

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MEZCLADORA DE MATERIA
ORGÁNICA PARA LA ELABORACIÓN DE HUMUS**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO DE LA ESCUELA POLITÉCNICA
NACIONAL**

DARWIN PAUL PALLO CAIZATOA
darckpa@yahoo.com

CHRISTIAN RAMIRO PEÑAFIEL MORENO
ramiro_pmoreno@yahoo.com

DIRECTOR: ING. TITO VELASTEGUÍ
tito.velastegui@epn.edu.ec

Quito, Abril 2011

DECLARACIÓN

Nosotros, DARWIN PAUL PALLO CAIZATOA y CHRISTIAN RAMIRO PEÑAFIEL MORENO, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Darwin Paul Pallo Caizatoa

Christian Ramiro Peñafiel Moreno

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **DARWIN PAUL PALLO CAIZATOA** y **CHRISTIAN RAMIRO PEÑAFIEL MORENO** bajo mi supervisión.

Ing. Tito Velasteguí
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Primero quiero agradecer a Dios por darme la vida para poder cumplir con una de mis metas trazadas.

A mis padres Fausto y Hortensia que siempre me estuvieron apoyando en las buenas y en las malas, que con sus consejos y guía supieron conducirme, por su amor desinteresado que siempre lo tuve y lo sigo teniendo.

A mis hermanos Liliana, Mónica y Patricio ellos que son mis compañeros de toda la vida y siempre han sido un gran apoyo cuando las cosas no están muy bien.

A mi hijo Jefferson que con su llegada alumbro mi vida dándole un nuevo rumbo.

A mis amigos y compañeros, por la suerte de conocerlos.

A Ramiro mi compañero de tesis por la paciencia y la dedicación con la desarrollo el presente trabajo.

Al personal administrativo y docente de la Facultad de ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, especialmente al Ing. Tito Velasteguí, Director de Tesis, por su gran colaboración en este presente trabajo con sus conocimientos y experiencia, a Mamá Glorita por su apoyo incondicional.

DARWIN PAUL PALLO

AGRADECIMIENTO

Primero a Dios por darme la fuerza de culminar una meta propuesta, así como al Ingeniero Tito Velasteguí por su paciencia y guía para la realización de este trabajo.

A todos quienes conforman las familias Peñafiel Salinas, Moreno Paredes y Calderón Pinchao. A todos mis entrañables amigos del trabajo y de barrio y sobre todo a quienes fueron mis hermanos de lucha y apoyo incondicional como son los Ingenieros Kathe Guerra, Xime Cordero, Gladys Cabascango y Vini Aguaguña.

Y un especial agradecimiento a la Ingeniera Daniela Mollocana quien en su debido momento convirtió esta mente decaída en un ser positivo y decidido

RAMIRO PEÑAFIEL MORENO

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a todas las personas que confiaron en mí, especialmente a mis padres, hermanos que con su paciencia y comprensión supieron esperar.

Además está dedicado a las personas que puedan utilizar este trabajo de tal manera que ayude en mejorar sus condiciones de vida y reducir la contaminación por basura que actualmente se tiene.

DARWIN PAUL PALLO

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres Nelson y Eulalia, y a mi hermano Diego, quienes, con su apoyo y continuo ejemplo de esfuerzo y dedicación fueron quienes dieron el empuje necesario para la culminación de este trabajo.

Lo dedico al milagro de vida que Dios puso en mi camino que es mi bella hija Camilita Noemí.

Y finalmente este trabajo lo dedico en su totalidad a la mujer que más amo en este mundo y que espero, sea por siempre, mi compañera y esposa, a la Ingeniera Ana Lucía Calderón Pinchao

RAMIRO PEÑAFIEL MORENO

INDICE

CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 JUSTIFICACIÓN	2
1.3 OBJETIVO GENERAL	2
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
1.5 CONCEPTOS GENERALES	3
1.5.1 HUMUS	3
1.5.1.1 Obtención de humus	3
1.5.2 COMPOST	4
1.5.3 COMPOSTEO	4
1.6 EL COMPOSTAJE	4
1.6.1 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL COMPOST	4
1.6.2 PROCESO DE COMPOSTEO	5
1.6.2.1 Preparación	5
1.6.2.2 Digestión	6
1.6.2.3 Curado	6
1.6.2.4 Acabado	6
1.6.2.5 Almacenamiento	7
1.6.3 LAS MATERIAS PRIMAS DEL COMPOST	7
1.6.3.1 Los desperdicios de origen vegetal	7
1.6.3.2 Los residuos animales	7
1.6.3.3 Las bases para neutralizar el exceso de acidez	8
1.6.3.4 El agua y el aire	8
1.6.4 EL PROCESO DE COMPOSTAJE	8
1.6.4.1 Fase mesófila 1	9
1.6.4.2 Fase termófila	9
1.6.4.3 Fase mesófila 2	10
1.6.4.4 Fase de maduración	10
1.6.5 FACTORES QUE CONDICIONAN EL PROCESO EN EL COMPOSTAJE	11
1.6.5.1 Temperatura	11
1.6.5.2 Humedad	12
1.6.5.3 PH	13

1.6.5.4 Relación C/N equilibrada	14
1.6.5.5 Aireación	16
1.6.6 SISTEMAS DE COMPOSTAJE	18
1.6.6.1 Sistemas Abiertos	19
1.6.6.2 Sistemas cerrados	21
1.6.7 SISTEMAS DE MEZCLADO	25
CAPITULO II.....	28
MARCO TEÓRICO	28
2.1 METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	28
2.1.1 MÉTODO DE PONDERACIÓN DE FACTORES	28
2.1.1.1 Determinación de factores	29
2.1.1.2 Criterios para la evaluación	29
2.2 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD DE LA MEZCLA.....	30
2.2.1 DETERMINACIÓN DE LA MASA DE LOS COMPONENTES DE LA MEZCLA.....	30
2.2.2 DETERMINACIÓN DE LA MASA Y VOLUMEN TOTAL DE LA MEZCLA	31
2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO	31
2.4 TEORÍA PARA DISEÑAR LA PALETA.....	32
2.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA PALETA	32
2.4.2 FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL FLUIDO.....	33
2.4.3 FUERZA REQUERIDA PARA VENCER LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA .	36
2.4.4 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PALETA	37
2.4.5 REACCIONES EN LA PALETA	38
2.4.6 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS DE LA PALETA	39
2.4.7 DETERMINACIÓN DEL PUNTO CRÍTICO DE LA PALETA.....	39
2.4.8 DISEÑO ESTÁTICO DE LA PALETA	40
2.5 TEORÍA PARA DISEÑO DEL EJE DE LA PALETA.....	41
2.5.1 CÁLCULO DE LA FUERZA APLICADA SOBRE EL EJE DE LA PALETA	42
2.5.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE LA PALETA	42
2.5.3 REACCIONES EN EL EJE DE LA PALETA	43
2.5.4 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS DEL EJE DE LA PALETA.....	43
2.5.5 DETERMINACIÓN DEL PUNTO Y ESFUERZO CRÍTICO EN EL EJE DE LA PALETA	44
2.5.6 DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE LA PALETA	45

2.5.7 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE DE LA PALETA.....	45
2.5.7.1 Límite de Resistencia a la Fatiga del Eje de la Paleta	46
2.5.7.2 Determinación de los factores de corrección	47
2.5.7.3 Factor de Seguridad para el Diseño Dinámico del Eje de la Paleta	48
2.6 TEORÍA PARA DISEÑO DEL EJE MOTRIZ	49
2.6.1 DETERMINACIÓN DEL PESO DEL EJE MOTRIZ.....	50
2.6.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UN TRAMO DEL EJE MOTRIZ	52
2.6.3 REACCIONES ISOSTÁTICAS EN EL EJE MOTRIZ	52
2.6.4 ANÁLISIS DEL EJE MOTRIZ COMO VIGA CONTINUA (MÉTODO DE LOS TRES MOMENTOS)	53
2.6.5 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, FUERZA CORTANTE, MOMENTO FLECTOR DEL EJE MOTRIZ.....	56
2.6.6 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.....	63
2.6.7 DIAGRAMA DEL MOMENTO TORSOR DEL EJE MOTRIZ	64
2.6.8 DETERMINACIÓN DEL PUNTO CRÍTICO DEL EJE MOTRIZ	65
2.6.9 DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS Y DE LA SECCIÓN CRÍTICA DEL EJE MOTRIZ.....	65
2.6.10 DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE MOTRIZ	66
2.6.11 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE MOTRIZ	67
2.6.11.1 Límite de Resistencia a la Fatiga del Eje Motriz.....	67
2.6.11.2 Determinación de los factores de corrección.....	68
2.6.11.3 Factor de Seguridad para el Diseño Dinámico del Eje Motriz	70
2.7 SELECCIÓN DE UN MOTOREDUCTOR.....	70
2.8 SELECCIÓN ACOPLER	71
2.8.1 SELECCIÓN DE UN ACOPLER MECANICO FLEXIBLE	72
2.8.1.1 Par nominal de transmisión (T_T).....	72
2.8.1.2 Coeficiente de seguridad (K).....	72
2.8.1.3 Par nominal de acoplamiento (T_n)	74
2.8.1.4 Rigidez – Desalineaciones - Diferencias	74
2.8.1.5 Dimensiones – Espacio ocupado.	75
2.8.1.6 Entorno – Temperatura – Agentes externos	75
2.9 DISEÑO DE CHAVETAS	75
2.9.1 SELECCIÓN Y CÁLCULO DE CHAVETAS Y SUS ALOJAMIENTOS	75
2.9.1.1 Diseño de chavetas por corte	76
2.9.1.2 Diseño de chavetas por aplastamiento.....	77
2.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	77
2.10.1 SELECCIÓN DEL SOPORTE PARA EL RODAMIENTO	79

2.11 DIMENSIONAMIENTO DE PERNOS.....	80
2.11.1 NOMENCLATURA DE LAS ROSCAS	80
2.11.2 ANÁLISIS DE FUERZAS QUE AFECTAN A LAS UNIONES CON PERNOS.....	82
2.11.2.1 Análisis de rigidez en sistemas emperrados.....	83
2.11.2.2 Análisis de la resistencia del perno.....	85
2.11.2.3 Análisis de la precarga en pernos y cargas estáticas	85
2.11.2.4 Análisis de las fuerzas cortantes en los pernos.....	86
2.11.2.5 Determinación del momento torsor para el apriete de pernos	87
2.12 DISEÑO DE ELEMENTOS SOPORTES	87
2.12.1 DISEÑO DE COLUMNAS PARA EXTREMOS	87
2.12.2 DISEÑO DE SOPORTES PARA PUNTOS INTERMEDIOS	90
2.13 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL TANQUE	92
2.13.1 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA RESULTANTE SOBRE EL TANQUE	92
2.13.2 DETERMINACIÓN DE LAS REACCIONES SOBRE EL TANQUE.....	95
2.14 DISEÑO DE LAS BISAGRAS PARA LAS PUERTAS DE EVACUACIÓN	96
2.15 DISEÑO DE LAS UNIONES SOLDADAS.....	98
2.15.1 DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS SOMETIDAS A FLEXIÓN	98
2.15.2 DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS A TOPE:	101
2.16 DISEÑO DE PLACAS SOPORTANTES.....	102
2.16.1 DISEÑO DE PLACAS SOPORTANTES PARA SOPORTES DE PIE:	102
2.16.1.1 Cálculo de las cargas y reacciones que actúan sobre la placa soportante:	102
2.16.1.2 Diagrama de las fuerzas cortantes y el momento flector sobre la placa soporte	104
2.16.1.3 Cálculo del espesor de la placa soportante	104
2.16.2 DISEÑO DE PLACAS SOPORTANTES PARA MOTOREDUCTOR:	105
2.16.2.1 Cálculo de las cargas y reacciones que actúan sobre la placa soportante:	105
2.16.2.2 Diagrama de las fuerzas cortantes y el momento flector sobre la placa soporte	106
2.16.2.3 Cálculo del espesor de la placa soportante	107
2.17 SELECCIÓN DE COMPRESORES.....	107
CAPÍTULO III	109
PREFACTIBILIDAD	109
3.1 INTRODUCCIÓN	109
3.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	109

3.2.1 SITUACIÓN ACTUAL	110
3.2.2 SITUACIÓN FUTURA.....	110
3.3 ESTUDIO DE MERCADO.....	111
3.3.1 EL PRODUCTO EN EL MERCADO.....	111
3.3.2 MÉTODO DE INVESTIGACIÓN DEL MERCADO.....	111
3.3.2.1 Encuestas	111
3.3.2.2 Investigación de Campo	118
3.3.2 COMPETITIVIDAD EN EL MERCADO.....	118
3.4 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.....	119
3.5 ESPECIFICACIONES	119
3.5.1 CAPACIDAD Y DIMENSIONES DE LA MEZCLADORA	120
3.5.2 PARÁMETROS FUNCIONALES	120
3.5.3 AMBIENTE DE TRABAJO	121
3.5.4 VIDA ÚTIL	121
3.5.5 COSTO DEL PRODUCTO.....	121
3.5.6 TAMAÑO Y PESO	122
3.5.7 MATERIALES.....	122
3.5.8 PROCESOS.....	122
3.5.9 PRUEBAS	122
3.5.10 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	123
3.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS	123
3.6.1 EXAMINACIÓN FÍSICA DEL HUMUS.....	124
3.6.2 EMPACADO Y TRANSPORTE.....	124
CAPÍTULO IV	125
FACTIBILIDAD	125
4.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	125
4.1.1 ALTERNATIVA N° 1 (MEZCLADOR DE TORNILLO SINFIN EN TANQUE HORIZONTAL).....	125
4.1.1.1 Ventajas	126
4.1.1.2 Desventajas.....	126
4.1.2 ALTERNATIVA N° 2 (MEZCLADOR DE TORNILLO SINFIN EN TANQUE VERTICAL).....	126
4.1.2.1 Ventajas	127
4.1.2.2 Desventajas.....	127
4.1.3 ALTERNATIVA N° 3 (MEZCLADOR DE PALETAS PLANAS EN TANQUE HORIZONTAL).....	127
4.1.3.1 Ventajas	128

4.1.3.2 Desventajas	128
4.1.4 ALTERNATIVA N° 4 (MEZCLADOR ROTATIVAS).....	128
4.1.4.1 Ventajas	129
4.1.4.2 Desventajas	129
4.2 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA	129
4.2.1 CRITERIO DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	129
4.2.1.1 Costo.....	130
4.2.1.2 Versatilidad y funcionalidad.....	130
4.2.1.3 Construcción.....	130
4.2.1.4 Mantenimiento y limpieza	130
4.2.1.5 Ensamblaje	130
4.2.1.6 Tamaño	131
4.2.2 RESULTADOS DE LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	131
4.3 CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS	131
4.3.1 FACTORES BÁSICOS PARA EL DISEÑO.....	132
4.3.2 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD DE LA MEZCLA.....	133
4.3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO.....	134
4.3.4. DISEÑO DE LA PALETA	134
4.3.4.1 Dimensionamiento de la paleta.....	134
4.3.4.2 Fuerza requerida para mover el fluido.....	135
4.3.4.3 Fuerza requerida para vencer la presión hidrostática	136
4.3.4.4 Diagrama de cuerpo libre de la paleta	136
4.3.4.5 Reacciones en la paleta.....	137
4.3.4.6 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la paleta.....	137
4.3.4.6 Diseño estático de la paleta	137
4.3.5. DISEÑO DEL EJE DE LA PALETA	138
4.3.5.1 Cálculo de la fuerza aplicada sobre el eje de la paleta	138
4.3.5.2 Diagrama de cuerpo libre del eje de la paleta.....	139
4.3.5.3 Reacciones en el eje de la paleta	139
4.3.5.4 Diagrama de fuerza cortante y momentos del eje de la paleta	140
4.3.5.5 Diseño estático del eje de la paleta.....	140
4.3.5.6 Diseño dinámico del eje de la paleta	140
4.3.6. DISEÑO DEL EJE MOTRIZ.....	141
4.3.6.1 Cálculo del peso de un tramo del eje motriz	141
4.3.6.2 Diagrama de cuerpo libre de un tramo del eje motriz	142
4.3.6.3 Reacciones de un tramo en el eje motriz	142

4.3.6.4	Análisis del eje motriz como viga continua.....	143
4.3.6.5	Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante, momento flector y momento torsional del eje motriz	147
4.3.6.6	Cálculo de la potencia requerida	156
4.3.6.7	Diagramas del momento tursor del eje motriz.....	157
4.3.6.8	Diseño estático del eje motriz.....	158
4.3.6.9	Diseño dinámico del eje motriz	158
4.3.7.	SELECCIÓN DEL MOTOREDUCTOR	159
4.3.8.	SELECCIÓN DE ACOPLER	159
4.3.9.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA CHAVETA.....	160
4.3.10.	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	161
4.3.11.	SELECCIÓN DEL SOPORTE PARA EL RODAMIENTO	162
4.3.12.	DIMENSIONAMIENTO DE PERNOS SOMETIDOS A ESFUERZOS COMBINADOS	163
4.3.13.	DISEÑO DE ELEMENTOS SOPORTANTES	166
4.3.13.1	Diseño de columnas para extremos	166
4.3.13.2	Diseño de soportes para puntos intermedios	167
4.3.14.	CÁLCULO DEL ESPESOR DEL TANQUE	169
4.3.15.	DISEÑO DE LAS BISAGRAS PARA LAS PUERTAS DE EVACUACIÓN	171
4.3.16.	DISEÑO DE LAS UNIONES SOLDADAS.....	172
4.3.16.1	Diseño de uniones soldadas sometidas a flexión.....	172
4.3.16.2	Diseño de uniones soldadas a tope	173
4.3.17.	DISEÑO DE LAS PLACAS SOPORTANTES	174
4.3.17.1	Diseño de placas soportantes para soportes de pie.....	174
4.3.17.2	Diseño de placas soportantes para el motoreductor.....	176
4.3.18.	SELECCIÓN DEL COMPRESOR	178
4.4	ELABORACIÓN DE PLANOS.....	178
4.5	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA	178
4.5.1.	PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN	178
4.5.2.	MÉTODO DE ELABORACIÓN DE PIEZAS	179
4.5.3.	HOJAS DE PROCESOS	180
4.5.4.	PROTOCOLO DE PRUEBAS FINALES	180
4.6	ANÁLISIS DE COSTOS	181
CAPÍTULO V		184
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		184
5.1	CONCLUSIONES.....	184

5.1 RECOMENDACIONES	186
BIBLIOGRAFÍA	187
ANEXOS	189

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Fases en el proceso de compostaje en función de la T vs. t.....	8
Figura 1.2 Condiciones ambientales para procesar compost de acuerdo a su importancia	11
Figura 1.3 Relación entre la temperatura, pH y las fases del compostaje	14
Figura 1.4 Control de aireación y riego por temperatura.....	18
Figura 1.5 Métodos de compostaje.....	19
Figura 1.6 Esquema de pila estática aireada (modo positivo - inducción)	20
Figura 1.7 Esquema de pila estática aireada (modo negativo - succión).....	21
Figura 1.8 Reactor tipo Fairfield-Hardy de geometría rectangular - circular.....	22
Figura 1.9 Reactor Carel-Fouché-Languépin tipo edificio de plantas múltiples verticales	23
Figura 1.10 Sistema Dano con reactor tipo tambor (reactor horizontal).....	24
Figura 1.11 Sistema Metro-Waste con reactor horizontal rectangular.....	25
Figura 1.12 Algunos agitadores de palas típicos.....	26
Figura 1.13 Agitador estacionario con cuchilla tipo Z (hoja en sigma).....	26
Figura 1.14 Agitador para sólidos plásticos (Mezcladora de artesa)	27
Figura 2.1 Esquema de las principales dimensiones del tanque de almacenamiento.....	32
Figura 2.2 Esquema de las principales dimensiones de la paleta.....	33
Figura 2.3 Acción de la paleta sobre el fluido(a) Alabe en movimiento; (b) Flujo en álabe visto como problema a régimen permanente por superposición de la velocidad u a la izquierda; (c) Diagrama vectorial polar.....	33
Figura 2.4 Esquema de áreas que conforman la paleta	35
Figura 2.5 Fuerza sobre un área plana sumergida.....	36
Figura 2.6 Configuración de la paleta y diagrama de cuerpo libre	38
Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante (v) y momentos (M) que actúan sobre la paleta.....	39
Figura 2.8 Esquema dimensional del segmento de paleta.....	40
Figura 2.9 Distribución de esfuerzos en la sección crítica a de la paleta.....	40
Figura 2.10 Elemento ordinario sometido a tensión	41
Figura 2.11 Fuerzas ejercidas sobre el eje de las paletas en sus centros de presión.....	41
Figura 2.12 Representación de la sección transversal del eje de la paleta.....	42
Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre del eje de la paleta.....	43
Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante (V) y momentos (M) que actúan sobre el eje de la paleta.....	44
Figura 2.15 Distribución de esfuerzos en la sección crítica C del eje de la paleta.....	45
Figura 2.16 Esquema de un esfuerzo repetitivo.....	46
Figura 2.17 Diagrama de la línea de Goodman modificada.....	48
Figura 2.18 Fuerzas ejercidas sobre un tramo del eje motriz	50
Figura 2.19 Dimensionamiento de la paleta.....	50
Figura 2.20 Dimensionamiento del eje de la paleta.....	51
Figura 2.21 Dimensionamiento del eje motriz.....	51
Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz.....	52
Figura 2.23 Diagrama de cargas de una viga con tres apoyos.....	54
Figura 2.24 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Y	56
Figura 2.25 Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Y	57

Figura 2.26	Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Y.....	58
Figura 2.27	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Z.....	59
Figura 2.28	Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Z.....	60
Figura 2.29	Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Z.....	61
Figura 2.30	Diagrama del momento torsor del eje motriz.....	64
Figura 2.31	Distribución de esfuerzos sobre la sección crítica del eje motriz.....	65
Figura 2.32	Esfuerzos combinados sobre un elemento ordinario.....	66
Figura 2.33	Esquema de un esfuerzo a flexión repetitivo.....	67
Figura 2.34	Ejemplos de motoredutores.....	70
Figura 2.35	Ejemplos de acoples (a) Acople rígido (b) Acople flexible (c) Acople articulado.....	71
Figura 2.36	Factores de rigidez de acuerdo al tipo de desalineación.....	74
Figura 2.37	Fuerzas actuantes sobre una chaveta.....	76
Figura 2.38	Esquema y partes de una chumacera tipo UCP.....	80
Figura 2.39	Simbología de una rosca de tornillo.....	81
Figura 2.40	Denominación de un perno en el sistema métrico.....	81
Figura 2.41	Piezas empernadas sometidas a tensión.....	83
Figura 2.42	Esquema de un perno sometido a corte simple.....	86
Figura 2.43	Esquema de columna sometida a compresión.....	88
Figura 2.44	Diagrama de soporte para el eje motriz.....	90
Figura 2.45	Tramo B-C (a) DCL (b) Esfuerzo cortante (c) Momento flector.....	91
Figura 2.46	Cuerpo libre de una superficie curva sobre el que existe un volumen de fluido.....	93
Figura 2.47	Esquema de la distribución de áreas del tanque de almacenamiento.....	93
Figura 2.48	Diagrama de cuerpo libre del tanque de almacenamiento.....	95
Figura 2.49	Sección transversal de una placa que conforma el tanque.....	96
Figura 2.50	Tipos de soldadura(a) Soldadura a filete o traslape (b) Soldadura a tope.....	98
Figura 2.51	Diagrama de dos elementos soldados sometidos a flexión.....	99
Figura 2.52	Tipos de soldadura (a) Soldadura a tope con esfuerzo a tracción (b) Soldadura a tope con esfuerzo a corte.....	101
Figura 2.53	Esquema de la placa soporte para soportes de pie.....	102
Figura 2.54	DCL de la placa soportante.....	102
Figura 2.55	Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la placa soporte.....	104
Figura 2.56	Esquema de la placa soporte para motoreductor.....	105
Figura 2.57	DCL de la placa soportante.....	105
Figura 2.58	Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la placa soporte.....	106
Figura 3.1	Resultados de la pregunta 1.....	113
Figura 3.2	Resultados de la pregunta 2.....	113
Figura 3.3	Resultados de la pregunta 3.....	114
Figura 3.4	Resultados de la pregunta 4.....	114
Figura 3.5	Resultados de la pregunta 5.....	115
Figura 3.6	Resultados de la pregunta 6.....	115
Figura 3.7	Resultados de la pregunta 7.....	116
Figura 3.8	Resultados de la pregunta 8.....	116
Figura 3.9	Resultados de la pregunta 9.....	117
Figura 4.1	Mezclador de tornillo sinfín (a) Mezclador horizontal (Tanque tipo U).....	125
Figura 4.2	Mezcladoras verticales (a) Tanque tipo Silo con sinfín inclinado (b) Tanque tipo Cilindro con sinfín vertical.....	126

