora en muchos casos la resistencia a la fatiga.

En los aceros suaves, las fundiciones de hierro y en particular en los aceros inoxidable se han encontrado valores elevados de amortiguamiento del material, mientras que en los aceros de elevada resistencia y las aleaciones de aluminio se presentan valores bajos.

C. Control de la corrosión

Los métodos para proteger contra la corrosión piezas metálicas que se encuentran funcionando en ambientes corrosivos son muy diversos, se efectuará un recuento de los sistemas

actualmente existentes usados en el control de la corrosión, dependiendo de las características y del tipo del ataque corrosivo.

a.Método de la modificación del medio
Son aplicables los siguientes procedimientos

deshumidificación del aire.

- desaireación del agua
- adición de inhibidores.

b.Método de los recubrimientos protectores

Se basa en la separación o aislamiento del metal del medio agresivo interponiendo una barrera entre ambos.

Pueden usarse :

Recubrimientos por conversión

(fosfatado, cromatado, pavonado, anodizado).

Recubrimientos metálicos (recubrimientos electrolíticos, por depósito químico, por pulverización, plaqueados).

Recubrimientos orgánicos (pinturas, resinas, grasas, revestimiento de plástico).

c. Método de la modificación del metal
Como el comportamiento de un material metálico en un medio determinado depende mucho de su composición química y de su estructura interna, el cambio de un material por otro con características adicionales dadas por la inclusión de otros componentes resulta beneficioso. Por ejemplo cuando se pasa de un acero corriente a un acero inoxidable de Cr y Ni o cuando con la adición de Mo se consigue detener la corrosión por picaduras del acero inoxidable en agua de mar.

Es también posible efectuar el cambio total del material a usar, por ejemplo al sustituir los tornillos de acero por otros de bronce cuando la instalación va a trabajar sumergida.

d. Método de la protección

electroquímica.

Son importantes los dos métodos de protección que se aplican usando principios electroquímicos :

Protección Catódica

Consiste en transformar toda la

superficie del metal en un cátodo donde se llevará a cabo las reacciones de reducción manteniéndose el metal sin deterioro.

Protección Anódica

Se basa en la aplicación externa de una corriente anódica con el fin de llevarlo a un determinado potencial que formará sobre la superficie metálica una película protectora, efecto conocido como pasivación de la superficie.

e. Método de la modificación del proyecto o diseño

La aplicación de medidas protectoras para reducir los efectos de la corrosión sustentándose en la elaboración de un buen proyecto que emplee adecuadamente los fundamentos de control de la corrosión, constituye la síntesis de este método.

El diseño en este sentido es muy importante, evitando todos aquellos factores que puedan provocar perjuicio por el desarrollo de procesos corrosivos en el proyecto de equipos

o estructuras metálicas.

los ejemplos siguientes ilustran la idea :

Evitar el contacto directo entre metales de muy distintas características electroquímicas. Así , cuando en las construcciones navales se tiene que unir acero con aluminio, se debe interponer entre ambos una pletina de material aislante eléctrico.

Procurar que el metal que constituye el remache o tornillo sea catódico frente al resto de la estructura. Así, la unión de unas planchas de cobre con tornillos de acero en agua de mar fallaría rápidamente, mientras que la unión de planchas de acero con tornillos de cobre perduraría.

Preveer un drenaje adecuado de los miembros estructurales de acero expuestos a la lluvia, esto es mediante el taladro de agujeros.

De existir riesgo de presentarse corrosión bajo tensión o bajo

fatiga, se procurará suprimir estas sollicitaciones y evitar la existencia de ángulos y muescas concentradoras de tensiones.

Como medida contra fallos prematuros se acostumbra dar mayores factores de seguridad a las piezas, para compensar los efectos de la corrosión. Es recomendable no adoptar esto como solución sin haber estudiado antes otros procedimientos implicados en el asunto.

4.6 Procedimientos de corrección de fallas en el STA

Habiendo revisado la problemática de la operación del sistema transportador, se plantean ahora los procedimientos que permitan corregir las deficiencias sustanciales generadoras de las fallas detectadas.

Teóricamente, lo que se investiga son los métodos para darle mayor confiabilidad a la explotación del sistema y los medios para aumentar la longevidad; convendría ahora encontrar soluciones explícitamente aplicables al transportador.

4.6.1 Correcciones sugeridas en el transportador propiamente dicho.

Del árbol de modos de falla, puede construirse la tabla siguiente :

TABLA 4.8 MODOS DE FALLA

COMPONENTES	MODOS DE FALLA
Cadena Transportadora	
- placas de eslabones.....	desgaste abrasivo desgaste por rozam. sobrecargas cargas de choque cargas de fatiga corrosión bajo fatiga
- rodillos de los eslabones...	desgaste abrasivo desgaste por fat. sup. corrosión uniforme
- pines y bujes.....	desgaste abrasivo desgaste por rozam. sobrecargas corrosión bajo fatiga cargas de choque
Catalinas	
- dientes.....	sobrecargas desgaste por fricción cargas de fatiga desgaste por fat. sup.
ejes.....	sobrecargas cargas de fatiga cargas de choque

Teniendo en cuenta la descripción de fallas del acápite 4.3, como los factores que intervienen en la aparición de estas del acápite 4.5.1 , y en conjunto con la tabla de modos de falla antes mostrado se sugieren los siguientes procedimientos de corrección que toman en consideración lo

explicado en el acápite 4.5.3 , donde se da las metodologías que son posibles de aplicar.

A. Cambio del tipo de cadena transportadora

La sugerencia se fundamenta en el hecho que la cadena en uso es pesada, de difícil mantenimiento y que es afectada muy seriamente por la corrosión y el desgaste abrasivo.

La nueva cadena transportadora deberá tener las siguientes características:

Componentes en general de menor tamaño y peso que faciliten el trabajo de reparación y mantenimiento.

Rodillos con superficies de mayor dureza, que brinden mayor resistencia al desgaste abrasivo.

Cadena mas sencilla de instalar y operar, con menores dimensiones y mayor resistencia al desgaste y corrosión.

Cadena en lo posible que sea de producción estandarizada por fabricantes y normalizado, que

facilite la adquisición de repuestos.

B. Cambio de materiales de la cadena

Es un hecho ya señalado que los materiales de la cadena en uso no conjugan adecuadamente con el medio y los factores de operación. En este sentido se recomienda lo siguiente

Componentes con material mas resistente a la acción corrosiva del medio.

Cadena con piezas de material mas resistente a la acción de choques bruscos y cargas de fatiga.

Rodillos y placas de materiales resistentes al desgaste abrasivo.

Materiales que operen sin problemas en condiciones sumergidas y en temperaturas que oscilen entre 450°C y 100°C.

C. Cambio de la configuración de la cadena

El dimensionamiento y forma actual no es la más idónea para la operación a que está sometida. Se sugiere lo siguiente :

Las hileras de la cadena, como las dimensiones y forma de los eslabones deben ser de una configuración que eviten que estas se ladeen al cargarse con los ánodos.

Instalación de pistas para las hileras inferiores, para corregir el problema de los ánodos que se traban al caer.

Dimensionamiento de la instalación mas reducida, con pistas de la cadena de fácil recambio y estructuras mas livianas y sencillas.

Disposición global de la cadena que facilite las operaciones, evitando la caída de ánodos y disminuyendo el riesgo que la cadena salga fuera de sus pistas.

D. Cambio de las catalinas

Catalinas de menores dimensiones y por lo tanto de menor peso.

Dientes de las catalinas especialmente tratados para evitar el desgaste por fatiga superficial y fricción.

Material de la catalina resistente a la acción corrosiva del agua del tanque y de resistencia efectiva a los choques bruscos y cargas de fatiga.

Modelo de catalinas que sean estandarizadas y normalizadas, que faciliten su fabricación y adquisición.

E. Cambio de ejes

Ejes de diseño más ligero, con menor peso y óptima resistencia a cargas de choque y fatiga.

Material de los ejes con buena resistencia a la corrosión.

Resumiendo, lo que se plantea es cambiar o modificar el modelo de cadena transportadora en uso, tanto en su tipo, material, dimensionamiento, que signifique una mejora desde el punto de vista de corrección y control de las fallas previstas (en sus modos de desgaste, corrosión y fatiga).

4.6.2 Correcciones sugeridas en el dispositivo de evacuación

Del árbol de fallas se tiene la siguiente tabla .

TABLA 4.9 MODOS DE FALLA DEL DISPOSITIVO ELEVADOR

DISPOSITIVOS	MODOS DE FALLA
Carro elevador	
componente corroído	
rodillos guías.....	corrosión uniforme
componentes fracturados	
guardacabos.....	sobrecargas
	cargas de fatiga
pin de rodillos....	sobrecargas
	cargas de choque
componentes gastados	
rodillos guías	desgaste por rozam.
	desgaste por fat. sup.
	desgaste corrosivo
	desgaste abrasivo.

Se aconsejan las modificaciones siguientes:

A. Modificación del tipo de carro

Desechar el sistema actual de elevación de ánodo por ánodo, cambiándolo por un sistema de elevación en paquetes evitando la elevada frecuencia de operación del carro.

Modificación del complicado sistema de rodillos guías por otro más sencillo, usando rodajes antifricción, protegidos adecuadamente contra la acción del agua.

Cambio total del diseño del ca-

Instalación de un perfil adicional para instalar una pista de cadena para las hileras inferiores.

Lo que se persigue es la instalación de una estructura mas compacta y simple, evitando el tipo de desgaste más crítico en estas piezas, como es el desgaste abrasivo.

4.6.4 Correcciones sugeridas en la transmisión y accionamiento

A. Accionamiento de la cadena transportadora

Del árbol de fallas se tiene:

TABLA 4.11 MODOS DE FALLA DEL ACCIONAMIENTO DE LA CADENA TRANSPORTADORA

DISPOSITIVOS	MODOS DE FALLA
Palanca doble de carga	
- Palanca de carga	corrosión bajo fatiga fractura por sobrecarga cargas de choques
- Uña	desgaste por fricción desgaste por fatiga superficial
Rueda de tracción	
- Pines de la rueda	corrosión bajo fatiga cargas de choque sobrecargas

Las modificaciones sugeridas son:

a. Cambio del método de accionamiento

Modificando el accionamiento empleado de cilindro hidráulico y palanca doble por un sistema más simple que elimine o evite en lo posible que todas sus piezas estén sumergidas se conseguiría disminuir la acción corrosiva del agua.

Cambio del accionamiento de paso a paso de la cadena por uno continuo con control de velocidad mediante un reductor-variador.

Eliminación de los dispositivos causantes de falla con parada de proceso, que son la palanca doble y la rueda de tracción y su reemplazo por una transmisión simple que podría ser de cadena o de engranajes según el espacio disponible y la potencia requerida.

b. Cambio del elemento motriz y del sistema de transmisión

Al eliminarse el cilindro hidráulico como elemento motriz,

cambiándolo por un motor eléctrico se podría eliminar también todos los mecanismos de accionamiento y transmisión indicados.

B. Accionamiento del carro elevador de ánodos

Se muestra la siguiente tabla :

TABLA 4.12 MODOS DE FALLAS DEL ACCIONAMIENTO DEL CARRO ELEVADOR

DISPOSITIVO	MODOS DE FALLA
Polipasto eléctrico.....	corrosión bajo fatiga cargas de fatiga cargas de choque sobrecargas
Motor eléctrico.....	sobrecargas

Las modificaciones que se recomiendan en este caso son :

Cambio total del polipasto

Se propone utilizar un sistema diferente de izaje del carro elevador, desechando el polipasto, que en las actuales circunstancias no resulta ser el equipo adecuado debido a los diferentes modos de falla que presenta.

El uso de cables es un factor crítico; por lo que se sugiere

efectuar la elevación de la carga en forma directa usando las capacidades de dos cilindros hidráulicos dispuestos adecuadamente.

Modificación del sistema motriz
Inversamente a lo que se propuso en el caso de las cadenas transportadoras, se recomienda usar cilindros hidráulicos para el izaje del carro elevador, eliminando el uso del motor eléctrico evitando así los problemas que ocasiona.

Instalación de un sistema de izaje que no vaya sumergido con una menor frecuencia de operación, evitando los efectos de la fatiga de los materiales en presencia de medios corrosivos.

En resumen, la sugerencia tiene el objeto de cambiar el sistema actual de izaje por otro de mayor confiabilidad, que trabajando en conjunto con el carro elevador de carga propuesto, funcione con la mínima cantidad de interrupciones y signifique por lo tanto una mejora en la operación.

4.6.5 Planteamiento final sugerido del sistema de transporte de ánodos

Las modificaciones aconsejadas vistas sucintamente son:

1. Cambio del conjunto cadena transportadora y sus accesorios (catalinas, ejes, chumaceras) instalando en su lugar otro tipo de cadena que en lo posible sea de fabricación standard y signifique una mayor confiabilidad operativa.
2. Modificación del sistema de tracción de las cadenas transportadoras, cambiándolo por un sistema mas comercial y fiable como es el conjunto de motor-reductor con transmisión flexible o de engranajes.
3. Modificación del diseño del carro elevador del dispositivo de evacuación de anodos, por un diseño que permite controlar mejor los distintos modos de falla ya mencionados.
4. Eliminación del actual sistema de izaje del carro elevador instalando otro con menos fallas posibles, que eviten las causas de las fallas.
5. Modificación de las estructuras y perfiles de la armazón que soporta el

conjunto de cadenas, sistema de transmisión y carga. La nueva estructura sería más ligera y sencilla.

Se incluye un bosquejo del diseño modificado de acuerdo a las sugerencias planteadas

(Ver Fig. 4.3 Esquema del Diseño Modificado)



CAPITULO 5

ALTERNATIVAS PROPUESTAS PARA EL MEJORAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL Y DEFINICION DE PARAMETROS DE DISEÑO

5.1 Introducción

De los variados sistemas transportadores existentes en la industria los que se ajustan mejor para el traslado de los ánodos de cobre son aquellos en los que el material es acarreado enteramente por la cadena y que están diseñados para desplazar las unidades de carga en flujo continuo sin necesidad de detenerse en los procesos de carga y descarga.

Estos transportadores, que son capaces de llevar carga por unidades homogéneas de un solo tipo y que son fáciles de automatizar, son los de cadena de placas y los de trolley.

Se analizarán básicamente estos dos tipos de transportadores que son aplicables al sistema en estudio y serán tomadas en cuenta las recomendaciones que se han señalado en el capítulo anterior, con el fin de evaluar y seleccionar el más idóneo.

5.2 Sistemas alternativos para el transporte de ánodos en las tinas de enfriamiento

Serán estudiados las dos alternativas mencionadas, que son

1. Transportadores trolley
2. Transportadores de cadenas de placas articuladas

5.2.1 Transportadores Trolley

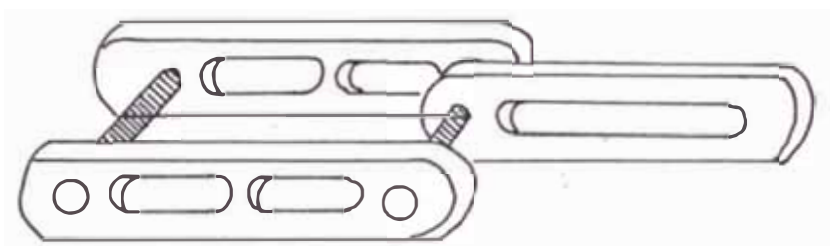
Se emplean para transportar cargas por piezas en forma continua o intermitente.

El mecanismo de tracción mas usado en estos transportadores es a base de cadenas hechas totalmente de acero forjado y tratadas térmicamente para obtener un máximo esfuerzo de trabajo, así como un desgaste menor entre sus partes. Se ensamblan con facilidad y pueden desarmarse sin ayuda de herramientas.

Estas cadenas son conocidas como cadenas sin remaches, y son usadas además en elevadores y en los transportadores de paletas rascadoras.

Como elemento de tracción se usan también otros tipos de cadenas, como las cadenas ordinarias o soldadas y también cables de acero que en este caso se le conoce como transportador funicular.

FIG. 5.4 CADENA SIN REMACHES



Ventajas

Por su gran flexibilidad la línea del transportador trolley puede pasar por distintos niveles y rodear los obstáculos que pueden hallarse en su camino.

Una sola instalación permite atender todo el ciclo del proceso productivo, como las operaciones de carga y descarga.

Pueden ser empleados para cargar casi cualquier tipo de material que no esté a granel, en casi cualquier proceso.

Pueden ser instalados en espacios reducidos

Pueden ser automatizados, efectuando

los procesos de carga y descarga sobre la marcha en cualquier punto de la línea.

Desventajas :

La gran cantidad de aditamentos y articulaciones que obligan un mantenimiento regular.

La carga normal debe ser relativamente baja, puesto que ocasiona rápido desgaste de los eslabones debido a la fricción y rodadura.

Su instalación exige mayor cantidad de construcciones metálicas en volumen y peso de material empleado, lo que encarece su instalación.

Costo elevado por las características de instalación de la cadena y por la potencia que se necesita para vencer el considerable rozamiento en las articulaciones.

(Ver FIG. 5.1 ESQUEMA DE UN TRANSPORTADOR TROLLEY).

5.2.2 Transportadores de cadenas de placas articuladas

Son excelentes para transportar cargas por piezas en flujo continuo para materiales

pesados o calientes.

Constan de dos cadenas paralelas, con una anchura entre hileras que puede llegar a los dos metros y longitud que no excede los 15 mts . Se deslizan o ruedan sobre guías especiales y son traccionadas usando catalinas o bien accionamiento de oruga. Reciben distintas denominaciones según el material que se manipula y según los aditamentos que van acoplados a los eslabones.

Así por ejemplo pueden distinguirse los siguientes transportadores :

Transportadores de mandiles

Donde las dos hileras de cadenas están conectadas por placas contenedoras que se recubren o traslapan formando una superficie de transporte.

Transportadores de artesas o bandejas

Semejante al anterior pero con la diferencia que poseen delantales laterales para incrementar la altura del material sobre las placas contenedoras.

Transportadores de listones

Donde los contenedores son tablas de madera o metálicas, construidas

especialmente para operación horizontal transportando cargas por unidades.

Transportadores de cangilones

Donde los cangilones cuelgan de las dos hileras del transportador. Aplicable para materiales a granel y tiene la posibilidad de transporte de la carga por sectores inclinados y verticales.

Y muchos otros tipos de transportadores para igual cantidad de usos, hay con aditamentos para trapiches de azúcar, para troncos de aserraderos, para acarreo de minerales etc.

Ventajas

Son de construcción robusta y pueden emplearse para cargas con altas temperaturas y piezas pesadas.

Sujeta con seguridad los aditamentos portadores de carga.

Son poco sensibles a la oxidación y tienen buena resistencia al desgaste en comparación a otros tipos de transportadores.

No necesita de construcciones metálicas especiales para el recorrido del

transportador.

Son muy versátiles en la elección del tipo de cadena tanto en su forma como en el material de fabricación.

Están normalizados por la cadena y las catalinas que usan.

Desventajas :

Sufren desgaste de los eslabones cuando marchan sobre las catalinas y tienden a perder el engrane al variar el paso por estiramiento de la cadena.

Tienen el peligro de roturas repentinas, siendo muy sensibles a los tirones bruscos y tienen poca elasticidad.

Su peso puede llegar a resultar relativamente grande, debido a los aditamentos que tiene que llevar.

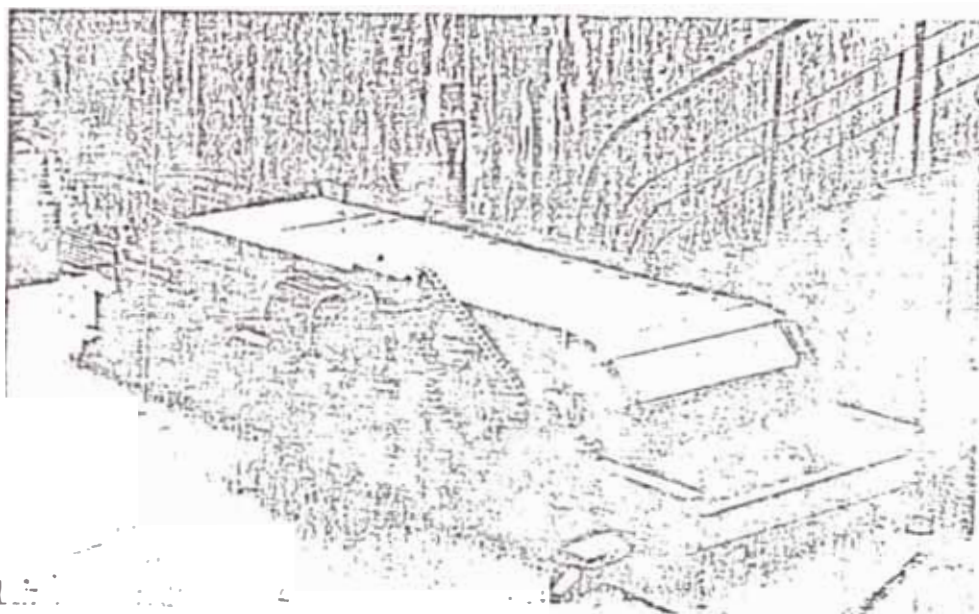
Son sólo aplicables a velocidades pequeñas en un rango de 0.05 a 0.6 m/s , según el diseño y las características del proceso.

Necesita de una potencia relativamente alta para la tracción de las dos hileras de cadena.

La gran cantidad de articulaciones

exigen un buen mantenimiento para asegurar su operatividad.

FIG. 5.5 INSTALACION TIPICA DE UN TRANSPORTADOR DE CADENAS DE PLACAS



5.2.3 Evaluación de las alternativas

A. Evaluación del T. Trolley

Aspectos Favorables :

Por sus características este transportador presenta los siguientes aspectos favorables en relación al sistema en estudio.

Al funcionar con un recorrido fuera del agua de las tinas, esto es, sin necesidad que estén sumergidos sus elementos de trabajo, se evitan los factores mas

negativos que influyen en la vida útil del transportador. De esta manera el fenómeno de abrasión por la acción de la sustancia desmoldante queda eliminada, igualmente se reducen los fenómenos de desgaste debido a la posibilidad de lubricar las superficies deslizantes.

También la acción corrosiva se reducirá y los casos de fatiga bajo corrosión como de corrosión galvánica y desgaste corrosivo se convertirá en procesos de ataque menos nocivos.

Los factores operacionales y de diseño influyentes en la confiabilidad de la maquinaria, ya no repercutirá mayormente puesto que muchos de ellos desaparecerán , como el caso de la alta frecuencia de operación del carro elevador en la zona de descarga.

El mantenimiento y reparación sería mas sencillo de realizar, en comparación del actual sistema

Facilitaría las labores de operación, pudiendo aumentar la capacidad de carga mejorando los índices de trabajo.

La acción de la temperatura sobre el transportador se reduciría grandemente, hecho importante por la acción de esta en acelerar la oxidación y corrosión.

Inconvenientes :

La instalación de un sistema trolley, exigiría una modificación general de las instalaciones del sistema de recojo de ánodos.

El hecho que un transp. trolley no opere sumergido, no evita todos los factores generadores de los procesos de falla, puesto que siempre estará expuesto a la acción de los vapores de agua, de los gases corrosivos que se desprenden de las chimeneas de los hornos, del ambiente salino y muchos otros cuya influencia no puede pasarse por alto.

Si bien se eliminarían los efectos nocivos de algunos procesos

de desgaste, corrosivo y fatiga, siempre existe la posibilidad de que aparezcan otros, así de eliminarse el desgaste por abrasión, podría resultar en un desgaste por fatiga superficial en los rodillos de los trolley.

El sistema trolley, en su versatilidad, se ocuparía de todos los procesos de recibo, enfriamiento, transporte y carguío de los ánodos, esto obligaría a desechar los equipos en operación; inclusive el sistema de recojo que opera usando un carro grúa tendría que desmontarse, sistema que no forma parte de este estudio puesto que opera perfectamente sin problemas de ningún tipo.

Además de la demolición y remoción de equipos, se tendría que construir estructuras adicionales para la instalación de los trolley, e inclusive el sistema de operación de la rueda de moldeo tendría que modificarse para que opere en forma continua y no

intermitente como en la actualidad.

Como se deduce, la instalación de un sistema trolley exige estudios de mayor amplitud fuera del alcance de esta tesis.

En conclusión, si bien el sistema trolley es técnicamente bueno, globalmente su posibilidad de instalación resultaría cara, puesto que no se podría justificar una inversión con un cambio general de todo el sistema de recojo de ánodos.

B. Evaluación del transportador de cadenas de placas

Aspectos favorables

La instalación de la cadena no necesita llevar aditamentos adicionales especiales, debido a la forma del ánodo a transportar. El ánodo puede suspenderse directamente de sus orejas, que descansarían sobre los eslabones de cada hilera.

Esto favorece reduciendo el peso y simplificando la forma de los eslabones de la cadena.

Las pistas de cadena son sencillas de instalar y fácil de renovar cuando presentan desgaste excesivo o daños en su operación.

Los tipos de cadenas que pueden utilizarse son abundantes, pudiéndose seleccionar una que trabaje bien bajo las exigencias del proceso. Igualmente hay diversidad de materiales para la cadena factibles de usarse, existiendo cadenas de hierro fundido, de acero inoxidable para aplicaciones especiales, etc.

El transportador de cadenas de placas no exige una mayor modificación de las instalaciones actuales, simplificándolo en todo caso, puesto que las estructuras metálicas no tendrían que ser tan pesadas.

Los tipos de cadena usados están en su mayoría normalizados. El Perú tiene una norma ITINTEC Nº 360.008 del 82, donde se establecen los requisitos para las cadenas de rodillos con platinas

de acero para transportadores, así como las ruedas dentadas que con ellas se utilizan.

Desventajas ;

El empleo de un transportador de cadenas de placas no difiere en mucho con el actual sistema, que también utiliza una cadena que se la puede igualmente definir como cadena de placas articuladas de dos hileras.

El transportador estaría siempre sumergido, estando igualmente expuesto a las mismas condiciones de operación.

El riesgo de caída de ánodos a las tinas, si bien con un mejor diseño sería improbable, no puede ser excluido completamente, puesto que la rotura de las orejas ya no depende directamente de las operaciones en el transportador, sino de su proceso metalúrgico y químico.

Evaluando ambos aspectos, este tipo de transportador tiene la gran venta-

ja de no requerir una modificación grande en el sistema de enfriamiento. Los inconvenientes analizados en el capítulo anterior serían corregidos debido a un mejor diseño y una buena selección de materiales.

C. Selección de las alternativas

El actual sistema de recojo de ánodos provenientes de la colada, tiene en el transporte de los ánodos su punto débil, donde se generan las fallas y deficiencias ya expuestas; la decisión más lógica sería modificar únicamente este sistema transportador.

Se conseguiría entonces una buena operación del proceso con una inversión a bajo costo modificando solamente los equipos que sufren de continuas fallas, esto es atacando directamente el problema, mejorando la confiabilidad del sistema de colada de cobre.

La propuesta mas aceptable sería entonces, proseguir con la operación actual, pero considerando los factores de fallas descrito, realizando las modificaciones de diseño siguien-

do las sugerencias expuestas. Para esto la alternativa del transportador de placas cumple con estos requisitos, y por lo tanto sería la alternativa seleccionada.

Se aclara aquí el propósito central de esta Tesis, puesto que se pueden establecer muchas propuestas que cumplan con los requisitos del acápite 4.6 . Se está asumiendo el reto de elaborar el diseño del transportador sumergido, haciendo factible una operación con un mínimo de fallas y que garantice una vida útil duradera sin disminución sensible de sus parámetros de operación.

A continuación se bosquejará con mayor detalle las características del transportador de cadenas elegido, para finalmente mostrar la disposición de todos los componentes que serían objeto de cálculo para el planteamiento final del proyecto.

5.3 Cadenas transportadoras de placas

Serán estudiados los tipos de cadena para luego seleccionar el que mejor se ajusta al transportador.

La cadena seleccionada se la describirá con

mayor amplitud en sus diversas características, mostrándose las diferencias con la cadena que está en operación actualmente.

5.3.1 Tipos de cadenas de placas articuladas

Se presentan a continuación los tipos de cadenas que pueden ser empleadas para el transporte de ánodos :

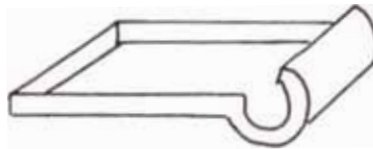
1. Cadena desmontable
2. Cadena articulada de pines
3. Cadena de bujes
4. Cadena de rodillos simples
5. Cadena standard de rodillos

1. Cadena desmontable

Conocida también como cadena de ganchos abierta, pueden ser de hierro fundido o de acero forjado.

Los del tipo de fundición, son de construcción bastante simple y pueden ser ensamblados sin utilizar herramientas, es una cadena bastante barata, recomendable para servicio ligero y velocidades moderadas en condiciones no abrasivas.

FIG. 5.6 CADENA DESMONTABLE

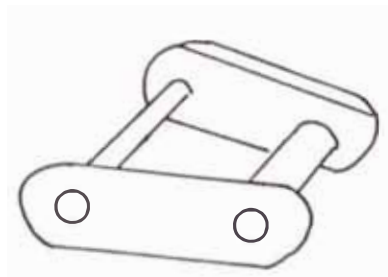


2. Cadena articulada de pines

Es una cadena de fundición maleable, ensamblado con pines de acero endurecidos.

Está diseñada para aplicaciones y condiciones de operación que son excesivamente severas para la cadena desmontable, pudiendo soportar cargas mayores.

FIG. 5.7 CADENA ARTICULADA DE PINES



3. Cadena de bujes

Es una cadena de diseño pesado y ajustable mediante pines y bujes de

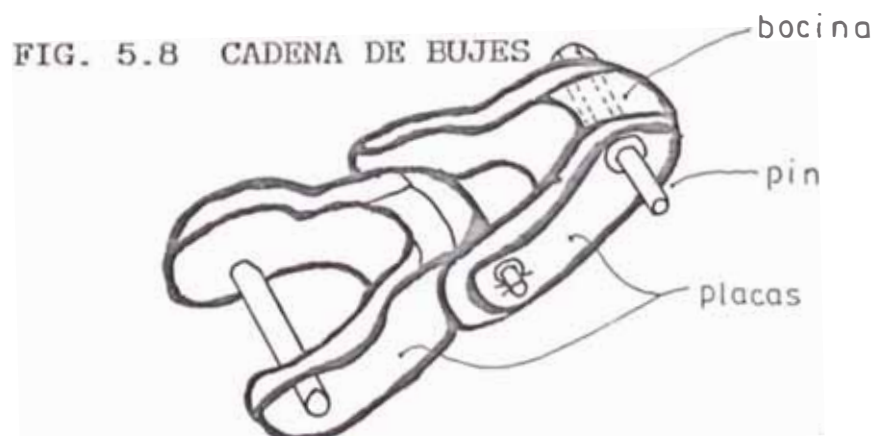
acero endurecido. Estos bujes que absorben el desgaste al hacer contacto con los dientes de las catalinas pueden renovarse cuando se gastan.

Es confeccionado con pines de aleaciones de acero cementados y bujes de acero al manganeso que proporciona gran resistencia mecánica y mayor resistencia al desgaste.

4. Cadena de rodillos simple

Se fabrican con rodillos de fundición maleable y de acero al carbono.

La cadena de rodillos de fundición, es un tipo económico de cadena transportadora equipado con rodillos de diámetro grande, que reduce la fricción puesto que hay un contacto por rodadura y no de deslizamiento.

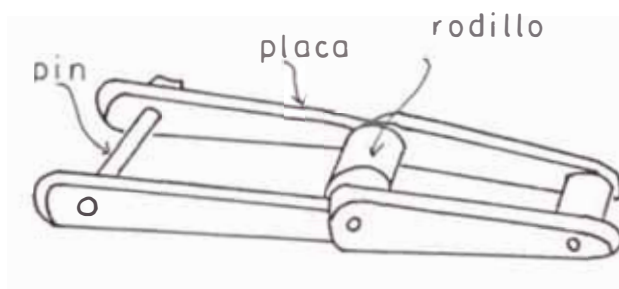


La cadena de rodillos de acero con eslabones de fundición o también de acero se los construye tanto de pla-

cas de lados flexados o rectos en un amplio rango de resistencias y tamaños.

Es usada en transportadores de diversas clases, como de listones, de mandiles, de artesas, y diseñados para servicio severos y en muchos tamaños para diferentes aplicaciones industriales.

FIG. 5.9 CADENA DE RODILLOS SIMPLE



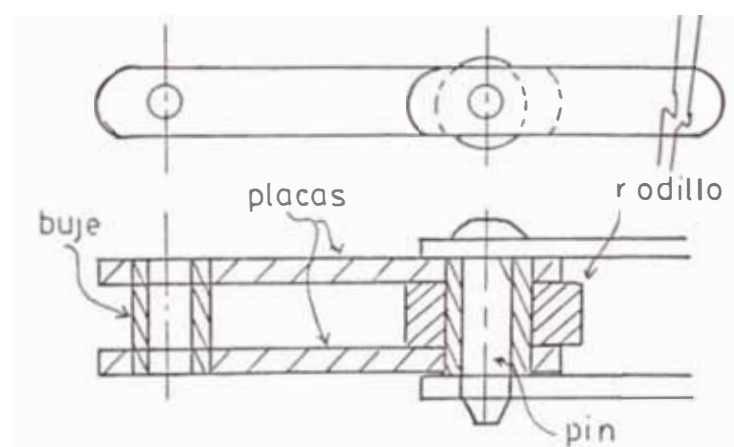
5. Cadena estándar de rodillos

Marks los llama cadenas de mecánica o de ingeniería, usados para elevadores y transportadores de baja velocidad, su paso llega hasta 76 cm, con resistencia máxima de 11,000 hasta 122,000 Kg.

Las piezas que conforman esta cadena son confeccionadas con materiales de alta calidad. Se tienen en el mercado desde aceros de baja aleación tipo

AISI-SAE 3240 hasta los inoxidables tipo AISI 316, con tratamientos térmicos a pedido, e inclusive se ofrecen con tratamientos mecánicos para mejorar las características de fatiga. Todo esto hace de estas cadenas excelentes para medios difíciles, tanto abrasivos como corrosivos.