Figura 4.3 Mezcladora de paletas planas en tanque horizontal	127
Figura 4.4 Mezcladoras rotativas (a) Mezcladora de doble cono (b) Mezcladora de tambor.....	128
Figura 4.5 Principales dimensiones del tanque de almacenamiento.....	134
Figura 4.6 Esquema dimensional de la paleta de la paleta.....	135
Figura 4.7 Diagrama de cuerpo libre de la paleta	136
Figura 4.8 Diagrama de fuerza cortante (v) y momentos (M) que actúan sobre la paleta	137
Figura 4.9 Dimensiones para determinar el esfuerzo en la paleta.....	137
Figura 4.10 Dimensionamiento del eje de la paleta.....	138
Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre del eje de la paleta.....	139
Figura 4.12 Diagrama de fuerza cortante (V) y momentos (M) que actúan sobre el eje de la paleta.....	140
Figura 4.13 Diagrama de cuerpo libre de un tramo del eje motriz	142
Figura 4.14 Distribución de fuerzas isoestáticas a lo largo del eje motriz.....	145
Figura 4.15 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Y	149
Figura 4.16 Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Y	150
Figura 4.17 Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Y.....	151
Figura 4.18 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Z.....	152
Figura 4.19 Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Z.....	153
Figura 4.20 Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Z.....	154
Figura 4.21 Diagrama del momento torsor del eje motriz.....	157
Figura 4.22 Diagrama de chaveta entre el eje motriz y el motoreductor.....	160
Figura 4.23 Dimensiones de la sección de una viga tipo U.....	166
Figura 4.24 Tramo B-C (a) DCL (b) Esfuerzo cortante (c) Momento Flector.....	168
Figura 4.25 Geometría y dimensionamiento del tanque de almacenamiento	169
Figura 4.26 Diagrama de cuerpo libre del tanque de almacenamiento.....	170
Figura 4.27 Dimensiones de la viga a flexión	172
Figura 4.28 Dimensiones de la soldadura a tope	173
Figura 4.29 Dimensiones de la placa soporte.....	174
Figura 4.30 DCL, cortante y momento flector de la placa soporte	175
Figura 4.31 Dimensiones de la placa soporte.....	176
Figura 4.32 DCL, cortante y momento flector de la placa soporte	177

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Porcentaje de C y N de algunos elementos utilizados en el compostaje	15
Tabla 2.1 Ponderación de alternativas.....	28
Tabla 2.2 Masas y Volúmenes de acuerdo a cada componente	31
Tabla 2.3 K1 relación entre máquina motriz y máquina receptora.....	73
Tabla 2.4 K2 coeficiente en función de la frecuencia de arranque.....	73
Tabla 2.5 K3 coeficiente en función de las horas de trabajo diario.....	73
Tabla 2.6 Valores de Y y e	78
Tabla 2.7 Cálculo de las fuerzas radiales y axiales	79
Tabla 2.8 Esfuerzos permisibles y factor de seguridad de acuerdo al tipo de soldadura.....	100
Tabla 2.9 Tabulación de las principales propiedades mecánicas de los materiales de aportación (electrodos).....	100
Tabla 2.10 Selección de compresores para operaciones continuas de una etapa	108
Tabla 2.11 Selección de compresores para operaciones continuas de dos etapas	108
Tabla 3.1 Costo del producto.....	122
Tabla 3.2 Cuadro de pruebas	123
Tabla 4.1 Sistema de ponderación para cada criterio	129
Tabla 4.2 Resultado de la ponderación de alternativas	131
Tabla 4.3 Masas y Volúmenes de acuerdo a cada componente	133
Tabla 4.4 Cálculo de capacidad de carga dinámica (C).....	162
Tabla 4.5 Procesos de construcción.....	178
Tabla 4.6 Metodología para la elaboración de piezas	179
Tabla 4.7 Protocolo de pruebas para equipos complementarios.....	180
Tabla 4.8 Costos de insumos y equipos	181
Tabla 4.9 Costos de materias primas.....	182
Tabla 4.10 Costos de mano de obra directa	182
Tabla 4.11 Costos de mano de obra indirecta	182
Tabla 4.12 Costos totales.....	183

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO 1 FICHAS TÉCNICAS DE LOS ACEROS A SER UTILIZADOS
- ANEXO 2 VALORES DE a y b PARA DETERMINAR LA CONSTANTE DE ACABADO SUPERFICIAL K_a
- ANEXO 3 CÁLCULO DE LAS CONSTANTES PARA EL DISEÑO DEL EJE MOTRIZ POR EL MÉTODO DE LOS TRES MOMENTOS
- ANEXO 4 CATÁLOGO PARA DETERMINAR EL MOTOREDUCTOR
- ANEXO 5 CATÁLOGO PARA DETERMINAR LOS ACOPLES
- ANEXO 6 CATÁLOGO PARA DETERMINAR LAS CHAVETAS
- ANEXO 7 PROPIEDADES DE ELEMENTOS SOLDADOS A FILETE SOMETIDOS A FLEXIÓN
- ANEXO 8 MODELO DE ENCUESTA
- ANEXO 9 CUADROS PARA LA PONDERACIÓN DE ALTERNATIVAS
- ANEXO 10 ESQUEMA GRÁFICO EN 3D DE LA ALTERNATIVA MÁS VIABLE
- ANEXO 11 CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE RODAMIENTOS
- ANEXO 12 CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE SOPORTES DE RODAMIENTOS
- ANEXO 13 CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE PERFILES TIPO U Y H
- ANEXO 14 CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE BISAGRAS
- ANEXO 15 CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN EL COMPRESOR
- ANEXO 16 PLANOS DE TALLER
- ANEXO 17 PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

SIMBOLOGÍA

δ_m	: Densidad de la mezcla
δ_1	: Densidad de materia orgánica
δ_2	: Densidad de guano
δ_3	: Densidad de compost maduro
M_1	: Masa de la materia orgánica
M_2	: Masa de guano y desperdicios de matadero
M_3	: Masa de compost maduro
N_d	: Número de días que se recolecta la basura
P_B	: Producción diaria de basura
f_u	: Factor de corrección por material no utilizable
V_T	: Volumen del tanque
f_i	: Factor de incremento
R_T	: Radio de trabajo del tanque
L_T	: Largo de la paleta
A_T	: Ancho de la paleta
λ	: Paso entre paletas
	: Diámetro de trabajo del tanque
R_{ip}	: Radio interno de la paleta
A_O	: Área transversal de la partícula
V_O	: Velocidad inicial de la partícula
Φ_{mp}	: Diámetro promedio de la partícula a ser mezclada
\dot{m}	: Flujo másico
ρ	: Densidad del material a ser procesado
u	: Velocidad lineal de las paletas
ω	: Velocidad angular con la que se mueve las paletas
F_x	: Fuerza que la paleta ejerce sobre el fluido en el eje X
F_y	: Fuerza que la paleta ejerce sobre el fluido en el eje Y
F	: Fuerza total de la paleta sobre el fluido
F_1	: Fuerza crítica que actúa sobre la paleta debido al fluido
Θ	: Ángulo de curvatura de la paleta

- F' : Fuerza total de la paleta sobre el fluido cuando Θ equivale 180°
 A : Área de la paleta
 A_1 : Área del semi círculo que forma la paleta
 A_2 : Área del cuadrado que forma la paleta
 F_R : Fuerza resultante debido a la presión hidrostática
 γ : Peso específico del fluido
 h_c : Distancia vertical entre el nivel de la superficie libre y el centroide del área
 g : Aceleración gravitacional (9.8 m/s^2)
 h_p : Distancia vertical entre el nivel de la superficie libre y el centroide de presión
 I : Momento de inercia
 I_c : Momento de inercia de la paleta
 F_P : Fuerza máxima que debe vencer la paleta
 R_{Ay} : Reacción sobre la paleta en el punto A
 M_A : Momento sobre el punto A
 σ : Esfuerzo a la flexión
 h : Espesor de la paleta
 b : Ancho promedio de la paleta
 S_y : Resistencia a la fluencia
 η_s : Factor de seguridad estático
 S'_e : Límite de resistencia a la fatiga de la probeta
 S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento
 k_a : Factor de corrección por acabado superficial
 k_b : Factor de corrección por el tamaño
 k_c : Factor de corrección por confiabilidad
 k_d : Factor de corrección por temperatura
 k_e : Factor de corrección por concentración de esfuerzos
 k_f : Factor de corrección por efectos diversos
 S_{ut} : Resistencia última
 η_d : Factor de seguridad dinámico
 T_M : Torque que debe aplicar el motor
 T_C y T_D : Torques ejercidos por los rodamientos colocados en los soportes

De pie C y D

- T_{B1}, T_{B2}, T_{B3} : Torques ejercidos por las paletas que están sumergidas
 $R_{Cy}; R_{Cz}$: Reacciones del rodamiento dentro del soporte de pie C
 $R_{Dy}; R_{Dz}$: Reacciones del rodamiento dentro del soporte de pie D
 $R_{B1z}; R_{B2z}; R_{B3z}$: Fuerza resultante aplicada al eje de la paleta que se encuentra sumergida.
- M_C : Momento sobre el punto C
 P_{em} : Peso del eje Motriz
 e : Espesor de elemento
 M_p : Masa de la paleta
 M_{ep} : Masa del eje de la paleta
 M_{em} : Masa del eje motriz
 M_T : Masa total
 ρ_{acero} : densidad del acero
 Φ : Diámetro
 R'_i : Reacción hiperestática en el lado izquierdo del tramo de estudio
 R'_d : Reacción hiperestática en el lado derecho del tramo de estudio
 M_i : Momento al lado izquierdo del tramo de estudio
 M_d : Momento al lado derecho del tramo de estudio
 L : Longitud
 F_R : Fuerza de rozamiento
 R : Reacción que se genera en los rodamientos
 f' : Coeficiente de rozamiento medio en el arranque (1.37615)
 ζ : Torque sobre cada rodamiento [N/m²]
 T_T : Torque del motor [lb/in²]
 H_T : Potencia teórica [HP]
 η : Velocidad rotacional [rpm]
 H_R : Potencia real [HP]
 Z_e : Coeficiente de corrección debido a pérdidas eléctricas
 Z_m : Coeficiente de corrección debido a pérdidas mecánicas
 T_T : Par nominal de transmisión
 K : Coeficiente de seguridad para acoples flexibles
 K_1 : Factor de relación entre máquina motriz y máquina receptora

- K_2 : Factor de relación de la frecuencia de arranque
 K_3 : Factor de relación por las horas de trabajo diario
 T_n : Par nominal de acoplamiento
 S_{sy} : Resistencia al corte
 τ : Esfuerzo al corte
 σ_c : Esfuerzo por aplastamiento
 η_{apl} : Factor de seguridad por aplastamiento
 L_{10} : Vida nominal de un rodamiento en número de horas de trabajo a velocidad (rpm) constante
 L_{10h} : Vida nominal de un rodamiento en horas de servicio
 C : Capacidad de carga dinámica [N]
 P : Carga dinámica equivalente [N]
 p : Exponente cuyo valor es $p=3$ si se trabaja con rodamientos de bolas o $p=10/3$ si se trabaja con rodamientos de rodillos
 F_a : Carga axial
 F_r : Carga radial
 Y : Factor axial
 A_t : Área de esfuerzo de tensión
 d_t : Diámetro de tensión
 d : Diámetro mayor (nominal) de un perno
 d_m : Diámetro medio de un perno
 d_r : Diámetro medio de un perno
 F_b : Fuerza que soporta el perno
 F : Fuerza de tensión producida en la junta empernada
 F_i : Fuerza inicial o precarga
 σ_t : Esfuerzo de tensión del perno
 n_y : Factor de seguridad a la fluencia
 δ : Deformación total
 F' : Fuerza aplicada en elementos empernados
 l : Agarre en elementos empernados
 A : Área transversal del perno (en base al diámetro mayor)
 K_q : Rigidez equivalente del perno en la zona de apriete

- K_1 : Rigidez de la porción roscada del perno
 K_2 : Rigidez de la porción no roscada del perno
 A_d : Área transversal del diámetro nominal
 l_t : Longitud de la porción roscada del perno
 l_d : Longitud de la porción no roscada del perno
 $\Delta\delta_b$: Variación en la deformación del perno
 K_b : Rigidez del perno
 F_{com} : Fuerza de compresión
 F_U : La mayor fuerza de reacción que actúa sobre el perno debido al eje motriz
 A_P : Área de corte
 P : Carga Crítica sobre columnas
 E : Módulo de elasticidad
 G_{pc} : Esfuerzo en el punto de cedencia
 I_y : Momento de inercia respecto al eje y de la columna
 A_c : Área de la sección transversal de la columna
 r : Radio de giro de la columna
 L_c : Longitud de la columna
 I/C : Módulo de resistencia de la sección (S)
 P_T : Carga admisible
 P : Carga Crítica
 FS : Factor de seguridad para el diseño del elemento
 F_v : Fuerza vertical sobre el tanque de almacenamiento
 F_H : Fuerza horizontal sobre el tanque de almacenamiento
 A : Área transversal del tanque
 γ : Peso específico de la sustancia
 w : Largo del tanque de almacenamiento.
 \bar{x} : Centroides del área central del tanque de almacenamiento
 S : Altura de la proyección de la superficie curva sobre el eje vertical
: Momento sobre el punto O
 F_{pt} : Fuerza cortante sobre la bisagra
 h_{C1} : Distancia vertical desde el centroide de la puerta a la superficie libre de la sustancia
 A_{pt} : Área de la puerta de evacuación

- R_T : Radio de la parte curva del tanque
- τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo
- A_{pd} : Área de la bisagra
- D_B : Diámetro de la bisagra
- I_u : Inercia unitaria del elemento
- I_v : Inercia verdadera del elemento
- h_{cs} : Altura del cordón de soldadura
- b_v : Ancho de la viga
- d_v : Alto de la viga
- l : Longitud del cordón de soldadura
- h_{cs} : Altura del cordón de soldadura.
- q : Carga distribuida sobre la placa
- L_1 : Longitud efectiva de la carga distribuida

RESUMEN

La creciente urbanización e industrialización de la mayoría de zonas en nuestro país, conlleva un creciente aumento de los desperdicios que se producen así como su composición y esto a su vez implica la búsqueda de formas más eficientes de eliminar o procesar los desperdicios producidos en nuestras ciudades.

Y aunque existen procedimientos para tal efecto como son los rellenos sanitarios, estos tienen ciertas falencias tales como el requerir de grandes extensiones de terreno y se debe tomar en cuenta muchas variables que son difíciles de controlar. Otra posibilidad de tratamiento previo es la incineración de los desechos que aunque es un método muy eficiente es de un costo muy elevado.

Por tal motivo como alternativa o medida complementaria el uso de mezcladoras o mixer (tratamiento mecánico-biológico) para desechos está adquiriendo especial importancia en los últimos años, esto se debe a que este es un proceso más económico y permite una mejor control de las variables de trabajo.

Tomando en cuenta ya lo antes mencionado, surge la necesidad de diseñar una máquina mezcladora de materia orgánica capaz de procesar los desperdicios urbanos provenientes de los mercados de una manera controlada, limpia y que permita tener un producto útil para nuestro estilo de vida como es el humus, materia necesaria para el mejoramiento de las tierras de nuestro país que en su mayoría son dedicadas a la agricultura.

El presente proyecto se encuentra dividido en cinco capítulos los cuales abarcan diferentes campos para generar un equipo acorde a las necesidades de nuestro país.

El capítulo primero está enfocado en describir de manera clara los principales conceptos que facilitarán la realización del proyecto, tales como son el concepto

de humus, sus características de composición, materias primas requeridas, así como sus procesos de elaboración principalmente mecánicos.

En el capítulo segundo se describe la teoría a ser utilizada para el diseño de los diferentes componentes de la máquina a ser diseñada.

Luego en el capítulo tercero es donde se definirá el problema a ser solucionado, al igual que las restricciones y limitaciones de materiales o tecnológicas; además se procederá a obtener las especificaciones de la máquina en base a un estudio de campo el consiste en la realización de encuestas, entrevistas y toma de datos en los sitios de trabajo.

A continuación el capítulo cuarto se iniciará con la determinación de las posibles alternativas que serian capaces de solucionar las condiciones presentadas en el capítulo anterior y la valoración de las mismas para obtener la más viable. Además se diseñara y seleccionará los elementos constitutivos de la máquina de manera que cumplan con las normas y dimensionamiento general preestablecido, esto nos llevara a realizar finalmente un análisis económico que nos dará un costo estimativo de la elaboración de la maquinaria en base a materiales que se puedan obtener en nuestro país.

Finalmente el capítulo quinto es donde se expondrán las conclusiones y recomendaciones que se deben tomar en cuenta para un correcto funcionamiento del equipo a ser diseñado.

PRESENTACIÓN

En el proyecto que se presenta a continuación se enfoca en DISEÑAR UNA MÁQUINA PARA LA PRODUCCIÓN DE HUMUS A PARTIR DE LOS DESECHOS ORGÁNICOS PREVIAMENTE TRITURADOS QUE SALEN DE LOS MERCADOS, todo esto mediante la utilización de materias primas y tecnología existente en el país, todo esto para dar paso a la tecnificación de desechos orgánicos.

La máquina está principalmente constituida por un tanque de almacenamiento dentro del cual se encuentra dos sistemas de mezclado conformado por unas paletas de forma elíptica y que se encuentran sujetas a un eje motriz mediante ejes secundarios ubicados a 180° uno de otro. Todo esto es movido por dos motoredutores a muy baja velocidad para dar una consistencia homogénea a la mezcla.

Los materiales a ser utilizados para la elaboración de las diferentes piezas y elementos que conforman este proyecto se seleccionarán de acuerdo a las normas y exigencias establecidas y fundamentalmente a lo existente en nuestro mercado.

CAPÍTULO 1 GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

La fertilidad de la tierra se mide por su mayor o menor facultad para alimentar las plantas que en ella viven. Esta alimentación debe ser *completa*, procurando no solamente que las plantas se desarrollen y den buenas cosechas, sino que al mismo tiempo desarrollen vigorosas, sanas, resistentes a las enfermedades y que sus productos sean, además, abundantes y de alta calidad. Así constituirán a su vez, alimentos completos para los animales de los seres humanos que se nutren de ellos.

Las plantas, cuando son cosechadas o taladas sin descanso, imponen un fuerte tributo sobre la fertilidad almacenada en el suelo, este se va empobreciendo y su producción disminuye en cantidad y calidad. Llega un momento en que su contextura misma se arruina a tal punto que sus partículas pierden toda la cohesión entre sí y toda capacidad para absorber y almacenar el agua; entonces, se produce la erosión del suelo por acción de las lluvias, del viento y del sol.

Ha sido error de Liebig (químico alemán fundador de la química agrícola) y sus discípulos proclamar que la fertilidad pueda ser devuelta al suelo mediante aplicaciones “racionales” de fertilizantes químicos, que le restituyan las sustancias minerales extraídas por las cosechas. Cerca de noventa años de aplicación de este sistema ha probado su falta fundamental, la que consiste en complementar únicamente uno de los aspectos de la alimentación de las plantas, considerando la tierra como un compuesto químico, sin vida, cuando en realidad una tierra fértil es un sistema completo biológico, vivo, en constante fermentación y transformación.

Todos estos son suficientes argumentos para enfocar el presente estudio en la obtención de un mecanismo capaz de elaborar abono orgánico de manera tecnificada y acorde a las necesidades de nuestra sociedad.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Es importante que las universidades aborden los problemas referentes a la agroindustria ecuatoriana, tal como es la falta de maquinaria fabricada técnicamente en el país, para de esta manera, solucionar una parte del problema que se tiene en cuanto a la pérdida de fertilidad de las tierras productivas. Ya que el continuo desgaste de los suelos por la mala planificación y escaso conocimiento de la técnica se debe aclarar que aproximadamente la cantidad de abono orgánico a incorporar anualmente al suelo varía según el grado de agotamiento del mismo, de 6 a 20 toneladas por hectárea, con un término medio normal de 12 toneladas. Como el peso específico del abono orgánico varía, según su grado de humedad, de 1.5 a 1.8, se puede ver que 12 toneladas equivalen aproximadamente a 7 metros cúbicos, o sea, a una capa uniforme de 7 a 10 milímetros de grueso, sobre el suelo.

Esto conlleva a idear nuevas maneras más tecnificadas para obtener abono orgánico en grandes proporciones de manera rápida y eficiente.

1.3 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina para la producción de humus a partir de los desechos orgánicos previamente triturados que salen de los mercados

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Aplicar los conocimientos teóricos y prácticos adquiridos en la Carrera de Ingeniería Mecánica.
- Investigar y analizar los diferentes procesos para la obtención de humus orgánico.
- Investigar el mercado de consumo del humus a nivel agroindustrial.
- Diseñar y determinar los diferentes componentes del prototipo de tal manera que permita su fácil manejo y manipulación.
- Complementar el proyecto titulado “Diseño de una Máquina Trituradora de Material de Desecho Orgánico de los mercados para la preparación de varios tipos de bio-material”.

1.5 CONCEPTOS GENERALES

1.5.1 HUMUS¹

Materia orgánica en descomposición que se encuentra en el suelo y procede de restos vegetales y animales muertos. Al inicio de la descomposición, parte del carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno se disipan rápidamente en forma de agua, dióxido de carbono, metano y amoníaco, pero los demás componentes se descomponen lentamente y permanecen en forma de humus, casi siempre, contiene cantidades variables de proteínas y ciertos ácidos urónicos combinados con ligninas y sus derivados. El humus es una materia homogénea, amorfa, de color oscuro e inodora. Los productos finales de la descomposición del humus son sales minerales, dióxido de carbono y amoníaco.

La cantidad de humus afecta también a las propiedades físicas del suelo tan importantes como su estructura, color, textura y capacidad de retención de la humedad. En las zonas de cultivo, el humus se agota por la sucesión de cosechas, y el equilibrio orgánico se restaura añadiendo humus al suelo en forma de compost o estiércol

1.5.1.1 Obtención de humus²

El *procedimiento de Indore*, permite transformar en humus todos los residuos vegetales y animales de los campos y de las ciudades, sin necesidades de instalaciones costosas y complicadas.

La elaboración del humus se hace en tres tiempos: durante los dos primeros, la fermentación debe progresar bajo condiciones aeróbicas, es decir, que el aire debe circular ampliamente en la masa. Durante la tercera, en cambio, la maduración se efectúa sin presencia de aire, por acción de microorganismos anaeróbicos. Durante las tres fases, la masa debe contener humedad suficiente, sin la cual no habrá fermentación. Esta humedad no debe ser excesiva, sin embargo, porque de lo contrario obstaculizaría la circulación del aire en los

¹ Diccionario digital, (2007), “Microsoft Encarta”

² GIACONI Vicente / ESCAFF Moisés, (2004), “Cultivo de Hortalizas”, Editorial Universitaria, Chile, pág. 307

primeros tiempos y disolvería los nitratos en el último. *En el debido manejo de la humedad y de la ventilación de la masa está el factor principal del éxito.*

1.5.2 COMPOST³

Abono de gran calidad obtenido a partir de la descomposición de residuos orgánicos (del latín *compositus*, 'compuesto'), que se utiliza para fertilizar y acondicionar los suelos, mejorando su calidad. Al mezclarse con la tierra la vivifica y favorece el desarrollo de las características óptimas para el cultivo. Las bacterias y otros organismos del suelo forman humus mediante la descomposición de los residuos. La formación del humus se ve fomentada por una buena ventilación, un removido frecuente y un grado de humedad suficiente. Diversas técnicas, como por ejemplo la adición de estiércol líquido, pueden potenciar la actuación de los microorganismos y el enriquecimiento del compost con nutrientes. La técnica para la obtención del compost es la denominada composteo

1.5.3 COMPOSTEO⁴

Procedimiento que se basa en la degradación bio-química de la parte orgánica de los desperdicios sólidos para la obtención de un producto inocuo desde el punto de vista bacteriológico, que se usa como acondicionador de suelos

En resumen para la obtención de humus se debe proceder a fabricar compost en tres etapas, las dos primeras, mediante un proceso aeróbico y la última que se denomina proceso de maduración mediante una fase anaeróbica.