FIG. 5.10 CADENA ESTANDAR DE RODILLOS



5.3.2 Evaluación del tipo de cadena a seleccionar

A. Criterios de evaluación

Para establecer el tipo de cadena mas recomendable, deberá tomarse en cuenta las consideraciones siguientes

1. Paso de la cadena
2. Velocidad del transportador
3. Carga de trabajo de las cadenas

4. Forma de carga del transportador
5. Condiciones mecánicas y de operación
6. Riesgos de ocurrencia de fallas
7. Aspectos relacionados al cuidado y mantenimiento

La destacan final estará basado en la clase del transportador y en los inconvenientes que se presentan actualmente, que se han tratado extensamente en el capítulo 4.

1. Paso de la cadena

este aspecto está determinado normalmente por el tamaño y la naturaleza del material manipulado y también por el tamaño de los posibles aditamentos que llevaría en caso de necesitarse. En las condiciones del transportador de ánodos en estudio, se tiene un paso establecido, que es de 294 mm que corresponde a la cadena que está en operación. Este paso no tiene por que ser adoptado, puesto que el espesor del ánodo a ser acarreado tiene

normalmente entre 34 a 40 mm. Bajo esta circunstancia un paso tentativo para la cadena puede ser de 150 mm, que concuerda con las recomendaciones de los fabricantes que aconsejan para situaciones de desgaste, seleccionar un paso mas corto que el máximo permitido.

2. Velocidades y capacidad del transportador

Estos datos están determinados, en nuestro caso, por la capacidad del proceso de colado de la rueda de moldeo.

En el capítulo 3, se ha estimado una capacidad de aproximadamente 782 ánodos/día o de 293.5 TM/día para cada uno de los dos transportadores de las tinas.

La capacidad de carga del transportador está estimada en 73.5 TM/H, puesto que la capacidad de colada es de 80 TM/H existe pérdida de material en el mismo colado y desmolde.

La velocidad del transportador actual es de tipo intermitente,

siendo 84 mm/seg (5 mpm) el máximo en el instante de arrastre de la rueda de tracción por el cilindro hidráulico.

3. Carga de trabajo de la cadena

En la valoración de la carga de trabajo , deben de considerarse los siguientes factores :

a. Peso del material transportado

Como se sabe el peso normal de un ánodo es de 375 Kg, y la carga máxima a soportar es de 7,500 Kg, considerando sobrecargas indebidas la carga total puede llegar 10,140 Kg. Para la selección del tipo de cadena se podrá considerar una carga crítica de 10,140 a 10,200 Kg en toda la cadena.

b. Peso de la cadena

Como la cadena no necesita accesorios adicionales, bastaría con una estimación aproximada del peso de las dos hileras de cadena que deben de operar, que se

puede asumir en 500 Kg total.

- c. Longitud del transportador
- La longitud del recorrido de la carga es de 5,002 mm, para la actual instalación puede establecerse una longitud de recorrido de 6,000 mm debido a la disponibilidad de espacio en las tinas (el largo interior de las tinas es de 8,386 mm).

Del peso del material y de las cadenas se obtiene 10,700 Kg, que puede aproximarse a 11,000 Kg, considerando un coeficiente de fricción promedio de 0.18 (Link-belt rodadura de acero sobre acero) y estimando tentativamente en 4,000 Kg la resistencia del agua la fuerza útil de tracción será de 6,000 Kg.

4. Método de carguío del transportador

El bastidor de recepción recibe el ánodo del carro grúa de recogida y lo coloca sobre los esco-

tes de los eslabones de la cadena, este método de carguío es suave y evita choques bruscos que pueden dañar los eslabones y romper las orejas del ánodo. La Fig. 2.5 detalla la colocación del ánodo sobre la cadena.

5. Condiciones mecánicas y de operación adicionales

Estos factores han sido resumidos en tres grupos, ambientales de operación y constructivos, y han sido tratados con detalle en el acápite de factores que intervienen en la operación de fallas.

La condición de transportador sumergido y la alta temperatura a que estará sometido en su recorrido son factores importantes en la selección del tipo de cadena. Otro aspecto resaltante son los materiales de fabricación de las cadenas, tal como se menciona en el acápite de correcciones sugeridas.

6. Riesgo de ocurrencia de fallas

El tipo de cadenas a elegir debe

cubrir los requisitos que se señalan en los acápites 4.5 y 4.6, que trata de los procedimientos de corrección de las fallas que se presentan en la actual instalación.

El riesgo que se presenten fallas que perjudiquen la producción serán reducidos conforme la cadena cumpla con todos o en parte las sugerencias que se han dado al respecto.

7. Aspectos relacionados al cuidado y mantenimiento

Una cadena que presenta dificultades en su desmontaje, inspección y reparación no es conveniente; igualmente es también indeseable que necesite mucha frecuencia de intervenciones del personal de mantenimiento por desgaste o fallas prematuras.

B. Evaluación de los tipos de cadena

Se examinará los cinco tipos de cadenas que pueden operar en el transportador, comparándolos para elegir el mejor :

1. Cadena desmontable

La capacidad de carga de estas cadenas es inferior que la requerida. Según Marks, su carga máxima de trabajo es de 680 Kg, siendo la estimada de 6,000 Kg. Además las condiciones abrasivas derivadas de la operación de la cadena, pueden ser peligrosamente elevadas, puesto que esta cadena opera deslizándose, por estos motivos esta cadena no es óptima para su uso .

2. Cadena articulada de pines

Del manual de Hütte, se menciona que la cadena mas robusta con número 150 tiene una carga de prueba máxima de 6,000 Kg, y de acuerdo a la recomendación del autor que especifica que la carga de servicio ha de ser menor a $1/5$ de la carga de prueba, se deduce fácilmente que esta cadena no cumple con el requisito de carga del transportador.

Por otra parte el material de estas cadenas es de fundición maleable que presenta aceptable

resistencia al desgaste, en cambio su resistencia a la fatiga es muy inferior a la de un acero al carbono no siendo recomendable cuando existen fuertes cargas cíclicas.

3. Cadena de bujes

Esta cadena desde el punto de vista de resistencia al desgaste y resistencia a la fatiga es muy aceptable pero falla en su resistencia al medio corrosivo y al fenómeno de corrosión bajo fatiga debiéndose diseñarlos voluminosos y pesados para obtener una mayor vida útil.

Una cadena pesada y voluminosa no es aconsejable, por su difícil mantenimiento.

4. Cadena de rodillos simple

Estas cadenas, según su resistencia al desgaste son mas óptimas puesto que los rodillos que presentan, facilitan el traslado de la carga, reduciendo la fricción y evitando el deslizamiento, que presentan los otros tipos de cadenas.

Su inconveniente principal reside en su poca resistencia a la fatiga y a la corrosión puesto que los eslabones están confeccionados por lo general de placas de fundición maleable, aunque también se las encuentra de acero para aplicaciones mas severas.

Este tipo de cadena podría ser utilizado si los materiales de los eslabones tuvieran buena resistencia a la corrosión.

5. Cadena estándar de rodillos

Estas cadenas son las mas eficientes y fabricadas con mayor precisión para una operación suave y sin vibraciones.

Las características de paso, tamaño de eslabón y ruedas dentadas están normalizados para este tipo de cadena. Sus dimensiones son comparativamente menores aunque no tienen una reducción grande de peso debido a la complejidad de su construcción.

Esta cadena cumple ampliamente

mayor, aún frente a los fenómenos compuestos de corrosión bajo fatiga debido a que estas cadenas son afectadas por tratamientos superficiales beneficiosos como el batido con perdigones.

Ambos tipos de cadenas pueden usar las mismas ruedas dentadas y pueden llevar con seguridad la carga sin riesgos de caídas, difícilmente pueden descarrilarse de sus pistas debido a la posibilidad de mejorar sus dimensiones evitando que un solo lado de cadena quede completamente cargado.

Ante esto, se impone para la selección la experiencia obtenida en el trabajo de la RCU-Ilo; así existen otros equipos cuyas condiciones de funcionamiento son similares al de las tinas de enfriamiento, como son los casos de la máquina lavadora de ánodos corroídos y de la máquina lavadora de cátodos en la Planta Electrolítica, en donde se presenta un fuerte ambiente corrosivo con cargas de fatiga y de abrasión. Aquí se ha

seleccionado el tipo de cadenas estándar de acero inoxidable que cumple magníficamente su función sin presentar las fallas de las tinas de enfriamiento.

Con este precedente se seleccionará para el nuevo transportador la cadena estándar de eslabones y partes confeccionados con materiales que serán establecidos en los próximos capítulos.

5.3.3 Descripción y estudio de la cadena cadena seleccionada

A. Partes constitutivas

La cadena estándar de eslabones de placas rectas y rodillos son desarmables usando herramientas simples (martillo y cincel); están confeccionadas generalmente de acero al carbono tratado térmicamente, aunque son también fabricados con aceros aleados e inoxidables.

La cadena consta de las partes siguientes :

1. Placas laterales
2. Pines o ejes
3. Bujes o bocinas
4. Rodillos

1. Placas laterales

Confeccionados de acero al carbono o inoxidable con proceso especial contra el agrietamiento y fractura por fatiga.

Pueden ser rectas o acodadas, la placa recta se usa normalmente tanto para los eslabones internos como externos, la acodada es empleada cuando se tiene un número impar de eslabones en una cadena sin fin y se lo usa para cerrar el último eslabón.

Es posible acoplar las placas con aditamentos, como aletas, placas o ángulos, según el uso que se le quiera dar.

2. Pines o ejes

Confeccionados de acero endurecidos superficialmente, para darle máxima dureza con buenas propiedades de tenacidad.

Se fabrican como pines sólidos y huecos; las cadenas con pines huecos son diseñados para rápido ensamblaje de sus aditamentos a las placas exteriores, siendo recomendado para usarlo en

transportadores bajo condiciones normales. El tipo de cadena con pines sólidos usa las mismas catalinas de las cadenas con pines huecos pero la carga de ruptura es mayor y son preferibles para condiciones de carga severa.

3. bujes o bocinas

Confeccionados de acero al carbono o aleados endurecidos superficialmente, absorbe el desgaste por rodadura de los rodillos y puede ser renovado cuando se desgasta, pudiendo desmontarse extrayendo primero el pin.

4. Rodillos

fabricados de diversos materiales, como acero forjado, hierro fundido o acero, dependiendo del material a transportarse y de las condiciones de trabajo. Hay fabricantes que ofrecen cadenas con rodillos de materiales especiales como aceros sinterizados. Se fabrican lisos para pistas simples de platina, llamados rodillos estándar, o también

bajo pedido con pestañas para pistas de riel.

Se muestra en la fig. 5.9 un dibujo en corte de un eslabón de cadena de rodillos estándar señalando sus partes.

B. Materiales de fabricación

En la descripción de las partes que consta la descripción de las partes que consta la cadena, se han mencionado varias posibilidades de materiales, se especificará el más recomendable de acuerdo al estudio de fallas y las características de la carga como del proceso operativo.

5.4 Accionamiento de la cadena

Ha sido demostrado que el actual sistema de accionamiento no es el adecuado para el transportador de ánodos, mostrándose los modos de falla que presentan y sus causas. la alternativa es cambiar todo este sistema de mecanismos proponiendo dos métodos adicionales que serán analizados, para encontrar la destacan correcta que permita solucionar los problemas que causa este sistema y mejorar por lo tanto su confiabilidad.

5.4.1 Alternativas del accionamiento

Existen dos alternativas posibles que son:

1. Accionamiento mediante piñones de cadena
2. accionamiento de oruga

1. Accionamiento mediante piñones de cadena

Estas se ubican en el extremo mas cargado del transportador, en nuestro caso se está ubicando en la zona de descarga de ánodos, estando conectando aun piñón motriz que es el que trasmite la potencia de un motor eléctrico.

En el caso de trolleys, la variante de este accionamiento está en que la polea motriz se instala horizontalmente, en ángulo en un viraje o cambio de dirección del transportador.

2. Accionamiento de oruga

Se lo instala en un sector rectilíneo de la cadena, su ventaja radica en el pequeño diámetro del piñón accionador y por lo tanto por su menor momento torsional.

Se incluye en la fig. 5.2 un esquema

de un accionamiento de oruga mostrando sus partes principales.

(Ver Fig. 5.2 Accionamiento de Oruga).

5.4.2 Accionamiento seleccionado

La decisión para la selección, se basa en la factibilidad de su instalación, así se observará que un accionamiento de oruga no puede ser instalado en el transportador de ánodos debido a que los mecanismos de este tendrían que estar sumergidos, además como los ánodos descansan sobre la cadena de transporte posicionados en sus orejas, impediría la acción de los topes empujadores de la oruga y por último la disponibilidad de espacio en las tinas no resulta suficiente para instalarla.

Por lo expuesto no cabe otra elección, que usar el accionamiento ya sugerido mediante las catalinas de cadena.

El sistema de transmisión a diseñar constará de los siguiente elementos :

1. cadenas de rodillos de transmisión
2. Reductor de velocidad
3. variador de velocidad

1. Cadenas de rodillos de transmisión
se ha escogido este mecanismo por los motivos siguientes ;

La distancia entre árbol y motor es muy grande como para emplear engranajes y no es posible usar fajas, porque el torque es grande y podría ocurrir problemas con el deslizamiento y la pérdida de la relación de transmisión.

Tiene una relación de transmisión invariable, aún bajo fuerte torque.

Tiene un rendimiento elevado (según Targhetta 98%).

Larga vida útil.

No necesita tensión inicial como las fajas, facilitando el trabajo de los cojinetes.

2. Reductor de velocidad

Tiene una relación fija de transmisión, se fabrican de muchos tipos, dependiendo de su forma constructiva y de los engranajes que utiliza.

Se empleará para la selección un reductor de engranajes helicoidales de trenes paralelos, donde los ejes de

entrada y salida serán concéntricos.

3. Variador de velocidad

Viene a ser un mecanismo complejo de transmisión que permite una variación de la velocidad de salida en forma continua.

se lo incluye en vista que la relación que se necesita es grande y es necesario muchas veces modificar la velocidad de la cadena transportadora de acuerdo a las necesidades de la operación.

En la fig. 5.3 se está incluyendo un esquema del sistema propuesto de transmisión del transportador de ánodos.

(Ver Fig. 5.3 Esquema del Sistema Propuesto de Trasmisión).

5.5 Dispositivo de Evacuación de ánodos

5.5.1 Sistema propuesto

El sistema propuesto modifica sustancialmente el actual dispositivo de evacuación. El carro elevador será modificado para levantar en paquete los ánodos transportados por la cadena, no serán necesarios el dispositivo empujador ni sus estructuras, tampoco se usará un polipasto como elemen-

to de accionamiento del carro elevador.

A. Elementos constitutivos

la instalación propuesta tendrá las siguientes partes :

1. Carro elevador
2. Mecanismo de izaje
hidráulico
3. Estructura del carro
elevador

1. Carro elevador

Este elemento está inspirado en el mecanismo de izaje de los montacargas, con un bastidor donde están instaladas las cuatro ruedas para el izaje y la uña, que en este caso será una plancha donde descansarán los ánodos en paquete estimado de 10 unidades a un ángulo aproximado de 50° .

Se incluye un esquema tentativo en la Fig 5.3, con dimensiones aproximadas donde se observa el modelo del carro y la posición del ánodo.

El carro se fabricará de planchas de acero estructural, los ejes para los rodamientos del

carro sería de un acero aleado resistente al desgaste y a la corrosión, recordándose que este mecanismo trabaja sumergido en el agua de la tina de enfriamiento.

El carro estará empernado a los brazos del mecanismo de izaje hidráulico.

2. Mecanismo de izaje hidráulico

Con las características siguientes ;

Tendrá dos cilindros hidráulicos que funcionarán como elementos de potencia, controlados por el sistema hidráulico central de Planta de Anodos Rex-roth, mediante limit-switchs, válvulas direccionales, válvulas de control retardadoras etc, propias de un circuito hidráulico.

Se esquematiza un detalle de la ubicación de los cilindros en la fig. 5.14 .

Dos brazos de izaje que van acoplados a los cilindros

hidráulicos por un extremo, y a la parte posterior del carro elevador por el otro. El diseño está ideado para que mediante los brazos levante el carro elevador. Los dos brazos de izaje se fabricarán también de planchas de acero estructural.

3. Estructuras y pistas del carro elevador

Es necesario instalar dos columnas adicionales para sujetar los dos cilindros hidráulicos, los que estarán empernados en su parte central.

Las pistas para las ruedas del carro elevador se instalarán en las mismas columnas de soporte de la cadena transportadora.

B. Proceso operativo

El flujo de proceso del dispositivo de evacuación de ánodos propuesto sigue las siguientes operaciones :

Acarreo de los ánodos por la cadena hacia el carro elevador (posición abajo).

Espera para el llenado de 1 .

ánodos.

Control de la cantidad de ánodos cargados.

Actuación de los cilindros hidráulicos e izaje del carro elevador (subida)

Espera para la llegada el montacarga de 10 TM (posición arriba).

Evacuación del paquete de ánodos por el montacarga.

Actuación de los cilindros hidráulicos bajando el carro elevador vacío. (bajada).

Vuelta a la posición inicial.

TABLA 5.1 HOJA DE PROCESO DEL TRANSPORTADOR

MEDIOS EMPLEADOS	OPERACIONES				
CADENA TRANSPORTADORA	0				
CARRO ELEVADOR		0			
VERIFICACION			0		
CILINDROS HIDRAULICOS				0	
MONTACARGA		0			
MONTACARGA	0				
CILINDRO HIDRAULICO					0
CADENA TRANSPORTADORA	0				

5.5.2 Características Mecánicas y de Mantenimiento

Revisando los inconvenientes del sistema actual detallados en el capítulo 4 se observará que cumple con las sugerencias para una mejora del sistema, tanto en lo que se refiere al carro elevador como al accionamiento de este.

Las principales características mecánicas que presenta son :

Baja frecuencia operativa, el carro

levantará un paquete estimado de 10 ánodos, esto significa que para un total de 782 ánodos/día que aproximadamente tendrá que manipular se accionará unas $782/10 = 80$ veces al día, valor muy inferior a la frecuencia del carro elevador actual que es de 782 veces/día.

Seguridad del acarreo, se evitará las fallas debido a los posibles descarrilamientos o volcaduras del carro por las paralizaciones del proceso que originan.

El carro diseñado es bastante seguro en la manipulación del paquete de ánodos, de tal forma que se mejorará la confiabilidad de operación de este equipo.

Sistema de accionamiento seguro y confiable, el sistema de izaje mediante los dos cilindros hidráulicos evita las fallas que se presentan con el accionamiento de polipasto y cables, puesto que el accionamiento será directo usando un brazo empernado al carro.

Una posible falla por corrosión bajo fatiga del brazo de izaje es bastante

improbable, al contrario de lo que ocurre con los cables, la operación de elevación de la carga sería mas suave sin cargas bruscas, que es una particularidad de estos dispositivos hidráulicos.

Disminución de los trabajos de reparación y mantenimiento. No sería necesario disponer de varios carros elevadores para cambiarlos cuando fallen, ni se tendrían que instalar continuamente los cables del polipasto cuando se rompen, ni reparar o cambiar el motor ; todo esto se reduciría a revisar periódicamente los cilindros hidráulicos y las condiciones de las ruedas del carro.

Tampoco los trabajos por fallas repentinas al trabarse el carro tienen que realizarse. El mantenimiento del nuevo diseño estará dirigido al circuito hidráulico y no a la parte mecánica del equipo.

Trabajo bajo fatiga del brazo de izaje, este elemento es el mas crítico en el diseño propuesto, ya que trabajaría en las mismas condiciones del equipo actual, sumergido y sometido a

cargas de fatiga, que podrían originar el fenómeno de corrosión bajo fatiga y provocar un facturamiento repentino en especial de las zonas mas cercanas a las juntas empernadas, donde existirá concentración de tensiones, por lo que se tendrá especial cuidado en el servicio.es

5.6 ESQUEMA FINAL DEL SISTEMA TRANSPORTADOR PROPUESTO

5.6.1 Elementos constitutivos

El sistema propuesto constará con las mismas partes del sistema actual en operación, esto es :

1. Tanque de enfriamiento
2. Cadena transportadora
3. Ruedas dentadas
4. Arbol de transmisión y eje de reenvío
5. Estructura metálica
6. Bastidor de recepción y dispositivo de carga
7. Dispositivo de evacuación
8. Transmisión y accionamiento

De estos elementos, solamente el tanque de enfriamiento y el dispositivo de carga no serán modificados por el diseño propuesto.

Al cambiarse la cadena transportadora tienen que modificarse las características de las ruedas dentadas, de los ejes y de la estructura metálica.

El dispositivo de evacuación sería cambiado, igual sucede con los mecanismos de accionamiento de la cadena transportadora del carro elevador.

5.6.2 Diagrama de proceso

El diagrama de circulación de los ánodos en el transportador a diseñar sigue las operaciones siguientes

recibo del ánodo del carro grúa de
protegida por el dispositivo de carga.

colocación del ánodo en la cadena transportadora.

traslado del ánodo desde la zona de carga hasta la zona de descarga, cumpliendo el periodo de enfriamiento.

almacenamiento del ánodo hasta una cantidad de 10 unidades en el carro elevador.

elevación del paquete de ánodos.

recojo del paquete por un montacarga de 10 TM.

El diagrama de proceso para un transportador completo es el siguiente :

TABLA 5.2 DIAGRAMA DE PROCESO DEL TRANSPORTADOR

MEDIOS EMPLEADOS	OPERACIONES					
DISPOSITIVO DE CARGA	○					
DISPOSITIVO DE CARGA		○				
CADENA TRANSPORTADORA			○			
DISPOSITIVO DE EVACUACION				○		
CARRO ELEVADOR					○	
MONTACARGA						○

5.7 Parámetros Iniciales de Diseño

5.7.1 Características Generales

El problema del diseño de la alternativa propuesta será definido a partir de las siguientes consideraciones :

1. Material transportado

Anodo comercial de cobre, con peso estimado de 3'5 Kg, a una temperatura de 450 °C al inicio de carga.

2. Carga crítica sobre el transportador
Se asumirá que la carga a transportar será de 20 ánodos comerciales o sea 7,500 Kg .
3. Capacidad del transportador
Como capacidad aproximada se asume en 73.5 TM/H o 200 Anodos/H .
4. Clase de transportador
Transportador de cadenas de placas con trayectoria horizontal, de dos hilos de cabeza y cuatro colines, dos actuando de como transmisión de potencia en el lado de cabeza y dos como reenvío en el lado pie.
5. Elementos de accionamiento
Se ha seleccionado un accionamiento con motor eléctrico con transmisión de reductor, variador de velocidad y cadenas de rodillos.
6. Velocidad de la cadena transportadora
Se asume un avance de 84 mm/seg. como velocidad crítica.
7. Longitud del transportador
Longitud de 6,000 mm. que será el recorrido de los ánodos desde su carga en el lado de pie hasta su descarga en el lado de cabeza.
8. Espaciamiento de la carga

Se ha estimado un paso tentativo de cadena en 150 mm, y 20 ánodos de carga a lo largo de la longitud del transportador. El número de eslabones sería entonces de $6,000/150=40$, según esto el ánodo podría instalarse cada dos eslabones esto es con paso de carga de 300 mm.

9. Tipo de cadena transportadora

Cadena de placas y rodillos planos, sin aditamentos tipo estándar.

10. Dispositivos de carga y descarga

El dispositivo de carga accionado por un cilindro hidráulico, recibe uno a uno los ánodos colocándolos sobre la cadena.

El dispositivo de descarga, accionado por dos cilindros hidráulicos, opera levantando un paquete de 10 ánodos.

Las características se ceñirán a lo indicado en el acápite 5.5.

5.7.2 Parámetros de diseño

Resumiendo lo señalado

Carga Máxima	:	20 ánodos (7,500 Kg)
Capacidad de carga	:	200 ánodos/H (73.5 TM/H)

Velocidad : 84 mm/seg
(5 mpm)

Longitud : 6,000 mm

Condiciones de trabajo : condiciones
severas

Características de carga : ánodos ca-
lientes
(450°C).

CAPITULO 6

CALCULO Y DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

6.1 Cálculo del empuje total requerido por el transportador

A. Datos iniciales

Se aplicará la metodología recomendada por la FMC-Link Belt en su manual LB-1200.

1. Tipo de transportador :
Plano horizontal de doble hilera, con espaciamiento entre hileras de 1.000 mm aproximadamente. Se considera cadena no lubricada y soportada en sus dos tramos de carga y retorno. (cadena sumergida en el agua de las tinas).
2. Velocidad del transportador :
84 mm/seg (16.5 pies/min)
3. Distancia entre centros aproximada de ejes
6,000 mm (19.7 pies \approx 20 pies)
4. Diámetro aproximado de las ruedas dentadas
305 mm (12 ")
5. Diámetro interior de las ruedas dentadas :
120 mm aprox. (4.72 ").

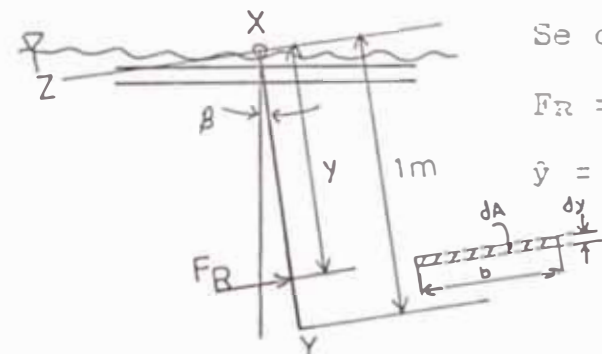
- 6. Peso del material :
375 Kg cada 300 mm (825 Lbs por pie)
- 7. Tipo de material :
Anodos de cobre calientes de aproximadamente 1 m² de área, de 375 Kg c/u separados cada 300 mm (12").

B. Cálculo de la resistencia del agua sobre los ánodos

- 1. Resultante de la presión del agua sobre cada ánodo.

Según el esquema :

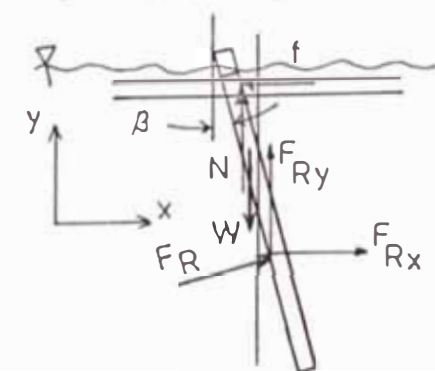
Fig. 6.13 Presión del Agua sobre el ánodo



Se demuestra que
 $F_R = 480 \cos \beta$
 $\bar{y} = 2/3 \text{ m}$

- 2. Determinación del ángulo "β" crítico para evitar deslizamiento entre el ánodo y la cadena

Fig. 6.14 Ángulo "β" crítico



$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ F_{Rx} &= f \dots (1) \\ \sum F_y &= 0 \\ N + F_{Ry} &= W \dots (2) \end{aligned}$$

como $f = \mu_r N \dots \dots \dots (3)$

$\mu_r =$ coeficiente de fricción entre cobre y acero

$\mu_r = 0.36$ (pag. 182 - Estática Shames 2ª ed.)

$$f = 0.36 N$$

en (1)

$$480 \cos^2\beta = 0.36 N \dots (4)$$

como :

$$W = \text{peso del ánodo} = 370 \text{ Kg}$$

en (2)

$$N + 480 \cos\beta \operatorname{sen}\beta = 370 \dots (5)$$

de (4)

$$N = \frac{480 \cos^2\beta}{0.36} \dots \dots \dots (6)$$

(6) en (5)

$$\frac{480 \cos^2\beta + 480 \cos\beta \operatorname{sen}\beta}{0.36} = 370 \dots \dots (7)$$

de la expresión (7) se obtiene :

$$\beta = 67.26^\circ$$

entonces de (1) y (3) :

$$F_{RX} = 480 \cos^2\beta = 480 \cos^2(67.26)$$

$$F_{RX} = 71.7 \text{ Kg}$$

reemplazando en (6) :

$$N = F_{RX}/0.36 = 199.16 \text{ Kg} = 438.1 \text{ Lbs}$$

despejando de (2) :

$$F_{RY} = W - N = 370 - 199.16$$

$$F_{RY} = 170.8 \text{ Kg}$$

conclusión :

$$F_{RX} = 71.7 \text{ Kg}$$

$$F_{RY} = 170.8 \text{ Kg}$$

$$\beta = 67.26^\circ$$

$F_{RX} = f =$ es la fuerza critica antes del deslizamiento entre el ánodo y la cadena

$F_{RY} =$ es el empuje hidrostático ascendente sobre el ánodo

$\beta =$ es el ángulo que formará el ánodo con la vertical sin deslizamiento

$N =$ es la reacción normal sobre el ánodo a partir del cual se calcula la fuerza de fricción del ánodo.

3. Resistencia del agua sobre los ánodos

Se ha calculado que la resistencia critica del agua sobre cada ánodo antes del deslizamiento entre ánodo y cadena es de :

$$F_{RX} = f = 71.7 \text{ Kg}$$

como se considera 20 ánodos sobre el tramo cargado del transportador :

$$F_T = 20 * 71.7 \text{ Kg}$$

$$F_T = 1,434 \text{ Kg} = 3,155 \text{ Lbs}$$

Donde F_T es la resistencia total que tiene que vencer la cadena transportadora debido a la presión del agua sobre los 20 ánodos.

C. Cálculo aproximado del empuje del transportador

Se asumirá :

$$\text{Peso de la cadena} = 20 \text{ Kg/m} = 14 \text{ Lb/pie}$$

- Factor de fricción a la rodadura
 $F = 0.12$
 (recomendado por Link Belt para acero
 sobre acero)
- Tensión de ajuste = 40 Lbs por hilera
 (asumido)

Con estas suposiciones el empuje aproximado del transportador resulta de la suma de los siguientes términos :

- Empuje del tramo cargado :

$$P_L = (W + M) LF + F_T \dots \dots \dots (3)$$

donde :

W : Peso de la cadena por pie

$$W = 14 * 2 = 28$$

(2 hileras)

M : Carga normal de los ánodos por pie

$$M = 438 \text{ Lbs}$$

L : Longitud del transport.

$$L = 20 \text{ pies}$$

F : Coeficiente de fricción a la rodadura

$$F = 0.17$$

F_T : Resistencia total del agua sobre los
 ánodos

$$F_T = 3,155 \text{ Lbs}$$

reemplazando :

$$P_L = (28 + 438) * 20 * 0.17 + 3,155$$

$$P_L = 1,584.4 + 3,155$$

$$P_L = 4,733.4 \text{ Lbs}$$

- Empuje del tramo de retorno

$$P_R = WLF \dots \dots \dots (9)$$

$$P_R = 28 * 20 * 0.17$$

$$P_R = 95.2 \text{ Lbs}$$

- Tensión de ajuste

Asumiendose una tensión de ajuste de 40 Lb por hilera (recomendado) :

$$P_{TU} = 40 * 2 \dots \dots \dots (10)$$

$$P_{TU} = 80 \text{ Lbs}$$

- Empuje sobre las ruedas dentadas del contraeje

$$P_D = P_R * 0.1 \dots \dots \dots (11)$$

$$P_D = 95.2 * 0.1$$

$$P_D = 9.5 \text{ Lbs}$$

El empuje total del transportador será entonces

$$P_{CV} = P_L + P_R + P_{TU} + P_D \dots \dots \dots (12)$$

$$P_{CV} = 4,924.1 \text{ Lbs}$$

6.2 Selección de la cadena transportadora

1. Para la determinación de la cadena transportadora, la FMC- Link Belt establece un factor de

trabajo en base de la tabla siguiente :

TABLA 6.1 SELECCIÓN DE LA CADENA TRANSPORTADORA

Velocidad de cadena pies/min	Factor de trabajo		Velocidad de cadena pies/min	Factor de trabajo	
	cadena+ acero al carb.	cadena* acero inox.		cadena+ acero al car.	cadena* acero inox
Hasta 50	7	28	150-200	12	48
50 a 100	8	32	200-250	14	56
100-150	10	40	250-300	16	64

+ se asume buena lubricación

* se asume lubricación mínima

Como la velocidad del transportador es de 16.5 pies/min, y se selecciona cadena de acero inoxidable :

Factor de trabajo

$$F_T = 28$$

2. La resistencia mínima requerida : E_{min}

$$E_{min} = F_T * P_{cv} \dots \dots \dots (13)$$

$$E_{min} = 28 * 4,984$$

$$E_{min} = 137,874.8 \text{ Lbs}$$

3. La resistencia mínima requerida por hilera :

Considerando que la carga de cada ánodo se distribuye uniformemente entre las dos hileras

$$E_{min \text{ hilera}} = 137,874.8 / 2$$

$$E_{min \text{ hilera}} = 68,937.4 \text{ Lbs} = 31,335 \text{ Kg}$$

4. Selección tentativa de la cadena

Debe de elegirse una cadena de rodillos con una resistencia a la tracción ligeramente mayor que el E_{min} hilera .

En el catálogo de la FMC Link-Belt no se encuentra ninguna cadena que cubra esta exigencia (tabla 6 - C 27).

La cadena TSUBAKI tipo RF : Nº RF-09060 tiene las características siguientes :

TABLA 6.2 CARACTERÍSTICAS DE CADENA TSUBAKI RF-09060

Cadena TSUBAKI Nº	Diseño	Paso p	Resistencia media a la tracción	Peso Lbs/pie Kg/m
RF-09060	A	6" 152.4 mm	68.000 Lbs 31.000 Kgs	11.2 16.7

$$68.000 \text{ Lbs} \times 0.3\% = 203.510 \text{ Lbs}$$

Se elige tentativamente esta cadena RF-09060 , que tiene un diámetro de rodillo grande y una resistencia media a la tracción de 68.000 Lbs.

5. Comprobación de la cadena seleccionada

Considerando el peso real de la cadena seleccionada, se calculará el empuje del transportador.