1.6 EL COMPOSTAJE

1.6.1 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL COMPOST⁵

La definición más aceptada de compostaje es *“La descomposición biológica aeróbica (en presencia de aire) de residuos orgánicos en condiciones*

³ Diccionario digital, (2007), “Microsoft Encarta”

⁴ NUÑEZ Juan, (1984), “Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito”, Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 4

⁵ NUÑEZ Juan, (1984), “Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito”, Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 5

controladas”. El compost cumple importantes funciones en la vida del suelo, tales como: Entregar al suelo nutrientes, mejorando su estructura, textura, aireación y la capacidad de retención de agua, por ejemplo al mezclar el compost con suelos arcillosos estos aumentan su porosidad y se transforman en suelos livianos, en cambio en suelos arenosos aumenta la capacidad de retención de agua También el compost permite controlar la erosión, se aumenta la fertilidad del suelo y se genera un aumento en el arraigamiento de las plantas.

Entre las características del compost se cuentan:

- Su color es oscuro, casi negro.
- Tiene una gran capacidad de retención de agua.
- Su olor es agradable parecido al de la tierra húmeda
- Actúa como mejorador del crecimiento de las plantas y es posible de utilizar en terrenos agrícolas o jardines, siendo un excelente o mejor sustituto a la tierra de hoja.
- Agrega elementos esenciales al suelo y no nitrifica ni acidifica el terreno como suele ocurrir con el uso de fertilizantes químicos.

1.6.2 PROCESO DE COMPOSTEO ⁶

Se define cinco etapas básicas en el proceso del composteo que son:

- Preparación
- Digestión
- Curado
- Acabado y
- Almacenamiento

1.6.2.1 Preparación ⁷

Consta de varios subprocesos tales como; la clasificación de materiales, remoción de materiales no compostables y la reducción de tamaño de partículas que permite facilidad de manejo, una apropiada digestión y la obtención de un

⁶ NUÑEZ Juan, (1984), “*Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito*”, Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 42

⁷ NUÑEZ Juan, (1984), “*Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito*”, Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 42

producto homogéneo. Las modalidades que más se utilizan para este proceso de reducción de tamaño son: molinos de aspas, pulpatadores y molinos de martillos (máquina diseñada en una tesis previa).

1.6.2.2 Digestión ⁸

Esta constituye la característica más importante de los procesos básicos de composteo; los cuales se subdividen en composteo abierto (hacinamiento de basura en patios o windrow composting) y composteo mecánico este último se realiza por medio de digestores especialmente diseñados para el efecto.

Es en este proceso donde se centra el presente estudio de tal manera que dicho tema se profundizará de mejor manera más adelante.

1.6.2.3 Curado ⁹

El curado total necesario para la estabilidad inicial del material compostado depende del uso que se le pretenda dar así como de su proceso. Tal que en el caso de un composteo abierto se requiere de alrededor de dos semanas para un curado y secado adecuado; en los procesos mecánicos de composteo puede variar de tres semanas a ninguna.

1.6.2.4 Acabado ¹⁰

En este punto es recomendable el remoler y retamizar el compost obtenido, así como, controlar el porcentaje de humedad (máximo 30% de base húmeda) y un secado de preferencia mecánico. Para el caso de uso en jardinería, es recomendable complementar el acabado mediante un volteo continuo con palas para producir un material uniforme y de fácil manejo.

⁸ NUÑEZ Juan, (1984), “*Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito*”, Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 44

⁹ NUÑEZ Juan, (1984), “*Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito*”, Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 54

¹⁰ NUÑEZ Juan, (1984), “*Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito*”, Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 54

1.6.2.5 Almacenamiento¹¹

Es necesario contemplar un proceso de almacenamiento del composta porque su uso es estacional. Por eso, toda la planta de composteo debe disponer de un área que permita el almacenamiento de por lo menos seis meses de producción. Así para una planta con capacidad de 300 TM/día se requiere un área de alrededor de 6 Has para destinarlas al almacenamiento.

1.6.3 LAS MATERIAS PRIMAS DEL COMPOST¹²

Para la elaboración del compost se puede emplear cualquier materia orgánica y ciertos condicionantes, con la condición de que no se encuentre contaminada. Al hacer referencia a materia contaminada se debe considerar que todos los elementos no posean elemento inorgánicos como plásticos, vidrios o en el peor de los casos mezclada con algún tipo de detergente o derivado del petróleo. Dichas materias primas se encuentran clasificadas en cuatro grupos los cuales son:

1.6.3.1 Los desperdicios de origen vegetal

Lo primero que hay que considerar es que el mayor volumen (75.33%) de humus está conformado por restos vegetales. Entre ellos encontramos las pajas de cereales, pastos, tallos de papas residuos de chacras, oleaginosas, aserrín, etc. Dicha materia debe ser previamente desmenuzada y aplastada lo más posible. Pero los residuos que son muy verdes deben ser algo desecados, cuando su proporción en la masa sobrepasa el 30 por ciento, para que no se produzca silo en lugar de humus. Hay conveniencia de que las plantas sean lo más maduras posibles, ya que la celulosa y la lignina forman el mayor volumen de humus.

1.6.3.2 Los residuos animales

Estos son la orina y el guano del ganado así como de las aves de corral en general, los desperdicios de cocina, la sangre seca y demás desperdicios de mataderos, como pezuñas molidas, harina de pescado, etc. Es absolutamente

¹¹ NUÑEZ Juan, (1984), "*Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito*", Tesis E.P.N., Ecuador, pág. 55

¹² GIACONI Vicente / ESCAFF Moisés, (1985), "*Cultivo de Hortalizas*", Editorial Universitaria, Chile, pág. 307

indispensable usar algunos de estos residuos animales (aproximadamente el 23.33%) en conjunto con los vegetales, para elaborar el verdadero humus.

1.6.3.3 Las bases para neutralizar el exceso de acidez

Durante la fermentación de las materias primas, la mezcla toma luego una reacción ácida. Conviene neutralizar esta acidez, lo que se consigue incorporando a la masa carbonato de calcio molido, ceniza de madera, o sencillamente, tierra orinada de corral o establo (no más del 1.4% del total de la mezcla). Puede, también, usarse cal apagada, aunque siempre es preferible el carbonato, pero nunca la cal viva.

1.6.3.4 El agua y el aire

Son dos elementos indispensables, luego se verá como regular su empleo y es necesario repetir que en esta debida regulación está la clave del éxito.

1.6.4 EL PROCESO DE COMPOSTAJE

El proceso de compostaje puede dividirse en cuatro fases, atendiendo a la evolución de la temperatura en función de tiempo (ver Fig. 1.1), las cuales son:

- Mesófila 1
- Termófila
- Mesófila 2
- Maduración



Figura 1.1 Fases en el proceso de compostaje en función de la T vs. t

1.6.4.1 Fase mesófila 1¹³

En esta fase la temperatura va desde la temperatura ambiente hasta los 40 °C, se destacan las fermentaciones facultativas de la microflora mesófila, en concomitancia con oxidaciones aeróbicas (respiración aeróbica). La participación de hongos se da al inicio de esta etapa y al final del proceso, en áreas muy específicas de los camellones de compostaje. La etapa mesófila es particularmente sensible al binomio óptimo humedad-aireación. La actividad metabólica incrementa paulatinamente la temperatura. La falta de disipación del calor produce un incremento aún mayor y favorece el desarrollo de la microflora termófila que se encuentra en estado latente en los residuos. En resumen, se produce acidificación de la materia y degradación de fracciones de carbono débiles. Mueren hongos y generan calor y CO₂. Se eleva la temperatura debido a la actividad metabólica, baja el pH.

1.6.4.2 Fase termófila¹⁴

En esta fase la temperatura va desde los 40 °C hasta los 75 °C la micro flora mesófila es sustituida por la termófila debido a la acción de Bacilos y Actinomicetos termófilos. Normalmente en esta etapa, se eliminan todos los mesófilos patógenos, hongos, esporas, semillas y elementos biológicos indeseables. Si la compactación y ventilación son adecuadas, se producen visibles emanaciones de vapor de agua. El CO₂ se produce en volúmenes importantes que difunden desde el núcleo a la corteza. Este gas, juega un papel fundamental en el control de larvas de insectos. La corteza y más en aquellos materiales ricos en proteínas, es una zona donde se produce la puesta de insectos. La concentración de CO₂ alcanzada resulta letal para las larvas. Conforme el ambiente se hace totalmente anaerobio, los grupos termófilos intervinientes, entran en fase de muerte. Como esta etapa es de gran interés para la higienización del material, es conveniente su prolongación hasta el agotamiento de nutrientes.

¹³ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 19

¹⁴ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 19

1.6.4.3 Fase mesófila 2¹⁵

También se la considera como una fase de enfriamiento la cual va desde la temperatura de 55 °C a los 25 °C, lo cual produce el agotamiento de los nutrientes, y la desaparición de los termófilos, comienza el descenso de la temperatura. Cuando la misma se sitúa aproximadamente a temperaturas iguales o inferiores a los 40°C se desarrollan nuevamente los microorganismos mesófilos que utilizarán como nutrientes los materiales más resistentes a la biodegradación, tales como la celulosa y lignina restante en las parvas. La temperatura descenderá paulatinamente hasta presentarse en valores muy cercanos a la temperatura ambiente. En estos momentos se dice que el material se presenta estable biológicamente.

1.6.4.4 Fase de maduración ¹⁶

La última fase del proceso de compostaje es la maduración e higienización. El proceso de biodegradación se desarrolla más despacio y las emisiones también se disminuyen. En general, no hay necesidad de aireación o humedecimiento durante esta fase. Sin embargo, en esta fase es ventajoso continuar la mezcla/revuelta y el movimiento del material para obtener un producto homogéneo e higiénico. Al fin de la última fase, el compost tiene el grado 4 o 5 de madurez, lo cual nos indica que está listo para su almacenaje y posterior distribución.

Cabe denotar que en esta etapa el proceso es con casi total ausencia de oxigenación, lo cual convierte esta última fase en un proceso anaeróbico que es el paso final para la obtención de humus.

Al final de todo este proceso un porcentaje de aproximadamente 50% del material original se pierde durante la fermentación por causa de la evaporización y digestión microbológica ⁽⁶⁾.

¹⁵ SZTEN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 19

¹⁶ ROBEN Eva, (2002), “Manual de compostaje”, Editado por el Municipio Loja, Ecuador, pág. 57

1.6.5 FACTORES QUE CONDICIONAN EL PROCESO EN EL COMPOSTAJE

Son varios los factores que intervienen en el proceso del compostaje (ver Fig. 1.2), estando a su vez influenciados por las condiciones ambientales, tipo de residuo a tratar y el tipo de técnica de compostaje empleada. Los factores más importantes son:



Figura 1.2 Condiciones ambientales para procesar compost de acuerdo a su importancia

1.6.5.1 Temperatura ¹⁷

Uno de los indicadores más fiables del estado de los procesos de fermentación es la temperatura. Se controlará mediante sondas térmicas manuales o automáticas, según el caso. Las lecturas tomadas a intervalos establecidos, deberán formar una curva en la que, si todo se desarrolla de forma correcta, aparecerá un pico de hasta 65°C (Fig. 1.1) para luego, ir descendiendo paulatinamente hasta una temperatura mínima estable que indica la finalización de la fermentación.

De acuerdo a estos mapeos de temperaturas podremos planificar las frecuencias de volteos, por ejemplo: si esta curva no aparece, deben voltearse los montones para airear la masa y reactivar el proceso bioquímico. Una vez realizada la fermentación, tanto acelerada como al aire libre, es preciso completar el

¹⁷ ZURRO Paul, (2005), “Compost, proyecto Ecuador”; Editado en Misiones, Argentina, pág. 33

tratamiento de la materia orgánica con un proceso de maduración para obtener un producto final estable, óptimo para su aplicación en el campo como abono. Esta fase se caracteriza por una disminución de la temperatura y humedad, desapareciendo casi totalmente la actividad microbiana por la formación del humus. El proceso de maduración de la materia orgánica se considera finalizado, o muy avanzado, cuando tras voltear las pilas, no se detecta un aumento de la temperatura interna.

En este punto no hay que olvidar que no se debe permitir mantener por mucho tiempo la temperatura máxima (65°C a 70°C) ya que de lo contrario mueren microorganismos útiles.

1.6.5.2 Humedad¹⁸

El contenido en humedad de los desechos orgánicos crudos es muy variable, tal es el caso de la excreta y estiércol, donde el contenido en humedad está íntimamente relacionado con la dieta. Si la humedad inicial de los residuos crudos es superior a un 50 %, necesariamente debemos buscar la forma de que el material pierda humedad. Este procedimiento, podemos realizarlo extendiendo el material en capas delgadas para que pierda humedad por evaporación natural, o bien mezclándolo con materiales secos, procurando mantener siempre una adecuada relación C/N.

La humedad idónea para una biodegradación con franco predominio de la respiración aeróbica, se sitúa en el orden del 15 al 35 % (del 40 al 60 %, sí se puede mantener una buena aireación). Humedades superiores a los valores indicados producirían un desplazamiento del aire entre las partículas de la materia orgánica, con lo que el medio se volvería anaerobio, favoreciendo los metabolismos fermentativos y las respiraciones anaeróbicas. Si la humedad llega a condiciones inferiores al 20%, las poblaciones pasan a fases estacionarias o en condiciones extremas a fase de muerte, retardando o deteniendo el proceso de compostaje. La humedad adecuada para cada

¹⁸ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 18

etapa, depende de la naturaleza, compactación y textura de los materiales de la pila. Los materiales fibrosos y finos retienen mayor humedad y aumentan la superficie específica de contacto.

*1.6.5.2.1 Control de la humedad*¹⁹

Para controlar el contenido de humedad, se puede aplicar el siguiente procedimiento empírico:

1. Tomar con la mano una muestra de material.
2. Cerrar la mano y apretar fuertemente el mismo.
3. Con esta operación verificar que sale un hilo de agua continuo del material, entonces se puede establecer que el material contiene más de un 40% de humedad.
4. Si no se produce un hilo continuo de agua y el material gotea intermitentemente, se podrá establecer que su contenido en humedad es cercano al 40%.
5. Sin el material no gotea y cuando se abra el puño de la mano permanece moldeado, se estima que la humedad estará entre un 20 a 30 %
6. Finalmente si al abrir el puño y el material se disgrega, se asumirá que el material contienen una humedad inferior al 20 %.

1.6.5.3 PH²⁰

El rango de pH tolerado por las bacterias en general es relativamente amplio, existen grupos fisiológicos adaptados a valores extremos. No obstante el pH cercano al neutro (6,5-7,5), ligeramente ácido o ligeramente alcalino asegurará el desarrollo favorable de la gran mayoría de los grupos fisiológicos. Valores de pH inferiores a 5,5 (ácidos) inhiben el crecimiento de la gran mayoría de los grupos fisiológicos. Valores superiores a 8 (alcalinos) también son agentes inhibidores del crecimiento, haciendo precipitar nutrientes esenciales del medio, de forma que no son asequibles para los microorganismos. Durante el proceso de compostaje se produce un ciclo natural del pH, que es

¹⁹ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 18

²⁰ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 19

necesaria para el proceso y que es acompañada por una sucesión de grupos fisiológicos (ver Fig. 1.3).

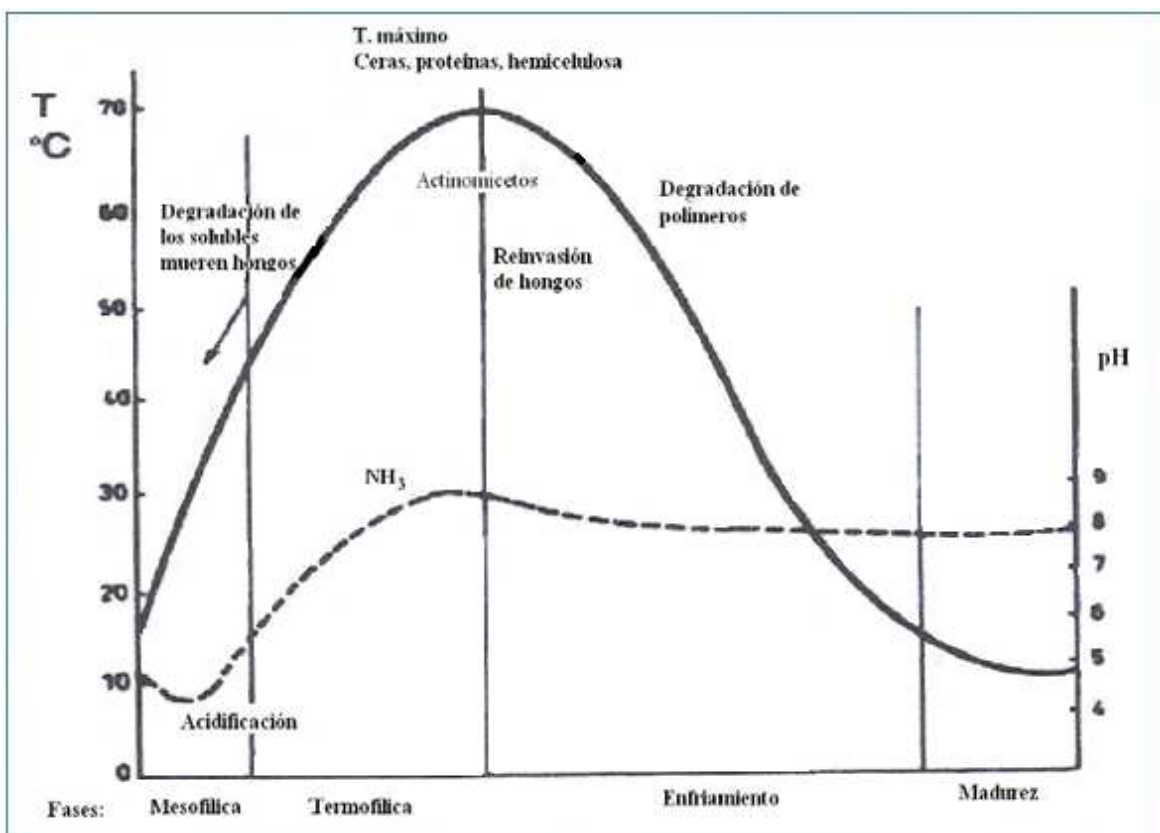


Figura 1.3 Relación entre la temperatura, pH y las fases del compostaje

1.6.5.3.1 Control del pH²¹

No es habitual enfrentar desechos orgánicos agrícolas que presenten un pH muy desplazado del neutro (pH= 7), pero de presentarse una situación de este tipo, debemos proceder a determinar el valor del pH y posteriormente realizar una neutralización mediante la adición de Piedra Caliza, Calcáreo o Carbonato de Calcio de uso agronómico.

1.6.5.4 Relación C/N equilibrada²²

La relación C/N, expresa las unidades de Carbono por unidades de Nitrógeno que contiene un material. El Carbono es una fuente de energía para los microorganismos y el Nitrógeno es un elemento necesario para la síntesis proteica. Una relación adecuada entre estos dos nutrientes, favorecerá un buen

²¹ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 19

²² SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 19

crecimiento y reproducción. Una relación C/N óptima de entrada, es decir de material "crudo o fresco" a compostar es de 25 unidades de Carbono por una unidad de Nitrógeno, es decir $C (25) / N (1) = 25$.

En términos generales, una relación C/N inicial de 20 a 30 se considera como adecuada para iniciar un proceso de compostaje. Si la relación C/N está en el orden de 10 nos indica que el material tiene relativamente más Nitrógeno. Si la relación es de por ejemplo 40, el material tiene relativamente más Carbono.

Un material que presente una C/N superior a 30, requerirá para su biodegradación un mayor número de generaciones de microorganismos, y el tiempo necesario para alcanzar una relación C/N final entre 12-15 (considerada apropiada para uso agronómico) será mayor. Si el cociente entre estos dos elementos es inferior a 20 se producirán pérdidas importantes de nitrógeno. Los residuos de origen vegetal, presentan por lo general una relación C/N elevada. Las plantas y montes, contienen más nitrógeno cuando son jóvenes y menos en su madurez. Los residuos de origen animal presentan por lo general una baja relación C/N. Existen tablas (ejemplo de esto se presenta la Tabla 1.1), donde es posible obtener las relaciones de estos elementos para diferentes tipos de residuos. Si se desconocen estas relaciones en el material a compostar, lo aconsejable es realizar en un laboratorio las determinaciones correspondientes.

Tabla 1.1 Porcentaje de C y N de algunos elementos utilizados en el compostaje

<i>Base Seca</i>			
MATERIALES	C%	N%	C/N
Aserines	40	0.1	400
Podas, tallos, maíz	45	0.3	150
Paja de caña	40	0.5	80
Hojas de árboles	40	1	40
Estiércol de equino	15	0.5	30
Estiércol ovino	16	0.8	20
Heno	40	2	20
Estiércol bovino	7	0.5	15
Estiércol suino	8	0.7	12
Estiércol de gallina	15	1.5	10
Harina de sangre	35	15	2

1.6.5.4.1 Control de la relación C/N²³

Puede suceder que el material del que se dispone no presente una relación C/N inicial apropiada para su compostaje. En este caso, se deberá realizar una mezcla con otros materiales para lograr una relación apropiada. Este procedimiento se conoce como Balance de Nutrientes. A título de ejemplo, suponer que se dispone de aserrín y excreta bovina, un balance adecuado se lograría mezclando 3 partes de excreta bovina con una parte de aserrín, obteniendo una relación C/N de entrada de aproximadamente 20. Cuando se hace referencia a partes, las mismas pueden estar representadas por unidades ponderales (Kg, Ton) o Volumétricas (lts, m³). Desde el punto de vista práctico es aconsejable manejarse con medidas volumétricas por ejemplo. m³. Para este ejemplo, mezclaríamos 3 m³ de excreta con 1 m³ de aserrín.

Con respecto al Balance de Nutrientes podemos sacar las siguientes reglas básicas:

1. Utilizando materiales con una buena relación C/N, no es necesario realizar mezclas.
2. Los materiales con relativo alto contenido en Carbono deben mezclarse con materiales con relativo alto contenido en Nitrógeno y viceversa.

1.6.5.5 Aireación ²⁴

La aireación es conjuntamente con la relación C/N uno de los principales parámetros a controlar en el proceso de Compostaje Aeróbico. Cuando como consecuencia de una mala aireación la concentración de oxígeno alrededor de las partículas baja a valores inferiores al 20% (concentración normal en el aire), se producen condiciones favorables para el inicio de las fermentaciones y las respiraciones anaeróbicas.

En la práctica, esta situación se diagnostica por la aparición de olores nauseabundos, producto de respiraciones anaeróbicas (degradación por la vía de putrefacción, generación de dihidruro de azufre (SH₂) o fuerte olor a amoníaco

²³ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 19

²⁴ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 18

producto de la amonificación. En una masa en compostaje con una adecuada C/N, estas condiciones de anaerobiosis se producen por exceso de humedad o bien por una excesiva compactación del material. En estas situaciones, se debe proceder de inmediato a suspender los riegos y a la remoción del material y a la reconformación de las mezclas.

*1.6.5.5.1 Control de la aireación*²⁵

Al visualizar el gráfico (Fig. 1.4), es recomendable realizar las aireaciones cuando comienza a decrecer la temperatura, luego de haber alcanzado su valor máximo en etapa termófila. Inmediatamente a la remoción del material la temperatura experimenta un descenso, y paulatinamente vuelve a subir hasta completar una nueva etapa termófila. Puede ser posible que sólo se cumpla una sola etapa termófila o más de dos. Esto dependerá de múltiples factores. Si el material ha sido preparado y las mezclas se han homogeneizado adecuadamente en el proceso de aireación, es frecuente que solo se presenten no más de dos etapas termófila. Si hay necesidad de riego es conveniente hacerlo en las etapas mesófilas. El riego deberá ser lo más atomizado posible, para no producir cambios bruscos en la temperatura.

Este procedimiento de aireación y riego por control de temperatura, es una alternativa que tiene sus fundamentos en los grupos fisiológicos que intervienen, en los tipos de metabolismos y en los productos de estos metabolismos.

²⁵ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 18

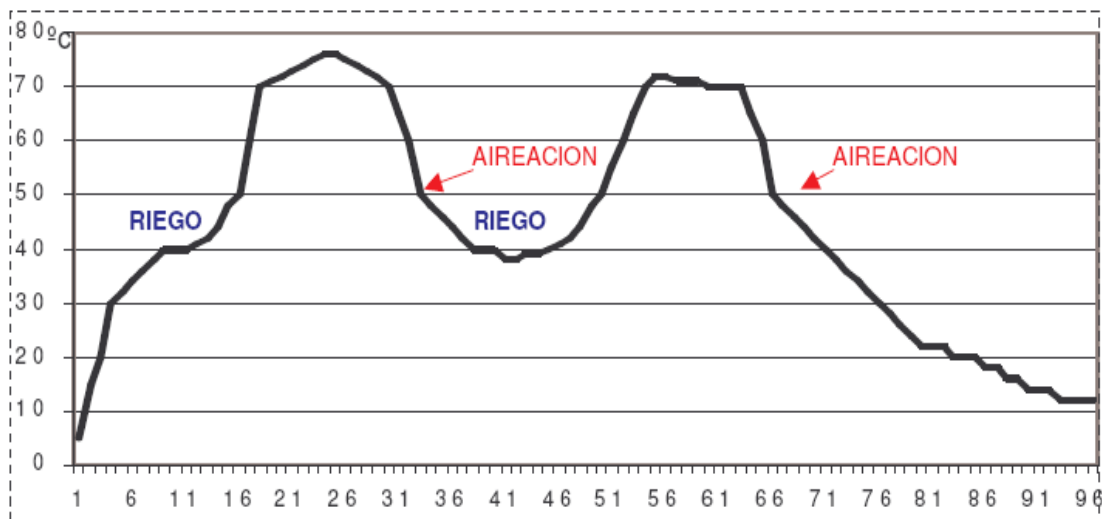


Figura 1.4 Control de aireación y riego por temperatura

1.6.6 SISTEMAS DE COMPOSTAJE ²⁶

De Bertoldi (1985), junto a varios otros autores, consideran a la disponibilidad del oxígeno como el factor principal que ha influido en la tecnología del proceso del compostaje. Así, ellos clasifican los sistemas del compostaje, en los sistemas abiertos y los sistemas cerrados (ver Fig. 1.5). En los primeros el compostaje se realiza al aire libre, en patios de maduración, en pilas con volteo o pilas estáticas aireadas. Los segundos, son dispositivos especiales, designados como bio-estabilizadores, digestores, torres y células de fermentación.

a) Sistemas Abiertos:

- Pilas con volteo (“el windrow”)
- Pilas estáticas:
 - succión de aire;
 - inducción de aire;
 - ventilación alternante (succión e inducción) o híbrido;
 - inducción de aire conjuntamente con control de temperatura.

b) Sistemas Cerrados:

- Reactores verticales:
 - estático
 - dinámico
- Reactores horizontales o inclinados:
 - estáticos
 - dinámico

²⁶ TAVARES Mario, (2003) “Tratamiento de residuos sólidos”, Editado en la Universidad de Coímbra, Brasil, pág. 64 a 71



Figura 1.5 Métodos de compostaje

1.6.6.1 Sistemas Abiertos

1.6.6.1.1 Pilas con volteo ²⁷

Este sistema considera el volteo del producto ya sea manual o mecánicamente, en este sistema se amontona el material al aire libre o en galpones. Si esta termina en su parte superior en punta se habla de una pila triangular; si su superficie superior es plana se habla de una pila trapezoidal.

Las pilas deben ser volteadas en forma regular, ya sea con máquinas especialmente destinadas a éste fin (volteadoras) o también se pueden usar cargadores frontales pero conlleva el riesgo de no lograr un mezclado apropiado del material en proceso, también se pueden voltear en forma manual.

El volteo debe ir disminuyendo a medida que pasa el tiempo, se recomienda, por ejemplo, que durante el primer mes se realice dos veces a la semana; en el segundo mes, una vez a la semana; el tercer mes, cada 15 días y los meses restantes, una vez al mes, dependiendo de la mezcla utilizada.

²⁷ INTEC, (1999), “Manual de compostaje”, Chile, pág. 16

1.6.6.1.2 Pilas estáticas²⁸

Consiste en colocar el material a compostar y airearla en forma forzada, la altura recomendada de la pila es de 2 a 2,5 metros sobre una red de tuberías de aireación, donde se suministra aire frecuente para proporcionar el medio aeróbico necesario para la compostación. Este material se procesa en un período relativamente rápido, dos meses aproximadamente, el primero con aireación y el segundo sin ella, para la estabilización del material.

Este tipo de compostaje requiere una serie de equipamiento, como un compresor, red de tuberías, válvulas, y sistemas de control de presión de aire, temperatura y humedad, lo que lo hace tener un valor económico mayor. En esta técnica el producto se encuentra estabilizado entre los 4 y 6 meses.

El flujo de aire se realiza por inducción (Fig. 1.6) o por succión (Fig. 1.7), casi siempre seguido por un filtrado de aire, este se trata de un filtro biológico, para evitar los olores malos.²⁹

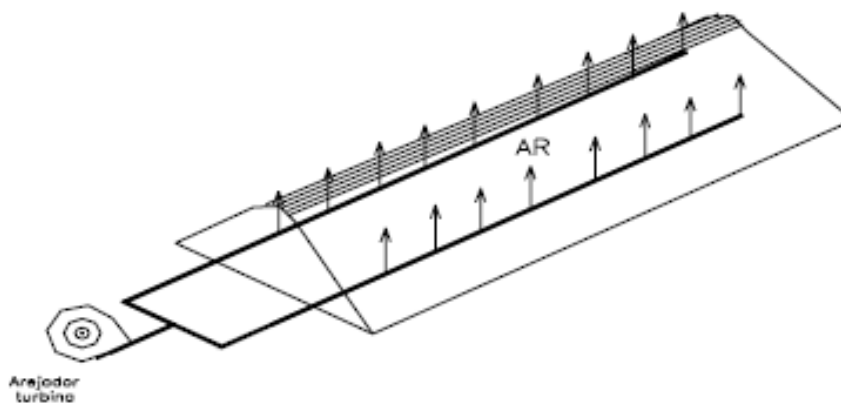


Figura 1.6 Esquema de pila estática aireada (modo positivo - inducción)

²⁸ INTEC, (1999), “Manual de compostaje”, Chile, pág. 16

²⁹ TAVARES Mario, (2003) “Tratamiento de residuos sólidos”, Editado en la Universidad de Coímbra, Brasil, pág. 64 a 71

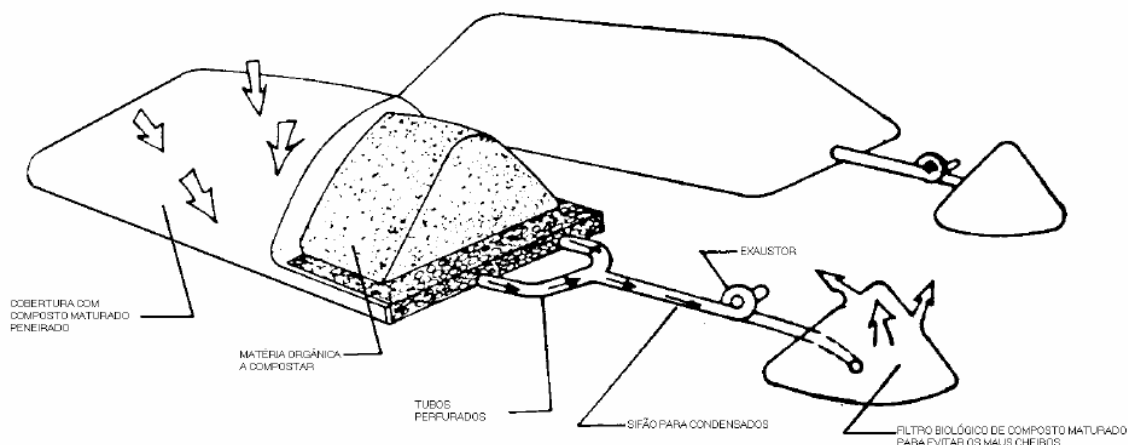


Figura 1.7 Esquema de pila estática aireada (modo negativo - succión)

1.6.6.2 Sistemas cerrados

Los residuos orgánicos son procesados en instalaciones que pueden ser estáticas o dinámicas, los cuales se conocen como reactores. Básicamente los reactores, son estructuras por lo general metálicas: cilíndricas o rectangulares, donde se mantienen controlados determinados parámetros (humedad, aireación, etc.), procurando que los mismos permanezcan en forma relativamente constante. Los reactores móviles además, posibilitan la mezcla continua de los desechos mediante dispositivos mecánicos, con lo que se logra un proceso homogéneo en toda la masa en compostaje³⁰. Comúnmente se hace uso de la ventilación forzada, similar en la operación a una pila estática ventilada. Los sistemas de silos (estructuras verticales) confían en la gravedad para mover el material a través del mismo, y la carencia interna de mezcla tiende a limitar los silos a materiales homogéneos. Otros sistemas de compostaje en contenedores pueden incluir sistemas de mezcla interna como se mencionó anteriormente, que físicamente mueve los materiales a través del contenedor, combinando las ventajas de los sistemas de pilas volteadas y pilas estáticas ventiladas.³¹

³⁰ SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 21

³¹ <http://www.emison.es/ecología/pdf/compstaje/COMPOSTAJE%20INDUSTRIAL.pdf>

Este tipo de sistemas, permite acelerar las etapas iniciales del proceso y una vez activas biológicamente, el material es retirado del reactor y acopiado para que se cumpla la “maduración”. Los sistemas de compostaje en reactores son siempre sistemas industriales. Se aplican en aquellas situaciones donde diariamente se reciben volúmenes importantes de desechos, y para los cuales sería necesario disponer de superficies muy extensas. Tal es el caso de las grandes plantas de tiraje y selección de Residuos Sólidos Domiciliarios (R.S.U.), donde a partir de la fracción orgánica recuperada de este tipo de residuos se produce compost en forma industrial.³²

1.6.6.2.1 Reactores verticales³³

Estos sistemas pueden tener una sección transversal rectangular o circular. El tipo más sencillo de torre circular tiene una sola planta (Fig. 1.8) y se llena todos los días completamente. Instalando una serie de estas torres para dar el tiempo de permanencia requerido de 4 a 5 días. El aire es suministrado normalmente por soplado a través de agujeros en el suelo. La agitación se puede realizar mediante dispositivos helicoidales verticales o brazos rotatorios horizontales.

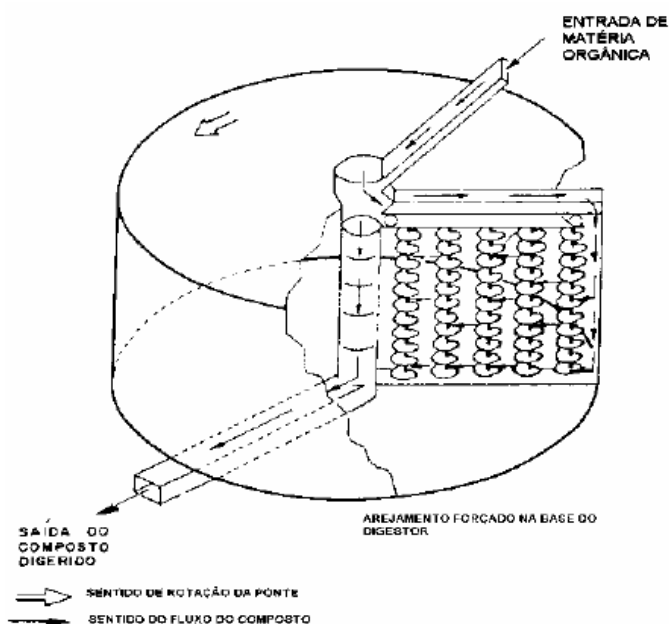
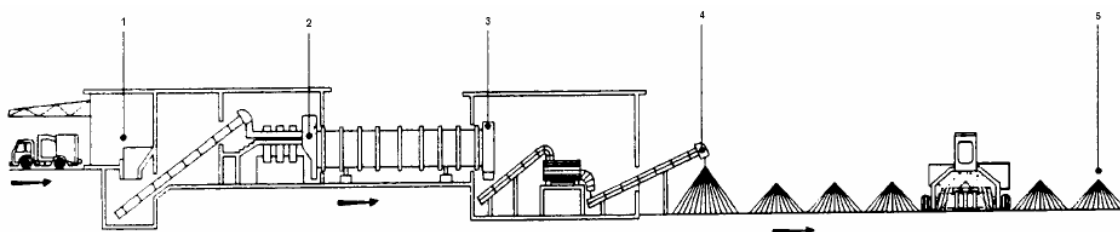


Figura 1.8 Reactor tipo Fairfield-Hardy de geometría rectangular - circular

³² SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, “Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos”, Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS), pág. 21

³³ DALZELL H., (1991), “Manejo del suelo, producción y uso del compostaje en ambientes tropicales”, Roma, pág. 53 a 95

Las unidades de tambor rotatorio tales como el sistema Dano (Fig. 1.10), usado ampliamente, consiste en un cilindro de hasta 4 m de diámetro y 40 m de longitud, ligeramente inclinado con respecto a la horizontal. La basura es introducida por el extremo superior del tambor que gira continuamente alrededor de 1 a 2 rpm. Se puede construir varios tamaños de tamiz en los laterales o en el extremo del tambor para separar el material de acuerdo a su tamaño. Los rechazos de mayor tamaño pueden ser eliminados, separados o devueltos a la entrada del tambor. El tiempo de residencia en los tambores es normalmente de 2 a 3 días y a continuación, el material se sitúa en pilas durante varias semanas. Estas pilas se pueden voltear 2 ó 3 veces.³⁶



- Legenda**
- 1 - Fossa de recepção dos RSU
 - 2 - Entrada no biodigestor "BRS"
 - 3 - Saída do BRS e entrada para crivagem
 - 4 - Saída para o pátio
 - 5 - Processo biológico no pátio

Figura 1.10 Sistema Dano con reactor tipo tambor (reactor horizontal)

El sistema Metro – Waste (ver Fig. 1.11), igualmente utiliza reactores horizontales pero cuya geometría consiste en un tanque rectangular, con 3 m de profundidad por 6 x 60 a 120 m de longitud y cuyo tiempo de retención es de 7 días, la agitación periódica del revolvimiento se lleva a cabo por el “agitador” en el movimiento de barras.³⁷

³⁶ DALZELL H., (1991), “Manejo del suelo, producción y uso del compostaje en ambientes tropicales”, Roma, pág. 53 a 95

³⁷ TAVARES Mario, (2003) “Tratamiento de residuos sólidos”, Editado en la Universidad de Coímbra, Brasil, pág. 64 a 71

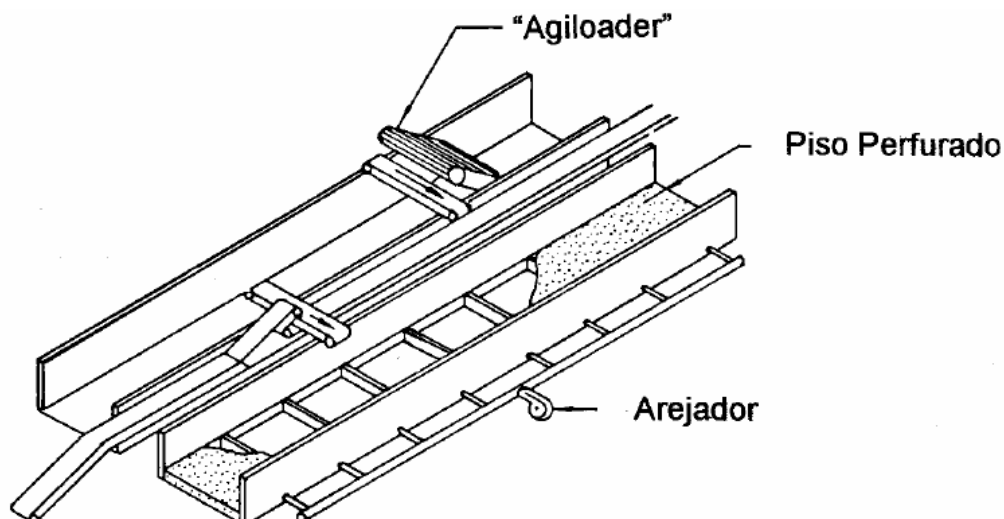


Figura 1.11 Sistema Metro-Waste con reactor horizontal rectangular

1.6.7 SISTEMAS DE MEZCLADO ³⁸

Los sistemas de mezclado pueden clasificarse de acuerdo con las fases indicadas en el proceso las cuales pueden ser sólidas, líquidas o gaseosas. Independientemente de cuál sea el objetivo final perseguido, lo que se pretende con la mezcla es conseguir una distribución uniforme de los componentes por medio del flujo que se genera; normalmente efectuado por procedimientos mecánicos.

El grado de inconformidad alcanzable varía ampliamente. Si se trata de líquidos miscibles, o sólidos y líquidos en los que son solubles, es posible obtener mezclas muy íntimas. Si se trata de líquidos viscosos cuyas densidades sean muy distintas, la mezcla es más difícil. Lo mismo ocurre si la cantidad de los componentes es muy pequeña en relación con la del otro. En productos en forma de pasta y polvos secos, el grado de uniformidad deseado es inferior.

En el diseño de un mezclador, es esencial asegurar un input de energía adecuado y un buen sistema mecánico de transferencia, pero también lo es prestar la debida atención a la configuración del recipiente y a las propiedades físicas de los componentes.

³⁸ BRENNAN/BUTTERS, "Las operaciones en la ingeniería de alimentos", tercera edición, pág. 95 a 109

1.6.7.1 Tipos de Mezcladores ³⁹

A partir de lo antes mencionado se tiene que los principales tipos de mezcladores que se utilizan son tres. El tipo (1) consta de un depósito estacionario que contiene un agitador de aspas, paletas, etc., es decir estructuras diversas unidas a un eje que rota (Fig.1.12). Los agitadores de este tipo montados en tanques verticales son de uso corriente para mezclar líquidos poco viscosos, suspensiones de sólidos y líquidos de flujo libre y para dispersar gases en líquidos.

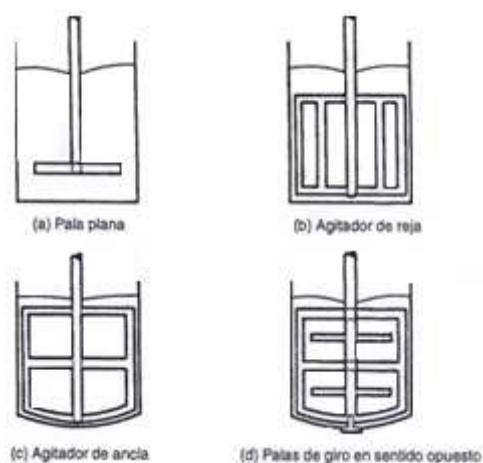


Figura 1.12 Algunos agitadores de palas típicos

El tipo (2) también está formado por un depósito estacionario que contiene paletas, cuchillas aspas o tornillos móviles (Fig.1.13). Se han desarrollado para mezclar productos muy consistentes: líquidos viscosos, masas, pastas, grasas, etc.

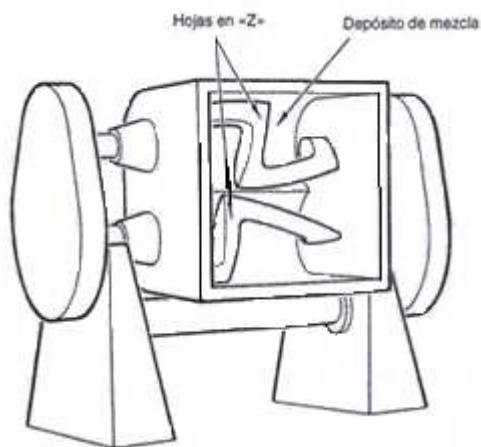


Figura 1.13 Agitador estacionario con cuchilla tipo Z (hoja en sigma)

³⁹ BRENNAN/BUTTERS, "Las operaciones en la ingeniería de alimentos", tercera edición, pág. 95 a 109

El tipo (3) puede ser constituido por un depósito móvil o estacionario, el cual se emplea para homogenizar productos de gran consistencia: masas, pastas y materiales plásticos (ver Fig.1.14).

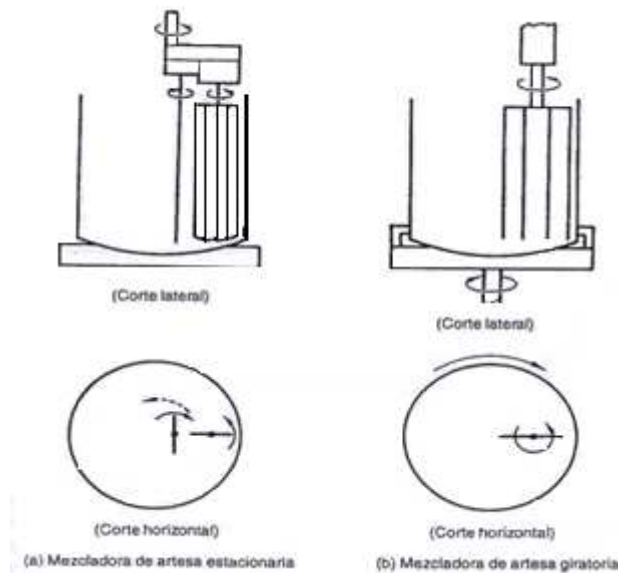


Figura 1.14 Agitador para sólidos plásticos (Mezcladora de artesa)

Estos tres tipos de mezcladoras cubren el campo de aplicaciones representado por mezclas de consistencia alta, media y baja. Los tipos (2) y (3) sirven también para trabajar con materiales pulverulentos. El objetivo común de los tres tipos es promover el flujo.

A medida que la consistencia de los componentes de la mezcla aumenta y se hace más difícil promover el flujo, el tipo de agitador usado va cambiando; de los de elementos impulsores con diámetros relativamente pequeños y turbinas, se pasa a los de paletas, tornillos, etc., grandes, que barren una mayor proporción del volumen del depósito.

CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO

2.1 METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Debido a la variedad de opciones que se pueden presentar para realizar un mismo trabajo o proyecto, existen diversas técnicas para determinar la más viable de acuerdo a nuestra realidad económica y técnica. Por tal motivo se procede a la utilización del “método de ponderación de factores” para la selección de la alternativa que mejor se ajuste a nuestras necesidades.

2.1.1 MÉTODO DE PONDERACIÓN DE FACTORES ⁴⁰

Los principales pasos a seguir para la utilización de este método son (ver Tabla 2.1):

- Determinar los factores que se van a considerar para la comparación
- Asignarles una calificación adecuada de acuerdo a su importancia (0 a 10) para cada uno factores escogidos
- Realizar una ponderación óptima de cada valoración por importancia que se dio, esto es dividir el valor de la valoración para la sumatoria de todas las ponderaciones por importancia realizadas.
- Calificar cada factor de acuerdo a la alternativa que se esté estudiando
- Efectuar el producto de la ponderación óptima con el valor de acuerdo a la alternativa.
- Realizar la sumatoria de los productos antes mencionados
- Finalmente escoger el de mayor valor.