Puesto que la tensión de ajuste de las hileras de cadena se desconoce, se usará el 0.3% de la resistencia media a la tracción de la cadena seleccionada.

El coeficiente de fricción a la rodadura se tomará de la tabla dada por Link-Belt .

TABLA 6.3 COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE CADENAS LINK-BELT

Nº de Cadena	Paso de Cadena pulg	Cadena no lubric.	Cadena lubricada
C2082H	2.50	0.14	0.09
C2102H			
C2122H	3.0	0.14	0.09

Se tomará el valor de $F = 0.14$ que corresponde a la cadena C2122H de paso 3" como el más cercano al paso seleccionado de 6".

Recalculando el empuje :

$$P_L = (W + M) LF + F_T$$

$$P_L = (11.2 \times 2 + 438) \times 20 \times 0.14 + 3,155$$

$$P_L = 1,289.12 + 3,155$$

$$P_L = 4,444 \text{ Lbs}$$

$$P_R = WLF$$

$$P_R = (11.2) \times 2 \times 20 \times 0.14$$

$$P_R = 62.7 \text{ Lbs}$$

$$P_{TU} = 0.3 \times 68,000 / 100 = 204 \text{ Lbs}$$

$$P_D = P_R \times 0.1 = 62.7 \times 0.1 = 6.27$$

Empuje total del transportador

$$P_{cv} = P_L + P_R + P_{TU} + P_D$$

$$P_{cv} = 4,444 + 62.7 + 204 + 6.27$$

$$P_{cv} = 4,717 \text{ Lbs}$$

Factor de trabajo

$$F_T = 28$$

- Resistencia mínima del transportador

$$E_{\min} = 132,076 \text{ Lbs}$$

$$E_{\min \text{ hilera}} = 66,038 \text{ Lbs} = 30,000 \text{ Kgf}$$

La selección de la cadena TSUBAKI RF-09060 con una resistencia media a la tracción de 68,000 Lbs y paso de 152.4 mm cumple satisfactoriamente.

(Ver Fig. 6.1 Cadena Transportadora)

6.3 Selección de las ruedas dentadas

La firma TSUBAKI tiene ruedas dentadas estándar de acero fundido o fierro fundido para satisfacer cualquier condición de operación.

Se muestra a continuación un extracto de la tabla de SPROCKETS de esta firma, para seleccionar la que cumpla con las condiciones del transportador de ánodos.

TABLA 6.4 SPROCKETS TSUBAKI PARA TRANSPORTADORES
(Catalog Nº 7010b)

Cadena	Paso P mm	Nº dientes	Diámetro exterior D_o rodillo R mm
RF6205	152.4	8	438
		10	533

La cadena RF 6205 es una cadena semejante a la RF-09060 seleccionada.

Se tiene como requisito que el diámetro exterior de la rueda dentada sea de 12" o 305 mm y el diámetro interior de 120 mm.

$$D_o \equiv 305 \text{ mm}$$

$$d \equiv 120 \text{ mm}$$

La rueda dentada de 8 dientes tiene :

$$D_o = 438 \text{ mm (17.24 ")} \quad d = < 50 - 90 > \text{ mm}$$

El diámetro exterior mayor no presenta mayores problemas para la instalación, con respecto al diámetro interior puede haber dificultades en la instalación del eje; pero en vista que la otra alternativa de 10 dientes tiene un "D_o" mucho mas grande, se elegirá tentativamente el SPROCKET de 8 dientes.

A. Cálculo de la longitud de la cadena transportadora y recálculo de la distancia entre centros de las ruedas dentadas

1. Longitud de cadena :

Como las 4 ruedas dentadas, dos de empuje y las dos de reenvío se consideran iguales, la longitud de cadena puede calcularse con la fórmula :

$$L_p = T + 2 C / P \quad \dots\dots\dots(14)$$

donde :

L_p : longitud de cadena en pasos
 C : distancia entre centros de ejes
 P : paso de cadena
 T : Nº de dientes de las catalinas

reemplazando :

$$C = 20' * 12 = 240 \text{ pulg.}$$

$$P = 6 \text{ pulg}$$

$$T = 8$$

$$L_p = 8 + 2 * 240 / 6$$

$$L_p = 88 \text{ pasos o } 13.5 \text{ mts .}$$

2. Recálculo de la distancia entre centros

$$C = (L_p - T) / 2 * P \dots\dots\dots (15)$$

$$C = (88 - 8) / 2 * 6$$

$$C = 240 \text{ pulg} = 22 \text{ pies.}$$

6.4 Cálculo de la potencia requerida :

De la expresión dada por Link Belt :

$$HP = \frac{ (P_{cv} - P_{tu}) * 1.2 * S }{ 33,000 } \dots\dots (16)$$

$$P_{cv} = 4,717 \text{ Lbs} \dots\dots\dots \text{acápite 5.2}$$

$$P_{tu} = 204 \text{ Lbs} \dots\dots\dots \text{acápite 5.2}$$

$$S = \text{velocidad de la cadena} = 16.5 \text{ pies/min}$$

reemplazando :

$$HP = \frac{ (4,717 - 204) * 1.2 * 16.5 }{ 33,000 }$$

$$HP = 2.7 \text{ HP .}$$

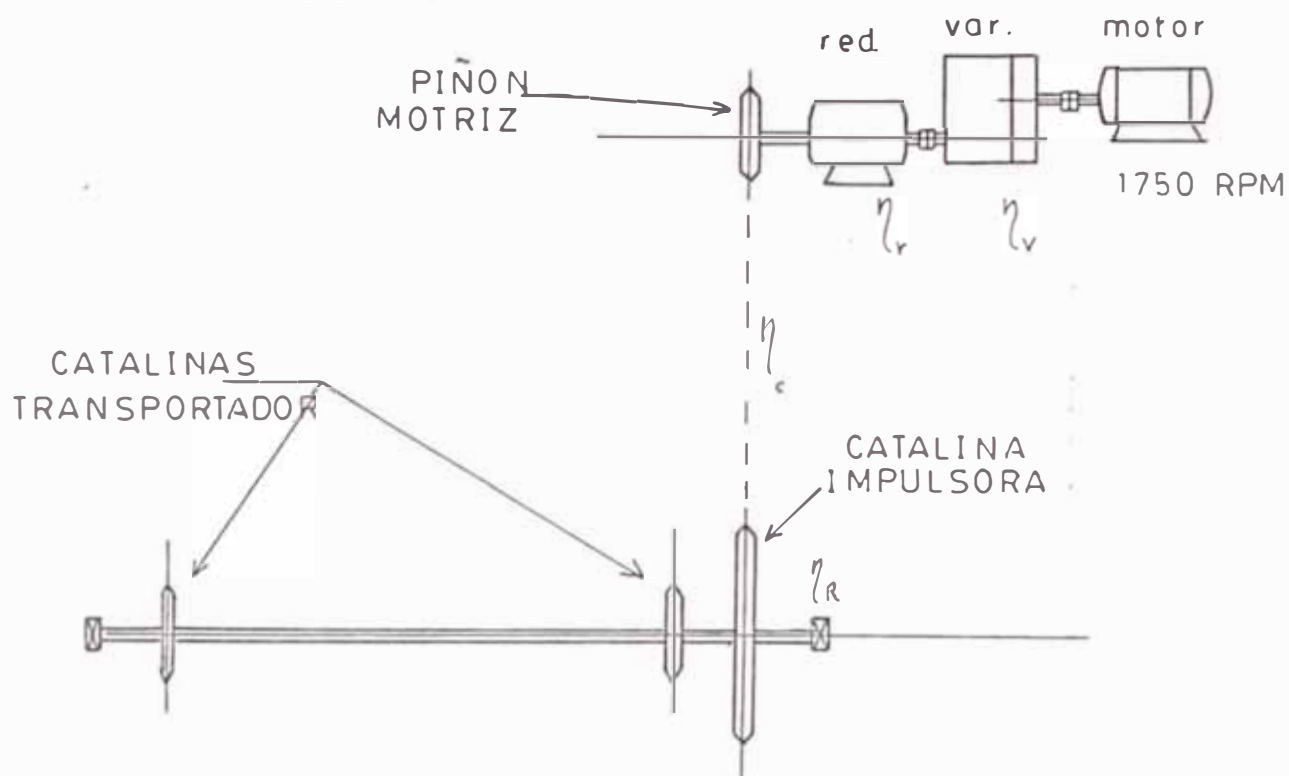
La potencia requerida por el transportador de ánodos será entonces de 2.7 HP o también 2 Kw.

6.5 Diseño y selección de la transmisión del Sistema Transportador de Anodos

A. Determinación de la Potencia del Motor

Se muestra el esquema de la instalación :

Fig. 6.15 Esquema de la Transmisión



1. Potencia efectiva del motor

Se asumirán las siguientes eficiencias en base a recomendaciones teóricas y experimentales :

Eficiencia de la cadena = $\eta_c = 95\%$..Faires

Efic. de los rodajes = $\eta_R = 99\%$..Hori

Efic. del reductor = $\eta_r = 98\%$..Faires

Eficiencia del variador = $\eta_v = 85\%$..Link-Belt

De acuerdo a estos valores, la potencia efectiva del motor, será :

$$P_{em} = P_{TR} * \frac{1}{n^2_R} * \frac{1}{n_o} * \frac{1}{n_r} * \frac{1}{n_v} \dots (17)$$

reemplazando :

$$P_{em} = 2.7 * \frac{1}{0.992} * \frac{1}{0.96} * \frac{1}{0.98} * \frac{1}{0.86}$$

$$P_{em} = 3.48 \text{ HP}$$

2. Potencia nominal del motor : P_{dm}

$$P_{dm} = P_{em} * f_s \dots \dots \dots (18)$$

El factor de servicio f_s se asumirá

$f_s = 1.3$ (recomendación de Hori para cargas pulsantes no uniformes).

reemplazando valores :

$$P_{dm} = 3.48 * 1.3$$

$$P_{dm} = 4.524 \text{ HP}$$

La potencia nominal o de diseño del motor deberá ser igual o mayor que 4.524 HP

Basándose en valores normalizados de potencia a 1,750 RPM (motor NEMA), se seleccionará tentativamente un motor eléctrico de inducción, jaula de ardilla con alto par de arranque, con potencia :

$$HP_d = 5 \text{ HP a } 1,750 \text{ RPM}$$

La tensión de línea a considerar es de 440 voltios trifásicos.

B. Determinación de los RPM del eje del transportador.

Se conoce que :

Velocidad que debe tener el transportador

$$V = 84 \text{ mm/seg} = 16.5 \text{ pies/min.}$$

Diámetro de la catalina del transportador

$$D = 438 \text{ mm} = 17.24 \text{ pulg.}$$

$$w = v_t/R \dots\dots\dots(19)$$

$$w = 84 / (438/2)$$

$$w = 0.38 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{RPM} = 3.628 \text{ RPM .}$$

C. Relaciones de transmisión

Se asumirán tentativamente las siguientes relaciones de transmisión :

$$\text{Para la cadena.... } r_{t1} = 5 : 1$$

$$\text{Para el reductor.. } r_{t2} = 21:1$$

$$\text{Para el variador.. } r_{t3} = 4.6$$

La relación de transmisión total será :

$$r_T = \frac{1,750}{3.629} \dots\dots\dots(20)$$

$$r_T = 482.36$$

$$r_T = r_{T1} * r_{T2} * r_{T3} \dots \dots \dots (21)$$

$$r_T = 5 * 21 * 4.6$$

$$r_T = 483 \text{ (Bastante aproximado)}.$$

Con estas relaciones de transmisión se procederá a la selección y cálculo de la transmisión.

D. Selección del variador de velocidad

Ha sido elegido para la selección el variador de velocidad tipo A PIV

equipo robusto construido para operar libre de fallas con mínimo mantenimiento.

Par la selección se está haciendo la suposición que el par resistente C_r es constante, lo mismo que el par motor C_m .

Aplicando la metodología de la FMC- Link Belt.

1. Estableciendo el factor de servicio (f_s)

El f_s recomendado está determinado por la operación del equipo a transmitir, en nuestro caso el transportador de ánodos, y las características de carga, que como se sabe la operación es de 10 horas diarias con arranques y paradas frecuentes.

Link Belt usa la tabla siguiente :

TABLA 6.5 FACTORES DE SERVICIO PARA VARIADORES

Naturaleza de la carga	Factor de servicio f_s Horas por día de operación			
	Hasta 10 H		24 H	
	Uniforme	Choque moderado	Uniforme	Choque moder.
Arranque poco frecuente	1.0	1.25	1.25	1.5
arranque frecuente	1.25	1.5	1.5	1.75

Como se tiene :
 - arranque poco frecuente
 - carga con choque moderado.
 - más de 10 H de operación

$$f_s = 1.75$$

2. HP equivalente :

$$HP_{equiv} = HP_{TR} * f_s \dots\dots\dots (22)$$

$$HP_e = 2.7 * 1.75$$

$$HP_e = 4.725 \text{ HP.}$$

3. Selección del tamaño de la unidad

En las tablas de selección y capacidades, se localiza el tamaño del P.I.V. requerido.

Se considera un rango de velocidad de salida de 2:1 para una potencia igual o mayor que 4.725 HP, lo más cercano es 5 HP, se ubicará el tamaño de unidad de acuerdo a las RPM de salida.

Se ha estimado que la r_t para el variador será de 4.6, la velocidad de salida será

entonces :

$$\text{RPM}_{\text{output}} = 1,750/4.6 = 380.4 \text{ RPM.}$$

En la tabla para 5 HP, rango de velocidad de salida 2:1 :

$$\text{RPM}_{\text{out max}} = 520$$

$$\text{RPM}_{\text{out min}} = 260$$

Se selecciona tamaño 202G.

4. Designación completa del modelo P.I.V.

Se seleccionará variador estilo caja vertical, con motor tipo de pie montado en soporte y acoplado al P.I.V. que corresponde a un modelo MBU.

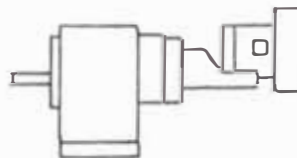
La designación completa será entonces :

Módulo P.I.V. MBU - 202 G .

5. Especificación del montaje

De los esquemas de montaje el tipo MBU - 5 es el escogido.

Fig. 6.16 Montaje de Variador Escogido



5

6. Selección final

Se ha seleccionado un variador de velocidad de ejes paralelos :

Módulo A-P.I.V. MBU - 202 G - 5

con : $\text{RPM}_{\text{input}} = 1,750 \text{ RPM}$
 $\text{RPM}_{\text{output max}} = 520 \text{ RPM}$
 $\text{RPM}_{\text{output min}} = 260 \text{ RPM}$
 para una potencia de 5 HP.

E. Selección del reductor de velocidad

Se ha escogido el reductor de velocidad de engranajes helicoidales en línea de la FMC-Link Belt, que es de construcción robusta y especial para medios agresivos, con un amplio rango de relaciones de velocidad y capacidades.

Para la selección se aplicará el procedimiento recomendado por Link-Belt.

1. Clase de carga

De la tabla de clases de carga de la maquinaria a transmitir.

Transportador con carga de choques moderados (Conveyor/MS).

2. Factor de servicio (f_s)

e acuerdo a la clase de carga y al motor primario, de la tabla de f_s de Link-Belt :

TABLA 6.6 FACTORES DE SERVICIO PARA MOTORES ELÉCTRICOS

Clase de carga	Motor primario	
	Motor eléctrico	
	Hasta 10 H	24 H
Uniforme	1	1.25
choque moderado	1.25	1.5
choque fuerte	1.75	2.0

se escoge $f_e = 1.5$

3. Relación de transmisión

$$r_{t2} = \frac{\text{velocidad del motor primario} \bullet V_{mp}}{\text{velocidad de salida} \quad V_e} \quad \dots\dots\dots(23)$$

En el presente caso se ha asumido :

$$r_{t2} = 21:1$$

Por lo que la velocidad de salida resulta

$$V_e = \frac{V_{mp}}{r_{t2}} = \frac{380}{21}$$

$$V_e \approx 18 \text{ RPM}$$

Buscando una r_t listada en tablas mas cercana al valor asumido se halla :

$$r_t = 20.9 : 1$$

recalculando la velocidad de salida

$$\text{RPM}_e = \frac{V_{mp}}{r_{t2}} = \frac{380}{20.9}$$

$$\text{RPM}_e = 18.2 \text{ RPM .}$$

4. Estableciendo HP_{eQ} :

$$HP_{eQ} = HP_{tr} * f_e \quad \dots\dots\dots(25)$$

$$HP_{eQ} = 2.7 * 1.5$$

$$HP_{eQ} = 4.05 \text{ HP .}$$

5. Selección del tamaño de reductor

Se escoge tamaño EDIL

- para 870 RPM de ingreso

y $r_t = 20.9$

HP = 10.5

- para 580 RPM y $r_t = 20.9$

HP = 7.11

extrapolando para 380 RPM y $r_t = 20.9$

resulta HP = 4.77

como $4.77 > HP_{eq} = 4.05$ cumple !!

6. Verificando HP térmico

Según la recomendación de Link-Belt, la razón de potencia térmica del reductor calculado debe ser igual o mayor que el HP_{trans} .

Verificando :

Para tamaño EDIL

$HP_{térmico} = 75$ HP

como :

$HP_{trans} = 2.7$ HP

$HP_{térmico} > HP_{trans}$ cumple !!

7. Chequeo de carga externa

Como el reductor está conectado a una transmisión de cadena de rodillos, Link Belt ha preparado tablas que determinan

los diámetros mínimos del Sprocket conectado al eje de salida del reductor. Si el Sprocket usado es mayor que el de la tabla no necesita hacerse ningún cálculo adicional.

Si el Sprocket usado es menor que el de la tabla es necesario verificar la llamada carga extrema "overhung load" con la expresión :

$$O_L = \frac{126,000 FH}{DN} \dots\dots\dots (26)$$

donde :

- D : diámetro del sprocket, pulg
- F : factor de transmisión
para cadena F = 1
- H : Htrana
- N : velocidad del eje de salida

Este chequeo se realizará posteriormente luego de la selección y cálculo de la transmisión por cadena de rodillos.

8. Reductor seleccionado

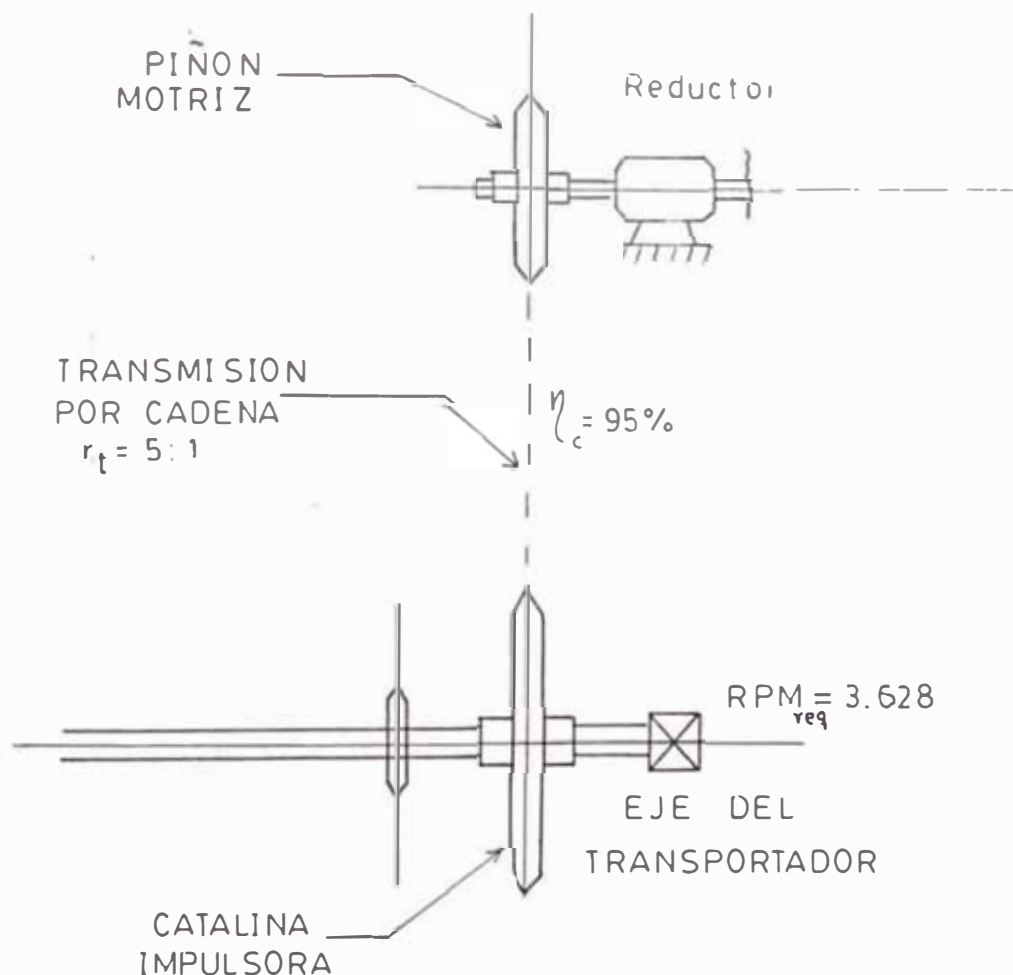
Se ha seleccionado un reductor de velocidad de engranajes helicoidales en línea, doble reducción con relación de transmisión de 20.9, HP de 4.77, tamaño EDIL.

F. Selección de la transmisión por cadenas de rodillos

La selección se realizará con la metodología de la Link-Belt en su catálogo LB- 1200.

Se muestra un esquema de la instalación mostrando los principales parámetros de diseño :

FIG. 6.17 Esquema de la Transmisión Por Cadenas de Rodillos de Rodillos



1. Factor de servicio

Para transportador con carga no uniforme y motor eléctrico como elemento de potencia.

$$F_a = 1.3$$

2. Material o factor de variación de diseño
Las condiciones de operación de la cadena son severas, pero se considera aceptable las cadenas de rodillos estándar, por lo que este factor de variación no se aplicará.

3. Potencia Equivalente

$$HP_{eq} = HP_{trans} * F_a \dots\dots\dots (27)$$

$$HP_{eq} = 2.7 * 1.3$$

$$HP_{eq} = 3.51$$

4. selección de la cadena estándar de rodillos

De la fig " C ", pag C-11 del catálogo LB-1200 de la Link-Belt.

Entrando en la tabla con :

RPM del Sprocket pequeño :.....18.2 RPM

HP_{eq}.....3.51 HP

Resulta cadena estándar Nº 120 - 1.5 " de paso.

5. Selección del Sprocket pequeño

(piñón motriz)

En la tabla de cadena Nº 120 - 1.5" paso (pag. C-19 catalog. LB-1200) :

Considerando RPM = 25

$$HP = 5.64$$

Nº de dientes del Sprocket pequeño = 19

Valor que interpolando con RPM = 10 y HP =

2.47 resulta para los 18.2 RPM requerido el valor de HP = 4.2

Por lo tanto, se selecciona piñón motriz con 19 dientes y diámetro máximo del agujero de 5.563 pulg. (≈ 141 mm).

6. Verificación del Sprocket pequeño

Revisando el eje de salida de baja velocidad del reductor seleccionado tamaño EDIL de doble reducción, de la pag. F-32 del catálogo de Link-Belt se encuentra que es : $w = 3 \frac{1}{8}$ pulg. = 3.125 pulg.

De la pag. C-74, tablas de Sprockets para cadena No 120 (paso 1.5 pulg), para tipo B, especifica :

TABLA 6.7 CARACTERÍSTICAS DE SPROCKET PARA CADENA DE TRANSMISIÓN

Nº de dientes	Nº Sprocket	Diám. de paso	Diam. de agujero mandr. máximo
19	120B19	9.113	1.188" 3.25"

Como se observa, de la tabla mostrada, el diámetro máximo de agujero del sprocket de 19 dientes - No 120 tipo B es 3.25" que es mayor que el 3.125" requerido, por lo tanto es satisfactorio.

7. Relación de transmisión

La relación asumida es $r_t = 5 : 1$.

8. Nº de dientes del sprocket mayor

(catalina impulsora)

$$Z_2 = r_t * n \dots\dots\dots(28)$$

$$Z_2 = 5 * 19$$

$$Z_2 = 95$$

Por lo tanto, se usará catalina impulsora de 95 dientes.

9. Cálculo de los diámetros de paso de los sprockets

a. Diámetro de paso del piñón motriz

$$d_p = \frac{P}{\text{sen} (180/Z_1)} \dots\dots(29)$$

P : paso de cadena, pulg
 Z₁: Nº de dientes del piñón motriz
 d_p: diámetro de paso del piñón, pulg.

$$d_p = \frac{1.5}{\text{sen} (180/19)} = 9.113 \text{ pulg}$$

b. Diámetro de paso de la catalina impulsora

$$D_p = \frac{P}{\text{sen} (180/Z_2)} \dots\dots(30)$$

Z₂: Nº de dientes de la catalina.

$$D_p = \frac{1.5}{\text{sen} (180/95)} = 45.36 \text{ pulg}$$

10. Distancia entre centros y longitud de cadena

Usando el procedimiento de Link Belt :

Factor A :

$$A = \frac{G - g}{2 e} \quad \text{..... (31)}$$

donde :
 G = Diám. de paso de la catalina, pulg
 g = Diam. de paso del piñón, pulg
 e = distancia entre centros deseado.

Como no existe limitaciones de espacio, se tomará una distancia entre centros que resulta de la relación, recomendado por Link Belt :

$$e \approx D_p + d_p/2 \quad \text{.....(32)}$$

$$e \approx 45.36 + 9.113/2$$

$$e \approx 50 \text{ pulg.}$$

en la expresión (31) :

$$A = \frac{45.36 - 9.113}{2 * 50}$$

$$A = 0.3625$$

Con este factor $A = 0.3625$

En la tabla pag. C-14 , de factores para centros entre sprocket y longitud de cadena, se halla :

TABLA 6.8 FACTORES PARA CALCULO DE CADENAS DE TRANSMISIÓN

A	B	C	D
0.36244	1.8640	0.3819	0.6181

Longitud de cadena en pasos :

$$N_p = \frac{B * E}{P} + C * t + D * T \quad \dots\dots\dots (33)$$

donde :

B,C,D : factores de A
 e : distancia entre centros aproxim.
 t : N° de dientes del piñón
 T : N° de dientes de la catalina
 P : paso de la cadena, pulg.

reemplazando :

$$N_p = \frac{1.864 * 50}{1.5} + 0.3819 * 19 + 0.6181 * 95$$

$$N_p = 128.1$$

Se usará $N_p = 128$ pasos

Recálculo de la distancia entre centros exacta:

$$E = \frac{(N_p - C * t - D * t) P}{B} \quad \dots\dots (35)$$

donde : N_p es la longitud de pasos hallada

$$E = \frac{(128 - 0.3819 * 19 - 0.6181 * 95) * 1.5}{1.8640}$$

$$E = 49.9 \text{ pulg .}$$

Longitud que corresponde a 33 pasos de cadena, y de acuerdo a Shigley, que establece que lo recomendable es de 30 a 50 pasos, la selección es satisfactoria.

11. Lubricación

Link-Belt recomienda, para cadena Nº 120-1.5 " de paso, según la tabla de valores de HP, lubricación tipo A que significa lubricación manual o por goteo, que es perfectamente aplicable en la instalación del transportador de anodos.

12. Transmisión de cadena seleccionada :

Para esta aplicación la selección consiste de :

- Cadena de rodillos estándar Nº 120 - paso de 1.5 pulgadas.

Piñón motriz de 19 dientes para cadena Nº 120.

Catalina impulsora de 95 dientes para cadena Nº 120.

Longitud de cadena de 128 pasos.

Distancia entre centros de 49.9 pulg.

Lubricación recomendada, manual o por goteo.

Nota

Puede utilizarse por condiciones de desgaste y corrosión, la serie para condiciones extremas Heavy Series Chains, cadena 120-SU que se diferencia de la serie estándar en el mayor espesor de las placas laterales y en el material y tratamiento de los pines, que permite absorber

mayor esfuerzo de tensión y cargas intermitentes con sacrificio del desgaste de la cadena.

(pag. C-35 de catálogo de Link-Belt).

G. Selección alternativa del variador - reductor

Como ha sido seleccionado :

- Motor eléctrico de inducción, jaula de ardilla, 5 HP a 1,750 RPM con tensión de línea de 440 v trifásico.
- Variador de velocidad
 - Modelo : A -P.I.V. MBU - 202 G - 5
 - RPM_{input} - 1,750
 - RPM_{output max} - 520 RPM
 - RPM_{output min} - 260 RPM
 - Potencia = 5 HP
 - Reductor de velocidad
 - Reductor en línea, doble reducción
 - relación de velocidad de 20.9
 - Potencia = 4.77 HP a RPM_{ingreso} - 380
 - Tamaño EDIL

La firma FMC Link-Belt provee también de una disposición modular de motor, variador y reductor, que en el caso de la instalación definida, corresponde al modelo modular :

Modelo MBU - 200D

Con motor NEMA a prueba de goteo de frame 184 T, 5 HP a 1,750 RPM y reductor ED.

H. Verificación del reductor seleccionado

De acuerdo con el acápite 7 de la sección 6.5 "selección del reductor de velocidad", se verificará el diámetro del piñón seleccionado. De la tabla de "overhung load rating" (pag. F-39), el diámetro mínimo de piñón para el reductor EDIL a 20 RPM del eje de baja velocidad es de $d_{\min} = 7$ pulg.

El diámetro de paso del piñón seleccionado es de $d_p = 9.113$ pulg.

Entonces como :

$$d_p = 9.113" > d_{\min} = 7"$$

El sprocket usado es mayor que el mínimo especificado por lo que se comprueba que la selección del reductor es satisfactoria.

I. Descripción completa de la transmisión seleccionada

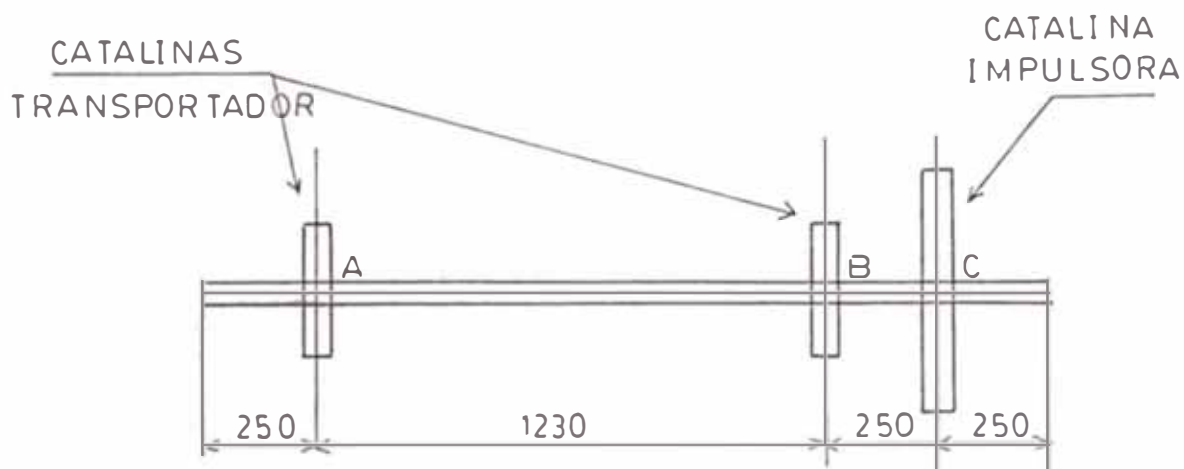
En la figura 6.3 se muestra esquemáticamente la transmisión completa seleccionada, especificando las características de cada mecanismo.

(Ver Fig. 6.3 Sistema de Transmisión)

5.6. Diseño del Eje de transmisión

El esquema del eje de transmisión señalando la ubicación de las catalinas de cadena se muestra en la figura siguiente

FIG. 6.18 Esquema del Eje de Transmisión

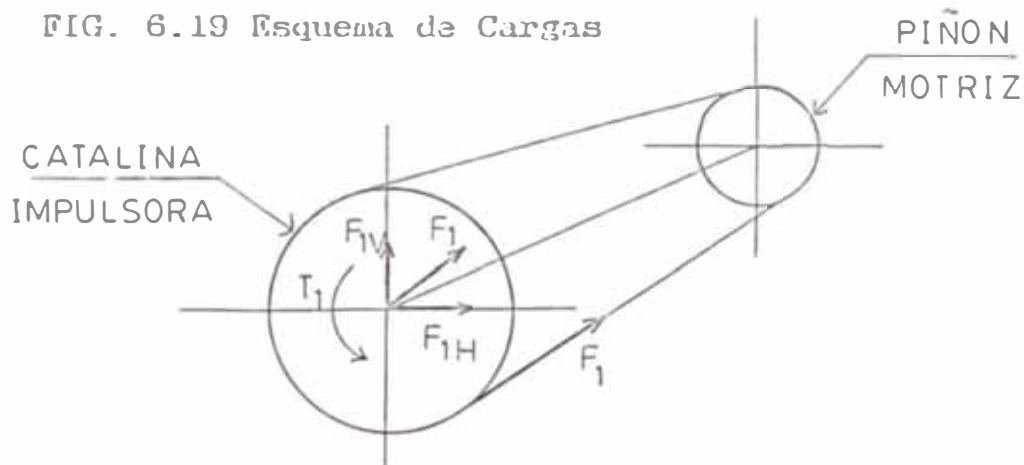


La ubicación de las catalinas del transportador están en relación con la geometría y dimensiones físicas in-situ.