Tabla 2.1 Ponderación de alternativas

PARAMETROS	CALIF	Ind. Imp	Nº ALTERNATIVAS					
			Nº1	Pond	Nº2	Pond	Nº3	Pond
Parametro 1	X1	X1/Xt	V1,1	(X1/Xt)*V1,1	V2,1	(X1/Xt)*V2,1	V3,1	(X1/Xt)*V3,1
Parametro 2	X2	X2/Xt	V1,2	(X2/Xt)*V1,2	V2,2	(X2/Xt)*V2,2	V3,2	(X2/Xt)*V3,2
Parametro 3	X3	X3/Xt	V1,3	(X3/Xt)*V1,3	V2,3	(X3/Xt)*V2,3	V3,3	(X3/Xt)*V3,3
Parametro 4	X4	X4/Xt	V1,4	(X4/Xt)*V1,4	V2,4	(X4/Xt)*V2,4	V3,4	(X4/Xt)*V3,4
TOTAL	Xt	1,00		Vt.1		Vt.2		Vt.3

⁴⁰ <http://members.tripod.com.co/ingindustrialjejm/tercera.htm>

2.1.1.1 Determinación de factores

Los factores constituyen criterios de comparación, es decir, verdaderos instrumentos de comparación que permitirán simplificar la evaluación del proyecto. Por tal motivo se debe primeramente realizar una elección adecuada de los principales factores que afectan a nuestro sistema de estudio. La elección de los factores de evaluación dependerá de los tipos y las características en los cuales se basa nuestro estudio. La idea básica de este método es identificar factores concretos, para proporcionar sencillez y rapidez en las comparaciones.

Por tal motivo, se debe dar una definición del significado de cada uno de los factores de evaluación. Cuanto mejor sea la definición de los factores, tanto mayor será la precisión del método.

Y finalmente, se deberá, realizar una clasificación escalonada de forma descendente de los factores de evaluación.

2.1.1.2 Criterios para la evaluación

Es una técnica cuantitativa en donde se asignan valores (puntos) a cada uno de los factores a ser tomados en cuenta en el estudio para luego obtener un valor total mediante una sumatoria simple.

Previo el análisis y elección de factores, estos, serán cuantificados. La cuantificación de los factores de evaluación, se hace de acuerdo con su importancia relativa, y determinando su contribución al desempeño del proyecto, en ciertos casos es requiriendo ajustes compensatorios como son:

- Determinación de la escala de puntos: lo cual indica la atribución de valores numéricos (puntos) a los diversos grados de cada factor. En otras palabras ordenar de cierta manera para expresar la jerarquía de cada factor con respecto a los demás (orden ascendente o descendente)
- Análisis numérico: Se procederá a la suma de todos los valores por factores de acuerdo a la alternativa de estudio, para luego, proceder a comparar los valores totales entre los diferentes casos de estudio; la alternativa más idónea será aquella que tenga el mayor valor cuantitativo.

2.2 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD DE LA MEZCLA⁴¹

Al combinar sustancias líquidas o sólidas que darán como resultado una mezcla homogénea, se considera que la densidad de la mezcla (δ_m) se calculará mediante la fórmula:

$$\delta_m = \frac{\text{Masa Total}}{\text{Volumen Total}} = \frac{M_1 + M_2 + M_3}{\frac{M_1}{\delta_1} + \frac{M_2}{\delta_2} + \frac{M_3}{\delta_3}} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

2.2.1 DETERMINACIÓN DE LA MASA DE LOS COMPONENTES DE LA MEZCLA

Para el cálculo de los valores de masa de cada componente a utilizar en la mezcla (ver sección 1.6.3), se tomará en cuenta que el principal elemento de aporte es la materia orgánica, la cual, se receipta de los mercados del Distrito Metropolitano de Quito; y específicamente para el presente estudio se toma en cuenta un valor de 10 toneladas por día (ver sección 3.3.2.2.1)

Del valor antes mencionado hay que considerar que hay de un 20% a 40% de la basura que no es útil para el proceso del compostaje³; por lo tanto se utilizará un valor medio de reducción equivalente al 30%. Debido al tipo de proceso que se estableció utilizar, el proceso dura de 3 a 4 días en la máquina mezcladora propuesta (ver sección 4.2.2); teniendo así, un valor en masa de materia orgánica igual a:

$$M_1 = N_d * P_B * f_u \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

M_1 : Masa de la materia orgánica

N_d : Número de días que se recolecta la basura

P_B : Producción diaria de basura

f_u : Factor de corrección por material no utilizable

El valor obtenido como M_1 representa el 75.3% del total de material requerido para la elaboración del humus, mientras que en lo referente al guano y los desperdicios de matadero tienen una representatividad del 23.3%². Por lo tanto el

⁴¹ COLLANTES Rolando, (2008), “*Química, solución y problemas*”, Editorial Megabyte, Perú, pág. 354-355

valor en masa del guano y de los desperdicios de matadero (M_2) se obtiene mediante la aplicación de una regla de tres simple, la cual nos da:

$$M_2 = 0.31M_1 \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Finalmente la última de las materias primas a ser utilizada es el compost maduro cuyo valor en masa equivale al 1.4%²; por lo tanto la masa del compost maduro (M_3) requerido se determinará como:

$$M_3 = 0.02M_1 \quad (\text{Ec. 2.4})$$

2.2.2 DETERMINACIÓN DE LA MASA Y VOLUMEN TOTAL DE LA MEZCLA

Tomando en cuenta que el compuesto a ser producido está conformado por tres principales componentes, se debe proceder a llenar la Tabla 2.2 con los valores promedios de densidad de cada componente

Tabla 2.2 Masas y Volúmenes de acuerdo a cada componente

COMPONENTES	MAGNITUDES		
	Masa (Kg)	Densidad Promedio(Kg/m ³)	Masa/Densidad
Materia orgánica	M_1	$\bar{\delta}_1$	$M_1 / \bar{\delta}_1$
Guano	M_2	$\bar{\delta}_2$	$M_2 / \bar{\delta}_2$
Compost Maduro	M_3	$\bar{\delta}_3$	$M_3 / \bar{\delta}_3$

2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Una vez determinado el volumen (Masa/Densidad) obtenido en la Tabla 2.1 que cada componente de la mezcla ocupará, nos da la posibilidad de determinar el volumen del tanque (V_T) que se requiere para el proceso y almacenaje del humus, el cual se calcula mediante la fórmula:

$$V_T = f_i * \left(\frac{M_1}{\bar{\delta}_1} + \frac{M_2}{\bar{\delta}_2} + \frac{M_3}{\bar{\delta}_3} \right) \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde f_i se considera como un factor de incremento equivalente a 1.10 debido a que se requiere una cierta cantidad de espacio vacío en el tanque que será ocupada por los componentes mecánicos y los gases producidos por la descomposición del proceso.

Con estas condiciones el dimensionamiento del tanque de almacenamiento se presenta de la siguiente forma (Fig. 2.1).

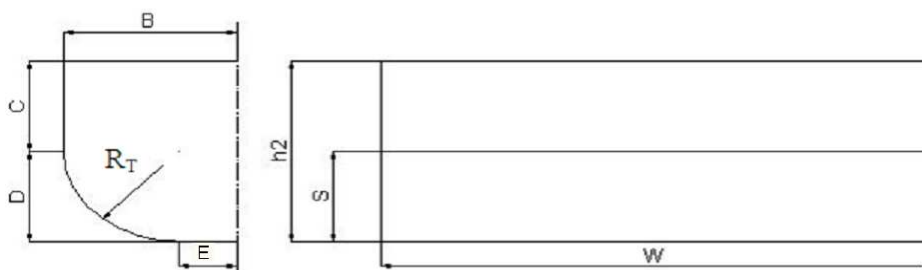


Figura 2.1 Esquema de las principales dimensiones del tanque de almacenamiento

2.4 TEORÍA PARA DISEÑAR LA PALETA

2.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA PALETA⁴²

Considerando que la altura del tanque (C+D) será tomada como el diámetro de trabajo de las paletas, la longitud de la paleta estará en función del paso entre ellas, y se calculará como:

$$L_p = \frac{\lambda}{2} = \frac{\phi_T}{4} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Este valor nos dará la longitud de la paleta y por lo tanto, para que exista proporcionalidad del elemento se considera que su ancho (A_p) será:

$$A_p = \frac{L_p}{2} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

L_p : Largo de las paletas

λ : Paso entre las paletas

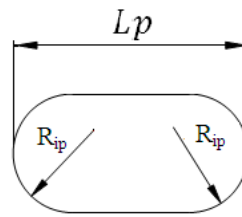
ϕ_T : Diámetro de trabajo del tanque (C+D)

A_p : Ancho de las paletas

R_{ip} : Radio interno de la paleta

Con los valores antes mencionados y tomando en cuenta una geometría elíptica para la paleta, esta, tendrá las dimensiones que se presentan en la figura 2.2

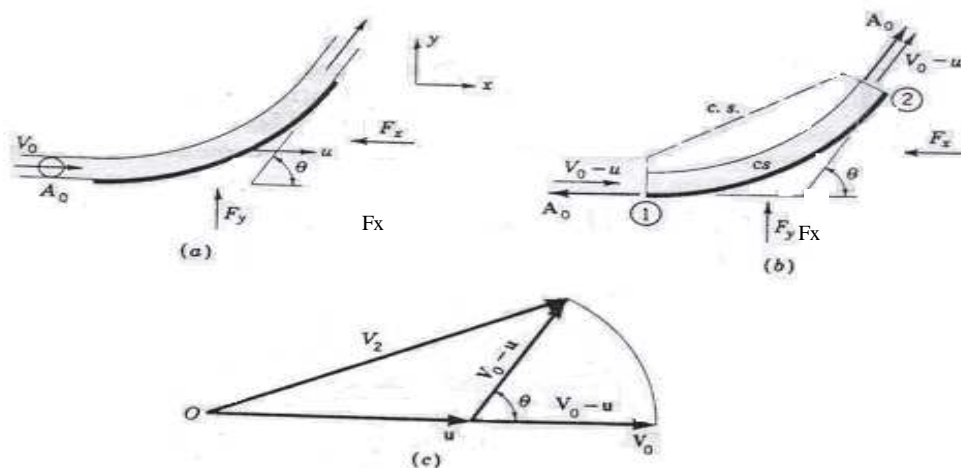
⁴² MIRAVETE Antonio / LARRODÉ Emilio, (2004), "Transportadores y Elevadores", Editorial Reverte S.A., México, pág. 50 a 53



5 Figura 2.2 Esquema de las principales dimensiones de la paleta

2.4.2 FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL FLUIDO⁴³

Para tal efecto se considera la paleta como un álabe el cual produce un trabajo sobre el fluido. “Las fuerzas ejercidas sobre el fluido por el álabe se indican por F_x y F_y . Para analizar el flujo, el problema se reduce a un régimen permanente por superposición de la velocidad del álabe u a la izquierda (Fig. 2.3b) en alabe y fluido. El volumen de control encierra entonces el fluido en contacto con el álabe con su superficie de control normal al flujo en las secciones 1 y 2. La figura 2.3c muestra el diagrama vectorial polar para flujo a través del álabe. Los vectores de velocidad absoluta se originan en el punto O , y el vector de velocidad relativa $V_o - u$ se hace girar a través del ángulo θ de la aleta, como se muestra. V_2 es la velocidad absoluta final que abandona el álabe. La velocidad relativa $V_r = V_o - u$ no cambia de magnitud al pasar por el álabe. La masa por unidad de tiempo está dada por $\rho A_o V_r$ y no es la tasa con la que se descarga masa de la boquilla.”



17

Figura 2.3 Acción de la paleta sobre el fluido (a) Alabe en movimiento; (b) Flujo en álabe visto como problema a régimen permanente por superposición de la velocidad u a la izquierda; (c) Diagrama vectorial polar

⁴³ STREETER Víctor / WYLIE Benjamin / BEDFORD Keith, (2000), “Mecánica de Fluidos”, Editorial Mc GrawHill, Colombia, pág. 143 a 148

Si el diámetro promedio de los materiales a ser procesados es de 0.015 metros se tiene que el área transversal de la partícula a ser movida es:

$$A_o = \pi \frac{\phi_{mp}^2}{4} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Considerando que cada primer día de puesta en marcha, la máquina trabajará durante 15 horas continuas, la velocidad inicial se calcula mediante:

$$V_o = \frac{\dot{m}}{\rho A_o} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde:

ϕ_{mp} : Diámetro promedio de la partícula a ser mezclada

\dot{m} = Flujo másico

ρ = Densidad del material a ser procesado

Y la velocidad con la que se mueve las paletas considerando que se requiere de una velocidad angular aproximada de 1.5 (rpm), esta se calcula por medio de:

$$u = \omega * R_T \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

ω = Velocidad angular con la que se mueve las paletas

R_T = Radio de trabajo del tanque

Además considerando que el arreglo que se presenta no se trata de una serie de alabes unidos a la periferia de una rueda, se tiene:

$$F_x = \rho(V_o + u)^2 A_o (1 - \cos\theta) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

$$F_y = \rho A_o (V_o + u)^2 \text{Sen}\theta \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Tomando en cuenta que las posiciones más críticas del movimiento se dan cuando la paleta está en estado vertical u horizontal, se puede indicar que al momento que la paleta se encuentra en un posicionamiento vertical el ángulo de curvatura de la paleta equivale a 90° y por lo tanto las ecuaciones 2.11 y 2.12 toman la forma de:

$$F_x = F_y = \rho A_o (V_o + u)^2 \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Por lo tanto:

$$F = \sqrt{2F_x^2} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Mientras que al considerar la paleta en posición horizontal el ángulo de curvatura es equivalente a 180° lo cual hace que las ecuaciones 2.11 y 2.12 tomen la forma de:

$$F' = F_x = 2\rho A_o (V_o + u)^2$$

$$\text{y } F_y = 0 \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Esta es la fuerza que se requiere para mover una partícula de área A_o , pero el área de la paleta de acuerdo a las dimensiones establecidas (Fig. 2.4) es el formado por las áreas A_1 y A_2 ,

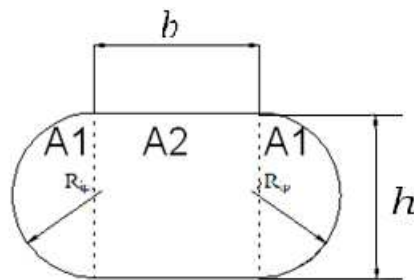


Figura 2.4 Esquema de áreas que conforman la paleta

Mediante la figura anterior se puede hallar el valor del área de la paleta:

$$A = 2A_1 + A_2$$

$$A = 2 \left(\frac{1}{2} \pi R_{ip}^2 \right) + bh \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Comparando las fuerzas F y F' se determinara la que tenga mayor valor numérico, la cual, servirá para determinar el valor de F_1 mediante la ecuación:

$$F_1 = \frac{A \cdot F'}{A_o} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

2.4.3 FUERZA REQUERIDA PARA VENCER LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA⁴⁴

En la presente sección “se pretende determinar la fuerza que actúa sobre áreas planas sumergidas por completo en un fluido y la ubicación del centro de presión (Fig. 2.5), en el que es válido suponer que actúa dicha fuerza”¹⁴.

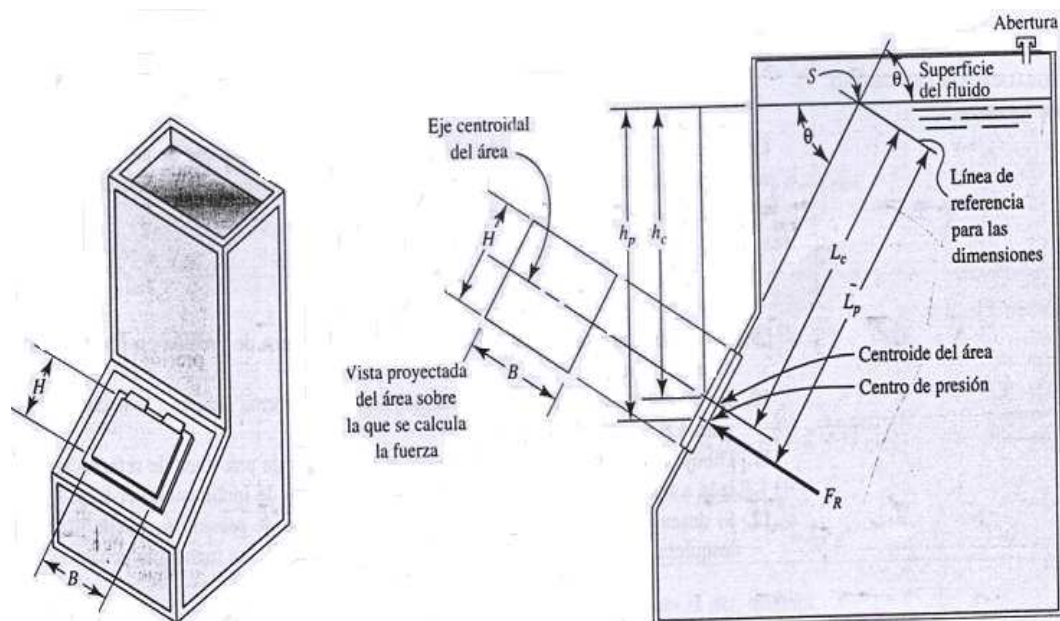


Figura 2.5 Fuerza sobre un área plana sumergida.

Para el cálculo de la fuerza se aplica la ecuación:

$$F_R = \gamma h_c A \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Donde:

F_R = Fuerza resultante

γ = Peso específico del fluido

h_c = Distancia vertical entre el nivel de la superficie libre y el centroide del área

A = Área total sobre la que actúa la fuerza resultante.

Hay que considerar que el centroide de la paleta por tratarse de un cuerpo con dos ejes de simetría se encuentra sobre el cruce de los mismos (Fig. 2.4); además el peso específico se calcula mediante la ecuación:

$$\gamma = \delta_m g \quad (\text{Ec. 2.19})$$

⁴⁴ MOTT Robert, (2006), “Mecánica de fluidos aplicada”, Editorial Pearson, México, pág. 91-92

Donde:

δ_m = Densidad de la mezcla

g = Aceleración gravitacional (9.8 m/s^2)

Se debe tomar en cuenta que la fuerza F_R a la que se hace referencia se encuentra ubicada en el centro de presión, más no en el centroide del área del cuerpo; dicha posición se determina mediante la ecuación:

$$h_p = h_c + \frac{I_c \sin^2 \theta}{h_c A} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

De modo que I_c es el momento de inercia de la paleta, la cual de acuerdo a su configuración está compuesta por tres secciones (Fig. 2.4)

Y por lo tanto se tiene:

$$I_c = 2I_{A1} + I_{A2}$$

$$I_c = 2 \left(\frac{1}{8} \pi R_{tp}^4 \right) + \frac{1}{12} b h^3 \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Luego de estos cálculos se determinará la fuerza de mayor valor entre F_1 y F_R y esta será denominada como la fuerza que debe vencer la paleta (F_p) para mover el fluido.

2.4.4 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PALETA

Se considera que la paleta se encuentra empotrada a un eje en su parte media, lo que facilita su diseño en base a un análisis de solo la mitad del elemento por ser simétrico. Tal análisis se representa en la figura 2.6

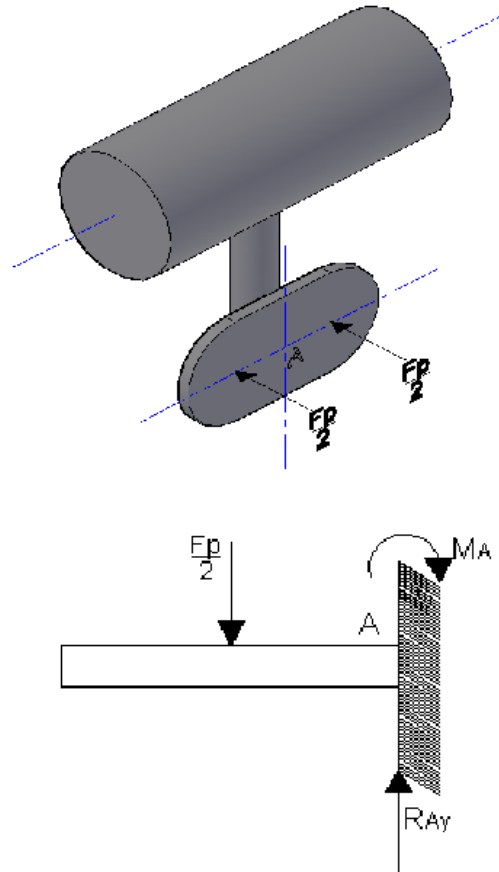


Figura 2.6 Configuración de la paleta y diagrama de cuerpo libre

2.4.5 REACCIONES EN LA PALETA

Las ecuaciones que rigen este sistema son:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_p}{2} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Y

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A = d * \frac{F_p}{2} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

2.4.6 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS DE LA PALETA

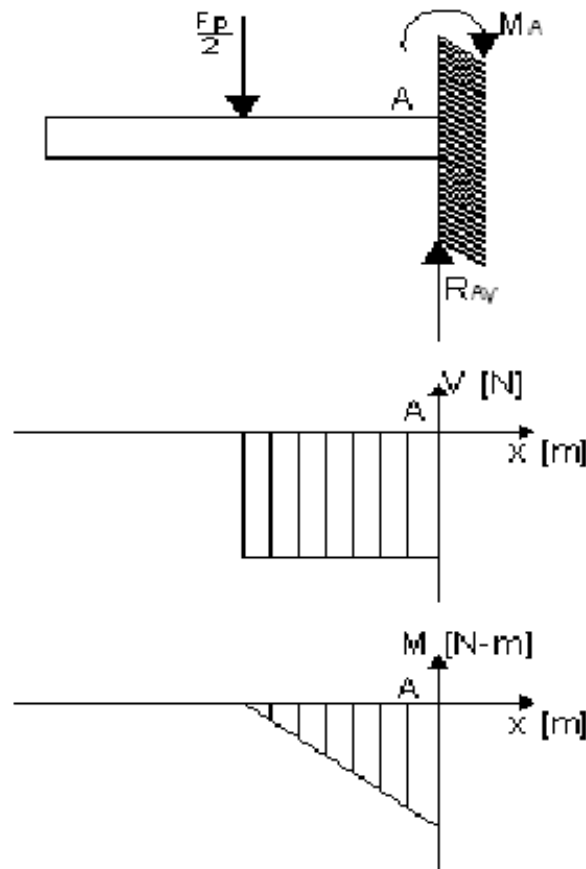


Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante (v) y momentos (M) que actúan sobre la paleta

2.4.7 DETERMINACIÓN DEL PUNTO CRÍTICO DE LA PALETA⁴⁵

En la figura 2.7 se observa que la sección crítica de la paleta es la que se encuentra en el punto A, mientras que en la figura 2.8 se indican las dimensiones de la paleta a ser tomadas en cuenta para la determinación de su respectivo momento de inercia (I). Ya que hay que considerar que el esfuerzo a flexión se calcula mediante la ecuación:

$$\sigma = \frac{M}{I/c} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Tal que para una sección transversal rectangular se tiene:

$$\frac{I}{c} = \frac{bh^2}{6} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

⁴⁵ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 45 a 48

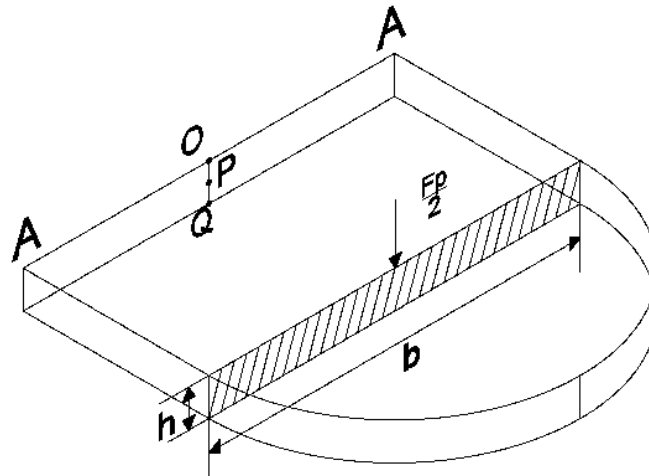


Figura 2.8 Esquema dimensional del segmento de paleta

En el caso de la figura 2.9 se presenta la distribución de fuerzas en el punto A, donde O se encuentra sometido a tensión, el punto P está a corte y el punto Q se encuentra a compresión, hay que tomar en cuenta que se desprecia el esfuerzo cortante τ por ser su valor despreciable comparado con los de tensión o compresión. Tomando en consideración lo antes mencionado y sabiendo que los materiales dúctiles son más resistentes a la compresión que a la tensión se puede concluir que el punto crítico es "O".

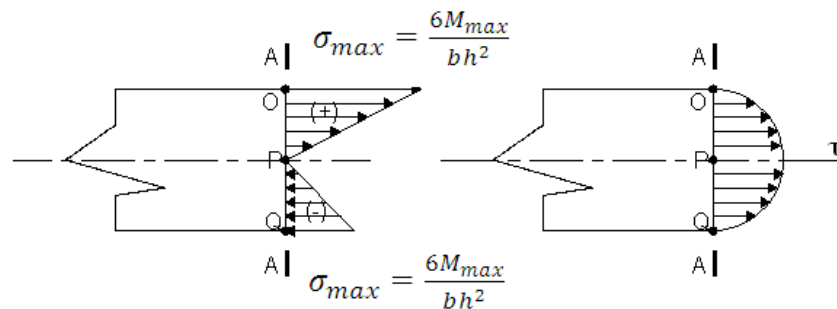


Figura 2.9 Distribución de esfuerzos en la sección crítica a de la paleta

2.4.8 DISEÑO ESTÁTICO DE LA PALETA ⁴⁶

Este diseño se basa en el esfuerzo de la sección crítica que es tomado del elemento ordinario sometido a tensión (Fig. 2.10) y cuya ecuación es:

$$\sigma_{max} = \frac{6M_{max}}{bh^2} \quad (\text{Ec. 2.26})$$

⁴⁶ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 45-48

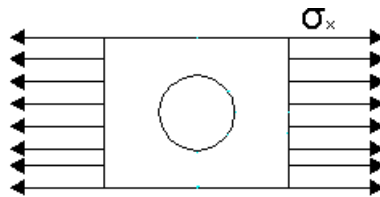


Figura 2.10 Elemento ordinario sometido a tensión

Hay que considerar que para este tipo de diseño se utilizará planchas anti abrasivas CREUSABRO 4000 (Anexo 1) cuyo:

$S_y = 900 \text{ MPa}$

Y por lo tanto el factor de seguridad estático será calculado mediante:

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

2.5 TEORÍA PARA DISEÑO DEL EJE DE LA PALETA.

De acuerdo a la fuerza que se obtenga como F_p (ver sección 2.3.3) se calculará de similar manera una fuerza F_{p1} la cual afectará al eje de la paleta en el centro de presión del mismo, a una altura h_{c1} ; esto dará la distribución de fuerzas (Fig. 2.11) requeridas para el cálculo de los diferentes diagramas.

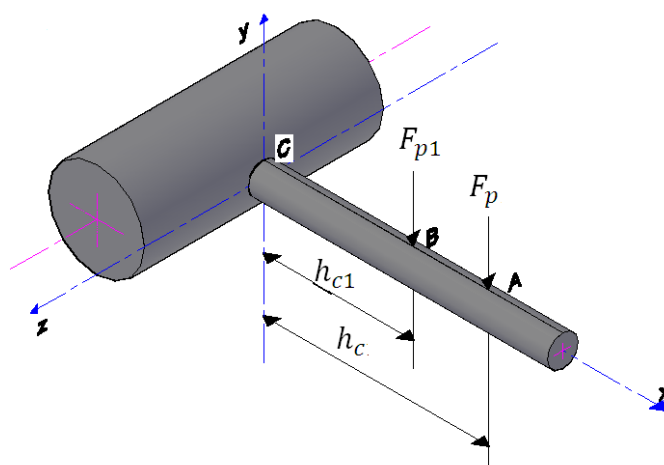


Figura 2.11 Fuerzas ejercidas sobre el eje de las paletas en sus centros de presión

2.5.1 CÁLCULO DE LA FUERZA APLICADA SOBRE EL EJE DE LA PALETA⁴⁷

Para tal efecto se debe determinar primeramente el área transversal (A_e) del eje de la paleta cuya representación se muestra en la figura 2.12

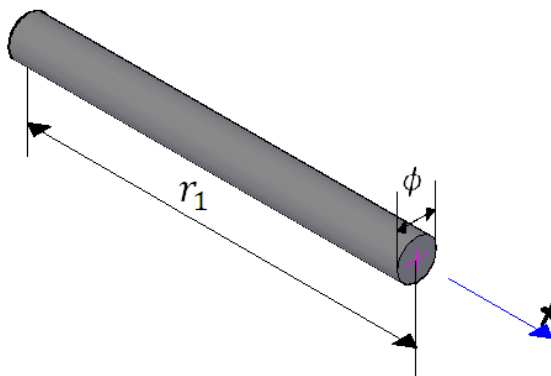


Figura 2.12 Representación de la sección transversal del eje de la paleta

De tal manera se obtiene que:

$$A_e = r_1 * \phi \quad (\text{Ec. 2.28})$$

A continuación se procede al cálculo del centroide (C_1) de la fuerza que actúa sobre el eje (F_{p1}) donde:

$$C_1 = \frac{r_1}{2} \quad (\text{Ec. 2.29})$$

Por lo tanto:

$$F_{p1} = \frac{A_e * F'}{A_0} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

2.5.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE LA PALETA

Tal como se muestra en la figura 2.11 se considera que el eje se encuentra empotrado a un eje motriz en el punto C, tal análisis se representa en la figura 2.13

⁴⁷ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 106

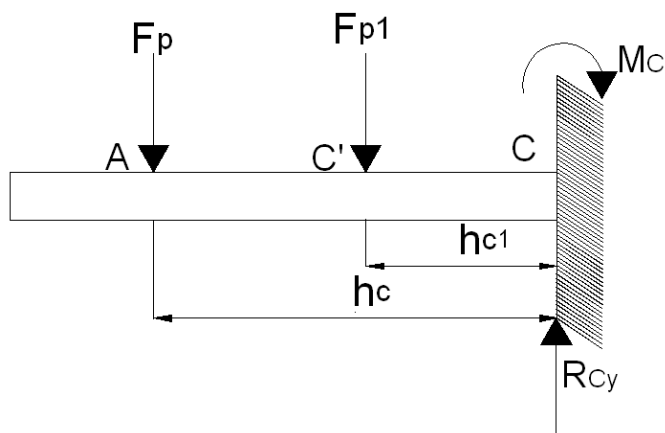


Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre del eje de la paleta

2.5.3 REACCIONES EN EL EJE DE LA PALETA

Las ecuaciones que rigen este sistema son:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{cy} = F_p + F_{p1} \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Y

$$\sum M_C = 0$$

$$M_C = h_c F_p + h_{c1} F_{p1} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

2.5.4 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTOS DEL EJE DE LA PALETA

Tomando en cuenta lo expresado en el ítem 2.5.2 se puede observar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (ver Fig. 2.14) al cual se encuentra sometido el eje de la paleta

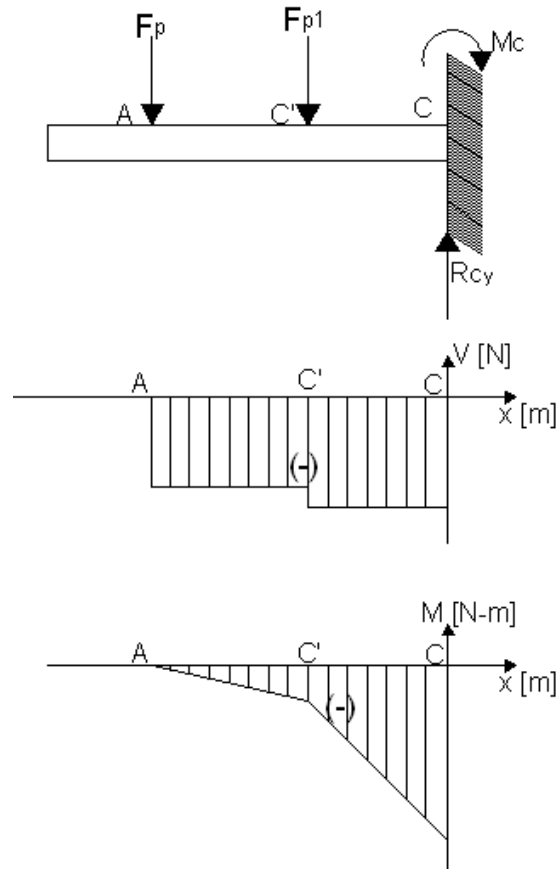


Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante (V) y momentos (M) que actúan sobre el eje de la paleta

2.5.5 DETERMINACIÓN DEL PUNTO Y ESFUERZO CRÍTICO EN EL EJE DE LA PALETA⁴⁸

Se debe considerar que el esfuerzo a flexión se calcula de la misma manera que en la paleta y por tanto se utilizará la misma ecuación (Ec. 2.24), pero hay que tomar en cuenta que en el eje de la paleta es de sección transversal circular maciza y por lo tanto:

$$\frac{I}{c} = \frac{\pi \phi^3}{32} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Obteniendo así:

$$\sigma_{max} = \frac{32M_{max}}{\pi \phi_1^3} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

⁴⁸ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 45-48

La distribución de fuerzas en el punto C del eje de la paleta se presenta en la figura 2.15, hay que tomar en cuenta que se desprecia el esfuerzo cortante τ por ser su valor despreciable comparado con los de tensión o compresión. Tomando en consideración lo antes mencionado y sabiendo que los materiales dúctiles son más resistentes a la compresión que a la tensión se puede concluir que el punto crítico es "O".

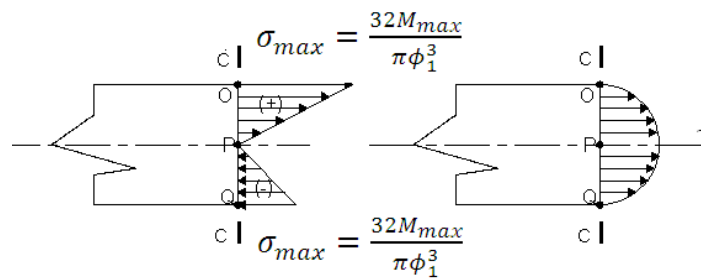


Figura 2.15 Distribución de esfuerzos en la sección crítica C del eje de la paleta

2.5.6 DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE LA PALETA⁴⁹

Tanto para el diseño estático como para el dinámico se considerará que el material a ser utilizado es un acero AISI 4340 (Anexo 1) cuyas propiedades mecánicas son:

$$S_{ut} = 1720 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1590 \text{ MPa}$$

Una vez tomada en cuenta estas consideraciones, se procede al cálculo del factor de seguridad estático mediante la expresión:

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (\text{Ec. 2.35})$$

2.5.7 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE DE LA PALETA⁵⁰

Debido al tipo de proceso que es de manera continua, se considera que el esfuerzo variará de manera repetitiva, esto se representa mejor en la figura 2.16

⁴⁹ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 280-284

⁵⁰ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 302-310

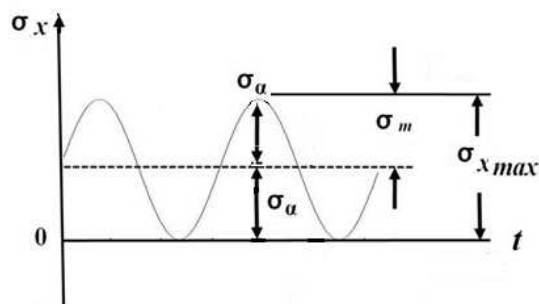


Figura 2.16 Esquema de un esfuerzo repetitivo

De la figura anterior se puede expresar:

$$\sigma_{xm} = \sigma_{xa} = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (\text{Ec. 2.36})$$

Tomando en cuenta lo que expresa la teoría de distorsión, y considerando que

$$\sigma_y = 0 \Rightarrow \sigma_{ym} = \sigma_{ya} = 0$$

Tal que:

$$\sigma'_m = \sigma_{xm} \quad (\text{Ec. 2.37})$$

$$\sigma'_a = \sigma_{xa} \quad (\text{Ec. 2.38})$$

Y por tanto se concluye:

$$\sigma_{xm} = \sigma_{xa} = \sigma'_m = \sigma'_a = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (\text{Ec. 2.39})$$

2.5.7.1 Límite de Resistencia a la Fatiga del Eje de la Paleta⁵¹

Antes de determinar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento se debe determinar el límite de resistencia a la fatiga de la probeta (S_e') la cual va a depender de la resistencia última (S_{ut}) del material. Por lo tanto, como se considera un acero AISC 4340 (ver sección 2.4.6) se tiene:

$$S'_e = 0.5S_{ut} \Leftrightarrow S_{ut} \leq 200Kpsi \quad (\text{Ec. 2.40})$$

De lo antes mencionado se determinará el límite de resistencia a la fatiga del eje de la paleta mediante la expresión:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad (\text{Ec. 2.41})$$

⁵¹ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 310-317

Tal que:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del eje de la paleta

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga de la probeta del mismo material

k_a : Factor de corrección por acabado superficial

k_b : Factor de corrección por el tamaño

k_c : Factor de corrección por confiabilidad

k_d : Factor de corrección por temperatura

k_e : Factor de corrección por concentración de esfuerzos

k_f : Factor de corrección por efectos diversos

2.5.7.2 Determinación de los factores de corrección ⁵²

Cada uno de los factores de corrección (k) se determinarán de acuerdo a las características del elemento, así como, las condiciones de trabajo, teniendo que:

2.5.7.2.1 Factor de superficie K_a

El factor de modificación depende de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión. La fórmula para obtener K_a es:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (\text{Ec. 2.42})$$

Donde los valores de a y b están tabulados (Ver Anexo 2).

2.5.7.2.2 Factor de tamaño K_b

Los factores de tamaño se han evaluado utilizando 133 conjuntos de puntos dados. Los resultados en los casos de flexión y torsión se pueden expresar como:

$$k_b = 0.869d^{-0.097} \text{ in}; \text{ Si } 0.3 \leq d \leq 10 \text{ in}$$

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ mm}; \text{ Si } 8 \leq d \leq 250 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2.43})$$

En el caso que se aplique carga axial no existe efecto de tamaño, pero para tamaños mayores a los especificados anteriormente se tiene valores K_b de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión

⁵² SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 317-329

2.5.7.2.3 Factor de confiabilidad K_c

Debido a no existir riesgo de vidas humanas se maneja una confiabilidad del 50%, lo cual da que $K_c = 1$

2.5.7.2.4 Factor de Temperatura K_d

Ya que la máquina realizará su trabajo en un rango de temperatura $T \leq 450^\circ\text{C}$ (840°F) se toma un valor de $K_d = 1$

2.5.7.2.5 Factor de concentración de esfuerzos K_e

Tomando en cuenta que no se presentan discontinuidades a lo largo del tramo que forma el eje de la paleta se toma como $K_e = 1$.

2.5.7.2.6 Factor de efectos diversos K_f

A pesar de que el elemento estará en contacto con materiales moderadamente corrosivos, se debe tomar en cuenta que sobre dicho elemento se le realizará un tratamiento superficial de galvanizado, lo cual no afecta la resistencia a la fatiga y por lo tanto $K_f = 1$.

2.5.7.3 Factor de Seguridad para el Diseño Dinámico del Eje de la Paleta ⁵³

La determinación del factor de seguridad del diseño dinámico se lo realiza mediante la utilización del diagrama de la línea de Goodman modificada (Fig. 2.17)

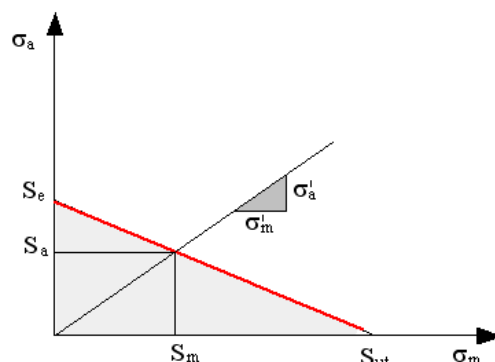


Figura 2.17 Diagrama de la línea de Goodman modificada

⁵³ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 261

Mediante la cual se obtiene:

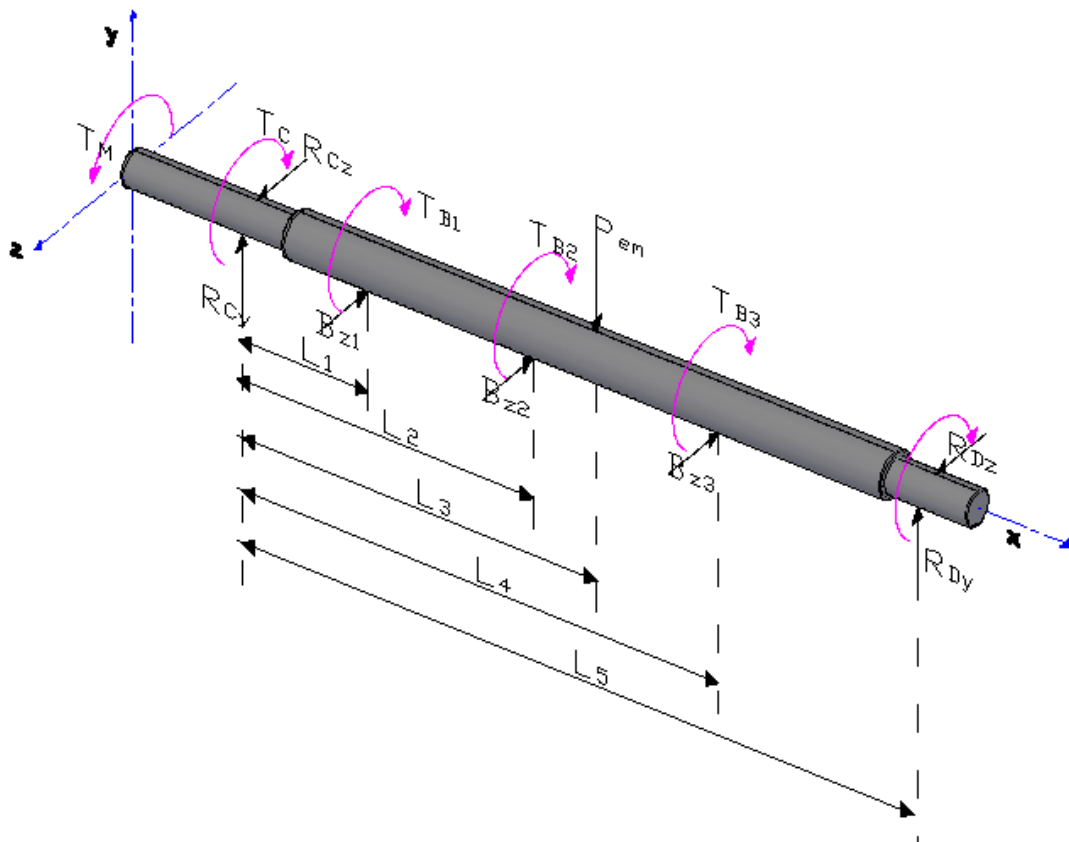
$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma'_a + S_e}{\sigma'_m + S_{ut}}} \quad (\text{Ec. 2.44})$$

Y por lo tanto el factor de seguridad dinámico se calculará como:

$$\eta_d = \frac{S_a}{\sigma'_a} = \frac{S_m}{\sigma'_m} \quad (\text{Ec. 2.45})$$

2.6 TEORÍA PARA DISEÑO DEL EJE MOTRIZ ⁵⁴

En el siguiente gráfico (Fig. 2.18) se presenta las principales fuerzas y momentos a los cuales está sometido un tramo del eje motriz, al igual que su distribución geométrica. Hay que considerar que a pesar de que cada tramo consta de seis pares de ejes con su respectiva paleta, se toma en cuenta para el análisis de momentos solo los tres que se encuentran sumergidos y que producen el mayor momento.



⁵⁴ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 788-807

f 32 Figura 2.18 Fuerzas ejercidas sobre un tramo del eje motriz

Donde:

T_M : Torque que debe aplicar el motor

T_C y T_D : Torques ejercidos por los rodamientos colocados en las chumaceras

T_{B1} , T_{B2} y T_{B3} : Torques ejercidos por las paletas que están sumergidas

R_{Cy} y R_{Cz} : Reacciones del rodamiento dentro del soporte de pie C

R_{Dy} y R_{Dz} : Reacciones del rodamiento dentro del soporte de pie D

R_{B1z} , R_{B2z} y R_{B3z} : Fuerza resultante aplicada al eje de la paleta que se encuentra sumergida.

P_{em} : Peso del eje Motriz

2.6.1 DETERMINACIÓN DEL PESO DEL EJE MOTRIZ

Antes del cálculo de las reacciones y esfuerzos se debe considerar la obtención de las masas de cada uno de los elementos que conforman el eje motriz. Así, tomando en cuenta las dimensiones de la paleta (Fig. 2.19), la masa (M_p) de la misma será:

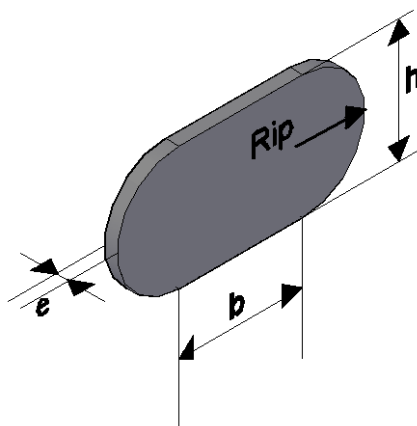


Figura 2.19 Dimensionamiento de la paleta

$$M_p = (\pi R_{ip}^2 + bh) * e * \rho_{acero} \quad (\text{Ec. 2.46})$$

Considerando las dimensiones generales del eje de paleta (Fig. 2.20), su masa (M_{ep}) se calcula mediante la expresión:

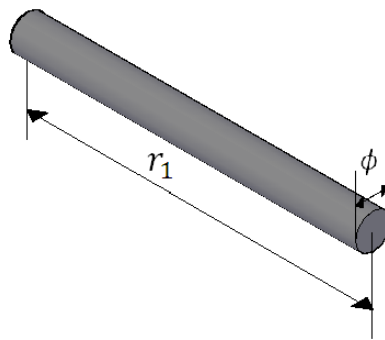


Figura 2.20 Dimensionamiento del eje de la paleta

$$M_{ep} = \pi \left(\frac{\phi^2}{4} \right) * r_1 * \rho_{acero} \quad (\text{Ec. 2.47})$$

Para el cálculo de la masa del eje motriz (M_{em}) solo se considera su dimensionamiento como el mostrado en la Figura 2.21 y por ende su ecuación será:

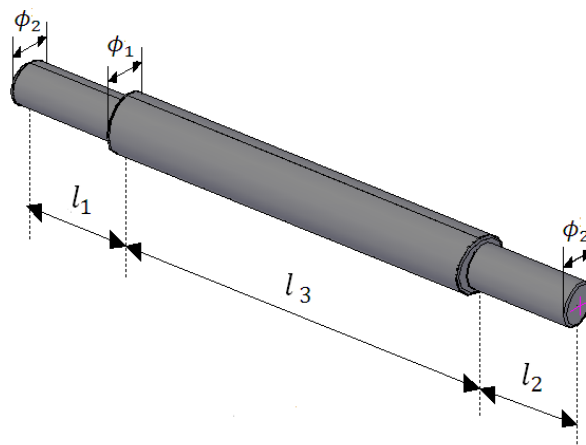


Figura 2.21 Dimensionamiento del eje motriz

$$M_{em} = \left(\frac{\pi * \phi_2^2 * \rho_{acero}}{4} \right) (l_1 + l_2) + \left(\frac{\pi * \phi_1^2 * \rho_{acero} * l_3}{4} \right) \quad (\text{Ec. 2.48})$$

Para determinar la masa total del sistema (M_T) se debe considerar que el eje motriz consta de tres ejes pequeños con sus respectivas paletas, lo cual nos da:

$$M_T = 3(M_p + M_{ep}) + M_{em} \quad (\text{Ec. 2.49})$$

2.6.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UN TRAMO DEL EJE MOTRIZ

El diagrama del cuerpo libre del eje motriz (Fig. 2.22) que se presenta a continuación es solo de un tramo, ya que, la máquina consta de 4 con iguales características e igual número de elementos así como de distribución. Además aunque son seis los pares de paletas con sus respectivos ejes, solo se toma en cuenta tres de estos porque en el momento más crítico, este, es el número de elementos que se encuentran sumergidos, lo cual genera el momento máximo.