A. Análisis de cargas

1. Carga debido a la cadena de transmisión

FIG. 6.19 Esquema de Cargas



Se sabe, en el eje del transportador :

$$P_{tr} = 2.7 \text{ HP}$$

$$W = 3.64 \text{ RPM}$$

$$T_1 = \frac{63,000 \cdot P_{tr}}{\text{RPM}} \dots\dots\dots (36)$$

$$T_1 = \frac{63,000 \cdot 2.7}{3.64}$$

$$T_1 = 46,730.7 \text{ Lbs} - \text{pulg}$$

$$T_1 = 3,894.2 \text{ Lbs} - \text{pie} = 538.3 \text{ Kg} - \text{m}$$

Como :

$$T_1 = F_1 * \frac{D_p}{2} \dots \dots \dots (37)$$

despejando F_1 :

$$F_1 = \frac{2 * T}{D_p} \dots \dots \dots (38)$$

$$F_1 = \frac{2 * 46,730.7 \text{ Lbs-pulg}}{45.367 \text{ pulg}}$$

$$F_1 = 2,060.1 \text{ Lbs} = 934.45 \text{ Kg.}$$

Descomponiendo F_1 en el plano vertical y horizontal.

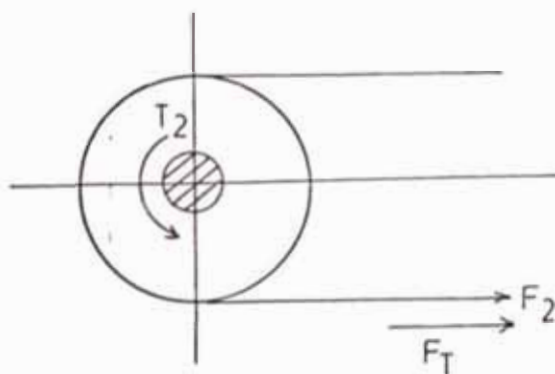
$$F_{1V} = F_1 \text{ Sen } 60 = 1,784.0 \text{ Lbs} = 809 \text{ Kg}$$

$$F_{1H} = F_1 \text{ cos } 60 = 1,030.0 \text{ Lbs} = 467 \text{ Kg}$$

2. Carga debida al transportador

En el eje del transportador :

FIG. 6.20 Carga En el Eje



Se sabe que el empuje total de la cadena es:

$$F_T = P_{cv} = 4,717 \text{ Lbs}$$

Como son dos catalinas y considerando que la carga se distribuye de manera uniforme.

$$F_2 = F_T/2 = 2,358.5 \text{ Lbs} = 1,072 \text{ Kg}$$

El torque ;

$$T_2 = F_2 * \frac{D_p}{2} \dots\dots\dots(39)$$

La catalina del transportador tiene las características siguientes :

$$Z = 8 \text{ dientes}$$

$$D_o = 438 \text{ mm}$$

$$D_p = 398.2 \text{ mm}$$

$$\text{Peso} = 34.4 \text{ Kg}$$

Luego ;

$$T_2 = 2,358.5 \text{ Lbs} * \frac{398.2 \text{ mm}}{2 * 25.4}$$

$$T_2 = 18,487 \text{ Lbs} - \text{pulg}$$

$$T_2 = 1,540.6 \text{ Lbs} - \text{pie}$$

$$T_2 \approx 213 \text{ Kg} - \text{m}$$

3. Otras cargas

Las otras cargas a considerar son los pesos de las ruedas dentadas del transportador y la catalina impulsora.

Los pesos aproximados de estos elementos son :

$$\text{Pesos ruedas dentadas} \equiv 34.4 \text{ Kg} = 76 \text{ Lbs}$$

$$\text{Peso catalina de impulsión} \equiv 143.4 \text{ Kg}$$

$$= 320 \text{ Lbs}$$

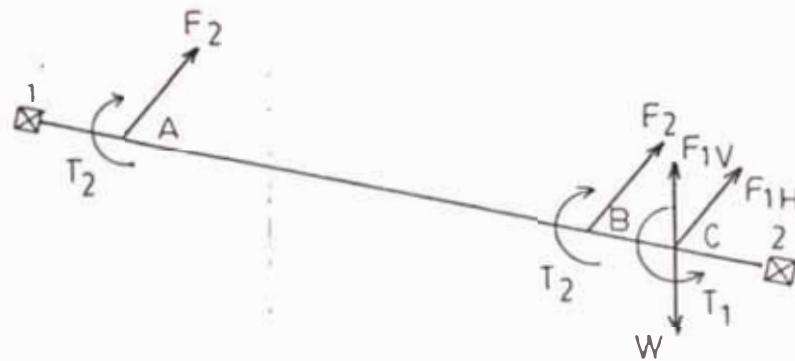
La carga debido a la catalina de impulsión será únicamente considerada en el cálculo del eje de transmisión; despreciándose las cargas debido a los pesos de las ruedas

dentadas del transportador por ser insignificante. De igual manera se desprecia el peso del propio eje.

4. Diagrama de cargas

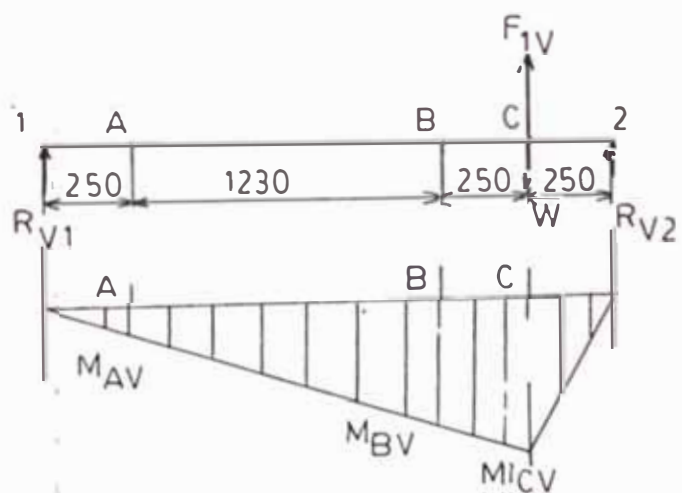
En unidades métricas :

FIG.6.21 Diagrama de Cargas



Cargas en el plano vertical

FIG. 6.22 Cargas En el Plano Vertical



$$\Sigma M_1 = 0 \dots\dots\dots (40)$$

$$(809.25 - 145.4) * 1,730 = R_{V2} * 1,980$$

$$\downarrow R_{V2} = 580 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_v = 0 \dots\dots\dots (41)$$

$$R_{v1} = 809.25 - 580 - 145.4$$

$$\downarrow R_{v1} = 83.85 \text{ Kg}$$

Las reacciones en los apoyos serán :

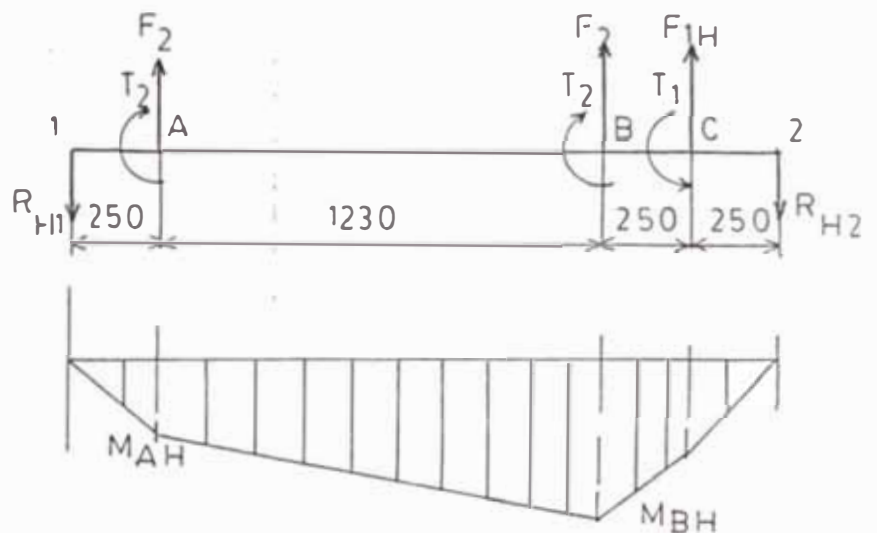
$$R_{v1} = 83.85 \text{ Kg}$$

$$R_{v2} = 580 \text{ Kg}$$

cargas en el plano horizontal

Diagrama de momentos flectores :

FIG. 6.23 Diagrama de Momento Flector



$$\Sigma M_1 = 0 \dots\dots\dots (42)$$

$$1,072(250+1,480)+467.22*1,730-R_{H2}*1,980=0$$

$$\downarrow R_{H2} = 1,344.8 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_H = 0 \dots\dots\dots (43)$$

$$R_{H1} = 1,072*2 + 467.2 - 1,344.8$$

$$\downarrow R_{H1} = 1,266.4 \text{ Kg}$$

Del diagrama de momentos flectores :

$$M_{AH} = 1,266.4 * 250 = 316.6 \text{ Kg - m}$$

$$M_{BH} = 1,266.4 * 1,480 - 1,072 * 1,230$$

$$= 555.7 \text{ Kg - m}$$

$$M_{CH} = 1,344.8 * 250 = 336.2 \text{ Kg - m}$$

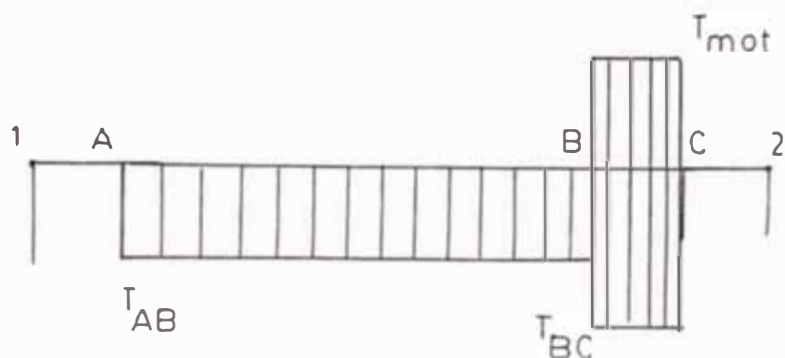
Del diagrama de momentos torsores :

$$T_{AB} = 213 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$T_{BC} = 416 \text{ Kg} - \text{m}$$

Diagrama de momentos torsores

FIG. 6.24 Diagrama de Momento Torsor



5. Resultante de las cargas aplicadas :
Obteniendo las cargas aplicadas en los diferentes puntos del eje :

- Punto 1

$$R_1 = (R_{H1}^2 + R_{V1}^2)^{1/2} \dots (44)$$

$$R_1 = (1,266.4^2 + 83.85^2)^{1/2}$$

$$R_1 = 1,269.1 \text{ Kg}$$

- Punto 2

$$R_2 = (R_{H2}^2 + R_{V2}^2)^{1/2} \dots (45)$$

$$R_2 = (1,344.8^2 + 580^2)^{1/2}$$

$$R_2 = 1,463.8 \text{ Kg}$$

- Punto A

$$M_A = (M_{AH}^2 + M_{AV}^2)^{1/2} \dots (46)$$

$$M_A = (316.6^2 + 20.96^2)^{1/2}$$

$$M_A = 317.3 \text{ Kg} - \text{m}$$

- Punto B

$$M_B = (M_{BH}^2 + M_{BV}^2)^{1/2} \dots (47)$$

$$M_B = (555.7^2 + 124.1^2)^{1/2}$$

$$M_B = 569.4 \text{ Kg} - \text{m}$$

- Punto C

$$M_C = (M_{CH}^2 + M_{CV}^2)^{1/2} \dots (48)$$

$$M_C = (336.2^2 + 145^2)^{1/2}$$

$$M_C = 366.1 \text{ Kg} - \text{m} .$$

- $T_{AB} = 213 \text{ Kg} - \text{m}$

$$T_{BC} = 538.3 \text{ Kg} - \text{m} .$$

Se deduce que el punto crítico es el "B" :
donde

$$M_B = 569.4 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$T_B = 538.3 \text{ Kg} - \text{m} .$$

B. Diseño del eje

Para el cálculo del eje de transmisión se empleará el método del código ASME.

1. Cálculo por resistencia

En vista que no hay cargas axiales, y se usará eje macizo con canales chaveteros para la sujeción de las ruedas dentadas, la expresión de la ASME para la determinación del diámetro del eje de transmisión será :

$$d^3 = \frac{16}{\pi S'_{ed}} V (C_m M)^2 + (C_t T)^2)$$

.....(49)

donde :

C_m = coeficiente por choque y fatiga para el momento flector.

C_t = coeficiente por choque y fatiga para el momento torsor.

S'_{ed} = Esfuerzo cortante de cálculo considerando chavetero

Por las condiciones de trabajo, para eje giratorio con carga aplicada súbitamente con choques menores

$C_m = 1.0$

$C_t = 1.5$

El material considerado es un acero

Boehler VCN - 150

Tipo AISI 1340 H

$\sigma_{ant} = 80 \text{ Kg/mm}^2$

$\sigma_u = 100 \text{ Kg/mm}^2$

El código ASME especifica :

$$S_{ed} = 0.3 S_y$$

$$s_{sd} = 0.18 S_{ut}$$

escogiéndose el menor valor.

como hay canal chavetero

$$S'_{ed} = 0.75 S_{ed}$$

Por lo tanto :

$$S_{ed} = 0.3 * 80 \text{ Kg/mm}^2 = 24 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_{ed} = 0.18 * 100 \text{ Kg/mm}^2 = 18 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_{ed} = 18 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S'_{ed} = 0.75 * 18 = 13.5 \text{ Kg/mm}^2.$$

- En el tramo AB del eje :

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 13.5} \sqrt{(2 * 569.4 * 1,000)^2 + (1.5 * 538.3 * 1,000)^2}$$

$$d = 80.75 \text{ mm}$$

- En la catalina de impulsión :

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 13.5} \sqrt{(2 * 366.1 * 1,000)^2 + (1.5 * 538.3 * 1,000)^2}$$

$$d = 74.36 \text{ mm}$$

- En los rodamientos :

Se va a considerar un rebaje adicional para el montaje de los rodamientos.

Se asumirá un diámetro comercial de :

$$d \cong 70 \text{ mm.}$$

2. Cálculo por deformación o deflexión

(condición de rigidez)

- deflexión en el plano vertical

Fig. 6.25

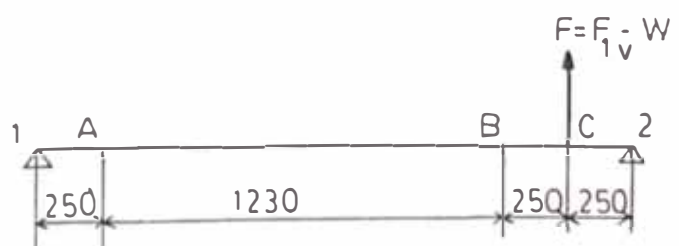
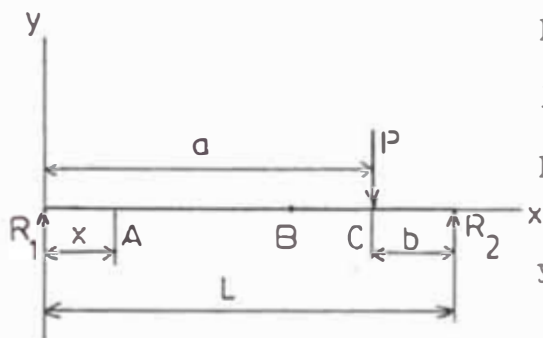


Fig. 6.26 Deflexión en Plano Vertical



De resistencia de materiales.

Deflexión de vigas :

$$y = \frac{Pbx}{6LEI} (L^2 - x^2 - b^2)$$

.....(50)

para $0 < x < a$.

$$y_A = \frac{663.85 \cdot 250 \cdot 250}{6EI \cdot 1.980} (1,980^2 - 250^2 - 250^2)$$

$$y_{Av} = \frac{1.325 \cdot 10^{10}}{EI}$$

$$y_B = \frac{663.85 \cdot 250 \cdot 1,480}{6EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 250^2 - 1,480^2)$$

$$y_{Bv} = \frac{3.447 \cdot 10^{10}}{EI}$$

$$y_C = \frac{663.85 \cdot 250 \cdot 1,730}{6EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 1,730^2 - 250^2)$$

$$y_{Cv} = \frac{2,09 \cdot 10^{10}}{EI}$$

- deflexión en plano horizontal

FIG. 6.27 Deflexión en Plano Horizontal



$$y_A = y_{F2A} + y_{F2B} + y_{F1HC} \dots\dots\dots (61)$$

$$y_A = \frac{1,072 \cdot 1,730 \cdot 250}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 1,730^2 - 250^2) +$$

$$\frac{1,072 \cdot 1,480 \cdot 500}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 1,480^2 - 500^2) +$$

$$\frac{467.2 \cdot 1,730 \cdot 250}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 1,730^2 - 250^2)$$

$$y_A = \frac{3.376 \cdot 10^{10}}{EI} + \frac{9.883 \cdot 10^{10}}{EI} + \frac{1.471 \cdot 10^{10}}{EI}$$

$$y_{AH} = \frac{14.73 \cdot 10^{10}}{EI}$$

La flecha en B :

$$y_B = \frac{1,072 \cdot 250 \cdot 500}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 250^2 - 500^2) +$$

$$\frac{1,072 \cdot 1,480 \cdot 500}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 1,480^2 - 500^2) +$$

$$\frac{467.2 \cdot 250 \cdot 1,480}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 250^2 - 1,480^2) .$$

$$y_B = \frac{4.069 \cdot 10^{10}}{EI} + \frac{9.88 \cdot 10^{10}}{EI} + \frac{2.426 \cdot 10^{10}}{EI}$$

$$y_{BH} = \frac{16.375 \cdot 10^{10}}{EI}$$

La flecha en C :

$$y_C = \frac{1,072 \cdot 250 \cdot 250}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 250^2 - 250^2) +$$

$$\frac{1,072 \cdot 1,480 \cdot 250}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 1,480^2 - 250^2) +$$

$$\frac{467.2 \cdot 1,730 \cdot 250}{6 EI \cdot 1,980} (1,980^2 - 1,730^2 - 250^2) .$$

$$y_C = \frac{2.14 \cdot 10^{10}}{EI} + \frac{5.567 \cdot 10^{10}}{EI} + \frac{1.471 \cdot 10^{10}}{EI}$$

$$y_{CH} = \frac{9.178 \cdot 10^{10}}{EI}$$

Se observa que "B" es el punto crítico :

$$y_B = \frac{1}{EI} \sqrt{ (3.447 \cdot 10^{10})^2 + (16.375 \cdot 10^{10})^2 }$$

$$y_B = \frac{1.673 \cdot 10^{11}}{EI}$$

Faires recomienda como regla empírica para árboles de transmisión que la deformación no debe exceder de 0.83

mm por 1 metro (o bien 0.01 pulg por pie).

Como :

$$y_{adm} = 0.83 \text{ mm/m}$$

Módulo E para aceros es :

$$E = 207 \text{ Gpa} = 21,109.6 \text{ Kg/mm}^2$$

Por lo tanto :

$$\frac{1.673 * 10^{11}}{21.109.6 I} \leq \frac{0.83}{1,000} * 1,980 \text{ mm}$$

$$\frac{0.7925}{I} * 10^7 \leq 1.64 \text{ mm}$$

$$I_x \geq 4832502.516 \text{ mm}^4$$

$$\frac{\pi d^4}{64} \geq 4832502.516 \text{ mm}^4$$

$$d \geq 99.6 \text{ mm}$$

Conclusión :

Por deflexión el eje de transmisión debe ser mayor que 99.6 mm.

3. Cálculo por deformación torsional

Se sabe que :

$$\frac{\theta}{L} = \frac{T}{GJ} \dots\dots\dots (52)$$

Como el módulo de elasticidad para aceros es :

$$G = 80 \text{ GPa} = 8,400 \text{ Kg/mm}^2$$

Para árboles de transmisión, Faires

recomienda una desviación por torsión de 3.2° por metro (o bien $1^\circ/\text{pie}$).

$$\frac{\theta}{L_{\text{adm}}} = 3.2^\circ/\text{m} = 0.05584 * 10^{-3} \text{ rad/mm}$$

El torque crítico es :

$$T_{BC} = 538.3 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$J = \frac{T_{BC}}{G(\theta/L)_{\text{adm}}} = \frac{538.5 * 10^3}{8,400 * 0.05584 * 10^{-3}}$$

$$J = 1'147,624.164$$

$$\frac{\pi d^4}{32} = 1'147,624.164$$

$$d_{BC} \geq 58.47 \text{ mm}$$

Conclusión :

El cálculo por deformación torsional admisible exige un diámetro de árbol de 58.47 mm en el tramo BC, que es el crítico.

4. Selección del tamaño comercial del árbol

Resumiendo :

- Cálculo por resistencia (ASME)

$$d_{AB} = 80.75 \text{ mm}$$

$$d_{BC} = 74.36 \text{ mm}$$

$$d_1 = d_2 = 70 \text{ mm (soportes)}$$

- Cálculo por deflexión
(rigidez del árbol)

$$d_B \geq 99.6 \text{ mm}$$

- Cálculo por deformación
torsional

$$d_{BC} \geq 58.4 \text{ mm}$$

La deflexión del árbol gobierna el diseño.

Se selecciona un eje macizo VCN - 150 de 110 mm de diámetro para tornearse a 105 mm en los rebajes para las ruedas dentadas del transportador, y 104 mm en el tramo de la catalina de impulsión y dejar en 100 mm los extremos de los rodamientos.

El árbol de transmisión tomará la forma que se indica la figura 5.18, donde se especifican las dimensiones principales y la ubicación de las catalinas de cadena y la catalina impulsora.

5. Comprobación del árbol con las dimensiones de las catalinas
 - a. Ruedas dentadas del transportador

Del acápite 6.3, se ha seleccionado un sprocket de las características siguientes :

Sprocket TSUBAKI

Z = 8 dientes

D_o = 438 mm

D_p = 398.2 mm

max = 90

d }

mín = 50

peso \approx 32 Kg

D_H = 140 mm (diámetro de cubo)

Como el diámetro de árbol se ha calculado en 110 mm, este sprocket no puede ser usado. Una forma de resolver el problema sería tornearse el diámetro interior hasta los 108 mm del árbol, pero esto dejaría un espesor de material en el cubo de la catalina de $(140-108)/2 = 16$ mm, que es muy reducido y no resulta aconsejable.

Por lo tanto se cambia la selección por el sprocket de 10 dientes con las siguientes características :

$Z = 10$ dientes
 $D_o = 533$ mm
 $D_p = 493.2$ mm.
 $D_H = 155$ mm

$d \left. \begin{array}{l} \text{max} = 100 \text{ mm} \\ \text{min} = 60 \text{ mm} \end{array} \right\}$

peso = 45.7 Kg = 100.5 Lbs.

Observar que el fabricante especifica $d_{\text{máx}} = 100$ mm para el agujero; en este caso si es factible hacer la operación antes señalada, por lo que el espesor de cubo quedaria $= (155 - 108) = 23.5$ mm, que para las condiciones de carga puede considerarse aceptable.

(Fig.6.2 Catalina del Transportador)

b. Catalina de Impulsión

Del acápite F de la sección 6.5 se ha especificado una catalina con las características siguientes :

$Z_2 = 95$ dientes

$D_p = 45.367$ pulg = 1,152.3 mm

Se observa que no existe problemas con el diámetro del árbol,

por lo que se confirma la selección.

c. Conclusión

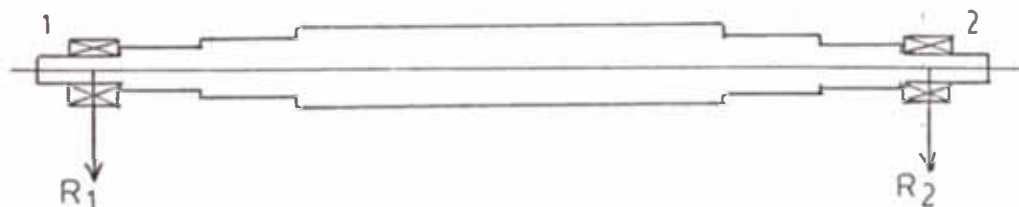
El eje VCN - 150 Boehler de 110 mm se usará con sprockets de 10 dientes y diámetro de paso de 493.2 mm para la cadena transportadora, y catalina de 95 dientes y diámetro de paso de 1.152 mm para la transmisión de cadena de rodillos.

(Ver Fig.6.4 Eje de Transmisión)

6.7 Selección de los Rodamientos del Eje de Transmisión

La disposición de los rodajes es la siguiente :

FIG. 6.28 Selección de Rodamientos del Eje de Transmisión



A. Datos :

Diámetro	d	=	100 mm
Revoluciones	n	=	3.64 RPM
Cargas radiales	R ₁	=	1,269.1 Kg
	R ₂	=	1,463.8 Kg

Cargas axiales despreciables

Duración esperada : De tabla Nº1 (Hori)

Duración de servicios para diferentes tipos de Máquinas :

Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día

Duración esperada..... $L_n = 40,000$ h

B. Cálculo para el rodaje mas cargado : Rodaje "2"

Duración en millones de revoluciones :

$$L = 60 * 10^{-6} * n * L_n \dots (53)$$

$$L = 60 * 10^{-6} * 3.64 * 40,000$$

$$L = 8.736$$

Seguridad de carga requerida :

$$C/P = L^{1/p} \text{ donde } p=3 < \text{SKF} >. (54)$$

$$C/P = 8.736^{1/3}$$

$$C/P = 2.059$$

Relación de cargas axial y radial :

$$F_a = 0$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{R_2} = 0 < e$$

$$\text{Entonces : } \begin{matrix} x = 1 \\ y = 0 \end{matrix}$$

$$P = xF_r + yF_a \dots (55)$$

$$P = F_r = R_2$$

$$P = 1.463.8 \text{ Kg}$$

Capacidad de carga dinámica requerida :

$$C = P * 2.059$$

$$C = 3.014 \text{ Kg}$$

De tablas de SKF, rodamientos rígidos de bolas:

$$d = 100 \text{ mm}$$

$$C \geq 3,014$$

TABLA 6.9 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS SKF

d	D	B	C		Desig
			N	Kgf	
mm	mm	mm			SKF
100	150	24	46,500	4,750	6020
	180	34	95,000	9,650	6220
	215	47	134,000	13,70	6320

Se escoge el rodamiento 6020 :

$$C_0 = 4,500 \text{ Kg (Capacidad de carga estática)}$$

$$C = 4,700 \text{ Kg (Capacidad de carga dinámica)}$$

$$\text{como } C = 4,750 > 3,014$$

selección es satisfactoria .

Conclusión :

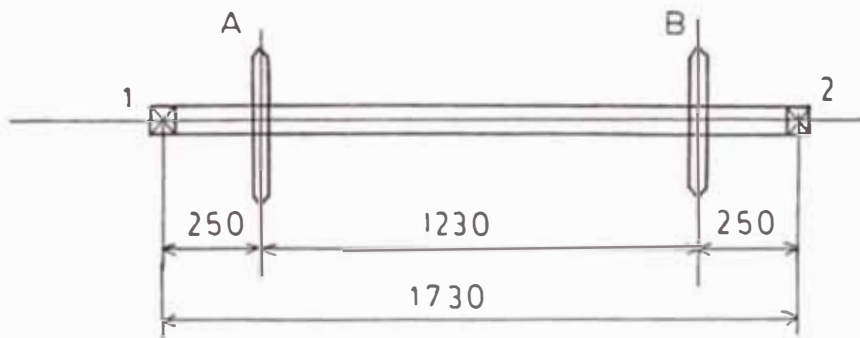
Se selecciona dos rodamientos rígidos de bolas SKF 6020 (o equivalente en otras firmas), de $d = 100 \text{ mm}$.

Estos rodamientos estarán dentro de una chumaceras hermética que evite el contacto con el agua de la tina

6.8 Diseño del Eje de Reenvío

Tendrá la configuración siguiente :

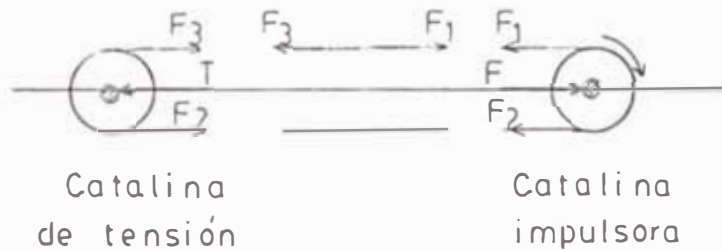
FIG. 6.29 Esquema del Eje de Reenvío



A. Análisis de cargas

1. Carga debida a la tensión de ajuste

FIG. 6.30 Cargas en Catalinas



En la catalina de tensión :

$$F_3 = F_2 = P_{TU} = 204 \text{ Lbs}$$

$$F_3 + F_2 = T$$

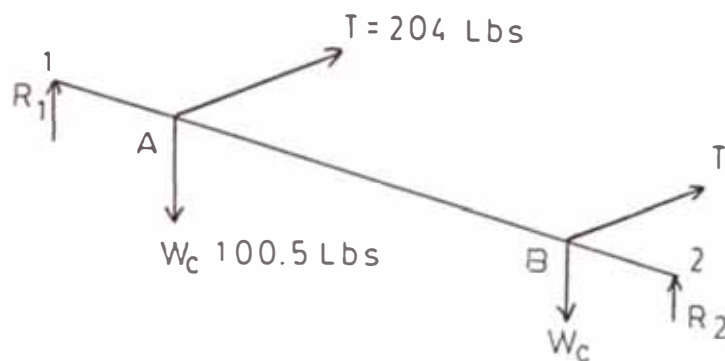
Entonces

$$T = 408 \text{ Lbs} = 224.5 \text{ Kg}$$

$$T_{\text{por hilera}} = 204 \text{ Lbs} = 449 \text{ Kg}$$

2. Diagramas de cargas :

FIG. 6.31 Diagrama de Cargas



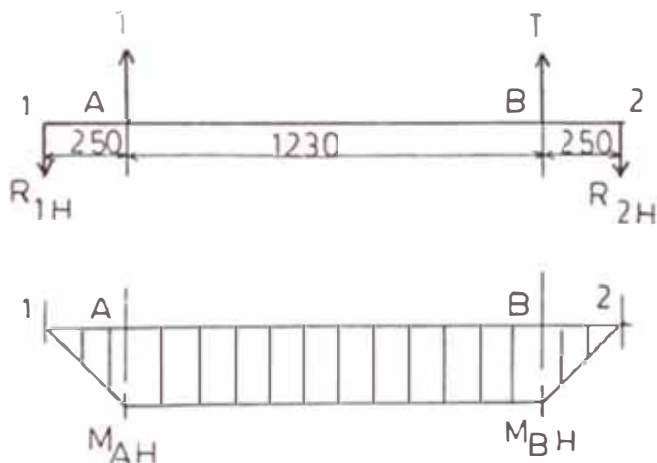
Donde :

T = tensión de ajuste de la cadena

W = peso de las catalinas

Cargas en el plano horizontal :

FIG. 6.32 Cargas en el Plano Horizontal



$$T = 204 \text{ Lbs} = 449 \text{ Kgf}$$

$$R_{1H} = R_{2H} = 204 \text{ Lbs}$$

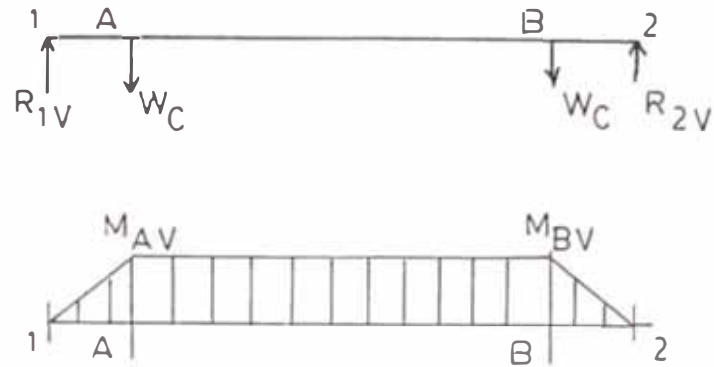
En unidades métricas

$$R_{1H} = R_{2H} = 449 \text{ Kgf}$$

$$M_{AH} = M_{BH} = 112.25 \text{ Kgf-m.}$$

Cargas en el plano vertical :

FIG. 6.33 Cargas en Plano Vertical



$$w_c = 105 \text{ Lbs} = 221.1 \text{ Kgf}$$

$$R_{1v} = R_{2v} = 100.5 \text{ Lbs}$$

En unidades metricas :

$$R_1 = R_{2v} = 221.1 \text{ Kgf}$$

$$M_{AV} = M_{BV} = 55.27 \text{ Kgf-m}$$

Resultante de cargas aplicadas:

Punto 1 :

$$R_1 = (R_{1H}^2 + R_{1v}^2)^{1/2} \dots (55)$$

$$R_1 = (449^2 + 221.1^2)^{1/2}$$

$$R_1 = 500.5 \text{ Kgf}$$

Punto 2 :

$$R_2 = (R_{2H}^2 + R_{2v}^2)^{1/2} \dots (56)$$

$$R_2 = 500.5 \text{ Kgf}$$

Punto A :

$$M_A = (M_{AH}^2 + M_{Av}^2)^{1/2} \dots (57)$$

$$M_A = (112.2^2 + 55.27^2)^{1/2}$$

$$M_A = 125.1 \text{ Kgf-m}$$

Punto B :

$$M_B = 125.1 \text{ Kgf-m}$$

Los puntos críticos son el "A" y el "B", en la ubicación de las catalinas del transportador.

B. Diseño del eje

1. Cálculo por resistencia (método ASME)

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_{ed}} \left((C_M M)^2 + (C_T T)^2 \right)^{1/2}$$

..... (58)

No hay cargas por torsión .. $T = 0$

Eje giratorio con caras aplicadas súbitamente..... $C_M = 2$

Material : Acero Boehler VCN-150
(Tipo AISI 4340H)

$$\begin{aligned} S_{ymf} &= 80 \text{ Kg/mm}^2 \\ S_u &= 100 \text{ Kg/mm}^2 \\ S'_{ed} &= 13.5 \text{ Kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tramo AB :

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 13.5} \left((2 * 125.1 * 1,000)^2 \right)^{1/2}$$

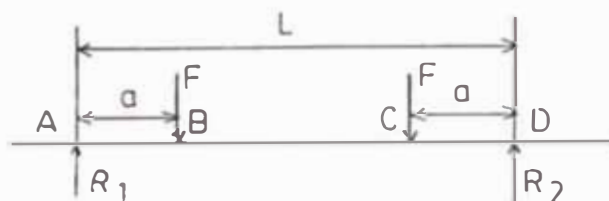
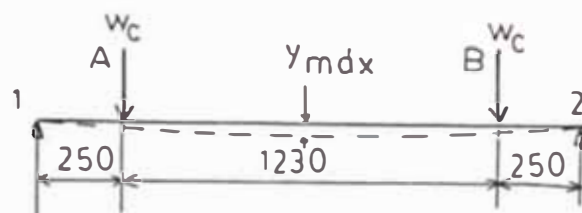
$$d_{min} = 45.53 \text{ mm}$$

Conclusión :

El diámetro del eje según el cálculo usando el código ASME será de por lo menos 45.53mm.