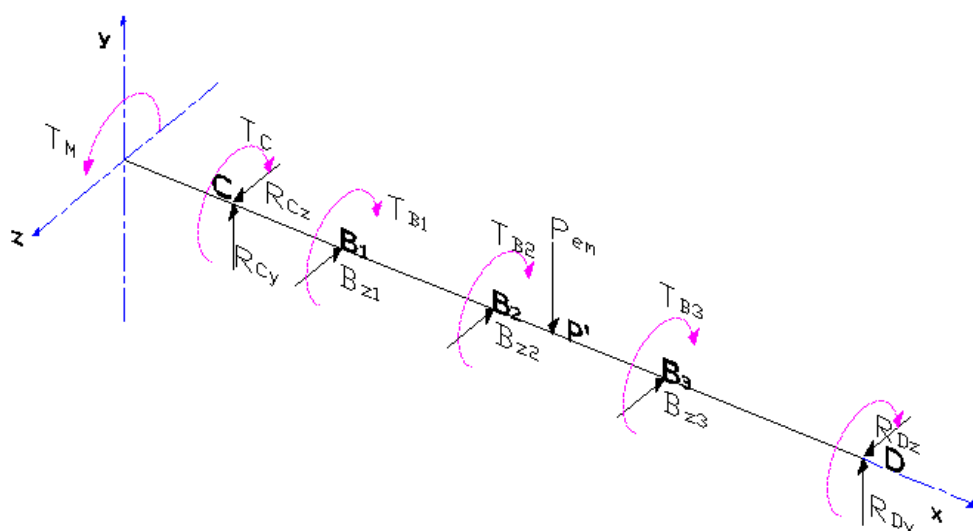


Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz

2.6.3 REACCIONES ISOESTÁTICAS EN EL EJE MOTRIZ

Considerando el sistema de manera isostático, las ecuaciones que servirán para determinar el valor de las reacciones de un solo tramo del eje motriz son:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Cy} + R_{Dy} = P_{em}$$

$$R_{Cy} = P_{em} - R_{Dy} \quad (\text{Ec. 2.50})$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Cz} + R_{Dz} = R_{B1} + R_{B2} + R_{B3}$$

Como

$$\begin{aligned} R_{B1} &= R_{B2} = R_{B3} \\ R_{Dz} &= 3R_{B1} - R_{Dz} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.51})$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Cy} &= 0 \\ P_{em} * L_2 &= R_{Dy} * L_5 \\ R_{Dy} &= \frac{P_{em} * L_2}{L_5} \\ \sum M_{Cz} &= 0 \\ R_{B1}(L_1) + R_{B2}(L_2) + R_{B3}(L_4) &= R_{Dz} * L_5 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.52})$$

Nuevamente considerando

$$\begin{aligned} R_{B1} &= R_{B2} = R_{B3} \\ R_{Dz} &= \frac{R_{B1}(L_1 + L_2 + L_4)}{L_5} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.53})$$

Estos valores obtenidos son considerados como las reacciones isostáticas. A continuación se procede al cálculo de las reacciones en todos los tramos del eje mediante un análisis del eje en su totalidad utilizando el diseño de vigas continuas mediante el método de los tres momentos.

2.6.4 ANÁLISIS DEL EJE MOTRIZ COMO VIGA CONTINUA (MÉTODO DE LOS TRES MOMENTOS) ⁵⁵

Debido a que el eje motriz está conformado por cinco apoyos y cuatro tramos (claros), este se vuelve un problema de índole hiperestático, por lo tanto, el cálculo de las reacciones en los apoyos se da a partir de la utilización del método de los tres momentos. En el siguiente gráfico (Fig. 2.23) se presenta una viga continua soportada por tres apoyos que se encuentran colocados al mismo nivel.

⁵⁵ SINGER Ferdinan / PYTEL Andrew, (1994), "Resistencia de materiales", Editorial Harla, México pág. 250 a 266

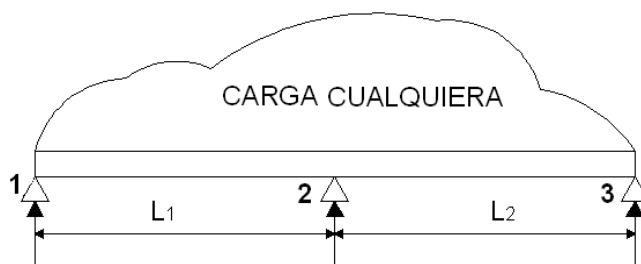


Figura 2.23 Diagrama de cargas de una viga con tres apoyos

Tomando en cuenta características del gráfico anterior la ecuación para el cálculo de una viga continua mediante el método de los tres momentos se da como:

$$M_1 L_1 + 2M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_3 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} = 0 \quad (\text{Ec. 2.54})$$

Hay que considerar que forma de calcular los valores referentes a $\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1}$ y $\frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2}$ están tabulados en el Anexo 3

Tomando en cuenta que los momentos de los apoyos extremos son igual a cero, se obtiene los momentos que actúan en el resto de apoyos, resolviendo así, el sistema de ecuaciones que se forma, esto es, aplicando la ecuación anteriormente expresada. Esto último favorecerá a la determinación de las reacciones hiperestáticas en cada uno de los apoyos mediante la siguiente ecuación:

$$R'_i = \frac{M_d - M_i}{L} \quad \text{y} \quad R'_d = \frac{M_i - M_d}{L} \quad (\text{Ec. 2.55})$$

Donde:

R'_i = Reacción hiperestática en el lado izquierdo del tramo de estudio

R'_d = Reacción hiperestática en el lado derecho del tramo de estudio

M_i = Momento al lado izquierdo del tramo de estudio

M_d = Momento al lado derecho del tramo de estudio

Todo esto nos permite determinar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector que afectan al eje motriz en los diferentes planos (ver Fig. 2.24 a Fig. 2.29)

2.6.5 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, FUERZA CORTANTE, MOMENTO FLECTOR DEL EJE MOTRIZ

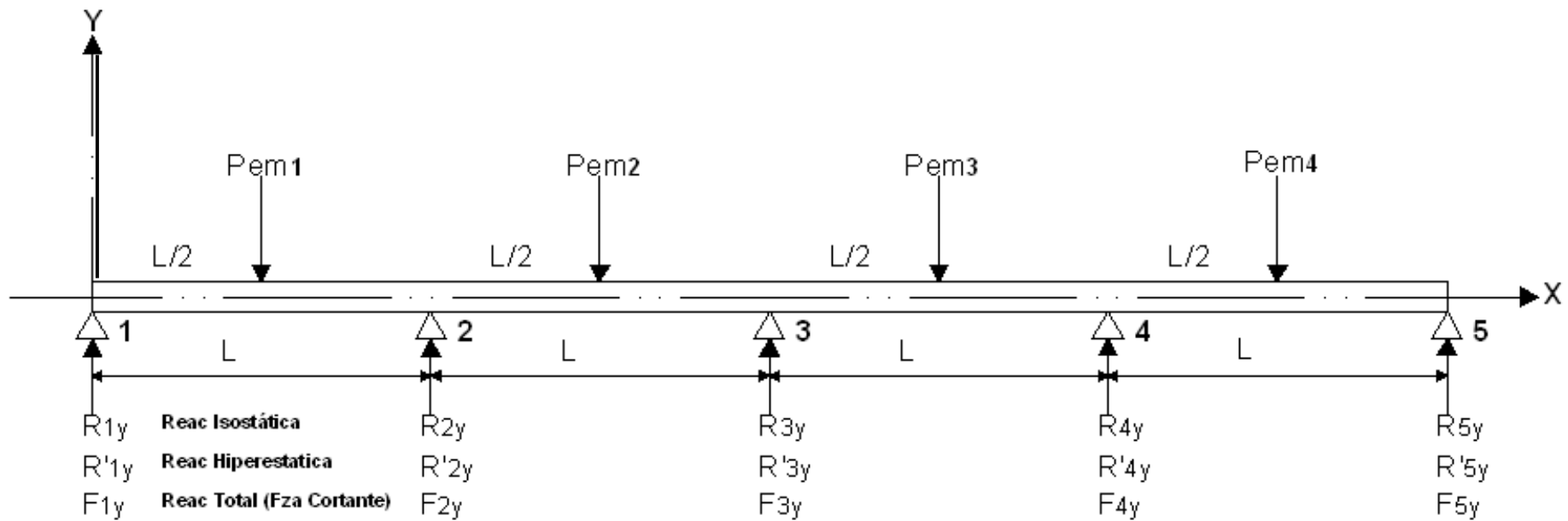


Figura 2.24 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Y

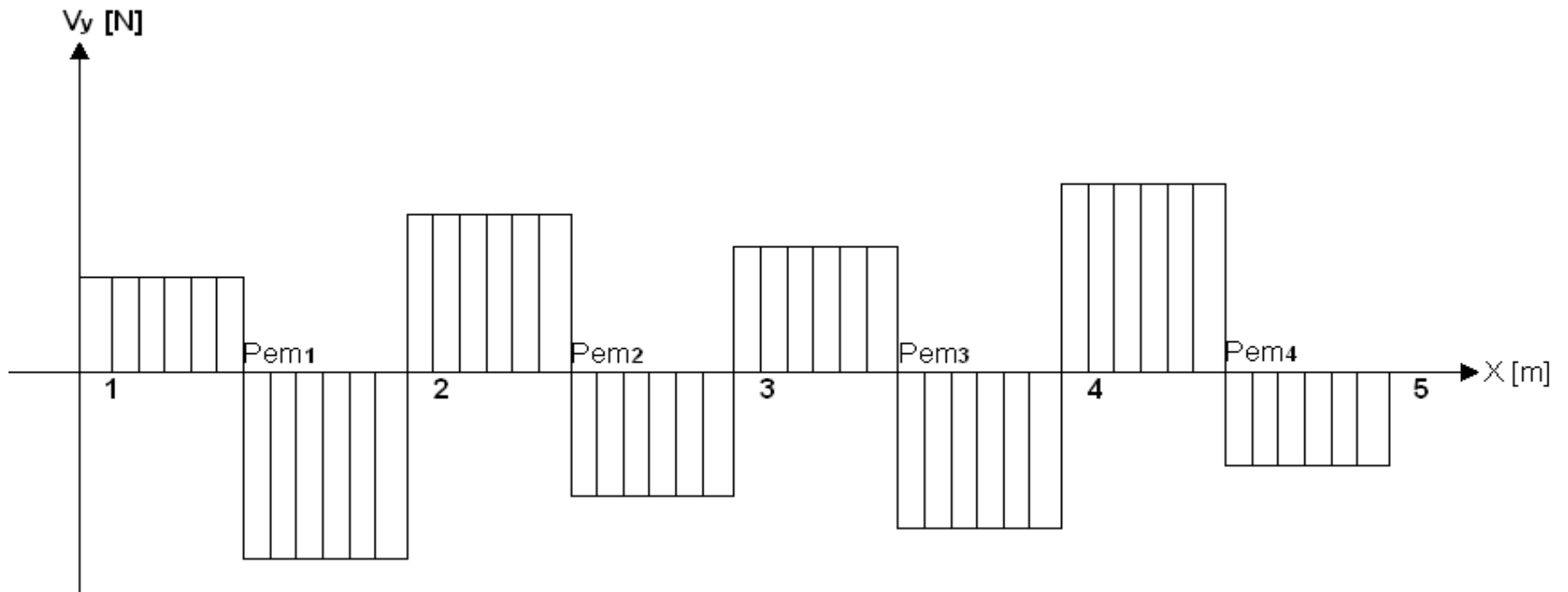
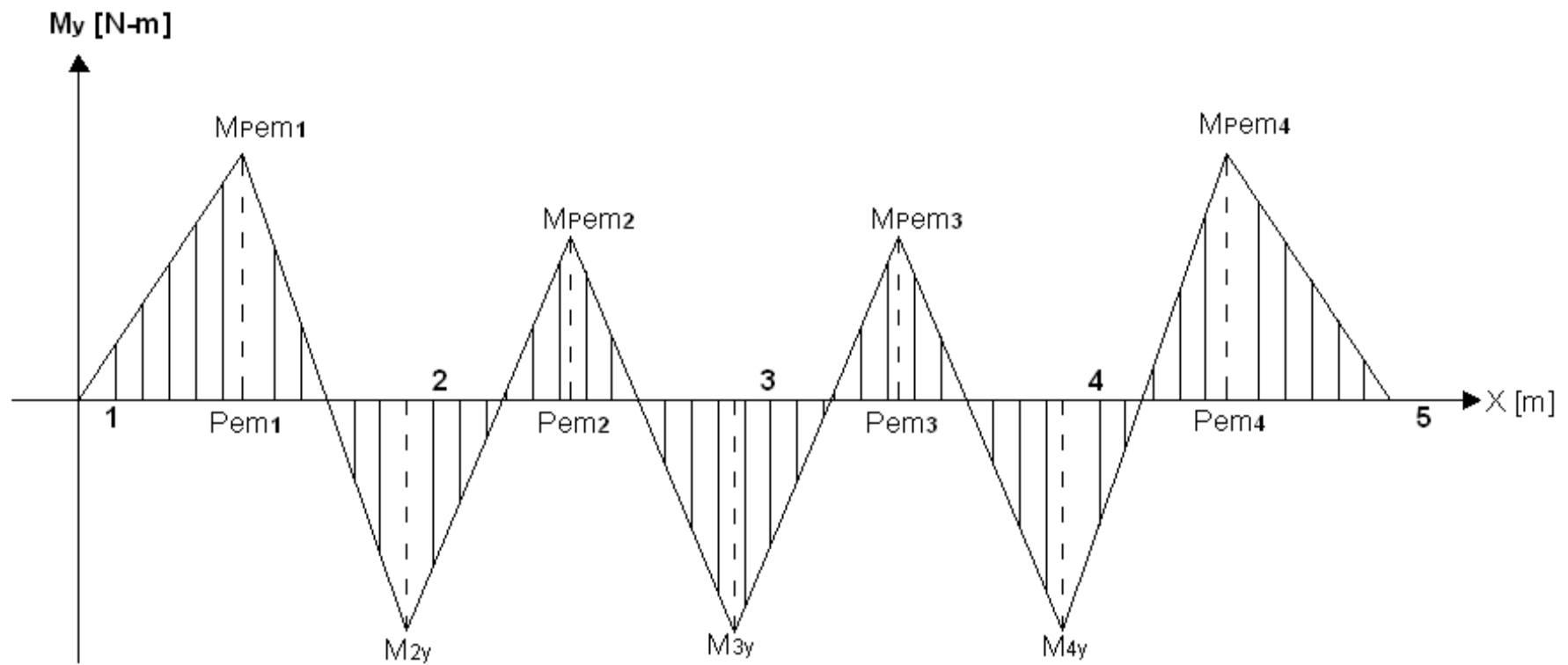


Figura 2.25 Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Y



) Figura 2.26 Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Y

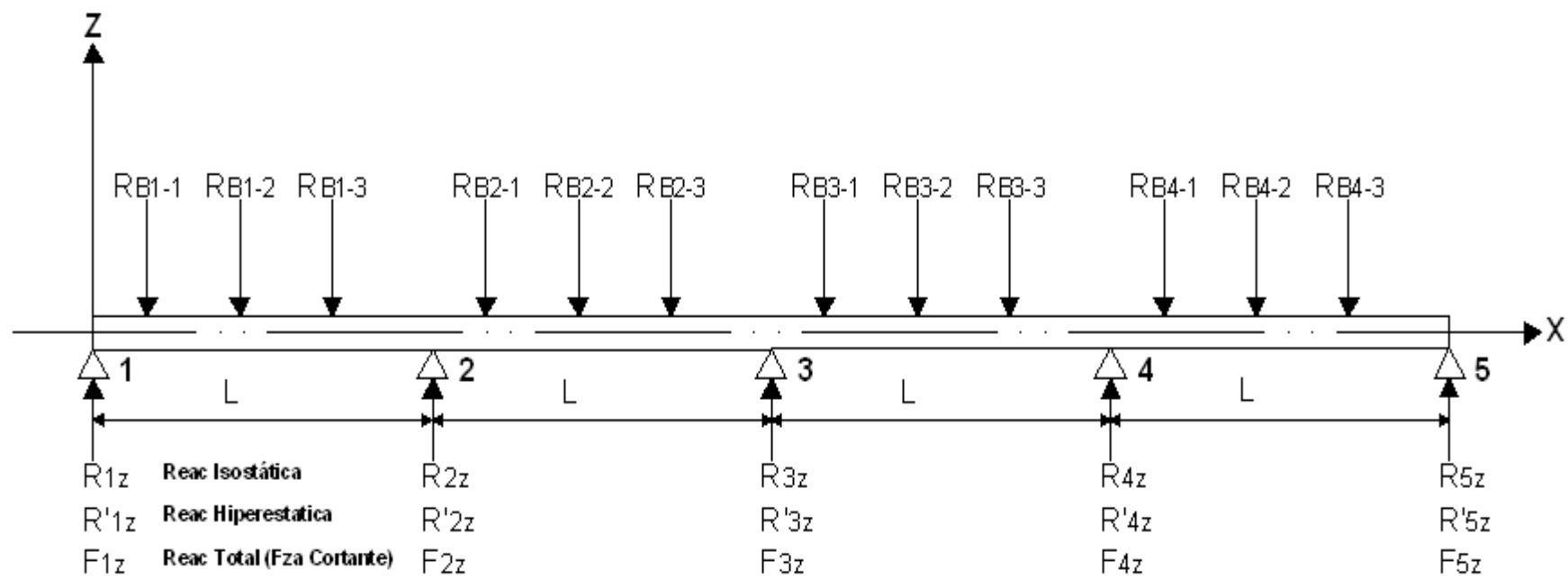


Figura 2.27 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Z

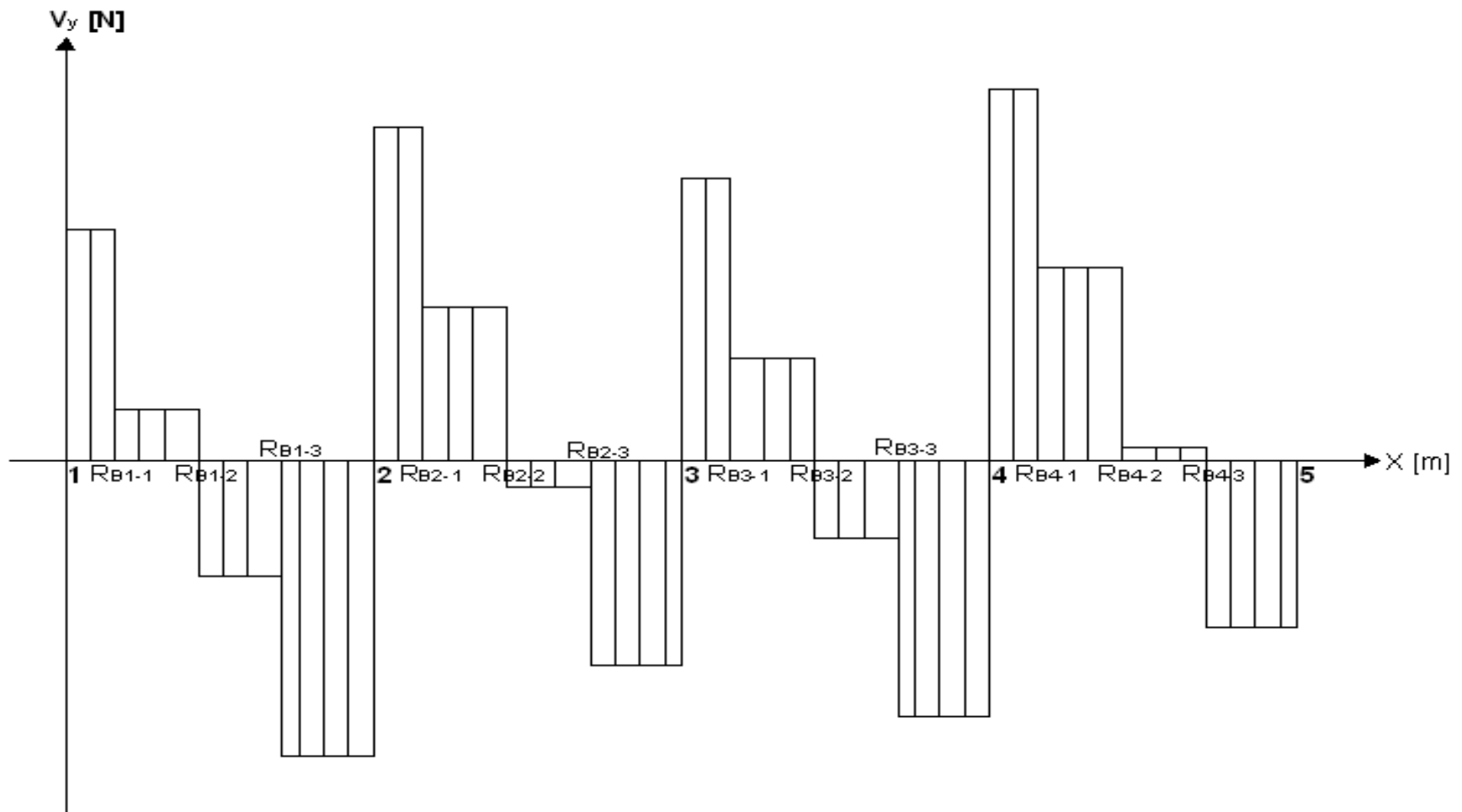


Figura 2.28 Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Z

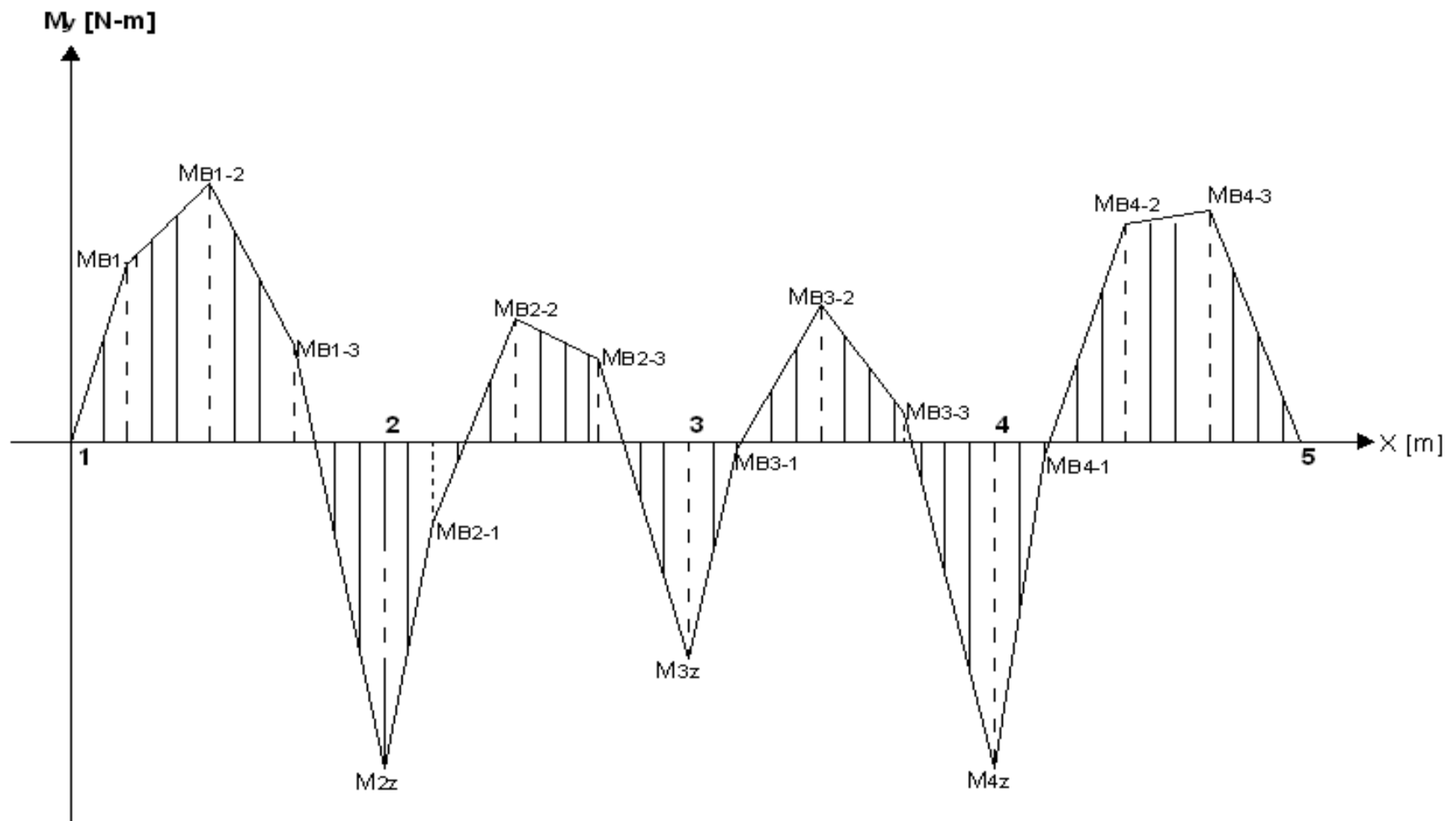


Figura 2.29 Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Z

2.6.6 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA⁵⁶

Antes de proceder al cálculo de la potencia se debe determinar los valores de las reacciones totales en cada uno de los puntos de apoyo sobre el cual está montado el eje motriz, esto se logra con ayuda de los valores obtenidos en los diagramas anteriores además de la ayuda de la siguiente ecuación:

$$R_1 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} \quad (\text{Ec. 2.56})$$