2. Cálculo por deformación o deflexión
En el plano vertical ;

FIG. 6.34 Diagrama de Cargas Plano Vertical



En la expresión :

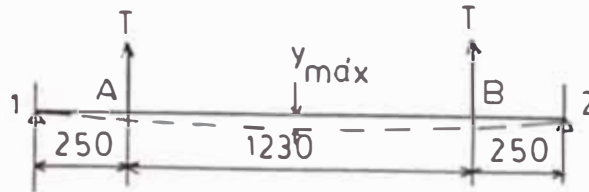
$$y_{m\acute{a}x} = \frac{F a}{24 EI} (4 a^2 - 3 L^2) \dots (59)$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{221.1 * 250}{24 EI} (4 * 250^2 - 3 * 1,730^2)$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{2.01 * 10^{10}}{EI}$$

En el plano horizontal :

FIG. 6.35 Diagrama de Cargas Plano Horizontal



$$y_{máxH} = \frac{449 * 250}{24 EI} (4 * 250^2 - 3 * 1,730^2)$$

$$y_{máxH} = \frac{4.08 * 10^{10}}{EI}$$

En el punto central :

$$y_{máx} = (y_{máxV}^2 + y_{máxH}^2)^{1/2} \dots \dots \dots (60)$$

$$y_{máx} = \frac{10^{10}}{EI} (2.01^2 + 4.08^2)^{1/2}$$

$$y_{máx} = \frac{4.55 * 10^{10}}{EI}$$

Faires recomienda para ejes de maquinaria, que la deformación admisible debe aproximarse a 0.16 mm por metro.

$$\frac{4.55 * 10^{10}}{21,109.6 I} \leq \frac{0.16}{1,000} * 1,730$$

$$I \geq 7'786,912.7 \text{ mm}^4$$

$$\frac{\pi d^4}{64} \geq 7786,912.7$$

$$d \geq 112.2 \text{ mm}$$

3. Selección del tamaño comercial del Eje de Reenvío

recapitulando :

Del cálculo por resistencia (ASME)

$$d_{AB} \geq 45.53 \text{ mm}$$

Del cálculo por deflexión

$$d_{AB} \geq 112.2 \text{ mm}$$

La deflexión del eje gobierna el diseño.

El diámetro comercial más próximo es de 110 mm (DIN), que es el que se adopta.

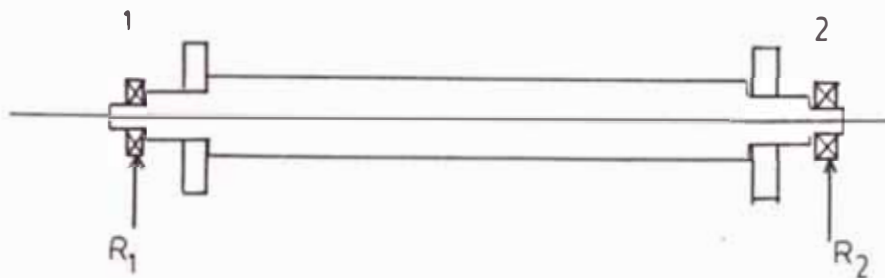
Se selecciona eje macizo VCN-150 de 110 mm torneándose a 108 mm para la colocación de las ruedas dentadas del transportador y dejar en 105 mm los extremos para los rodajes.

El eje tendrá la configuración mostrada en la Fig. 6.5 Eje de Reenvío.

6.9 Selección de los Rodamientos del Eje de Reenvío

La disposición de los rodajes es la siguiente :

FIG. 6.36 Esquema de ubicación de Rodajes en el Eje de Reenvío



A. Datos :

$$d = 105 \text{ mm}$$

$$n = 3.64 \text{ RPM}$$

$$R_1 = 500.5 \text{ Kgf}$$

$$R_2 = 500.5 \text{ Kgf}$$

Cargas axiales despreciables.

Duración esperada 40,000 H

B. Cálculo para un rodaje

$$L = 60 * 10^{-6} * 3.64 * 40,000$$

$$L = 8.736$$

$$C/P = L^{1/3} = 8.736^{1/3}$$

$$C/P = 2.059$$

$$P = F_r = R_1$$

$$P = 500.5 \text{ Kgf}$$

$$C = 500.5 * 2.059$$

$$C = 1,030.5 \text{ Kg}$$

De tablas de SKF :

Rodamientos rígidos de bolas .

Para :

$$d = 105 \text{ mm}$$

$$C \geq 1,030.5 \text{ Kgf}$$

TABLA 6.10 RODAMIENTOS DEL EJE DE REENVIO

d	D	C		Desig.
mm	mm	N	Kgf	
105	160	56,000	5,700	6021
	190	102,000	10,400	6221
	225	140,000	14,300	6321

Conclusión :

Se selecciona rodamiento rígido de bolas SKF 6021 (o equivalente en otras firmas) de :

$$C = 5,700 \text{ Kgf}$$

entonces :

$$C = 5,700 > 1,030.5 \text{ Kgf}$$

Estos rodamientos estarán provistos de cubiertas herméticas y evitar el contacto del agua de la tina.

6.10 Diseño del Dispositivo Elevador de Salida

A. Diseño de las uñas del carro elevador

1. Análisis de la carga

El carro elevador tendrá la configuración mostrada en la fig. 6.37.

Capacidad 10 ánodos = 3,750 Kg

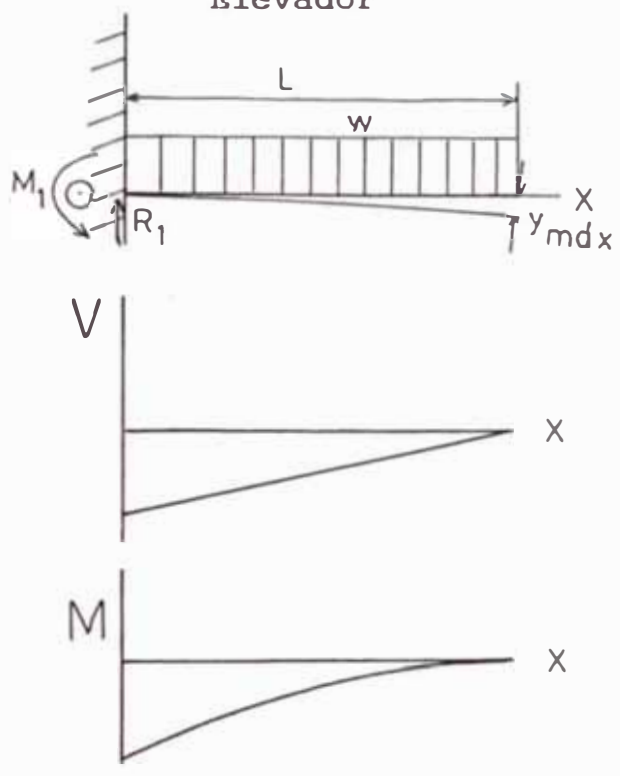
Longitud de la carga ... 500 mm

Para el análisis, se hará la suposición de considerar las uñas del carro elevador como una viga en cantiliver o voladizo cargada uniformemente.

FIG. 6.37 Configuración del Carro Elevador



Fig. 6.38 Distribución de Carga en el Carro Elevador



Para una uña :
 (son dos las uñas que soportan la carga del paquete de ánodos).

$$w = \frac{3,750/2}{500} = 3.75$$

$$V_{m\grave{a}x} = w (L - x) \dots \dots \dots (61)$$

$$V_{m\grave{a}x} = 3.75 (500)$$

$$V_{m\grave{a}x} = 1,875 \text{ Kg}$$

$$M_{m\grave{a}x} = \frac{w}{2} (L - x)^2 \dots \dots \dots (62)$$

$$M_{m\grave{a}x} = \frac{3.75}{2} (500)^2$$

$$M_{m\grave{a}x} = 468,750 \text{ Kg} - \text{mm} .$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{w L^4}{8 EI} \dots \dots \dots (63)$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{3.75 (500)^4}{8 EI}$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{2.93 * 10^{10}}{EI}$$

2. Diseño para caso crítico por flexión

$$\sigma_x = \frac{M_x y}{I_z} \dots \dots \dots (64)$$

$$\sigma_x = \frac{468,750 * t/2}{1/12 b t^3}$$

$$\sigma_x = \frac{2'812,500}{b t^2}$$

Como el espesor de las uñas es $b = 30 \text{ mm}$

$$\sigma_x = \frac{93,750}{t^2}$$

Material a usar :

Planchas de acero calidad estructural,
Siderperú PG - E24 equivalente al ASTM-A36
o DIN St 42-2, con las siguientes caracte-
rísticas :

$$S_u = 41 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_y = 24 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = 30 \text{ Kg/mm}^2$$

Donde S_e = resistencia a la fatiga pulsatoria.

Usando un factor de seguridad de 2.5 :

$$\sigma_{adm} = \frac{S_e}{f_s} \dots \dots \dots (65)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{30}{2.5}$$

$$\sigma_{adm} = 12 \text{ Kg/mm}^2$$

Entonces :

$$\frac{93,750}{t^2} = 12$$

$$t = 88.4 \text{ mm}$$

Selección : Por flexión es suficiente usar Plancha de Acero Estructural PG - F24 de 90 mm de ancho.

3. Diseño por deflexión

Se ha encontrado de la expresión (63) :

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{2.93 * 10^{10}}{E I}$$

Como $E = 21,109.6 \text{ Kg/mm}^2$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{2.93 * 10^{10}}{21,109.6 I} = \frac{1,387,994}{I}$$

para vigas en voladizo Shigley especifica

$$y_{m\acute{a}x} \leq 1/16 \text{ pulg} \approx 1.5 \text{ mm}$$

$$\begin{array}{rcl}
 \frac{1.387.994}{I} & \leq & 1.5 \text{ mm} \\
 I & & \\
 I & \leq & \frac{1.387.994}{1.5} \\
 \frac{b t^3}{12} & \leq & \frac{1.387.994}{1.5} \\
 t & \geq & 71.8 \text{ mm} \approx 72 \text{ mm}
 \end{array}$$

4. Conclusión

La resistencia por flexión gobierna el diseño.

Seleccionando una plancha de acero estructural PG-E24 (SIDERPERU) de 90 m de ancho se cumple con el cálculo.

por disponibilidad de material se selecciona una plancha de 200 mm de ancho con un acabado de 100 mm en las puntas de las uñas y con un espesor de 30 mm.

(Ver Fig. 6.6 Carro Elevador).

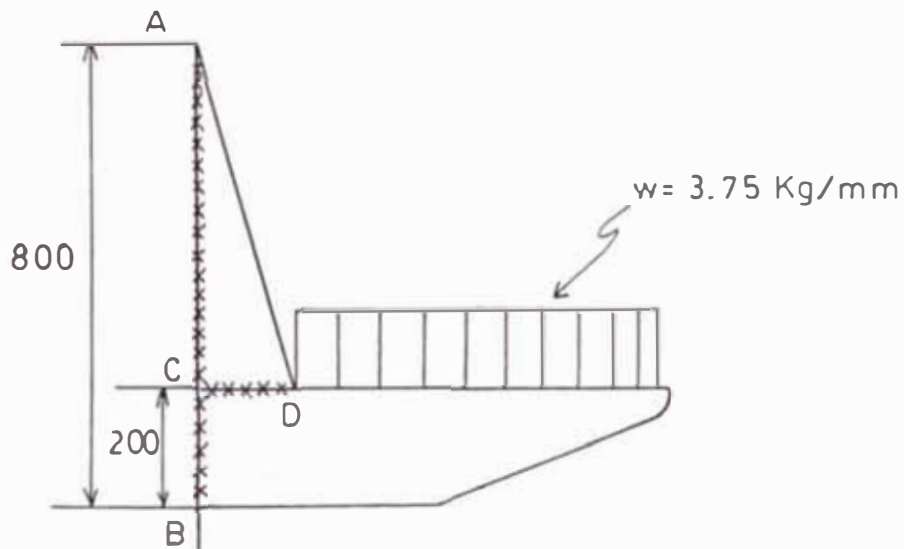
Según esto el factor de seguridad será :

$$\begin{array}{rcl}
 \frac{M_x \cdot 200/2}{1/12 \cdot 30 \cdot (200)^3} & = & 12 \\
 M_x & = & 2.400.000 \\
 f_a & = & \frac{2.400.000}{468.750} \\
 f_a & = & 5.12
 \end{array}$$

Este factor de seguridad f_s cubre también el efecto de la corrosión debido al contacto con el agua de la tina.

B. Cálculo de las soldaduras en los soportes del Carro Elevador

FIG.6.39 Soldadura del Carro Elevador



Cálculo de la soldadura AB :

Por corte directo

$$V = 3.75 * 500$$

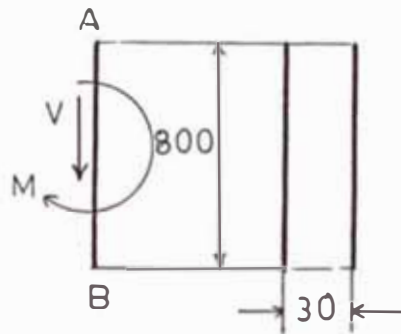
$$V = 1,875 \text{ Kg}$$

$$\downarrow f'w = \frac{V}{L_w} \dots\dots\dots (66)$$

$$\downarrow f'w = \frac{1,875}{800 * 2}$$

$$\downarrow f'w = 1.25 \text{ Kg/mm}$$

FIG. 6.40 Cordón AB



Por momento flector :

$$M = 1,875 \left(\frac{550}{2} + 250 \right)$$

$$M = 984,375 \text{ Kg} - \text{mm}$$

$$f''_w = \frac{M}{Z_w} = \frac{M}{d^2/3} \dots\dots\dots (67)$$

$$f''_w = \frac{984,375}{800^2/3}$$

$$f''_w = 4.62 \text{ Kg/mm}$$

Resultante :

$$f_w = (f'_w{}^2 + f''_w{}^2)^{1/2} \dots\dots\dots (68)$$

$$f_w = (1.25^2 + 4.62^2)^{1/2}$$

$$f_w = 4.786 \text{ Kg/mm}$$

Esta es la carga a que está sometida la soldadura.

Características del electrodo usado :

Electrodo escogido : TENACITO - 60 OERLIKON

(AWS E - 7018G)

Se ha escogido el TENACITO - 60 debido a sus buenas propiedades mecánicas (bajo hidrógeno)

y es especial para soldar aceros estructurales de alta resistencia y aceros de construcción en general.

Es posible emplear también el electrodo SUPERCITO de OERLIKON o el E - 103 de Fontargen.

Esfuerzo permisible : 14,800 PSI

Tipo de soldadura...: Bisel por ambos lados

Tamaño de soldadura.....: 1/2 "

Esfuerzo que soporta :

$$0.5 * 25.4 = \frac{f_w}{14,800 * 7.0307 * 10^{-4}}$$

$$0.5 * 25.4 = \frac{f_w}{10.4}$$

$$f_w = 132 \text{ Kg/mm}$$

El factor de seguridad será :

$$f_a = \frac{132}{4.78}$$

$$f_s = 27.$$

Cálculo de la soldadura CD :

Este cordón está sometido a tracción y flexión.

Por carga Normal :

$$f_w = \frac{F}{L_w} \dots (69)$$

$$f_w = \frac{1,875}{2 \times 250}$$

$$f_w = 3.75 \text{ Kg/mm}$$

Por flexión :

$$f''_w = \frac{M}{Z_w} \dots \dots \dots (70)$$

$$f''_w = \frac{1,875 \left(\frac{250 + 550}{2} \right)}{250^2/2}$$

$$f''_w = 24 \text{ Kg/mm}$$

luego :

$$f_w = f'_w + f''_w \dots \dots \dots (71)$$

$$f_w = 3.75 + 24$$

$$f_w = 27.25 \text{ Kg/mm}$$

Altura de soldadura :

$$w = \frac{f_w}{S_w} \dots \dots \dots (72)$$

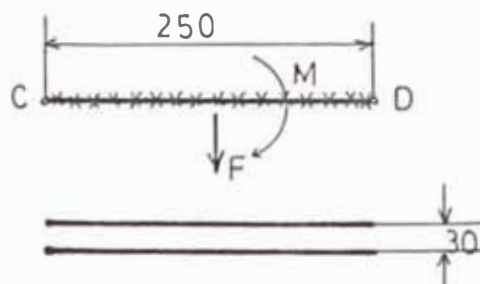
$$w = \frac{27.75}{10.4}$$

$$w = 2.66 \text{ mm} \quad \text{muy pequeño.}$$

Seleccionando :

- altura de soldadura : 1/2 pulg.

FIG. 6.41 Cordón CD



- Tipo de soldadura : Bisel por ambos lados
- Tipo de soldador : calificado
- soldadura : TENACITO 7018-G

Esfuerzo que soporta :

$$0.5 * 25.4 = \frac{f_w}{14,800 * 7.0307 * 10^{-4}}$$

$$f_w = 132 \text{ Kg/mm}$$

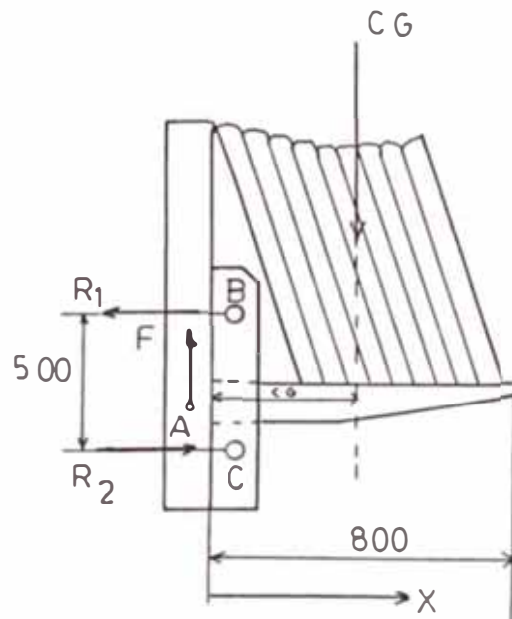
El factor de seguridad sería :

$$f_s = \frac{132}{27.75} = 4.76$$

C. Cálculo de los dos Pistones Hidráulicos para el Carro Elevador

1. Peso del material a elevar :
 $10 * 375 = 3,750$
 2. Peso de 4 rodillos (rodamientos) :
 Estimado 40 Kg
 3. Peso del carro elevador :
 Estimado 350 Kg
 4. Peso total a elevar :
 $3,750 + 40 + 350 = 4,140 \text{ Kg}$
- CGS = centro de gravedad de la masa total, estará situada cerca del centro de gravedad del conjunto de ánodos.

FIG. 6.42 Carga de los Pistones



$CGS = 230$ en dirección X

$F =$ Fuerza total ejercida por los dos pistones

$R_1 = R_2 =$ Reacciones entre los rodamientos y pista guía.

$R_1 =$ Dos rodamientos superiores

$R_2 =$ Dos rodamientos inferiores

Considerando el sistema en equilibrio :

$$\sum M_A = 0 \dots\dots\dots (73)$$

$$W (230 + 35) = (R_1 + R_2) * 250$$

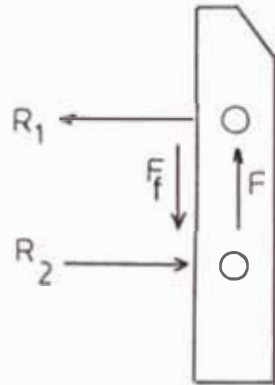
$$4,110 (265) = (R_1 + R_2) * 250$$

$$R_1 + R_2 = 4,357 \text{ Kg}$$

$$\sum F_x = 0 \dots\dots\dots (74)$$

$$R_1 = R_2 = 2,178.5 \approx 2,180 \text{ Kg}$$

FIG. 6.43 Fuerza del Pistón



Fuerza total a levantar :

$$F = W + F_f \dots \dots \dots (75)$$

$$F_f = fN = 0.18 (R_1 + R_2)$$

$$F_f \approx 785 \text{ Kg}$$

$$F = 4,140 + 785$$

$$F = 4,925 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, cada pistón ejercerá una fuerza de :

$$F_1 = 4,925/2 = 2,462.5 \text{ Kg}$$

$$F_1 \approx 2,463 \text{ Kg}$$

Se muestra un dibujo mostrando la ubicación de los pistones .

(Fig. 6.9 Detalle de colocación de los Cilindros).

Seleccionando pistones de las siguientes características :

$$D * d * L = 100 * 60 * 900$$

Factor de servicio del pistón : 1.2

$$F_1 = 2,463 * 1.2 = 2,956 \text{ Kg}$$

Área del pistón :

$$A_p = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(76)$$

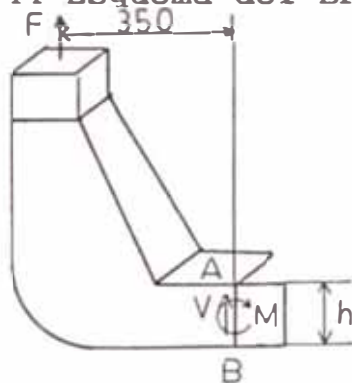
$$A_p = \frac{2,956}{50.26}$$

$$A_p = 58.8 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto, los pistones pueden trabajar con 60 Kg/cm² en la carrera de trabajo, la velocidad de carrera puede ser regulada mediante válvulas hidráulicas direccionales y retardadoras.

D. Cálculo del brazo entre el Pistón y el Carro Elevador

FIG. 6.44 Esquema del Brazo



Inicialmente el cálculo será para una sola plancha de 3/4 pulg (19 mm) de acero estructural PG-E24.

Sección crítica AB.

- La fuerza F calculada es $F = 2,463 \text{ Kg}$, considerando un factor de seguridad de 1.2 :

$$F = 3,000 \text{ kg}$$

- Cálculo de cargas :

$$V = F = 3,000 \text{ Kg}$$

$$M_{max} = 3,000 * 350 = 105 * 10^4$$

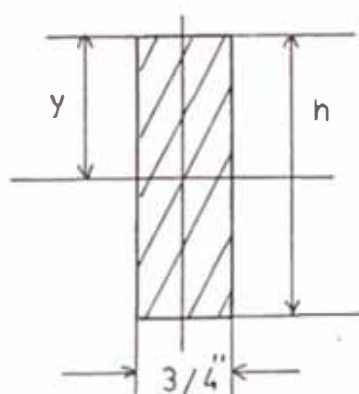
- Diseño por flexión :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{I} \dots\dots\dots (77)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{105 \cdot 104 \cdot h/2}{1/12 \cdot 0.75 \cdot 25.4 \cdot h^3}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{330,709}{h^2}$$

FIG. 6.45 Sección AB



Considerando material,
acero estructural
PG-E24 (St 42-2)

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{b \text{ puls}}}{2.5} \dots\dots\dots (78)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{30 \text{ Kg/mm}^2}{2.5}$$

$$\sigma_{adm} = 12 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\frac{330,709}{h^2} = 12$$

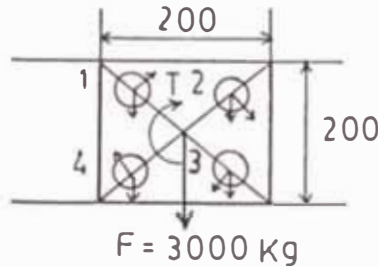
$$h = 166 \text{ mm}$$

Para este caso pondremos una plancha de 200 mm en la sección crítica (material Acero estructural PG-E24 o St 42-2).

Las dimensiones escogidas serán :

E. Cálculo de los pernos que sujetan el brazo al carro elevador

FIG. 6.47 Ubicación de Pernos



Torque (T)

$$T = F \cdot 450 = 3,000 \cdot 450$$

$$T = 1,350,000 \text{ Kg} - \text{mm}$$

Considerando 4 pernos de acero inoxidable, para condiciones de trabajo : 50 - 60°C

Esfuerzo permisible al corte:

$$S_e = 10.5 \text{ Kg/mm}^2$$

Del diagrama de fuerzas, los pernos 2 y 3 son los críticos :

Fuerza cortante :

$$F_c = \frac{F}{n} \dots\dots\dots (81)$$

$$F_c = \frac{3,000}{4}$$

$$F_c = 750 \text{ Kg}$$

Corte producido por el momento torsor :

$$F_{c1} = \frac{T C_1}{\sum C_j^2} \dots\dots\dots (82)$$

$$F_{c1} = \frac{135 \cdot 10^4 \cdot C_1}{\sum C_j^2}$$

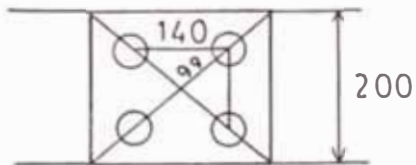
$$F_{\theta 1} = \frac{135 \cdot 10^4 \cdot 99}{4 \cdot 99^2}$$

$$F_{\theta 1} = 3,410 \text{ Kg}$$

FIG. 6.48 Sección de Corte

$$F_{\theta 1v} = F_{\theta 1H} = F_{\theta 1} \cos 45^\circ$$

$$F_{\theta 1v} = F_{\theta 1H} = 2,411 \text{ Kg}$$



$$F_{\theta v} = 750 + 2,411$$

$$F_{\theta v} = 3,161 \text{ Kg}$$

$$F_{\theta H} = 2,411 \text{ Kg}$$

Fuerza total :

$$F_{\theta} = (F_{\theta v}^2 + F_{\theta H}^2)^{1/2}$$

$$F_{\theta} = 3,980 \text{ Kg}$$

Sección de los pernos :

$$F_{\theta} = S_{\theta} * A_p \dots \dots \dots (83)$$

$$A_p = \frac{3,980}{10.5}$$

$$A_p = 398 \text{ mm}^2$$

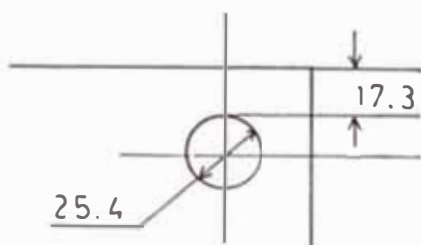
$$\frac{\pi D_p^2}{4} = 398$$

$$D_p = 22.5 \text{ mm}$$

Se seleccionan por lo tanto, 4 pernos de una pulgada de diámetro.

Chequeo por aplastamiento de la Plancha de 3/4" :

FIG. 6.49 Chequeo de Plancha



Como material PG E-24

$$S_y = 26$$

$$S_a = 0.9 S_y \dots (84)$$

$$S_a = 23.4 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_a = \frac{F}{d_r t} \dots \dots \dots (85)$$

De expresiones (84) y (85) :

$$23.4 = \frac{3,000}{d_r * 0.75 * 25.4}$$

$$d_r = 6.7 \text{ mm}$$

Luego con $d_r = 1 \text{ pulg} = 25.4 \text{ mm}$ se tendrá menor esfuerzo. Se debe notar también que el momento torsor a que estarán sometidos los pernos, será menor debido a que se colocará la plancha de refuerzo al costado.

Esfuerzo de la plancha considerando :

$$d_r = 1 \text{ pulg}$$

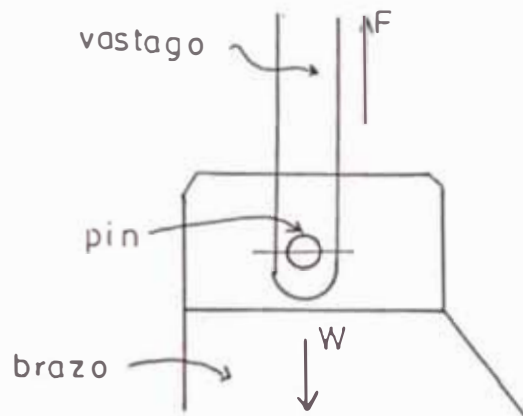
$$S_a = \frac{3,000}{1'' * 0.75 * (25.4)^2}$$

$$S_a = 6.2 \text{ Kg/mm}^2$$

Donde : $6.2 < 23.4$ Bien.

F. Diseño del Pin de unión entre el Vástago del Pistón y el Brazo del Carro Elevador.

FIG. 6.50 Esquema del acople



El Pin va a trabajar por corte directo :

$$F = 3,000 \text{ Kg}$$

Material :

Pin de acero BOEHLER H - AISI 1045

$$S_u = 82 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_{a'} = 41 \text{ kg/mm}^2$$

(límite de resistencia a la fatiga).

Considerando un factor de seguridad de 2.5

$$S_{adm} = \frac{S_{a'}}{2.5} \dots\dots\dots (86)$$

$$S_{adm} = 16.4 \text{ Kg/mm}^2$$

$$T_{adm} = \frac{S_{adm}}{2} \dots\dots\dots (87)$$

$$T_{adm} = 8.1 \text{ Kg/mm}^2$$

La fuerza de 3,000 Kgf actuará sobre dos secciones.

$$V = \frac{3,000}{2} = 1,500 \text{ Kg}$$

$$T_{m\acute{a}x} = \frac{4 V}{3 A} \dots\dots\dots (88)$$

$$T_{m\acute{a}} = \frac{4}{3} * \frac{1,500}{\pi D^2/4}$$

$$T_{m\acute{a}x} = \frac{2,546}{D^2}$$

Como :

$$\frac{2,546}{D^2} \leq 8.1 \text{ Kg/mm}^2$$

Por lo tanto :

$$D = 17.3 \text{ mm .}$$

Seleccionando Pin de 20 mm se estará dentro del cculo.

Se seleccionará Pin de 1 3/8" de diam.

(35 mm). El factor de seguridad será entonces :

$$\tau = \frac{2,546}{(35)^2} = 2.0 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\text{Como } \tau_{adm} = 8.1 \text{ Kg/mm}^2.$$

$$f_s = \frac{8.1}{2} \approx 4$$

$$f_s = 4 . \quad \text{Bien !.}$$

G. Diseño de las Planchas donde se aloja el Pin (Por aplastamiento).

Como material PG E 24 (St 42-2 DIN):

$$S_y = 26$$

$$S_{adm} = 0.9 * 26 = 23.4 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (89)$$

$$\sigma_a = \frac{1,500}{1.375 * 25.4 * t} = \frac{42.8}{t}$$

$$\frac{42.8}{t} = 23.4$$

$$\text{entonces } t = 1.83 \text{ mm}$$

Se le dará un factor de seguridad de 10, para cubrir efectos de corrosión y desgaste :

$$\frac{1,500 * 10}{1.375 * 25.4 * t} = 23.4$$

$$t = 18.3 \text{ mm} .$$

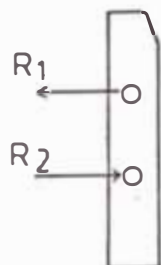
Se selecciona una plancha de 20 mm de espesor lo que aumentará el factor de seguridad.

La Fig 6.8 muestra el diseño del brazo del mecanismo de evacuación.

(Ver Fig. 6.8 Brazo del Mecanismo de Evacuación).

H. Diseño de los Ejes de Rodamientos del
Carro Elevador de Anodos

FIG. 6.51 Cálculo de Ejes del Carro



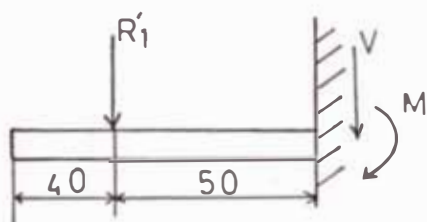
Cargas radiales :

$$R_1 = R_2 = 2,180 \text{ Kg}$$

Como son dos extremos

$$R'_1 = 1,090 \text{ Kgf}$$

(un extremo)



$$V_{\text{máx}} = 1,090 \text{ Kgf}$$

$$M_{\text{máx}} = 1,090 * 50 = 54,500 \text{ Kgf-mm}$$

Material acero BOEHLER H - AISI 1045

$$S_y = 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_{ad} = 0.3 S_y$$

$$S_{ad} = 12.6 \text{ Kg/mm}^2$$

Cálculo por resistencia ; Código ASME

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_{ad}} \left((C_M M)^2 + (C_t T)^2 \right)^{1/2}$$

..... (90)

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 12.6} * 2 * 54,500$$

donde : $C_M = 2$
(cargas fuertes)
 $T = 0$
(no hay torsión)

$$d = 35.32 \text{ mm}$$

Cálculo por deflexión :

$$y_{\max} = \frac{P b^2}{6 EI} (3L - b) \dots\dots(91)$$

$$y_{\max} = \frac{1,090 * 50^2}{6 EI} (3 * 90 - 50)$$

$$y_{\max} = \frac{4,758}{I}$$

Donde : $E = 2.1 * 10^4 \text{ Kg/mm}^2$

Considerando deflexión admisible :

$$y_{adm} = 0.01 \text{ pulg/pie} = 0.83 \text{ mm/m}$$

$$y_{adm} = 0.083 * 0.09 = 0.0747 \text{ mm}$$

Por lo tanto :

$$y_{\max} \leq y_{adm}$$

$$\frac{4,758}{I} \leq 0.0747$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \geq 63,694.7$$

$$d = 33.7 \text{ mm}$$

Conclusión :

Empleando ejes macizos de 40 mm de acero BOEHLER H. se cumple con los requisitos de cálculo. Se seleccionará eje de 50 mm para brindarle un mayor coeficiente de seguridad, para cubrir el desgaste corrosivo. Por lo tanto se seleccionan ejes de 50 mm de acero BOEHLER H (calidad AISI 1045).

I. Selección de los Rodamientos del Carro Elevador

1. Selección de rodajes de bolas :

Cargas a soportar :

Radiales $R_1' = 1,090 \text{ Kg}$

Diámetro del eje : 50 mm

Velocidad del carro elevador : Dada por la velocidad de los pistones hidráulicos 150 mm/seg (crítica).

$$V = W R \dots \dots \dots (92)$$

Entonces :

$$W = 150/25 = 6 \text{ rad/seg}$$

Las Rpm serán entonces :

$$n = 6 * 30/\pi$$

$$n = 57.3 \text{ RPM}$$

Duración de los rodamientos en millones de revoluciones :

$$L = 60 * n * L_n * 10^{-6} \dots (93)$$

Como $L_n = 20,000 \text{ h}$

(Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizados) .

$$L = 68.76$$

Carga equivalente :

$$P = X F_r + Y F_a \dots (94)$$

$$F_a = 0$$

$$P = 1,090$$

$$C/P = L^{1/P} \dots\dots\dots (95)$$

$$C = 1,090 * 68.76^{1/3}$$

$$C = 4,465 \text{ Kgf}$$

De tablas SKF

TABLA 6.11 RODAMIENTOS DEL CARRO ELEVADOR

d	D	B	C	Design
50	110	27	4,800	6310

Conclusión :

Se seleccionan 4 rodajes rígidos de bolas 6310.

2. Alternativa de rodajes de bolas y cilíndricos

Se utilizará un rodaje de bolas y uno cilíndrico por eje.

Carga repartida entre ambos rodamientos :

$$F_R = 1,090/2$$

$$F_R = 545 \text{ Kg}$$

Rodamiento rígido de bolas :

$$L = 68.76$$

$$C = 545 * 68.76^{1/3}$$

$$C = 2,232.75 \text{ Kgf}$$

Rodamientos de rodillos cilíndricos :

$$L = 68.76$$

$$C = 545 * 68.76^{0.3}$$

$$C = 1,938 \text{ Kgf}$$

De tablas SKF :

TABLA 612-A RODAMIENTO DE BOLAS PARA EL CARRO ELEVADOR

d	D	B	C	Desig
50	110	27	4,800	6310
50	90	18	2,750	6210

TABLA 612-B RODAMIENTO DE RODILLOS PARA EL CARRO ELEVADOR

d	D	B	C	Desig.
50	110	27	6,400	NU-310
50	90	20	3,400	NU-210

Conclusión :

Se seleccionan los siguientes rodajes por eje :

rodaje rígido de bolas 6210

rodaje de rodillos cilíndricos NU-210

Total 8 rodajes, 4 de rodamientos rígidos de bolas y 4 de rodillos cilíndricos. Estos tendrán cubierta de cierre hermético para protegerlos del agua de la tina.

J. Diseño de las Pistas de los rodajes del Carro Elevador

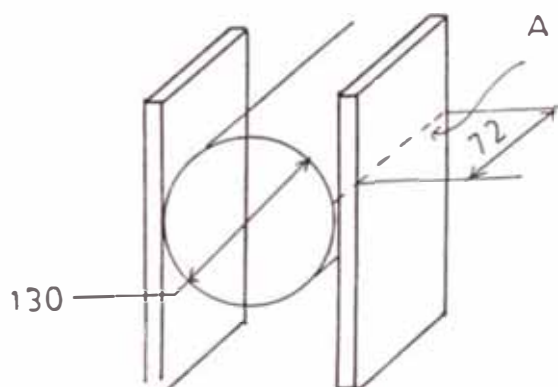
Las pistas son dos planchas que sirven de

guía a los rodamientos :

Cada rodamiento estará protegido con una cubierta y ocupa 72 mm de ancho y 130 mm de diámetro. La cubierta en buena cuenta es la que rodará sobre las pistas.

En el momento de izaje los rodamientos se apoyan únicamente sobre una de las planchas.

FIG. 6.52 Pistas de Rodajes del Carro Elevador



Carga radial :

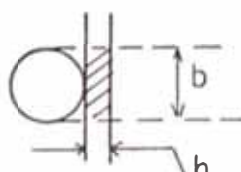
$$R = 1,090 \text{ Kg}$$

$$M_A = 1,090 * 72/2$$

$$M_A = 39,240 \text{ Kg - mm}$$

Considerando como base en que actúa la reacción, un ancho de la plancha igual al diámetro de la cubierta del rodamiento :

FIG.6.53 Espesor de Plancha



$$b = 130 \text{ mm}$$

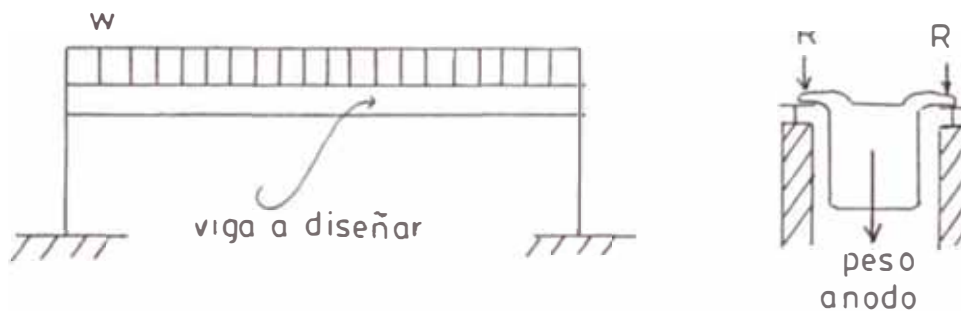
Peso de la cadena : 500 Kg

Peso total considerando un factor de seguridad por sobrecargas : 11,000 Kg

Peso por cada viga: 5,500 Kg

Esta carga se considerará como una carga distribuida uniformemente.

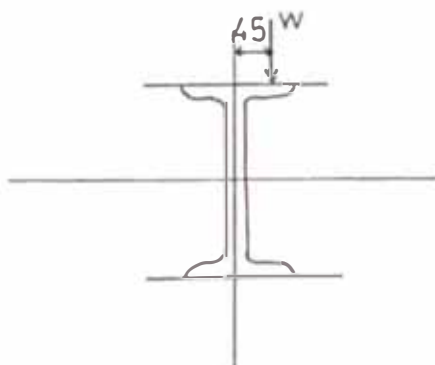
FIG. 6.54 Distribución de Carga sobre la Estructura



longitud de la Viga : 6,000 mm .

Analizando el perfil de una viga W :

Fig. 6.55 Perfil de Viga W



W es una carga excéntrica. Análisis desde el punto de vista de una carga que se ejerce en una plancha en voladizo.

considerando : Material acero estructural A-36

Esfuerzo de fluencia ... $F_y = 36 \text{ Ksi}$

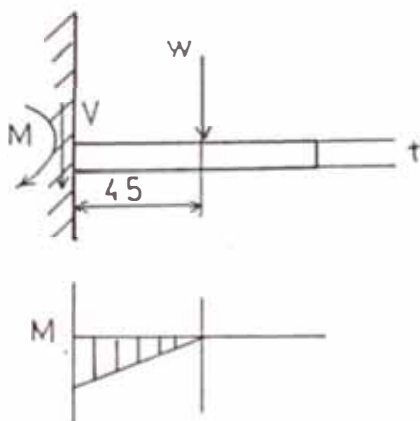
Esfuerzo admisible por flexión en el lado de empotramiento $F_b = 0.6 F_y$

$F_b = 22 \text{ Ksi}$

Viga en voladizo :

$$\text{Carga unitaria : } w = \frac{5,500 \text{ Kg}}{6,000 \text{ mm}}$$

FIG. 6.56 Ala de Viga



$$w = 0.916 \text{ Kg/mm}$$

Considerando viga unitaria:

$$V_{\max} = \frac{5.5}{6} \text{ Kg} = w$$

$$M_{\max} = \frac{5.5}{6} * 45 = 42 \text{ Kg-mm}$$

Cálculo del espesor "t" de la viga :

1. Por esfuerzo cortante :

$$\tau = \frac{3 V_{\max}}{2 b h} \dots\dots\dots (97)$$

$$\tau = \frac{3 * 5.5/6}{2 * 1 * t} = \frac{1.375}{t}$$

Como :

$$\tau_{adm} = 0.4 F_y = 0.4 * 36 = 14.4 \text{ KSI}$$

En unidades métricas :

$$\tau_{adm} = 10.1 \text{ Kg/mm}^2$$

entonces :

$$\frac{1.375}{t} = 10.1$$

El espesor "t" será :

$$t = 0.13 \text{ mm}$$

La carga total que resistirá será :

$$W = w * L \dots\dots\dots (98)$$

$$W = 10 \text{ Kg/mm} \times 6,000 \text{ mm}$$

$$W = 60,000 \text{ Kg}$$

El factor de seguridad será entonces :

$$F_s = \frac{60,000}{5,500} = 10.9$$

Notar que ha podido seleccionarse un tipo de perfil canal (Perfil C); se ha escogido el perfil debido a que se tiene disponible este material en los almacenes de la RCU - Ilo.

Un factor de seguridad alto se justifica por las severas condiciones de operación del transportador.

a la viga se le puede colocar arriostres, aconsejándose 12 interiores y 12 exteriores.

Por el ala superior circulará la cadena cargada y por el ala inferior retornará la cadena.

Se colocarán platinas de 1 1/8" * 5/8" de acero de calidad estructural PG-E24 según designación de SIDERPERU, acero equivalente al A-36 ASTM. Estas platinas funcionarán como pistas de rodadura de la cadena transportadora.

2. Por flexión

$$\sigma = \frac{M y}{I} \dots\dots\dots (99)$$

$$\sigma = \frac{42 * t/2}{1/12 * 1 * t^3}$$

$$\sigma = \frac{252}{t^2}$$

Como $\sigma_{adm} = 22 \text{ Ksi} = 15.47 \text{ Kg/mm}^2$

Entonces :

$$\frac{252}{t^2} = 15.47$$

$$t = 4.0 \text{ mm} \approx 1/4''$$

B. Selección del Perfil

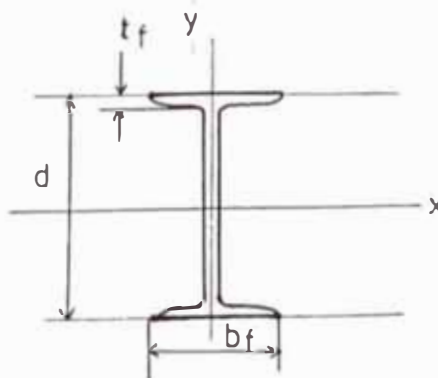
Del manual AISC (octava edición - 1,980)

Se selecciona una viga W - 12 * 35 , con las características siguientes :

TABLA 6.13 PERFIL DE VIGA SELECCIONADO

Designación	Altura	Ala	Ala	Peso Nom.
	pulg d	Ancho b _r	Espesor t _r	Lb/pie
W 12 * 35	12 ½	6 ½	½	35

FIG. 6.57 Perfil seleccionado



El espesor del ala es :

$$t_f = 1/2 \text{ pulg} = 13.2 \text{ mm}$$

Factor de seguridad :

$$\sigma = \frac{F * d * y}{I} \dots\dots\dots(100)$$

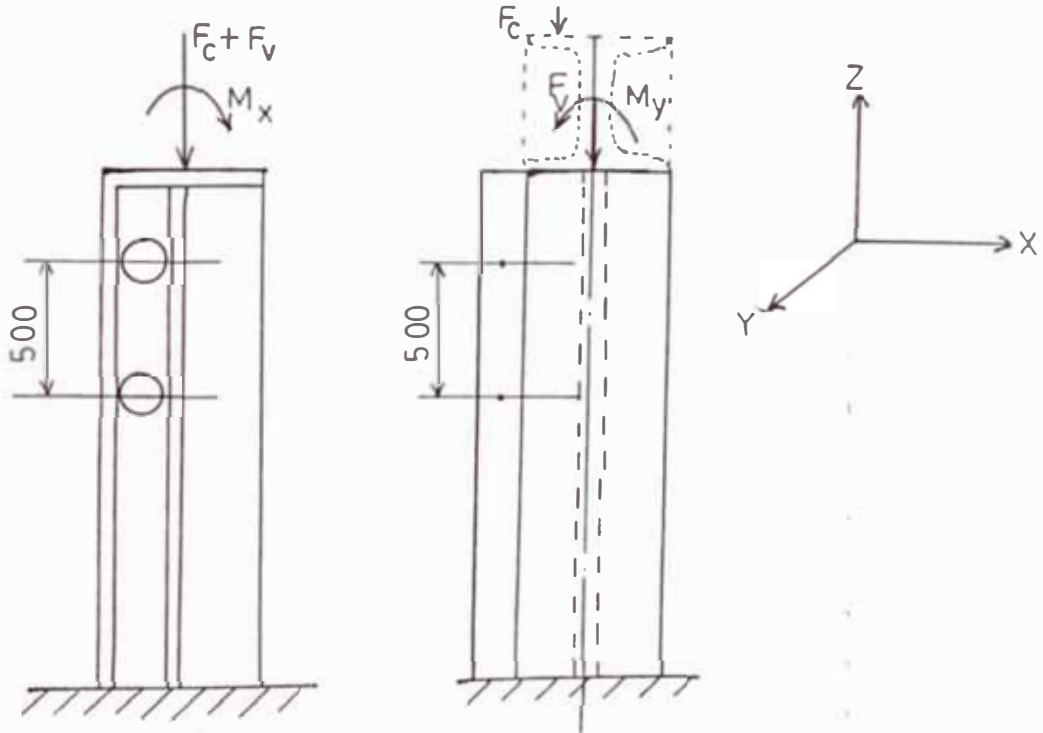
$$15.47 = \frac{F * 45 * 13.2/2}{1/12 * 1 * 13.2^3}$$

$$F = w = 10 \text{ Kg/mm}$$

Esta es la carga unitaria que resiste la viga
W 12 * 35.

C. Cálculo de las columnas de soporte de las vigas

FIG. 6.58 Columnas de las Vigas



1. Cargas

Peso por viga 5,500 Kg

Peso de la viga $\approx 35 \text{ Lb/pie} * 20'$

$\approx 700 \text{ Lb} = 317 \text{ Kg}$

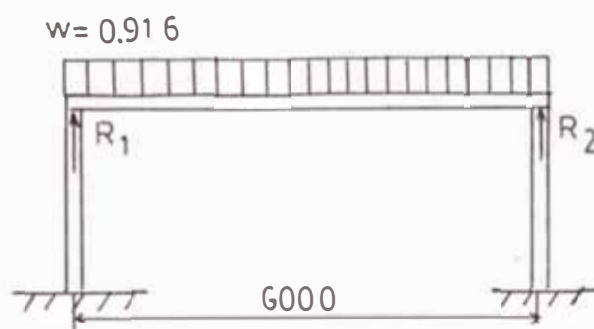
Peso total (ánodes, cadenas y viga) :

$$W = 5,817 \text{ Kg}$$

Peso que soporta cada columna :

$$F_T = 2,910 \text{ Kg}$$

FIG. 6.59 Reacciones en los apoyos



$$R_1 = R_2 \dots\dots\dots (101)$$

$$w * L = R_1 + R_2 \dots\dots\dots (102)$$

$$0.916 * 6,000 = 2 R_1$$

$$R_1 = 5,500/2$$

Carga sin considerar peso de la viga :

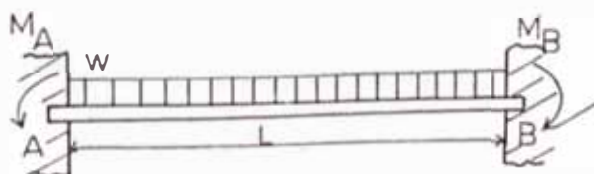
$$R_1 = 2,750 \text{ Kgf}$$

$$R_2 = 2,750 \text{ Kgf}$$

$$\text{Entonces } F_o = 2,750 \text{ Kg}$$

Considerando la viga W como si estuviera empotrada, en vista que irá soldado en ambos extremos.

FIG. 6.60 Viga doblemente empotrada



Se sabe que :

$$M_A = \frac{-w L^2}{12} = \frac{-W L}{12} \dots (103)$$

En el esquema de la columna :

$$M_{xx} = \frac{w L^2}{12} = \frac{W L}{12}$$

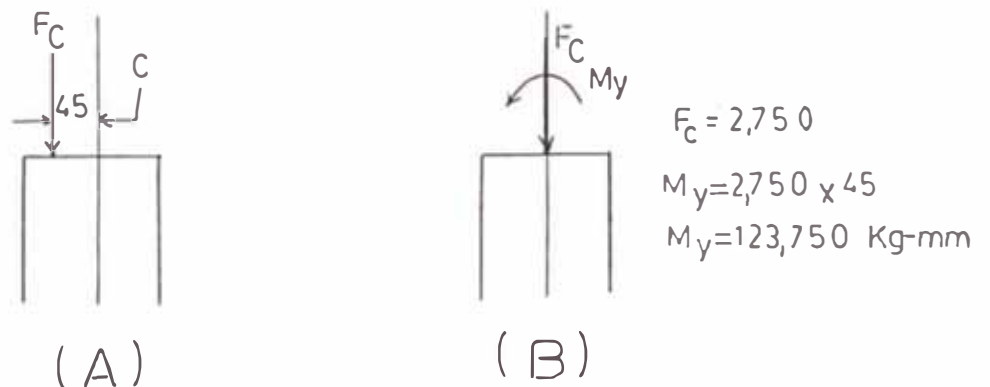
$$M_{xx} = \frac{5,817 * 6,000}{12}$$

$$M_{xx} = 2'908,500 \text{ Kg} - \text{mm}$$

Fuerza de la cadena :

La fuerza F_c de la cadena tendrá una excentricidad "c" de 45 mm, debido a la ubicación de los ánodos sobre la viga.

FIG. 6.61 Carga Equivalente sobre el perfil



Se empleará el diagrama de cargas "B" que es equivalente.

Fuerza total : Será la suma del peso de la cadena mas el peso de la viga.

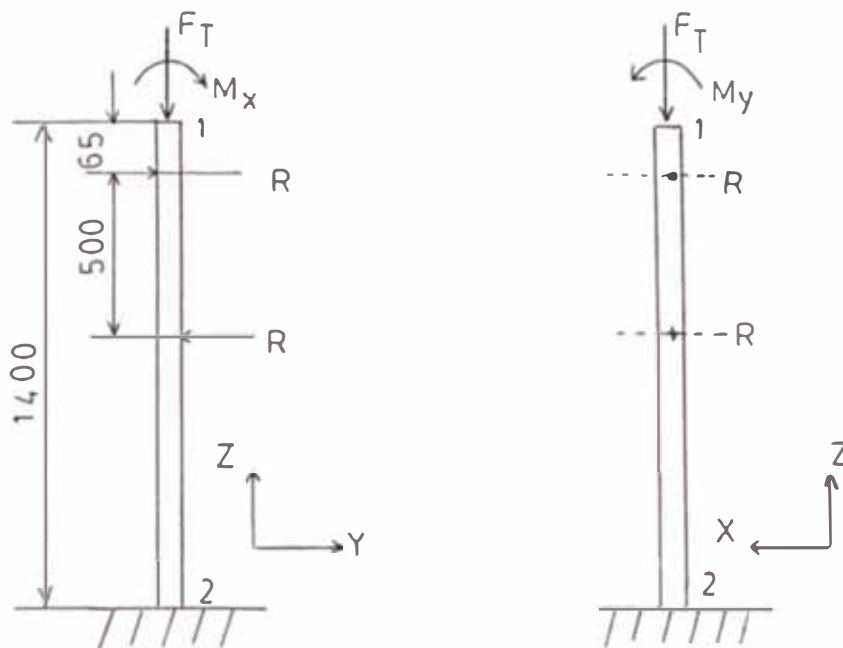
$$F_T = F_c + F_v \dots \dots \dots (104)$$

$$F_T = 2,750 + 317/2$$

$$F_T \approx 2.910 \text{ Kg}$$

2. Diagrama de fuerzas y momentos

FIG. 6.62 Diagrama de Fuerzas y Momentos



Las fuerzas "R" son las reacciones de los rodamientos del carro elevador.

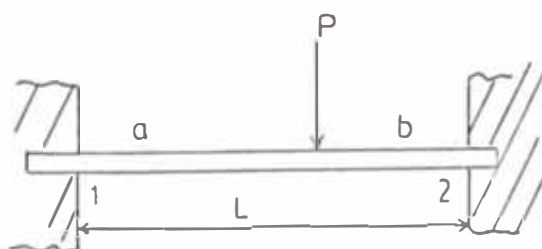
$$R = 1,090 \text{ Kg (acápite 6.10 H)}$$

La posición del esquema es la que corresponde a la elevación máxima del carro.

3. Cálculo de cargas y momentos

Considerando la columna como si fuera una viga doblemente empotrada.

FIG. 6.63 Viga doblemente empotrada con carga puntual



$$M_1 = \frac{-P a b^2}{L^2} \dots\dots\dots(105)$$

$$M_2 = \frac{-P b a^2}{L^2} \dots\dots\dots(106)$$

Aplicando estas expresiones al diagrama :

$$M_1 = \frac{R * 65 * (1,400 - 65)^2}{1,400^2} -$$

$$\frac{R * 565 * (1,400 - 565)^2}{1,400^2} + M_x$$

$$M_1 = \frac{1,090 * 65 * (1,335)^2}{1,400^2} -$$

$$\frac{1,090 * 565 * (835)^2}{1,400^2} +$$

$$2'908,500$$

$$M_1 = 64,423.8 - 219,074.5 + 2'908,500$$

$$M_1 = 2'753,849.3 \text{ Kg} - \text{mm}$$

$$M_2 = \frac{-R * 1,365 * 65^2}{1,400^2} +$$

$$\frac{R * 835 * 565^2}{1,400^2}$$

$$M_2 = \frac{- 1,090 * 1,365 * 65^2}{1,400^2} +$$

$$\frac{1,090 * 835 * 565^2}{1,400^2}$$

$$M_2 = - 3,207.2 + 148,236.0$$

$$M_2 = 145,028.8 \text{ Kg} - \text{mm}$$

Momentos máximos :

$$M_x = M_1 = 2,753,849 \text{ Kg} - \text{mm}$$

$$= 239,023 \text{ Lb} - \text{pulg}$$

$$M_y = 123,750 \text{ Kg} - \text{mm}$$

$$10,741.0 \text{ Lb} - \text{pulg}$$

Carga total :

$$P_o = 2,910 \text{ Kg} = 6,402 \text{ Lb}$$

Es una columna sometida a cargas de compresión y flexión.

Usando método de la carga equivalente axial : (Método AISC)

$$P_{eq} = P_o + M_x m_1 + M_y m_2 \dots\dots(107)$$

donde :

P_o = Carga axial actuante

M_x = Momento flector a lo largo del eje fuerte

M_y = Momento flector a lo largo del eje débil

m_1 = m_2 = factores

Datos :

P_o = 6,402 Lbs

M_x = 239,023 Lb - pulg

M_y = 10,741 Lb - pulg

K_L = 1,400 mm = 4.6 pies

F_y = 36 Ksi

C_m = 0.85

Paso 1 :

Para :

KL \approx 5 pies

En la tabla B pag. 3-10 del Manual of STEEL CONSTRUCTION octava edición, se selecciona para un primer tanteo :

$$m = 2.4$$

Asumiéndose $U = 3.0$ (recomendación del manual AISC).

Paso 2 :

$$P_{er} = P_o + M_x m + M_y m U \dots \dots \dots (108)$$

(expresión equivalente a la mostrada anteriormente)

$$P_{er} = 6.402 + \frac{(239.023) * 2.4}{12} + \frac{10.741 * 2.4 * 3}{12}$$

$$P_{er} = 6.402 + 239.023 * 0.2 + 10.741 * 0.6$$

$$P_{er} = 60.6512 \text{ Kips} = 60,651.2 \text{ Lbs}$$

Paso 3 :

Buscando en tablas de columnas :

Se elige W 4 * 13 (67 Kips)

Paso 4 :

De tabla B, para perfil W 4, KL = 5

$$m = 3.6$$

$$U = 2.3$$

Paso 5 :

$$P_{er} = 6.402 + \frac{239.023 * 3.6}{12} + \frac{10.741 * 3.6 * 2.3}{12}$$

$$P_{ax} = 6.402 + 239.023 * 0.3 + 10.741 * 0.69$$

$$P_{ax} = 85.52 \text{ Kips} = 85,520.19 \text{ Lbs}$$

Paso 6 :

Repitiendo pasos 3, 4 y 5.

Paso 3' ;

Buscando en tablas de columnas :

Para $KL \approx 6$ (No hay en tablas $KL = 5$)

Perfil W 6 * 20 (109 Kips)

Paso 4' :

De tabla B , $m = 3.2$

De tabla de perfiles, para W 6 * 20

$$U = 2.43$$

Paso 5' :

$$P_{ax} = P_o + M_x m + M_y m U$$

$$P_{ax} = 6.402 + \frac{239.023 * 3.2}{12} + \frac{10.741 * 3.2 * 2.43}{12}$$

$$P_{ax} = 6.402 + 239.023 * 0.266 + 10.741 * 0.648$$

$$P_{ax} = 77.1016 \text{ Kips} = 77,101.6 \text{ Lbs}$$

$$P_{ax} = 77.10 \text{ kips}$$

$$P_{ax} < 109 \text{ Kips} \quad \text{bien}$$

Puede usarse perfil W 6 * 20

Comprobando :

1. De tablas, para perfil W 6 * 20

$L_o =$ Longitud de pandeo de una
sección de columna

$$L_0 = 6.4 \text{ pies}$$

$$L_0 = 6.4 > KL \approx 5$$

Por lo tanto la sección es compacta .

2. Usar :

$$F_{bx} = 0.66 * 36 = 24 \text{ Ksi}$$

$$F_{by} = 0.75 * 36 = 27 \text{ Ksi}$$

donde :

F_b = Esfuerzo de compresión por flexión que sería permitido si el momento flector actuase solo.

Para W 6 * 20 :

$$A = 5.87 \text{ pulg}^2 \quad a_x = 6.19 * 10^6$$

$$B_x = 0.438 \quad a_y = 1.97 * 10^6$$

$$B_y = 1.331 \quad r_x = 2.655 \text{ pulg}$$

$$P_{perm} = 109 \text{ Kips} \quad r_y = 1.5 \text{ pulg}$$

$$3. \quad f_a = \frac{P}{A} \dots\dots\dots (109)$$

$$f_a = \frac{6.402}{5.87}$$

$$f_a = 1.0906 \text{ Ksi}$$

$$4. \quad KL = 4.6 * 12$$

$$KL = 55.2 \text{ pulg}$$

$$5. \quad \frac{KL}{r_y} = \frac{55.2}{1.5} \dots\dots\dots (110)$$

$$\frac{KL}{r_y} = 36.8$$

6. De tabla 3 - 36 (MANUAL AISC)

KL/r	F _a Ksi	Interpolando :
36	19.5	F _a = 19.43 Ksi
36.8	F _a	
37	19.42	

7. Determinación de la fórmula a usar :

$$\frac{f_a}{F_a} = \frac{1.0906}{19.436}$$

$$\frac{f_a}{F_a} = 0.05611$$

Como :

$$\frac{f_a}{F_a} < 0.15$$

Puede usarse la fórmula :

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

.....(111)

o la fórmula modificada, según AISC :

$$P + P'_{x'} + P'_{y'} = P + [B_x M_x \left(\frac{F_a}{F_{bx}} \right)] + [B_y M_y \left(\frac{F_a}{F_{by}} \right)]$$

.....(112)

8. Cálculo :

$$P + P'_x + P'_y = 6.402 + [0.438 * 239.023 * (\frac{19.436}{24})]$$

$$+ [1.331 * 10.741 * (\frac{19.436}{27})]$$

$$P + P'_x + P'_y = 6.402 + 84.78 + 10.29$$

$$P + P'_x + P'_y = 101.472 \text{ Kips}$$

9. La fórmula exige una carga axial de 101.472 Kips .

El perfil de columna W 6 * 20 tiene una carga permisible de 109 Kips, por lo tanto la selección es satisfactoria.

Puede usarse W 6 * 20 .

Por disponibilidad de material se usará un perfil W 12 * 35 , de capacidad de carga permisible axial de 200 Kips, con lo cual se cargará en el lado de seguridad teniendo en cuenta el fenómeno de la corrosión.

En la Fig. 6.11 se muestra en detalle las estructuras diseñadas.

(Ver Fig. 6.11 Estructuras del Transportador)

La Instalación total del Sistema Transportador diseñado se muestra en el Plano 6.12.

(Ver Fig. 6.12 Vista de la Instalación Total).



CAPITULO 7

CONSIDERACIONES CONSTRUCTIVAS Y DE OPERACIÓN DEL SISTEMA TRANSPORTADOR

7.1 Análisis del Diseño en un ambiente fuertemente Corrosivo

En un capítulo anterior han sido explicados los modos de falla mas importantes y los métodos para su control y corrección.

Igualmente han sido sugeridas modificaciones en el diseño de la instalación y en los materiales de fabricación de sus elementos constitutivos.

Al respecto, se ampliarán estas dos posibilidades de modificación que han sido tema de estudio y se analizará la factibilidad de aplicación de otras técnicas anticorrosivas que aún no han sido tomadas en cuenta.

Para reducir y controlar la corrosión se aplican los métodos siguientes :

- A. Modificación del medio
- B. Empleo de recubrimientos

- C. Modificación del material
- D. Protección electroquímica
- E. Diseño adecuado

Serán analizadas mas detalladamente estas medidas para combatir la corrosión y su aplicación en el Sistema Transportador diseñado.

A. Modificación del ambiente

Las características del ambiente en que opera el Sistema Transportador de Anodos ya han sido explicadas como factor en la aparición de las fallas, y ha quedado bien establecido la intervención del agua de enfriamiento, de la temperatura, de la presencia del anhídrido sulfuroso en la atmósfera y del ambiente salino en los procesos de corrosión.

Se entiende que la eliminación de uno o de varios de estos elementos conseguiría reducir el proceso corrosivo.

La posibilidad de modificar el medio aplica las técnicas siguientes :

- a. Deshumidificación del aire
- b. Desaireación del agua
- c. Adición de inhibidores
- d. Modificación de las condiciones físicas y químicas.

a. Deshumidificación del aire

Esta técnica consiste en eliminar la humedad del aire en contacto con el elemento a proteger, lo que es posible usando los métodos siguientes

Condensación de la humedad mediante un sistema de refrigeración .

Calentamiento del local para reducir la humedad relativa de la atmósfera interior del recinto.

Absorción de la humedad con un desecante sólido.

La aplicación de esta técnica en el presente caso no resulta práctica; así no es posible usar un equipo de refrigeración para toda la planta de ánodos. Referente al calentamiento del interior de la planta para reducir la humedad relativa también es inaplicable técnicamente. La absorción de la humedad usando desecantes puede ser posible, pero este método necesita que el ambiente sea cerrado con dos zonas de flujo de aire, uno para absorber la humedad que ha sido previamente captado, lo cual no es posible por las operaciones que se efectúan en la planta.

Finalmente cabe agregar que las estructuras y demás elementos del sistema a proteger se encuentran sumergidas, de ahí que esta técnica tiene poco valor en la presente situación.

b. Desaireación del agua

Esta técnica es muy empleada para retirar el oxígeno del agua de alimentación de calderas, para lo cual se adiciona sulfitos o hidracinas.

En el caso del S.T.A., no es posible esta desoxigenación debido a que el agua de enfriamiento está en permanente aireación tanto en las dos torres de enfriamiento como en las tinajas, de ahí la imposibilidad de usar este método.

c. Adición de inhibidores

Los inhibidores son sustancias que añadidas en pequeñas cantidades en un medio acuoso, son capaces de reducir la corrosión de los metales a un nivel mínimo.

Así, se recomienda el uso de cromatos, fosfatos y silicatos para minimizar la corrosión del hierro y acero en agua; por ejemplo Uhlig informa que la adición de 200 ppm de $\text{Cr}_2\text{O}_7\text{Na}_2$ al agua potable reduce la fatiga con corrosión del alambre de acero con 0.35% de carbono, a un nivel que

mejora el comportamiento del acero en el aire.

Para el agua de refrigeración de las tinas del S.T.A., que recircula a través de dos torres de enfriamiento por pulverización, la alta concentración del inhibidor que se necesitaría puede provocar más inconvenientes como picaduras o aumento de los efectos galvánicos en las uniones, por lo que el uso de esta técnica para reducir la corrosión no es aconsejable en las condiciones del S.T.A.

d. Modificación de las condiciones físicas y químicas

De poderse disminuir la temperatura del agua de enfriamiento, se conseguiría un efecto positivo reduciendo la razón de corrosión, lo mismo puede decirse si se pudiera modificar el pH, o eliminar productos químicos indeseables como el SO₂.

El agua de las tinas es un agua dulce de un pH neutro en un rango de 6 a 9, que da lugar a que la corrosión esté gobernada por la difusión del oxígeno en el agua.

La temperatura del agua de las tinas mantiene valores establecidos que no es fácil de modificar, y la presencia del SO₂ tampoco puede eliminarse, puesto que proviene

de las emanaciones de las chimeneas de los hornos de fundición de la SPCC y que cubren con un manto oscuro toda la zona de Ilo y el valle de Tambo.

B. Empleo de recubrimientos

Se estudiará la posibilidad de aplicar los siguientes tipos de recubrimientos :

Recubrimientos metálicos

Es de interés la aplicación del metalizado o pulverización metálica.

Recubrimientos orgánicos

La importancia de las pinturas en la protección contra la acción del agua exige revisar este punto.

Los demás métodos, como recubrimientos por electrólisis (cobreado, niquelado, cromado, etc), por conversión de la superficie (como fosfatado , pavonado etc) u otros como la cementación son impracticables en las estructuras y elementos sumergidos del transportador.

a. Recubrimiento por metalización

El metalizado consiste en recubrir con una capa metálica un cuerpo cualquiera. Mediante esta técnica se consigue mejorar la resistencia al desgaste y corrosión de piezas metálicas además de brindarle buena

apariencia exterior.

También se le utiliza para reconstruir piezas que han sufrido desgaste y corrosión reponiendo y mejorando sus características originales.

Se utilizan para su aplicación las llamadas pistolas metalizadoras, que consiste en una herramienta que conjuga las cualidades de una pistola oxiacetilénica (o también una máquina de soldar eléctrica) con un pulverizador de aire, así el soplete oxiacetilénico (o máquina de soldar eléctrica) permite fundir el metal de aportación y el pulverizador lo proyecta en forma de finas gotitas de metal fundido.

Hay diversas firmas que fabrican estas pistolas, variando en su forma de alimentar el metal de aportación; así la pistola METCO opera alimentándose con rollos de alambre expresamente fabricados para este fin y la pistola ROTOTEC de la firma EUTECTIC usa el metal en forma de polvos. (aunque este último equipo se utiliza exclusivamente para la reconstrucción de piezas de máquinas y no para la protección de superficies).

Para que este sistema de protección metá-

lica tenga éxito, es necesario una buena preparación de la superficie, así es recomendable un proceso de limpiado previo mediante un chorro a presión con partículas abrasivas, comúnmente conocido como arenado. Este proceso elimina las capas de óxido, laminación, pinturas antiguas y cualquier otra impureza (grasa, aceites, petróleo).

Para la protección de las estructuras del S.T.A. que están sumergidas en el agua de enfriamiento, lo recomendable sería usar como metal de recubrimiento el cinc en un espesor mínimo de 0.16 mm.

La metalización con cinc puede realizarse sobre piezas de cualquier dimensión, sin deformar la superficie puesto que no provoca una elevación sensible de temperatura y permite efectuar un revestimiento de espesor según la agresividad del agente corrosivo.

Para inmersión total el espesor recomendado es de 0.16 a 0.20 mm.

Para agregar a las buenas cualidades de este revestimiento está el hecho de que el cinc es un metal menos noble que el hierro y acero, y que de ocurrir alguna rayadura o rasguro en la superficie base el cinc

actuaría de ánodo protegiendo la zona que ha quedado desnuda a la acción corrosiva. Es posible además cubrir con una capa de acabado el área metalizada, con pinturas o con recubrimientos de resinas o fibras plastificadas.

Resumiendo, el procedimiento que puede aplicarse en la protección de las superficies de las estructuras del S.T.A., sigue los pasos siguientes :

Preparación superficial con arenado al metal blanco.

Eliminación de todo residuo de polvo con escobillas o con aire a presión.

Proyección sobre la superficie de una capa de cinc en un rango de espesor entre (0.16 - 0.20)

Aplicación de una capa de imprimación base tipo WASHPRIMER a base de cromato de cinc.

Pintura de acabado de la superficie con pintura resistente a la acción del agua como puede ser un sistema cinc-rich epoxy/-epoxy.

b. Recubrimientos con pinturas de mantenimiento industrial

La función de las pinturas es la de decorar y proteger las superficies.

Un esquema de pintura para mantenimiento industrial está constituido por una pintura base anticorrosiva y una de acabado. La base anticorrosiva controla la corrosión y la adherencia y está constituida por una capa en íntimo contacto con la superficie metálica, a la cual se adhieren fuertemente, retardan su corrosión y suministran una superficie de anclaje para la siguiente capa de pintura. La acción anticorrosiva la ejerce como capa barrera, como capa inhibidora y por su resistencia electrolítica.

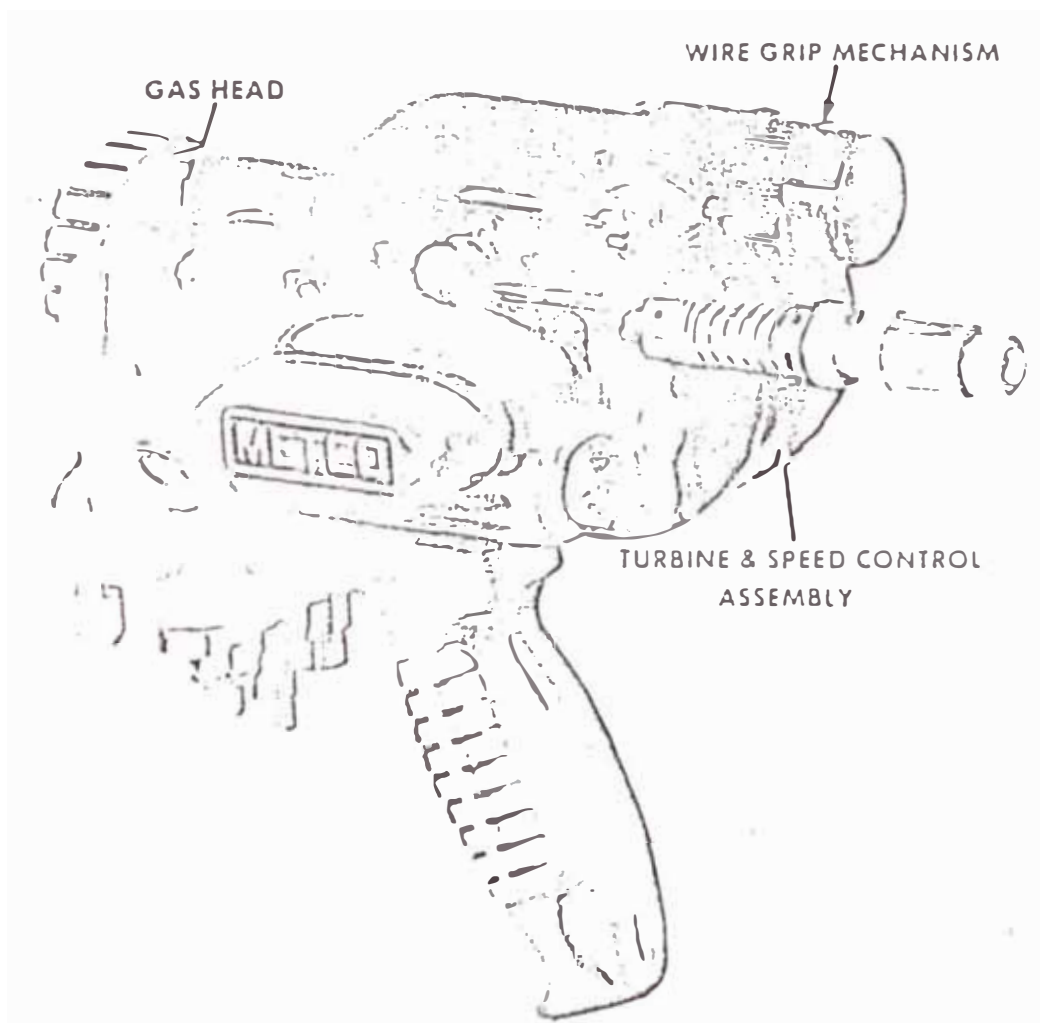
El acabado resiste directamente al ambiente y los agentes externos. Su protección se basa en el efecto de capa barrera gracias al espesor de película, impermeabilidad y resistencia química.

El tipo de pintura a especificar para las estructuras sumergidas del transportador está condicionado por las características del medio y de los contaminantes presentes como : sales marinas, anhídrido sulfuroso. Así para un medio severo en contacto con

materiales corrosivos e inmersión en agua la Sherwin Willians Peruana S.A. aconseja los sistemas indicados en la tabla 7.1.

FIG. 7.3 PISTOLA METALIZADORA METCO

7 REPLACEMENT PARTS



TYPE 12E FLAME SPRAY GUN—LEFT SIDE

TABLA 7.1 Sistemas Posibles a aplicar en las estructuras del transportador

- Medio ambiente severo

Preparación de superficie : Mínimo arenado al metal blanco sp-5

Superficie : Acero

Sistema	Primer	Acabado	Espesor MILS)	Temperatura Límite-°C
Epoxi (catalizado con poliamida o amida).	Epoxi HB	Epoxi HB	12 -13	140°C
Coal Tar Epoxy	Coal Tar Epoxy	Coal Tar Epoxy	14 - 16	140°C
Zinc Rich Epoxy/Epoxy	Zinc Rich Epoxy	Epoxy HB	10 -12	140°C
Zinc Rich Epoxy/Coal Tar Epoxy	Zinc Rich Epoxy	Coal Tar Epoxy	10 - 12	140°C

La temperatura límite está referida a la máxima temperatura " seca " que puede resistir la capa de pintura sin deteriorarse

En planta se usa mucho el sistema Zinc Rich Epoxy/ Coal Tar Epoxy, que puede muy bien aplicarse.

La forma de aplicación aconsejada es usando brocha, debido a las irregularidades de los perfiles estructurales, como ángulos, filos etc, procurando que la pintura se distribuya uniformemente en toda la superficie.

C. Modificación de los materiales

En los capítulos precedentes se ha sustentado la necesidad de modificar los materiales de los elementos del S.T.A. para conseguir mejor resistencia a la corrosión, fatiga y desgaste.

En los cálculos de diseño han sido escogidos materiales bajo este criterio. Se ampliará mas en el tema, explicando no solo los materiales seleccionados sino también dando alternativas de sustitución en la amplia gama de metales y aleaciones comercialmente disponibles.

Se analizará según el ordenamiento siguiente

- a. Materiales para la cadena transportadora
- b. Materiales para el carro elevador
- c. Materiales para la estructura
- d. Materiales para los ejes y ruedas dentadas

- a. Materiales para la Cadena Transportadora
La cadena actualmente en operación tiene los siguientes materiales :

Rodillos, casquillos y pines :

Acero C15 cementados y rectificadas
(acero sin alear de 0.15 % de C).

Placas exteriores e interiores :

Acero St 52-3 con las siguientes características.

TABLA 7.2 ACERO St - 52-3 (DIN)

Desig.	Calidad	resist. a la tracción Kg/mm ²	Límite aparente a la elastic.	contenido de C%
St - 52-3	3	52 - 62	36	0.12 %

Este acero de construcción corriente está comprendido en la norma DIN 17100.

Como se observa, estos son aceros al carbono que en el caso del C15 sin aleaciones estimables, y para el St 52-3 con aleaciones mínimas de manganeso y silicio y es especial para cargas de fatiga por tracción y compresión. Ambos materiales no presentan características especiales con respecto a la resistencia a la corrosión ni al desgaste.

Basándome en la experiencia de operación en la RCU, he sugerido la utilización de

un material de alta aleación y en lo posible del tipo inoxidable. En el cálculo y selección de la cadena Link Belt se ha elegido un acero inoxidable tipo AISI 304, aunque esta firma ofrece también otras calidades de aceros inoxidables, como el AISI 400 recomendable en condiciones de fuerte desgaste pero no es resistente a la corrosión.

El cuadro siguiente muestra la clasificación de los aceros según la American Iron and Steel Institute (A.I.S.I.).

TABLA 7.3 ACEROS AISI

Series	Composición	Características
2XX	Cr - Ni - Mn	Austeníticos, no endurecibles, no magnéticos.
3XX	Cr - Ni	Austeníticos, no endurecibles, no magnéticos.
4XX	Cr	Ferríticos, no endurecibles, magnéticos.
5XX	Cr	Bajo cromo, resistentes al calor.

La resistencia más elevada a la corrosión se obtiene con los tipos austeníticos que

contienen níquel, y cuanto mayor es el contenido de este mas resistencia presentan.

La adición de molibdeno mejora la resistencia a la corrosión por picaduras en medios ácidos con cloruro, a la corrosión bajo tensión y le da buenas características de resistencia mecánica y a la corrosión en altas temperaturas (sobre los 400°C).

Se muestra a continuación un cuadro con las composiciones de los aceros AISI austeníticos mas usados :

TABLA 7.4 TIPOS Y COMPOSICIONES DE ACEROS INOXIDABLES

(Tabla 27 de " Control de la Corrosión " - UHLIG)

Tipo AISI	Cr	Ni	C max	Mn max	P max	S max	Si max	Mo max
304	18-20	8-12	0.08	2.0	0.045	0.03	1.0	
304L	18-20	8-12	0.03	2.0	0.045	0.03	1.0	
314	23-26	19-22	0.25	2.0	0.045	0.03	1.0-3	
316	16-18	10-14	0.08	2.0	0.045	0.03	1.0	2-3
316L	16-18	10-14	0.03	2.0	0.045	0.03	1.0	2-3
317	18-20	11-15	0.08	2.0	0.045	0.03	1.0	3-4

Como buenas alternativas al acero inoxidable AISI 304, son los tipos 316 y 316L que contienen molibdeno, además el 316L con muy bajo porcentaje de carbono asegura una

buena protección contra la aparición de picaduras en la superficie y contra la corrosión intergranular.

Si no se va aplicar ningún otro procedimiento de control de la corrosión, se recomendaría el tipo AISI 316L como la aleación inoxidable técnicamente mas conveniente

De utilizarse protección catódica seria suficiente emplear el tipo AISI 304, con lo que se tendria cubierto inclusive la corrosión por fatiga.

b. Materiales para el carro elevador

El carro elevador de ánodos en operación emplea los materiales siguientes :

Ruedas del carro elevador

Acero C-35 N, acero sin alear de 0.35% C, recocido normal.

Carro Elevador

Perfiles en "U" y planchas de acero estructural como cubierta. Acero estructural St-37 con las características siguientes :

TABLA 7.5 ACERO St - 37 (DIN)

Desig. DIN 17100	Resistencia a la tracción	Límite aparente de elasticidad	Contenido de carbono
St-37	37-45 Kg/mm ² 53-64 Kpsi	24 Kg/mm ² 34 Kpsi	0.20

Donde el C-35-N es un acero al carbono sin aleaciones apreciables y el St-37 es un acero para construcción estructural, sin aleaciones ni tratamientos especiales que brinden resistencia a los medios corrosivos. Además estos elementos operan sin ningún tipo de recubrimientos como pinturas o superficies metálicas de protección.

Para el carro elevador del diseño propuesto, el material escogido ha sido el acero de calidad estructural DIN St 42-2 que es equivalente al ASTM A-36 y al PG-E 24 de ITINTEC.

Las características de este acero son :

TABLA 7.6 ACERO St - 42-2 (DIN)

Designación DIN 17100	Resistencia a la tracc.	Límite aparente de elast.	Contenido carbono
St 42-2	42-50 Kg/mm ² 60-71 Kpsi	26 Kg/mm ² 37 Kpsi	0.25 %

El acero St 42-2 es un acero de mayor resistencia a la tracción y mejores características mecánicas y a la fatiga que el St 37.

No se ha elegido un acero de alta aleación o inoxidable debido a las dificultades constructivas en la soldadura y a la posibilidad de que se presenten fenómenos de corrosión localizados en los límites de grano de las zonas sensibilizadas por la soldadura, en cambio en los aceros estructurales este fenómeno es menos frecuente.

Es posible usar otras calidades de aceros que se listan a continuación :

TABLA 7.7 ACEROS ESTRUCTURALES ASTM

Punto de fluencia mínima psi	Resistencia a la tracción psi	Designación y grado ASTM
24,000	45,000-55,000	A-283 grado A
27,000	50,000-60,000	grado B
30,000	55,000-65,000	grado C
33,000	60,000-75,000	grado D
42,000	60,000 mín	A-572 grado 42
45,000	60,000 mín	grado 45
50,000	65,000 mín	grado 50
55,000	70,000 mín	grado 55
50,000	70,000 mín	A-242
		(baja aleación)
50,000	70,000 mín	A-440

TABLA 7.8 Aceros Estructurales DIN - 17100

Límite aparente a la elasticidad	Resistencia a la tracción	Desig.
30 Kg/mm ² (43 Kpsi)	50-60 Kg/mm ² 71-85 Kpsi	St 50-2
36 Kg/mm ² (51 Kpsi)	52-62 Kg/mm ² 74-88 Kpsi	St 52-3

Puede observarse las calidades A-572 ASTM, que son de baja aleación de columbio y vanadio, pero tienen la dificultad de lograr un buen cordón de soldadura, con estos materiales puede presentarse el fenómeno de sensibilización a la rotura frágil y a fallas prematuras por corrosión bajo fatiga.

Es necesario proteger la estructura del carro elevador con pintura industrial resistente a la acción del agua y demás agentes corrosivos, aquí se recomienda revisar el tema referente a pinturas.

Es factible además emplear protección electroquímica, técnica que se evaluará mas adelante.

c. Materiales para las estructuras

La estructura metálica del sistema transportador en operación es de acero St-37.

Los rodillos instalados en las vigas son de acero St 70 que tiene las características siguientes :

TABLA 7.9 ACERO St - 70 2

Denominación	Resistencia a la tracción	Límite aparente de elast.	contenido C %
St 70-2	70-85 Kg/mm ²	37 Kg/mm ²	0.50

Los ejes de los rodillos son de acero C-35 de baja aleación con porcentajes de C entre 0.32-0.40 y manganeso de 0.4-0.7 y una resistencia a la tracción de 60-80 Kg/mm².

En el nuevo diseño la estructura ha sido simplificada, eliminándose los rodillos de apoyo de la cadena y el material usado en

el cálculo es el acero estructural ASTM A-36, también se han previsto unas platinas de acero PG-E24 similar al A-36, como pistas de rodadura de la cadena.

De acuerdo al manual de la AISC, también se tienen como materiales estructurales de perfiles de acero los tipos ASTM A-242 y A-588 con una resistencia mínima a la fluencia de 50 Ksi, y son aceros de baja aleación con buena resistencia a atmósferas corrosivas.

He estimado suficiente el empleo del acero A-36, debido a que se prevee que irá protegido por lo menos con pintura de mantenimiento industrial, además es factible la protección mediante metalizado con cinc como se explicó anteriormente. También puede usarse satisfactoriamente la protección electroquímica puesto que la estructura está íntegramente sumergida en el agua de las tinas.

d. Materiales para los Ejes y Ruedas Dentadas

Material de los ejes

Tanto el eje de transmisión como el eje de reenvío del transportador en operación son de acero C 45N, que es un acero de baja aleación de 0.42-0.5 % de C y 0.5-0.8 % de Mn con una re-

sistencia a la tracción entre 60-90 Kg/mm² con tratamiento térmico de normalizado.

Este acero tiene buena resistencia mecánica y capacidad de ser trabajado aumentando su dureza sin provocar fragilidad.

En lo referente a su resistencia a la corrosión, la pequeña proporción de manganeso no tiene efecto práctico en disminuir la velocidad de corrosión.

En el diseño propuesto, se ha escogido como material para el árbol de transmisión y el eje de reenvío un acero Boehler VCN - 150, que cumple la especificación AISI 4340-H, con las características siguientes :

TABLA 7.10
Propiedades del Acero Boehler VCN - 150 (AISI 4340H)

Diam.	Límite de fluencia Kg/mm ²	Resistencia a la tracción Kg/mm ²
hasta 16	100	120 - 140
de 16 a 40	90	110 - 120
de 40 a 100	80	100 - 120
de 100 a 250	60	80 - 100

El VCN 150 es un acero de baja aleación al cromo, níquel, molibdeno altamente resistente a la tracción, corrosión y flexión. Estos elementos de

aleación además de mejorar las propiedades mecánicas mejoran también la resistencia a la corrosión por encima de la del acero al carbono.

Es sabido también que estos materiales de aleación mejoran al resistencia a la corrosión en la atmósfera, pero no sucede lo mismo en aguas naturales ni suelos. Para que la corrosión se reduzca de manera apreciable la aleación debe ser en altas proporciones (mas de 12 % de Cr), como en los aceros inoxidables, sin embargo resulta ventajoso usar este acero Boehler por lo que permite una notoria reducción dimensional y de peso en los ejes.

Cabe indicar también que el molibdeno proporciona buena resistencia a temperaturas elevadas, recordándose las características del medio en que opera el transportador.

Como alternativa al acero VCN 150, se ~~tiene~~ también el acero Boehler VCL 140, que cumple con la especificación AISI 4140 con las propiedades siguientes :

TABLA 7.11 ACERO BOEHLER VCL - 140

Desig.	Diámetro mm	Límite de fluencia Kg/mm ²	Resist. a la tracción Kg/mm ²
Acero	hasta 16	90	110 - 130
Boehler	de 16 a 40	78	100 - 120
VCL 140	de 40 a 100	65	80 - 110
	de 100 a 250	57	80 - 95

Este es un acero al Cr - Mo ; no tiene Ni , por lo que su resistencia a la corrosión bajo fatiga se ve disminuida con respecto al acero VCN-150.

Material de las Ruedas dentadas

Las cuatro ruedas dentadas del transportador en operación son de acero St 52-3, que tiene las características siguientes :

TABLA 7.12 ACERO St - 52 - 3

Desig.	Resist. a la tracción	Límite aparente de elast.	contenido de C %
DIN St 52-3	52-62 Kg/mm ²	36	0.20

Este acero tiene una alta sensibilidad a la soldadura, provocando agrietamiento en las zonas cercanas al cordón. Tiene mejores cualidades de resistencia a la fatiga que el

St-37 pero no presenta resistencia probada contra la corrosión acuosa.

En la selección de las ruedas dentadas del diseño propuesto, se han especificado " SPROCKETS" de la firma TSUBAKI, que según la información que proporcionan, están fabricadas de hierro fundido o de fundición de acero seleccionado y los dientes son endurecidos mediante tratamiento termoquímico.

En este caso la firma FMC Link Belt especifica para sus SPROCKETS un material de acero al carbono con un rango de 0.40 a 0.45 % de carbono con los dientes endurecidos a 50 Rockwell C como mínimo.

Esto significa que según las especificaciones AISI, este acero corresponde a la designación 1040 que tiene la composición siguiente

TABLA 7.13 ACERO AISI 1040

Desig. SAE o AISI	C	Mn	Pmáx	Smáx	Mn máx
1040	0.37	0.60	0.040	0.050	1.0

Sus características mecánicas según el proceso de fabricación :

Desig. SAE/AISI	Proceso de Fabricación	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia
		Kg/mm ²	Kpsi	Kg/mm ²
1040	Laminado en caliente	53	76	30
1040	Estirado en Frio	60	85	50

Al usarse el acero AISI 1040 en la fabricación de los SPROCKETS estos han debido de ser confeccionados mediante soldadura, usando electrodos de bajo hidrógeno, debiéndose tomar bastantes precauciones durante el proceso, puesto que este tipo de acero por su contenido de carbono presenta fuerte tendencia a fisurarse y rajarse en las zonas adyacentes al cordón de soldadura. Los dientes son endurecidos por cementación con una dureza de 60 a 65 HRC.

Otros aceros que pueden emplearse son los grados AISI .039 (con 0.36 a 0.44 % de C), 1042 (con 0.40 a 0.47 % de C).

Con respecto a la resistencia a la corrosión en el agua de las tinas, puede afirmarse que la velocidad de corrosión de los aceros al carbono es

muy cercana a la corrosión de los aceros de baja aleación, debido a que el proceso es gobernado por la difusión del oxígeno en el agua y no por la composición del material. Tampoco el tratamiento de endurecimiento de los dientes está comprobado que mejore en algo la resistencia a la corrosión pero en todo caso no la disminuye, este tratamiento se realiza para mejorar las cualidades de resistencia al desgaste, a la abrasión y mejora las cualidades de resistencia a la fatiga de los dientes de los Sprocket.

D. Protección Electroquímica

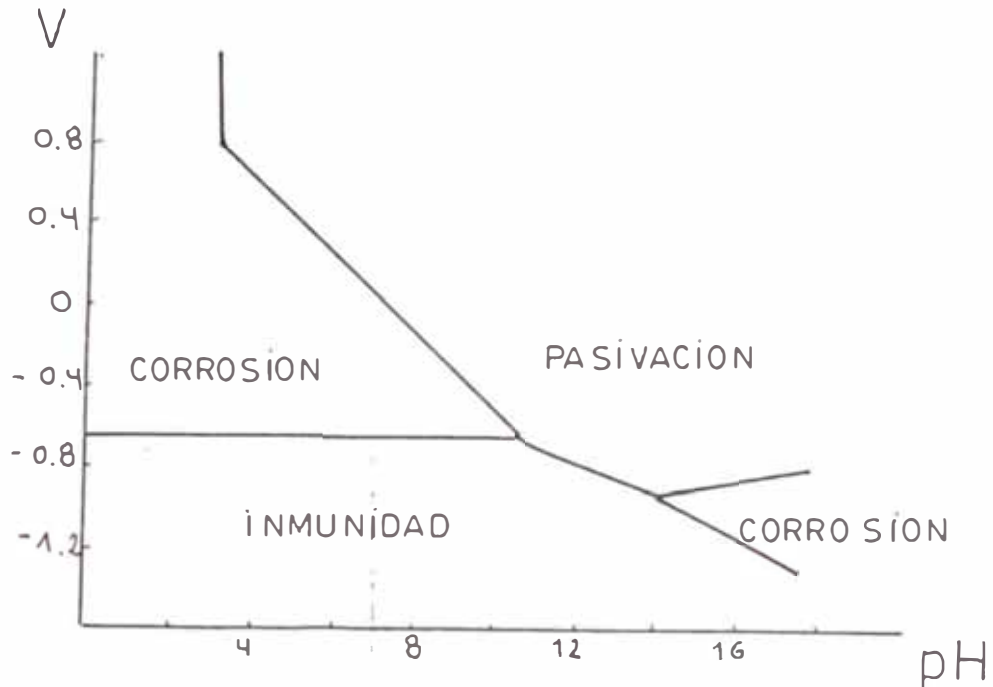
Son posibles dos métodos electroquímicos para controlar la corrosión de un metal sumergido en agua natural, a saber, la protección catódica y la protección anódica, ambos con sus ventajas e inconvenientes según el medio específico donde se aplicarán.

Aquí se evaluarán estas alternativas para decidir cuál es el mejor método según las condiciones del Sistema Transportador de Anodos.

Para una mejor comprensión de ambos métodos, se usará el diagrama de Pourbaix correspondiente al caso particular del hierro en contacto con

agua pura a 25 °C.

Fig.7.3 DIAGRAMA DE POURBAIX



Se distinguen cuatro zonas perfectamente delimitadas :

- dos zonas de corrosión, para pH superior a 13 (corrosión alcalina) y para pH inferior a 9 (corrosión ácida).
- Una zona de inmunidad, donde la corrosión no puede ocurrir.
- Una zona de pasivación, donde se forma una película protectora superficial llamada capa pasivante.

En el caso del Transportador de Anodos existen tres formas de protección :

1. Aumentando el potencial de las piezas para colocarlo en la zona de pasiva-

ción. Proceso conocido como protección anódica, y se logra aplicando una corriente exterior que lo hace más anódico.

2. Aumentando el pH del medio para llevarlo a la zona pasiva, esto es aumentando su alcalinidad mediante tratamiento del agua.
3. Disminuyendo el potencial hasta la zona de inmunidad, proceso conocido como protección catódica, que se consigue conectándolo como cátodo de un sistema de fem externa (protección catódica por corriente impresa) o formando el cátodo con un metal menos noble que hará la función de ánodo (Protección catódica por ánodos de sacrificio).

De estas tres formas de protección, son aplicables la protección anódica y la catódica, no así la modificación de las características del agua de enfriamiento.

Se describirán a continuación las aplicaciones de estos dos métodos de protección.

a. Aplicaciones de la Protección

Catódica

Se lo utiliza para proteger metales

como el acero, cobre, plomo, latón y aluminio, contra la corrosión en todos los suelos y en casi todos los medios acuosos.

Puede emplearse eficazmente para eliminar el agrietamiento por corrosión bajo tensiones en todos los tipos de acero, inclusive los inoxidable.

La fatiga por corrosión, la corrosión intergranular (que se presenta en el duraluminio y en los aceros inoxidable austeníticos), las picaduras en los aceros inoxidable en medios acuosos, son eliminados con la protección catódica.

b. Aplicaciones de la Protección

Anódica

- Aplicable para la protección de metales en una gran variedad de medios corrosivos tanto en soluciones ácidas como alcalinas en concentraciones fuertes o débiles, por ejemplo en la protección de recipientes de acero inoxidable que contienen ácido sulfúrico.

Utilizado para reducir la velocidad de corrosión en zonas localizadas, como alrededor de remaches, cordones de soldadura y zonas expuestas a corrosión bajo tensiones, fatiga por corrosión y ataque intercrystalino.

Puede utilizarse para proteger la superficie interior de tuberías de gran longitud.

Los equipos de protección anódica se construyen en versiones portátiles que pueden aplicarse a recipientes móviles, como cisternas para camiones.

c. Comparación entre la Protección
Catódica y Anódica

Ambos métodos pueden ser aplicados en la protección de las estructuras sumergidas del S.T.A.

La protección anódica ha encontrado mucha utilización en recipientes que contengan ácidos concentrados y en tuberías de gran longitud, pero existe la posibilidad que en superficies complicadas y con muchos resquicios la película pasivante no se llegue a formar o que una vez formada se desprenda debido a fenómenos de corrosión de aireación diferencial y provoque un aumento considerable de la corrosión que conduciría a un fallo prematuro, lo que no brinda mucha garantía de aplicación a las piezas y estructuras del transportador.

La protección catódica se emplea en estructuras sumergidas con mucho éxito, como

son las torres de extracción de petróleo en alta mar, compuertas de canales, tanques de agua dulce, buques, submarinos y además brindan plena garantía de protección reduciendo la corrosión prácticamente a cero.

Por lo expuesto, el método que se recomienda es el de protección catódica, por lo que se diseñará un sistema de protección usando este método.

E. Diseño adecuado

Las modificaciones en el diseño que han sido propuestas, van dirigidas a una reducción de los efectos de la corrosión. Creo necesario dar algunas sugerencias adicionales para evitar en la etapa de construcción y montaje aquellos factores que pueden provocar graves perjuicios desde el punto de vista del desarrollo de procesos corrosivos.

Deben de tomarse en consideración los siguientes aspectos :

Es conveniente recurrir a uniones soldadas a tope en lugar de solapadas, evitando un relleno deficiente, incompleta penetración en la raíz del cordón, socavaduras, porosidades, sopladuras, grietas etc, todos

ellos lugares propicios para la formación de pilas de concentración por aireación diferencial.

Esto es en especial importante en la construcción del carro elevador, que es un elemento que trabaja bajo cargas de fatiga, cambiando de medio en cada lapso de operación.

En la soldadura de los perfiles estructurales es importante emplear una imprimación que no estorbe la soldadura y que no forme porosidades en el cordón, de ahí también la recomendación de emplear en este caso soldadura a tope, debido a que no provoca porosidades y da tiempo a que los gases formados en el proceso escapen y no queden atrapadas al solidificarse el metal de soldadura.

Conseguir un acoplamiento de las uniones que no forme pliegues y ranuras, o cualquier sitio que impida llegar el oxígeno y pueda provocar problemas por aireación diferencial.

Esto es importante cuando se quiere dar una capa de pintura y vean resquicios donde no penetre bien y deje zonas en contacto directo con el agua.

También de emplearse protección catódica, puede provocar una deficiente distribución de la corriente, teniéndose que elevar la corriente suministrada encareciendo la instalación.

Fig. 7.4 Uniones de Soldadura



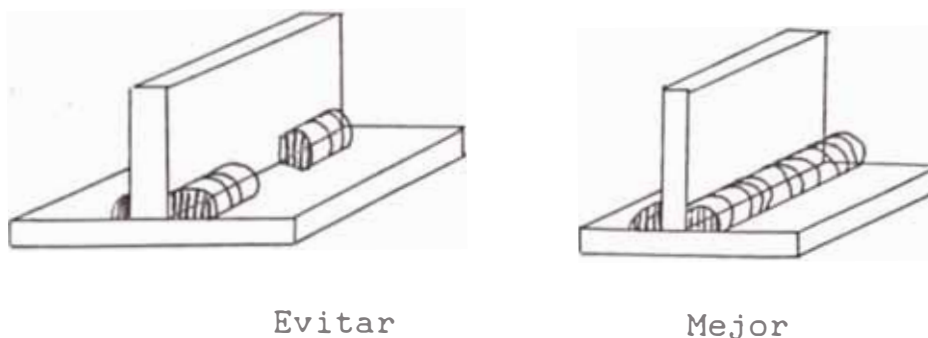
Evitar
soldadura a solape



Correcto
soldadura a tope

Es importante que los cordones de soldadura que se apliquen sean continuas, puesto que entraña el riesgo de corrosión en los resquicios que se forman.

Fig.7.5 Cordones de Soldadura



La pletina que sirve de pista de la cadena transportadora debe ser de un acero muy parecido al de la estructura que soporta para evitar un par galvánico estructura-pista, y puesto que esta se suelda por puntos a la viga, se recomienda rellenar todo su borde con un producto impermeable (mastiques), que se adhieren firmemente a la superficie evitando los resquicios que se forman.

7.2 El Control de la Corrosión del Sistema Transportador

Se ha recomendado que la protección de piezas y estructuras metálicas se realiza mediante protección catódica.

Es conocido que para que ocurra corrosión electroquímica de una pieza metálica, es necesario que se forme una pila galvánica mediante la presencia de un ánodo, un cátodo y un medio como electro-

lito. Cuando cualquiera de estos tres elementos se elimina, la pila deja de funcionar y por lo tanto la corrosión se detiene. Existe además la teoría que en las superficies metálicas las zonas anódicas se alternan con las áreas catódicas, debido a sus distintas heterogeneidades, sea en el propio metal o en el medio que lo rodea.

Proteger catódicamente una estructura consiste en eliminar todas las zonas anódicas para que toda la superficie funcione catódicamente.

Una superficie metálica se puede lograr hacer catódica por dos procedimientos :

- a. Conectando el metal que se ha de proteger a otro menos noble, es decir que está situado por encima de la serie electroquímica, (tabla de serie electroquímica); este sistema se conoce como " Protección Catódica con Anodos de Sacrificio "

Como metales mas activos que se sacrifican, se utilizan el cinc, aluminio, magnesio y sus respectivas aleaciones.

- b. Conectando el metal a proteger al polo negativo de una fuente de corriente continua, pura o rectificada y el positivo de esta a un electrodo auxiliar.

Como materiales para este electrodo, se utilizan aleaciones de titanio - platinado, ferro silicio y plomo - plata, según

la aplicación particular que tenga. Este sistema se le conoce con el nombre de

" Protección Catódica por Fem. impresa "

La elección de cual procedimiento conviene elegir, se efectuará en base a sus características de aplicación.

7.2.1 Sistemas de Anodos de Sacrificio

Ventajas :

No es necesario un suministro de energía externa.

- El riesgo de interferencia con otras estructuras es mínima.

Su instalación es sencilla.

Es bastante económico para instalaciones pequeñas.

La distribución de corriente para la protección se consigue con facilidad.

- No se requiere mantenimiento, aparte de la inspección rutinaria del potencial y el reemplazo de los ánodos al finalizar su vida útil.

Desventajas

La corriente de salida en presencia de electrolito de alta resistividad puede llegar a ser bastante baja y provocar que los ánodos sean inefectivos.

En estructuras grandes o pobremente

recubiertas, el número de ánodos que se necesita para la protección puede ser elevado y en consecuencia el coste de instalación y de reemplazo aumenta.

El reemplazo de ánodos puede ser muy frecuente cuando la corriente que se necesita es alta, encareciendo la operación.

Se puede concluir que la protección por ánodos de sacrificio es factible cuando :

- | - Los requerimientos de corriente son bajos.

La estructura a proteger es pequeña y está en lo posible revestida.

La resistividad del medio que hace de electrolito es baja.

7.2.2 Sistema de Corriente Impresa

Ventajas :

Una sola instalación puede proteger estructuras grandes o una gran área de superficie metálica.

Puede ser diseñado con reservas de voltaje y corriente para suministrarlo en el caso de necesitarlo debido a posibles deterioros de las capas superficiales.

La corriente de salida puede ser fácilmente variada de acuerdo a la unidad a proteger.

Tienen una vida útil bastante larga que llega hasta los 20 años.

Desventajas :

Puede presentar el fenómeno de interacción con otras estructuras.

Está sujeta a la disponibilidad de energía externa, rectificadores o fuentes de corriente continua.

Es dependiente de posibles cortes imprevistos de corriente y fallas eléctricas.

Genera costos extras por consumo eléctrico.

Exige mantenimiento eléctrico y frecuentes inspecciones.

Puede concluirse que el sistema de corriente impresa es idóneo para aplicarlos en ambientes de alta resistividad o en grandes instalaciones metálicas, como son las estructuras marinas, tanques de gran dimensión donde los costos de una instalación de rectificación, consumo de ánodos auxiliares y de mantenimiento eléctrico no tomen relevancia, además es importante que

se asegure una continuidad del suministro eléctrico.

Este sistema resulta impracticable para instalaciones metálicas pequeñas teniendo en cuenta sus altos costos de instalación.

Recapitulando, siendo el sistema transportador de ánodos un esquema de instalación relativamente pequeño, el agua de enfriamiento que es el medio que hace de electrolito con una baja resistividad eléctrica, y además existe la posibilidad de revestir las estructuras y elementos del transportador con metalizado o con pintura industrial, la elección del sistema de protección catódica a elegir recae en el de ánodos de sacrificio, por las características antes señaladas.

A continuación se diseñará la instalación de un sistema de protección catódica por ánodos de sacrificio de las estructuras y mecanismos del Transportador de Anodos.

7.2.3 Diseño de la Protección Catódica por Anodos de Sacrificio

Los pasos que se efectuarán son :

1. Determinación de la resistividad del agua de las Tinas.

2. Estimación de la corriente total requerida que depende de la agresividad del medio, naturaleza de las capas de protección y área de la estructura.
 3. Selección del tipo de ánodo y su tamaño para conseguir una vida e intensidad anódica óptima.
 4. Determinar el número total de ánodos.
 5. Calcular el espaciamiento de los ánodos para lograr una distribución de corriente uniforme.
1. Determinación de la Resistividad del agua de las tinas.

El agua de las tinas, es un agua de enfriamiento con un pH neutro estimado entre 4 y 9, con una temperatura promedio de unos 60 °C.

La densidad del agua se asume que será de 1,000 g/l (dato a verificar en campo).

De la figura 11.13 de la obra " Sacrificial Anodes " de WB. MACKAY se puede extrapolar la curva Temp. vs Resist., para una densidad de 1,000 g/l y una temperatura de 60°, se ob-

tiene una resistividad de 30 Ω -cm.

2. Estimación de la corriente total requerida

La corriente total I(A) necesaria para la protección catódica resulta de la relación siguiente :

$$I = \frac{\text{Area(m}^2\text{)} * \text{Densidad de corriente (mA/m}^2\text{)}}{1,000}$$

a. Estimación del área a proteger

El área total de la superficie metálica resulta de la suma de las siguientes áreas :

Area de los perfiles W 12*35.....	22.5 m ²
Area del carro elevador.....	3.0 m ²
Area de Sprockets-ejes.....	5.1 m ²
Area de cadena transportadora.....	4.0 m ²
Area Total	34.6 m ²

Considerando espesores, esquinas, resquicios : 10 % más

Area Total 35 m²

Esta será el área de superficie metálica que debe protegerse.

b. Estimación de la densidad de corriente

La densidad de corriente necesaria para lograr la protección catódica de una estructura metálica, depende del material, el tipo de electrolito (aguas o suelos) y de los revestimientos que se aplican sobre las superficies a proteger.

Se muestran valores obtenidos por diferentes investigadores para el acero sin revestimientos en diferentes medios.

Herbert H. Uhlig muestra valores experimentales de la densidad de corriente necesaria para la protección completa de una superficie de acero.

TABLA 7.14 DENSIDADES DE CORRIENTE DE PROTECCIÓN

Medio	densidad de corriente mA/m ²
suelos.....	10 - 50
Agua de mar en movimiento.....	30 final 150 inicial
Agua saturada de aire caliente.....	150
Agua natural en movimiento.....	50

La Wilson Walton International, en el trabajo de M.A. Guillén " Densidad de corriente necesaria para la protección catódica " muestra la tabla siguiente, que reúne los resultados de varios investigadores.

TABLA 7.15 Densidad de corriente para la protección catódica del acero en agua dulce

Densidad de corriente mA/m ²	observación
56.....	Agua dulce estancada
56 - 170.....	Agua dulce turbulenta o caliente
56 - 66.....	Agua dulce en movim.
10 - 30.....	Agua dulce

J.S. Gerrard en su trabajo " Practical Applications of Cathodic Protection muestra los valores siguientes como densidades de corriente para una protección catódica adecuada.

TABLA 7.16 DENSIDADES DE CORRIENTE DE PROTECCIÓN

Ambientes	Densidades de corriente mA/m ²
Agua fresca estacionaria.....	53.8
Agua fresca en movimiento.....	53.8 - 64.6
Agua fresca con alta turbulencia y contenido de oxígeno disuelto....	53.8 - 161.4
Agua caliente.....	53.8 - 161.4
Agua de desagües.....	538 - 1614.0
Agua de mar.....	53.8 - 269

Se observa, que para agua dulce ofrezca, el rango de densidades se encuentra entre 50 160 mA/m², dependiendo del tipo específico de agua y las condiciones bajo las que se encuentra.

La aplicación de revestimientos reduce notablemente la corriente requerida para lograr la protección. Al respecto M.A. Guillén muestra algunos valores referenciales en la tabla siguiente :

TABLA 7.17

Densidades de corriente para el acero pintado y sin pintar en agua de mar

Tipo de pintura	Densidad de corriente mA/m ²
Epóxica, vinílica, clorocaucho.....	25 - 35
Aluminio bituminosa.....	35 - 50
Acero desnudo.....	80 - 200

La relación de reducción de la densidad de corriente para el acero pintado con respecto al acero desnudo es de 3:1 para el valor mínimo y de 6:1 para el valor máximo.

Estas mismas relaciones se aplicaran para los valores en agua dulce, con las salvedades del caso.

La estimación de la corriente total requerida para la protección se efectuará con dos valores, una con un valor mínimo que es el caso en que la superficie estaría protegida y otra con un valor máximo que corresponde a un acero desnudo.

Para acero desnudo : (50 - 160) mA/m²

Para acero recubierto (16 - 26) mA/m²

De estos rangos se adoptarán
para el cálculo :

Acero desnudo : 160 mA/m²

Acero recubierto : 16 mA/m²

c. Corriente total requerida
suponiendo superficies desnudas

$$I = \frac{\text{Area (m}^2\text{)} * \text{Densidad de corriente(mA/m}^2\text{)}}{1,000}$$

.....(1)

reemplazando valores, para superficie desnuda :

$$I = \frac{35 \text{ m}^2 * 160 \text{ mA/m}^2}{1,000}$$

$$I = 5.6 \text{ A}$$

d. Corriente total requerida
para superficie pintada

de igual manera en la ecuación (1) :

$$I = \frac{35 \text{ m}^2 * 16 \text{ mA/m}^2}{1,000}$$

$$I = 0.56 \text{ A}$$

Se considera una superficie con pintura epóxica, en el caso de metalizado este valor debe de reducirse aún mas.

3. Selección del tipo de ánodo

Han sido seleccionados los ánodos de aleación de aluminio, puestos que estos son altamente satisfactorios para la protección catódica de estructuras sumergidas en aguas dulces, sobre todo la aleación Al-In, de la cual M.A. Guillén recomienda expresamente en base a su experiencia.

Se muestra a continuación la composición típica de los ánodos de aleación Al-In .

TABLA 7.18 ALEACIONES DE ANODOS DE ALUMINIO

	Anodos Mitsubishi Kinzoku Kogyo	British Aluminium
Si	0.10 max	0.10 max
Fe	0.13 max	
Zn	0.5 - 5.0	0.02
In	0.005 - 0.05	0.80
Mg		0.80
Cu	0.01 máx	0.01 máx
Al	resto	resto

Los datos de eficiencia, potencial y capacidad son :

	Mitsubishi	B.A.Co.
Eficiencia	90% máx	95% aprox.
Potencial	- 1.15 vs (Ag/AgCl)	- 1.15 vs (Ag/AgCl)
Capacidad (Ah/Kg)	2,700 máx	2,700 aprox

La capacidad del ánodo es la corriente que puede ser producida por un peso establecido del ánodo, y es usualmente expresado en Ah/Kg.

En la práctica la capacidad de un ánodo es normalmente menor que la capacidad teórica de faraday.

La eficiencia es el porcentaje de la capacidad teórica que puede ser aprovechado en la práctica, en forma de corriente útil.

El potencial del ánodo indicado, es el potencial necesario para conseguir la protección catódica del acero, este valor debe ser más negativo que el -0.8 V (respecto al electrodo de referencia Ag/AgCl) que es el potencial de corrosión del acero.

Se van a considerar ánodos de aluminio con forma de barras rectangulares con las dimensiones : 30*6*6 cm.

4. Determinación del número total de ánodos requerido

El número de ánodos que se van a necesitar para la protección se determina conociendo la intensidad total necesaria para la protección catódica y la intensidad que es capaz de suministrar un ánodo, mediante la relación siguiente :

$$\text{Nº de ánodos} = \frac{I (A)_{\text{total}}}{i_{\text{anódica}}} \dots\dots\dots(2)$$

El valor de $I(A)_{\text{total}}$ ya fue calculado, falta hallar la intensidad de corriente anódica.

a. Intensidad anódica

Cada ánodo puede suministrar una corriente que vendrá dada por :

$$i_a = \frac{V}{R} \dots\dots\dots(3)$$

donde :

V - es la diferencia de potencial entre el potencial de disolución en el medio que se trate del metal anódico y el potencial de protección (-0.80 V Ag/AgCl).

R = resistencia del ánodo

La resistencia del ánodo puede ser obtenida por la fórmula :

$$R = \frac{O}{2 O_i L} (\ln (2L/r) - 1)$$

.....(4)

donde :

O = resistividad del agua ohmio-cm

L = Longitud del ánodo cm

r = radio equivalente, es el radio de un cilindro de igual superficie transversal que el ánodo, cuando este se haya consumido un 40%.

La diferencia de potencial sería :

$$V = \text{potencial de Al} - \text{potencial del acero}$$

.....(5)

$$V = 1.05 - 0.8$$

$$V = 0.25 \text{ V}$$

La resistencia del ánodo :

$$r = \left(\frac{0.6 * \text{sección del ánodo cm}^2}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}}$$

.....(6)

$$r = \left(\frac{0.6 * 0.6 * 0.6}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$r = 0.2622 \text{ cm}$$

Como la resistividad del agua :

$$O = 30 \text{ ohmios - cm}$$

En la expresión (4) :

$$R = \frac{30}{2 \pi * 30} \left(\ln \left(\frac{2 * 30}{0.2622} \right) - 1 \right)$$

$$R = 0.705$$

Luego la corriente anódica será en (3) :

$$i_a = \frac{0.25}{0.705}$$

$$i_a = 0.3543$$

Entonces el mínimo número de ánodos requerido para proteger la estructura será :

$$No = \frac{I(A)_{total}}{i_a(A)} \dots \dots \dots (7)$$

- Para el caso de superficies desnudas

$$No = \frac{5.6 A}{0.3543}$$

$$No = 16 \text{ ánodos}$$

- Para el caso de superficie pintada

$$No = \frac{0.56}{0.3543}$$

$$No = 2 \text{ ánodos}$$

Recapitulando :

El número de ánodos a necesitar para la protección catódica de las estructuras considerando ánodos en forma de barras rectangulares de 30*6*6 cm sería :

Para superficie desnuda

16 ánodos de 11.3 Kg c/u

Para superficie pintada

2 ánodos de 9.1 Kg c/u

5. Espaciamiento de los ánodos para lograr una distribución uniforme de corriente

Si los ánodos están ubicados muy próximos a la superficie a proteger, la intensidad anódica se verá limitada grandemente o restringida completamente; en el otro extremo, si los ánodos están localizados a una distancia muy grande de la superficie, gran parte de la diferencia de potencial se gastará en vencer la resistividad del agua que hay entre el ánodo y la superficie que hace de cátodo.

Si se quiere conseguir una ubicación que permita una buena distribución de la corriente, debe de evitarse ambos extremos.

Si se tuviera la protección catódica con las superficies de las estructuras sin recubrimientos, la distribución que se propone para los 16 ánodos, se muestra en la fig. 7.2 .

(Fig 7.2 vista espacial).

De considerarse recubrimiento con pintura epóxica, la ubicación de los dos ánodos será la que señala la fig 7.1. .

(Fig.7.1 vista de planta).

CAPITULO 8

ASPECTOS ECONÓMICOS DEL DISEÑO DEL SISTEMA TRANSPORTADOR

Se ha elaborado una estimación inicial de la Inversión de reemplazo del Sistema Transportador en operación por el Sistema propuesto. Esta se basa en los costos unitarios de los materiales y equipos que se utilizan.

Los costos de mano de obra directa se han estimado considerando que el personal se encuentra laborando dentro del régimen de construcción civil, en base a los salarios habidos en el país en Mayo del 91.

Los costos indirectos o intangibles, como los de investigaciones y estudios previos, gastos de diseño e ingeniería, los impuestos y seguros etc, se estiman considerándolos como el 50% del costo total de la mano de obra directa utilizada.

La inversión para el reemplazo de las instalaciones del Sistema Transportador resultará de la suma de los costos de materiales empleados, mano de obra directa, maquinado y costos indirectos.

De acuerdo a esto se elabora el presupuesto de inversión fija del transportador diseñado, y luego en base a la relación de materiales y equipos que la Refinería cuenta en sus instalaciones se hará una deducción

determinando de esta manera el costo total que la inversión representará para la Empresa.

8.1 Materiales

Se detalla a continuación, la lista de materiales que se utilizaría en la instalación de la alternativa diseñada.

TABLA 8.1.A LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCION	PESO UNID.	CANT.	PESO TOTAL	MATERIAL
		Kg/m	ind.	Kg	
	a. Transportador				
1.	Cadena trans. TSUBAKI RF- 09060	16.7	27 m	450	Inox. AISI 304
2.	Ejes de impulsión y de reenvío. 110 mm ϕ	80	4 m	320	Acero Boehler VCN 150
	b. Dispositivo de Evacuación				
3.	Planchas para carro elevador 32 mm de espesor.			350	Acero Estruct. PG-E24 Sider.
4.	Plancha brazo de Izaje de 20 mm espesor			60	Acero Estruct. PG-E24
5.	Barra de acero maciza para pines de brazo 35 mm de diám.	8	0.5m	4	Acero BoehlerH AISI 1045

TABLA 8.1.B LISTA DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCION	PESO UNID.	CANT.	PESO TOTAL	MATERIAL
		Kg/m	ind.	Kg	
6.	Ejes de rodajes de carro elevador	16	1. m	16	Acero BoehlerH
	c. Sistema de Transmisión				
7.	cadena de rodillos Nº120 - 1.5" paso (serie SU)	4.14 Lb/pie	16'	(30) 66.2 Lbs	Acero al carbono pines tratados
	d. Estructuras				
8.	Perfiles de columnas y vigas W 12*35 (AISC)	35 Lb/pie	60'	(955) 2,100 Lbs	Acero Estruct. AISI A-36

Se presenta en la tabla siguiente el presupuesto total de materiales y equipos que se utilizarán en la instalación del nuevo transportador diseñado.

Los costos se dan en dólares americanos, si desea tener los precios en Inti millón puede usarse el cambio a la fecha (mayo 91), que es de 940 I/m por dólar.

TABLA 8.2.A PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE ANODOS DE COBRE
EN LAS TINAS DE ENFRIAMIENTO

UNIDAD : REFINERÍA DE COBRE DE ILO
MINERO PERU

FECHA :

PART.	DESCRIPCION	UN.	CANT.	COSTOS		
				UNIT	PARCIAL	TOTAL
	a.Transportad.					
1.	Cadena Trans.	Kg	450	8.6	3,870	
2.	Eje de acero Boehler VCN-150 Diam. 110 mm	Kg	320	3.3	1,056	
3.	Catalinas de cadena 10 dientes	Pza	4	900	3,600	
4.	Catalina Impulsora 95 dientes	Pza	1	250	250	
5.	Rodamientos para eje de transmisión SKF - 6020	Pza	2	15	30	
6.	Rodamientos para eje de reenvío SKF - 6021	Pza	2	20	40	
7.	Templador de tornillo	Pza	2	20	40	
	b.Dispositivo de evacuación					
8.	Plancha Acero Estructural PG-E24 Sider espesor:32mm	Kg	350	1.07	374.5	

TABLA 8.2.B PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE ANODOS DE COBRE
EN LAS TINAS DE ENFRIAMIENTO

UNIDAD : REFINERÍA DE COBRE DE ILO
MINERO PERU

FECHA :

PART.	DESCRIPCION	UN.	CANT.	COSTOS		
				UNIT	PARCIAL	TOTAL
9.	Plancha Acero Estructural PG-E24 Sider Espesor:20mm	Kg	60	1.07	64.2	
10.	Barra de acero Boehler H 35 mm diam.	Kg	4	3.3	13.2	
11.	Rodamientos SKF-6210	Pza	4	14	56.	
12.	Rodamientos SKF-NU 210	PZA	4	35	140.	
13.	Barra de acero Boehler H 50 mm de diam.	Kg	16	3.3	52.8	
14.	Pernos de acero inoxidable 1" de diám.	Pza	8	2.0	16.	
15.	Cilindros Hidráulicos 100*60*900	Pza	2	1,200	2,400.	
	c.Sistema de transmisión					
16.	Motor Elect. 5 HP-1,750RPM 440 V trif.	Pza	1	320	320.	
17.	Variador de velocidad Link-Belt PIV MBU-202G	Pza	1	400	400.	

TABLA 8.2.C PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE ANODOS DE COBRE
EN LAS TINAS DE ENFRIAMIENTO

UNIDAD : REFINERÍA DE COBRE DE ILO
MINERO PERU

FECHA :

PART.	DESCRIPCION	UN.	CANT.	COSTOS		
				UNIT	PARCIAL	TOTAL
18.	Reductor de velocidad Link-Belt EDIL-doble red.	Pza	1	300	300	
19.	Piñón Motriz 19 dientes	Pza	1	24	24	
20.	Cadena de transmisión №120-SU Link Belt	Pie	16	12	192	
	d.Estructuras					
21.	Perfiles para columnas y vigas W 12*35 Acero A-36	Kg	955	1.5	1,432.5	
22.	Soldadura AWS 7018	Kg	40	1.49	60	

TOTAL..... 14,731.2 Dolar USA

El costo total de materiales será de 14,731.2
Dolares, que en moneda nacional al cambio de 940.000
Intis resulta igual a 13,847.3 I/m.

8.2 Mano de Obra Directa

El costo de mano de obra en el montaje del transportador diseñado, se calcula considerando que el trabajo va a ser ejecutado por terceros con personal bajo régimen de construcción civil.

La cantidad de personal a utilizar se calcula en base a los estándares de trabajo que se tienen en planta para este tipo de obra.

Ha de considerarse el siguiente personal, como mínimo para realizar la obra :

Descripción	Categoría
1 capataz o supervisor	Operario
2 maestros caldereros	Operarios
2 soldadores de primera	Oficial
2 Oxigenistas	Oficial
3 mecánicos de primera	oficial
3 Ayudantes	Peón

Sin considerar horas extras, el tiempo de ejecución se estima en 15 jornales de 8 horas cada uno.

Los salarios se determinan de la tabla siguiente :

TABLA 8.3 SALARIOS PARA RÉGIMEN DE CONSTRUCCIÓN CIVIL
(Fecha Mayo 91)

Categorías	Costo Total Jornal 8 H	H/H
	I/m	I/m
Operario	6.53	0.82
Oficial	6.28	0.79
Peón	6.02	0.75

Calculando el costo de personal :

$$3 \text{ operarios} * 6.53 * 15 = 293.85 \text{ I/m}$$

$$7 \text{ oficiales} * 6.28 * 15 = 659.4 \text{ I/m}$$

$$3 \text{ ayudantes} * 6.02 * 15 = 270.9 \text{ I/m}$$

$$\text{Total} = 1,224.15 \text{ I/m}$$

A este costo se le agrega un 50% adicional por imprevistos, con lo que resulta :

$$1,224.15 + 50\%(1,224.15) = 1,836.2 \text{ I/m}$$

Dentro de este costo está incluido la ganancia para el contratista, desgaste de herramientas, beneficios sociales, y otros incrementos adicionales por legislación social.

Por lo tanto :

El Costo de Mano de Obra directa será de 1,836.2 I/m

8.3 Mano de Obra por Maquinado

El trabajo de maestranza radica básicamente en el maquinado de los ejes en el torno. Se estima que el tiempo a emplear será de 16 H por eje, esto es resultará 32 H en total para el maquinado de los dos ejes.

El costo por maquinado es de $10 \text{ (I/m)/(H/torno)}$, costo que incluye la mano de obra del tornero, desgaste de herramienta, costo de insumos, mantenimiento de máquina y desgaste de máquina.

Calculando :

$$16 \text{ H} * 10 \text{ (I/m)/(H/torno)} = 160 \text{ I/m}$$

A este costo se le agrega un 50% adicional por imprevistos, con lo que resulta :

$$160 \text{ I/m} * 50\%(160) = 240 \text{ I/m}$$

Por lo tanto :

El costo por maquinado resulta 240 I/m.

8.4 Costos Indirectos

Como ya se mencionó, se asume estos costos como igual al 50% del costo total de la mano de obra directa, esto es :

$$\text{Costos Indirectos} = 1,836.2 * 50\%$$

$$\text{Costos Indirectos} = 918 \text{ I/m}$$

8.5 Costo Total

Resulta de la siguiente relación :

Costo Total = Costo de materiales + mano de obra +
maquinado + costos indirectos

De acuerdo a esto :

como,

Costo de materiales =	costo + IGV (14%)	
Costo de materiales =	13,847.3 + 1,938.6	
Costo de materiales =	15,785.9	I/m
Mano de Obra =	1,836.2	I/m
Maquinado =	240	I/m
Costos Indirectos =	918	I/m

Costo Total.....	18,780.1	I/m
------------------	----------	-----

8.6 Costo de la inversión efectiva

De la diferencia entre el presupuesto de la inversión total y del costo de los materiales y equipos con que cuenta la RCU-Ilo, se determina el costo que representará para Minero Perú el reemplazo del Sistema Transportador.

En la tabla siguiente se muestra los equipos existentes en las instalaciones y almacenes de la Refinería de Cobre :

TABLA 8.4 MATERIALES Y EQUIPOS EXISTENTES EN LA RCU-ILO

Item	Descripción	Un.	Cant.	Costo
1.	Cadena Transp. Acero Inox. Paso 152.4 mm TSUBAKI	m	27	3,870
2.	Cilindros Hidráulicos 100*60*900 Taiyo	Pza	2	2,400
3.	Perfiles W 12*35	Pies	60	1,432.
4.	Acero Est. PG-E24 32 mm esp.	Pza	2 (4'*8')	374.5
5.	Acero Est. PG-E24 20 mm esp.	Pza	1 (4'*8')	64.2
6.	Soldadura	Kg	40	60

.....Total : 8,200.7

El costo de los equipos y materiales que posee Minero en sus instalaciones, representa un valor aproximado de 8,200 dólares.

En moneda nacional al cambio de 0.94 I/m por dolar resulta 7,708 I/m.

Por lo tanto :

Costo Efectivo Total :

Costo Total.....	19,780.1 I/m
Costo de materiales existentes.....	7,708.0 I/m

Inversión Efectiva para Minero Perú12,072.1 I/m

En consecuencia :

El reemplazo del Sistema Transportador de Anodos de Cobre, significará para la RCU-Ilo una inversión o costo efectivo, estimado para mayo de 1991 , un monto de 12,072.1 I/m.

CONCLUSIONES

1. Los objetivos planteados en el presente trabajo han sido cubiertos en su totalidad.

Del análisis de fallas elaborado, se concluye que el principal modo de falla que actúa negativamente en la operación del Sistema Transportador, es el de corrosión bajo fatiga, debido a este hecho que se ha tratado en todo un capítulo adicional el problema de los métodos de control de la corrosión y en especial en lo referente a la selección del material más óptimo y el diseño de la protección catódica.

2. La alternativa elegida y planteada para el diseño resulta eficaz en cuanto a cumplir con los requisitos establecidos para mejorar la operación del sistema, y para resolver los graves problemas de fallas presentadas en la instalación actual.

Aquí se concluye que con una diferente disposición de los elementos del Sistema Transportador, una mejor selección de materiales y un buen método de control de la corrosión se consigue en efecto, minimizar los problemas de desgaste de las piezas, fati-

ga de los elementos de máquina y corrosión de los materiales, sin necesidad de cambiar totalmente la instalación por otros sistemas alternativos, como el sistema Trolley mencionado.

3. La metodología empleada para el análisis de los modos de falla, es general, pudiéndose emplear en el estudio de otros sistemas, máquinas o equipos.

Las conclusiones a que se lleguen, dependería de las características que presenten y las condiciones bajo las que operan.

4. Del diseño de la alternativa planteada se llega a obtener cadenas transportadoras mas simples y sencillas, notándose que se demuestra que es suficiente con emplear un paso de cadena de 150 mm y no de 294 mm , como en la actual instalación. De igual manera los ejes de transmisión y reenvío resultan mucho mas pequeños (de 160 mm se reducen a 110 mm)y en consecuencia más económicos, y eso sin comprometer su confiabilidad ni su disponibilidad de operación, conceptos muy cercanos al de eficiencia de un sistema.

5. Al reducirse los casos de falla del Sistema Transportador, los trabajos de reparación y mantenimiento de sus elementos y dispositivos disminuirían de tal forma que se conseguiría una reducción de las H/H de intervención, reducción de los insumos y repuestos y por lo tanto un reducción apreciable de los costos en el departamento de mantenimiento.

A esto va aunado el ahorro por reducción de paradas imprevistas de la producción y los perjuicios que estos acarrearán.

Una valorización de todos estos conceptos no se ha efectuado en esta Tesis, debido a dificultades para conseguir las informaciones de producción y costos de mantenimiento. Pero si se ha presentado la cantidad de H/H que absorben las diferentes fallas que se tienen en el actual sistema. Como se evidencia, al eliminarse y minimizarse la aparición de estos, se consigue un ahorro y disminución de los gastos de mantenimiento.

6. La propuesta de utilización de cadenas transportadoras de acero inoxidable AISI 316L, no sólo se fundamenta en consideraciones teóricas, sino también en la experiencia de operación que se dispone en la RCU ILO. En Planta Electrolítica se cuenta con dos instalaciones como son la Máquina Lavadora de Anodos Corroídos y la Máquina Lavadora de Cátodos que tiene condiciones operativas similares a la del transportador en estudio, esto es que están rodeados de un ambiente fuertemente corrosivo, existiendo abrasión en sus elementos y el fenómeno de fatiga que siempre está presente. Las cadenas transportadoras que operan en estas máquinas son de acero inoxidable AISI 316, y tienen una vida útil muy larga. De la información que tengo a disposición no ha llegado a cambiarse hasta ahora en su totalidad esta cadena con-

tando con 12 años de operación sin causar mayores problemas con un mínimo de mantenimiento.

De lo que se concluye, que técnicamente la cadena de acero inoxidable AISI 316 es la más idónea, en vista de sus cualidades mecánicas innegables y de la experiencia obtenida en Planta.

7. El problema de costos en este caso queda minimizado, debido al hecho que en la RCU ILO, se cuenta con muchos de los elementos que se necesitan para la instalación del diseño propuesto. Realmente la mayor inversión a realizar sería en insumos como la soldadura y el pago de mano de obra, gastos que serán plenamente recuperados cuando se haga luego el costeo de los gastos de mantenimiento y los ahorros por disminución de paradas de proceso.
8. Para concluir finalmente, el reemplazo del actual sistema por el propuesto en la presente Tesis, significaría para Minero Perú, una reducción de sus costos de producción, un mejor rendimiento del Sistema de Colado y Moldeo de Anodos, una mejora en la calidad del producto y una mayor confiabilidad de su proceso, y que tiene en las tinas de enfriamiento un cuello de botella que de no asumirse las decisiones al respecto podría llevar a problemas mayores y que pondría en riesgo la continuidad de las operaciones de la Planta de ánodos.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

Alexandrov, M., Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte. Moscú, Editorial MIR, 1976.

Amstadter, Bertram L., Matemáticas de la Fiabilidad. Edit. REVERTE, 1976.

Bethlehem Steel, Plates HANDBOOK 466-F. Data current as of December 1980.

BOEHLER, ACEROS ESPECIALES. Catálogo de Productos, 1985.

Collacoutt R. A., Mechanical Fault Diagnosis and Condition Monitoring. London. A Halstead Press Book, 1980.

De Botton Coen, Marcelo, Manejo y Transporte de Materiales. Barcelona, CEAC, 1966.

De Garmo, Paul, Materiales y Procesos de Fabricación. Editorial REVERTE, S.A., 1978.

DEMAG Aktiengesellschaft, Manual de Operaciones de La Rueda de Moldeo. Ilo, 1970.

Eutectic+Castolin, Aceros y su soldabilidad. Unidad de Instrucción, Paramonga 1990.

Faires, Diseño de Elementos de Máquinas. Lima, separata de uso interno U.N.I.

Forrest, P.G., Fatiga de Metales. URMO S.A. Edit., 1982

Galvele, José R., Corrosión. Buenos Aires, O.E.A, Programa Regional de Desarrollo Científico y Tecnológico, 1979.

Gómez Sánchez Soto, Ruben, Prevención de la Corrosión en los Aceros Inoxidables debido al uso de soldadura por fusión en el proceso de transformación. Exposición en el IX CONIMERA. Lima, Octubre de 1988.

Hall, A. S.; Holowenco, A. R.; Laughlin, H. G., Diseño de Máquinas. Méjico, McGRAW-HILL BOOK.Co., USA, 1980.

Huerta Otero, Curso sobre Corrosión y Protección de Materiales Metálicos. Lima, ITINTEC-GTZ, 1985.

Hütte, Manual del Ingeniero. Barcelona, Academia Hütte 28 edición, 1974.

Link-Belt Roller Chains and Sprockets, Systems for Power transmission and conveying applications. FMC CORPORATION, Drive Division U.S.A.

Lipson, Charles, Importancia del Desgaste en el Diseño.

Centro Regional de Ayuda Técnica (A.I.D.), 1970.

Minero Perú, Equipo y Operaciones en la Sección de Moldeo. Ilo, 1975.

Minero Perú, Manual de Ingeniería Básica Refinación Electrolítica de Cobre. Arequipa, 1976.

Murrey Willian, Fatigue and Fracture of Metals. New York, M.I.T. y John Wiley and Sons, Inc., 1952.

OERLIKON, Electrodo y Varillas para Aceros. Catálogo de soldadura para aceros al carbono y de baja aleación.

Perry, John, Biblioteca del Ingeniero Químico. 1972.

Rabinowicz, Friction and Wear of Materials. New York, John Wiley and Sons, Inc., 1965.

REX CHAIN BELT COMPANY, Catálogo de Cadenas Transportadoras y de Transmisión. Milwaukee, Wisconsin, 1965

Robertson, Willian, Stress Corrosion Cracking and Embrittlement. USA, Yale University Boston, 1954.

Shigley, Joseph E. y Mitchell, Larry, Diseño en Ingeniería Mecánica. Méjico, McGraw-Hill Inc. U.S.A, 1983.

SIDERPERU, Catalogo de Productos. Gerencia de Ventas,
Lima 1990.

SKF, Rodamientos de Bolas y de Rodillos. Catálogo NUM.
2403 Sp.

Sociedad Peruana de Corrosión, Seminario Profesional
" Técnicas de Medición y preparación de Superficies
para Protección contra Corrosión " Lima, 1º de
Julio de 1987.

Targhetta Arriola/ Lopez Roa, Transporte y Almacenamien-
to. Madrid, Editorial Blume 1970.

Tsubakimoto Chain Co., Catálogos de Cadenas Transportado-
ras y de Transmisión, Catálogos Nº 7010b, Nº 7371S,
Nº 74b1 etc.

Uhlig, Herbert, Corrosión y Control de Corrosión . Espa-
ña, Urmo, S.A. de Ediciones Bilbao, 1979.

Wilson Walton Internacional de Venezuela. Corrosión y
Protección Catódica. Lima. curso dictado con auspi-
cio de PETROPERU, 1980.