Este cálculo nos permitirá determinar el tipo de motor que se requiere en lo que respecta a la potencia necesaria para poder mover los ejes y realizar la mezcla requerida en el proceso. Para tal efecto hay que tomar en cuenta que lo primero a determinar es el torque generado en los punto críticos los cuales son en las uniones del eje de paleta (punto B) y en los bocines (punto C y D); estos últimos se determinan tomando en cuenta la fuerza de rozamiento que se produce entre las superficies del eje motriz y de los bocines teniendo que:

$$F_R = R * f' \quad (\text{Ec. 2.57})$$

Tal que:

F_R : Fuerza de rozamiento

R: Reacción que se genera en los rodamientos

f' : Coeficiente de rozamiento medio en el arranque (1.376¹⁵)

De lo antes mencionado se tiene que para los rodamientos, sus respectivos torques serán:

$$\zeta_1 = R_1 * f' \frac{\phi_2}{2} \quad (\text{Ec. 2.58})$$

Por lo tanto el torque total (T_T) que debe vencer el eje motriz tomando en cuenta todos sus tramos será:

$$T_T = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5 + 12\zeta_B \quad (\text{Ec. 2.59})$$

⁵⁶ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 58 a 61

Con este valor de torque determinado se puede hallar la potencia teórica del motor requerido la cual es:

$$H_T = \frac{T_T \cdot \eta}{63000} \quad (\text{Ec. 2.60})$$

Donde:

H_T : Potencia teórica en HP

T_T : Torque del motor en libras por pulgada

η : Velocidad rotacional en revoluciones por minuto

Pero como se mencionó anteriormente esto es solo para la potencia teórica ya que en la real (H_R) se debe tomar en cuenta las pérdidas a causa de las instalaciones eléctricas (Z_e) y por el uso de un motoreductor (Z_m):

$$Z_e = 0.015H_T \quad (\text{Ec. 2.61})$$

$$Z_m = 0.05H_T \quad (\text{Ec. 2.62})$$

Y por tanto la potencia real (H_R) será determinada como:

$$H_R = H_T + Z_e + Z_m$$

$$H_R = H_T + 0.015H_T + 0.05H_T = 1.065H_T \quad (\text{Ec. 2.63})$$

Lo cual nos permitirá determinar el diagrama torsor que afecta al eje motriz (ver Fig. 2.30)

2.6.7 DIAGRAMA DEL MOMENTO TORSOR DEL EJE MOTRIZ

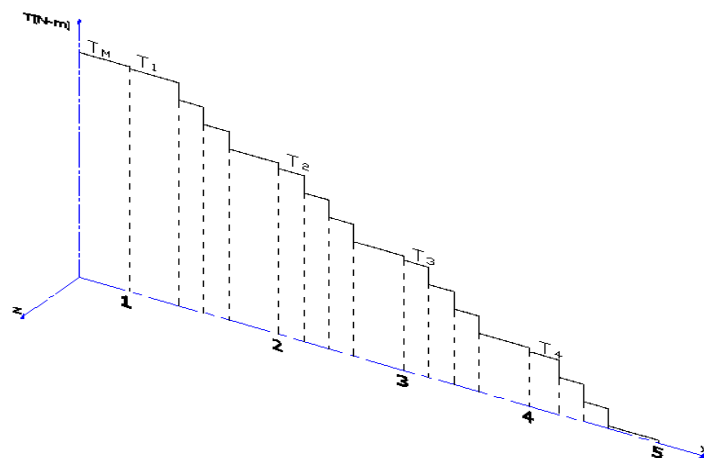


Figura 2.30 Diagrama del momento torsor del eje motriz

2.6.8 DETERMINACIÓN DEL PUNTO CRÍTICO DEL EJE MOTRIZ⁵⁷

En la figura 2.31 se presenta la distribución de los esfuerzos a los cuales está sometido el eje motriz en su sección crítica B₂, se debe tomar en cuenta que en el punto O existe tensión, el punto P está a corte y el punto Q se encuentra a compresión. Además hay que considerar que los valores de corte son despreciables respecto al efecto de la compresión y tensión que se producen sobre el mismo. Debido a todo lo antes presentado se puede concluir que el punto O es punto crítico.

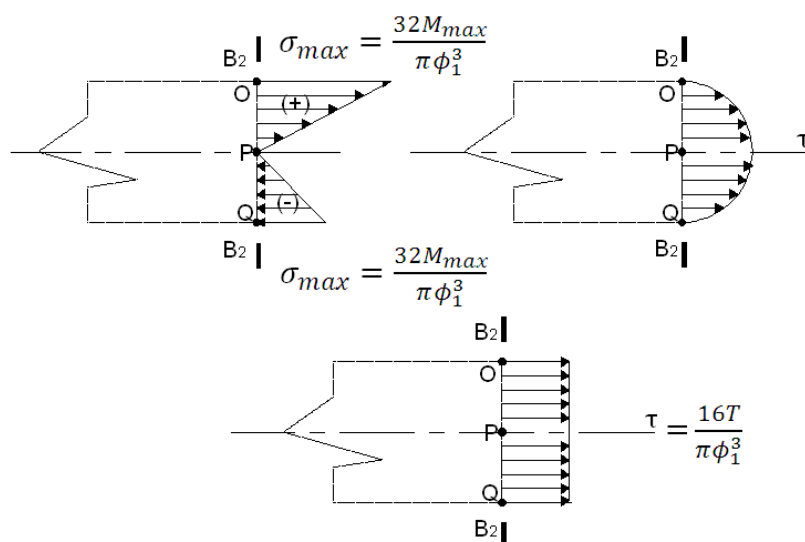


Figura 2.31 Distribución de esfuerzos sobre la sección crítica del eje motriz

2.6.9 DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS Y DE LA SECCIÓN CRÍTICA DEL EJE MOTRIZ⁵⁸

Con lo mencionado en la sección anterior se presenta un esquema (Fig. 2.32) de la distribución de esfuerzos sobre la sección y punto crítico del eje motriz.

⁵⁷ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 45 a 48

⁵⁸ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 45 a 48

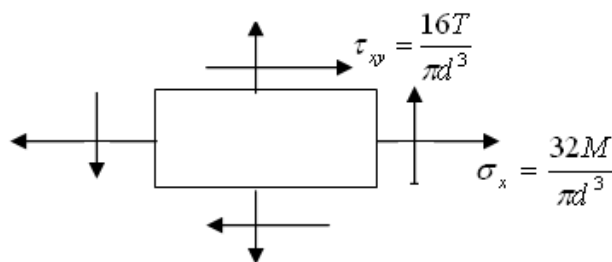


Figura 2.32 Esfuerzos combinados sobre un elemento ordinario

En la figura 2.25 se observa que la sección crítica del eje es la que se encuentra en el punto B₂, debido al mayor valor de momento que se presenta. El esfuerzo a flexión se determina como:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I/C} + \frac{T \cdot r}{J} \quad (\text{Ec. 2.64})$$

Debido a que se trata de un eje macizo al igual que el eje de la paleta la relación I/C se determina con la fórmula de la Ecuación 2.34 mientras que:

$$J = \frac{\pi \phi_1^4}{16} \quad (\text{Ec. 2.65})$$

Obteniendo así:

$$\sigma_{max} = \frac{32M_{max}}{\pi \phi_1^3} + \frac{16T}{\pi \phi_1^3} \quad (\text{Ec. 2.66})$$

2.6.10 DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE MOTRIZ⁵⁹

Tanto para el diseño estático como para el dinámico se considerará que el material a ser utilizado es un acero AISC 4340 (Anexo 1) cuyas propiedades mecánicas son:

S_{ut} = 1720 MPa

S_y = 1590 MPa

Una vez tomada en cuenta estas consideraciones, se procede al cálculo del factor de seguridad estático mediante la expresión:

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (\text{Ec. 2.67})$$

⁵⁹ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 280 a 284

2.6.11 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE MOTRIZ⁶⁰

Debido al tipo de proceso que se da de forma continua, se considera que el esfuerzo variará de manera repetitiva, y por lo tanto, se considera el diagrama (Fig. 2.33) para la determinación de los esfuerzos a flexión y corte que se presentan en el eje motriz.

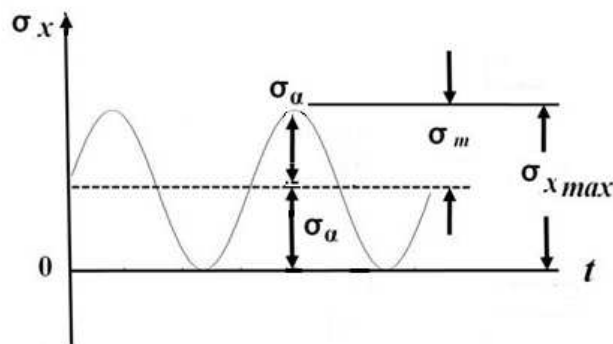


Figura 2.33 Esquema de un esfuerzo a flexión repetitivo

Tomando en cuenta la ecuación 2.39 así como:

$$\tau_{xy\max} = \tau_{xym} = \frac{16T}{\pi d_p^3} \quad (\text{Ec. 2.68})$$

Con ayuda de lo que expresa la teoría de distorsión, la cual dice

$$\sigma_y = 0 \Rightarrow \sigma_{ym} = \sigma_{ya} = 0$$

Se tiene:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (\text{Ec. 2.69})$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad (\text{Ec. 2.70})$$

2.6.11.1 Límite de Resistencia a la Fatiga del Eje Motriz⁶¹

Antes de determinar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento se debe determinar el límite de resistencia a la fatiga de la probeta (Se') la cual va a

⁶⁰ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 302 a 310

⁶¹ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), "Manual de diseño mecánico", Editorial McGraw-Hill, México, pág. 310 a 317

depender de la resistencia última (S_{ut}) del material. Por lo tanto, como se considera un acero AISC 4340 (ver sección 2.5.8) se puede utilizar la ecuación 2.40 para el cálculo de S_e' .

De lo antes mencionado se determinará el límite de resistencia a la fatiga del eje de la paleta mediante la expresión:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad (\text{Ec. 2.71})$$

Tal que:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del eje de la paleta

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga de la probeta del mismo material

k_a : Factor de corrección por acabado superficial

k_b : Factor de corrección por el tamaño

k_c : Factor de corrección por confiabilidad

k_d : Factor de corrección por temperatura

k_e : Factor de corrección por concentración de esfuerzos

k_f : Factor de corrección por efectos diversos

2.6.11.2 Determinación de los factores de corrección⁶²

Cada uno de los factores de corrección (k) se determinarán de acuerdo a las características del elemento así como las condiciones de trabajo, teniendo que:

2.6.11.2.1 Factor de superficie K_a

El factor de modificación depende de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión. La fórmula para obtener K_a es:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (\text{Ec. 2.72})$$

Donde los valores de a y b se encuentran tabulados (Ver Anexo 2)

⁶² SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 317 a 329

2.6.11.2.2 Factor de tamaño K_b

Los factores de tamaño se han evaluado utilizando 133 conjuntos de puntos dados. Los resultados en los casos de flexión y torsión se pueden expresar como:

$$k_b = 0.869d^{-0.097} \text{ in}; \text{ Si } 0.3 \leq d \leq 10 \text{ in}$$

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ mm}; \text{ Si } 8 \leq d \leq 250 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2.73})$$

En el caso que se aplique carga axial no existe efecto de tamaño, pero para tamaños mayores a los especificados anteriormente se tiene valores K_b de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión

2.6.11.2.3 Factor de confiabilidad K_c

Debido a no existir riesgo de vidas humanas se maneja una confiabilidad del 50%, lo cual da que $K_c = 1$

2.6.11.2.4 Factor de Temperatura K_d

Ya que la máquina realizará su trabajo en un rango de temperatura $T \leq 450^\circ\text{C}$ (840°F) se toma un valor de $K_d = 1$

2.6.11.2.5 Factor de concentración de esfuerzos K_e

Tomando en cuenta que no se presentan discontinuidades a lo largo del tramo que forma el eje de la paleta se toma como $K_e = 1$.

2.6.11.2.6 Factor de efectos diversos K_f

A pesar de que el elemento estará en contacto con materiales moderadamente corrosivos, se debe tomar en cuenta que sobre dicho elemento se le realizará un tratamiento superficial de galvanizado, lo cual no afecta la resistencia a la fatiga y por lo tanto $K_f = 1$.

2.6.11.3 Factor de Seguridad para el Diseño Dinámico del Eje Motriz⁶³

La determinación del factor de seguridad del diseño dinámico se lo realiza mediante la utilización del diagrama de la línea de Goodman modificada (ver Fig. 2.17)

Mediante la cual se obtiene:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma'_a S_e}{\sigma'_m + S_{ut}}} \quad (\text{Ec. 2.74})$$

Y por lo tanto el factor de seguridad dinámico se calculará como:

$$\eta_d = \frac{S_a}{\sigma'_a} = \frac{S_m}{\sigma'_m} \quad (\text{Ec. 2.75})$$

2.7 SELECCIÓN DE UN MOTOREDUCTOR

Para realizar una correcta selección del motoreductor (fig. 2.34) se debe tomar en cuenta dos parámetros importantes como son:

- La potencia requerida para realizar la mezcla (medida en HP)
- Las revoluciones por minuto (rpm) de salida

Tomando en cuenta el Anexo 5 Se procede a escoger un motoreductor en base a la potencia teórica calculada, pero en caso de no existir para dicho valor se procede a la obtención del equipo cuyo valor sea el inmediato superior; luego de esto se debe escoger el que cumpla con los valores de velocidad (rpm) más cercana a la requerida por la mezcladora.



Figura 2.34 Ejemplos de motoreductores

⁶³ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 261

2.8 SELECCIÓN ACOPLES

Las principales funciones de los acoples mecánicos son las de prolongar líneas de transmisión entre ejes con iguales o diferentes diámetros, y estén estos o no alineados entre sí. Para tales efectos se disponen de diferentes tipos de acoplamientos (Fig. 2.35) mecánicos en el mercado como son:

- Acoplamientos rígidos
- Acoplamientos flexibles
- Acoplamientos especiales o articulados

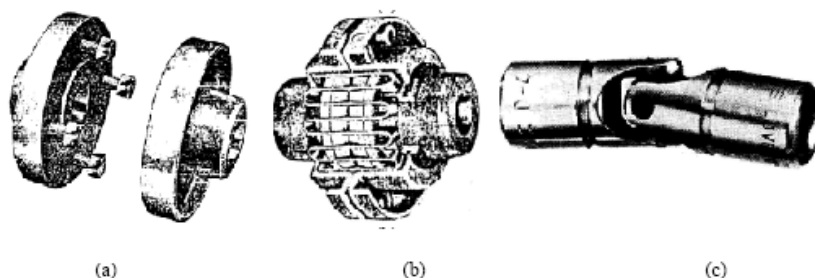


Figura 2.35 Ejemplos de acoples (a) Acople rígido (b) Acople flexible (c) Acople articulado

Cada uno de estos tipos de acoples poseen diferentes modelos así como características importantes que los hacen más idóneos para una u otra tarea, y por tanto su selección dependerá de los ofrecimientos de los fabricantes. En tales circunstancias no es posible aplicar una teoría general o modelo matemático de comportamiento y por tanto, es recomendable utilizar la información que ofrecen los fabricantes en sus prospectos comerciales.

Por tal motivo se debe considerar que de acuerdo a las necesidades del presente proyecto se recurrirá a utilizar acoples flexibles (de engranaje) ya que estos acoplamientos suelen permitir un deslizamiento axial sustancial y también puede tolerar cierto desplazamiento angular, además de transmitir torques muy elevados.

2.8.1 SELECCIÓN DE UN ACOPLER MECÁNICO FLEXIBLE ⁶⁴

Por todo lo antes mencionado se procede a la selección de un acople mecánico flexible (Anexo 5) con ayuda de la teoría dada por uno de los fabricantes de este tipo de producto (PAULSTRA VIBRACHOC). Por lo tanto, para la selección del acople se debe tomar en cuenta:

- Par nominal a transmitir
- Coeficiente de seguridad
- Par nominal de acoplamiento
- Rigidez – Desalineaciones – Diferencias
- Dimensiones – Espacio ocupado
- Entorno – Temperatura – Agentes externos

2.8.1.1 Par nominal de transmisión (T_T)

El par nominal es el factor principal de dimensionamiento de los acoplamientos de los ejes y de las máquinas directamente conectadas a ellos. Este par nominal a transmitir es función de la potencia nominal a transmitir (K_w) y de la velocidad de rotación (rpm).

2.8.1.2 Coeficiente de seguridad (K)

Para la determinación de este coeficiente hay que tener en cuenta:

- Las irregularidades del par (Tabla 2.3) debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (K_1),
- Las frecuencias de arranque (K_2) se observan en la Tabla 2.4
- El número de horas de funcionamiento por día (K_3) se determinan en la Tabla 2.5

⁶⁴ <http://www.Tejasas.es/catalogos/rojo.pdf>

Tabla 2.3 K1 relación entre máquina motriz y máquina receptora

Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston			
	4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	① Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Linea de ejes •Bombas centrifugas •Ventilador centrifugo ...
1,2	1,4	1,7	② Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	③ Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrifuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	④ Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	⑤ Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	⑥ Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mampostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Tabla 2.4 K2 coeficiente en función de la frecuencia de arranque

Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
Ver cuadro K ₁					
①	1	1,2	1,3	1,5	1,6
② ③	1	1,1	1,2	1,3	1,4
④ ⑤ ⑥	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Tabla 2.5 K3 coeficiente en función de las horas de trabajo diario

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente K ₃	0,9	1	1,1	1,2

El valor K del producto de los coeficientes K₁, K₂, K₃, se denomina coeficiente de seguridad o factor de carga.

2.8.1.3 Par nominal de acoplamiento (Tn)

Se determina mediante la ecuación:

$$T_n = K * T_T \quad (\text{Ec. 2.76})$$

Para tal efecto es prudente el no determinar un coeficiente de seguridad excesivo porque podría seleccionarse un acoplamiento sobredimensionado y demasiado rígido.

2.8.1.4 Rigidez – Desalineaciones - Diferencias

Un acoplamiento elástico tiene siempre, en graduación diferente según el tipo, estructura y dimensionamiento, posibilidades de deformación según cuatro modos: axial, radial, cónico y torsional (Fig. 2.36), para cada uno de los cuales se define una rigidez. Esta rigidez condiciona las reacciones del acoplamiento cuando se le impone las diferentes deformaciones posibles.

Es evidente que un acoplamiento admite mejor los efectos de alineaciones cuanto mayor sea su flexibilidad (por tanto, más pequeña su rigidez). Con acoplamientos flexibles, las "alineaciones" no son operaciones arduas, de alta precisión, como en el caso de acoplamientos rígidos. Por supuesto, las reacciones elásticas del acoplamiento, que repercuten sobre los ejes y las columnas, son proporcionales a las amplitudes de las desalineaciones impuestas.

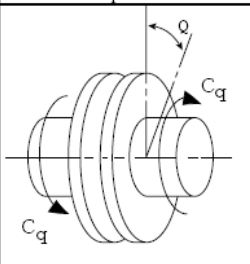
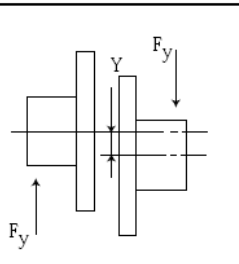
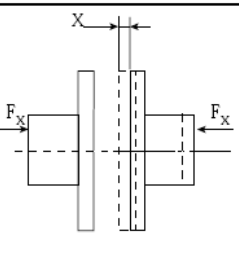
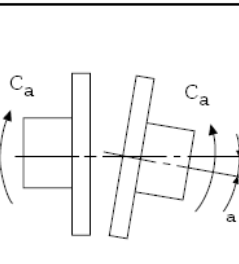
Rigidez torsional o polar	Rigidez radial	Rigidez axial	Rigidez cónica
			
$K_q = \frac{\text{Par de torsión}}{\text{Angulo de torsión}} = \frac{C_q}{Q}$	$K_y = \frac{\text{Esfuerzo radial}}{\text{Diferencia radial correspondiente}} = \frac{F_y}{Y}$	$K_x = \frac{\text{Esfuerzo axial}}{\text{Deformación axial correspondiente}} = \frac{F_x}{X}$	$K_a = \frac{\text{Par de desalineac.}}{\text{Desalineación angular}} = \frac{C_a}{a}$
Expresado en m.kN/radiante	Expresado en m.kN/radiante	Expresado en daN/mm	Expresado en m.kN/radiante

Figura 2.36 Factores de rigidez de acuerdo al tipo de desalineación

2.8.1.5 Dimensiones – Espacio ocupado.

Para esta condición hay que tener en cuenta:

- Las dimensiones (diámetro y longitud) de los extremos de los ejes en donde se aplicarán los manguitos del acoplamiento,
- El espacio disponible (diámetro y longitud) para el acoplamiento entre las máquinas.

2.8.1.6 Entorno – Temperatura – Agentes externos

Debido a que la mayor parte de este tipo de acoples está constituido por una parte de caucho natural, este a su vez tiene las propiedades de:

- Soportar muy bien el entorno de trabajo de la mayor parte de las máquinas,
- No resulta afectado por vertidos accidentales de aceite o de gasolina,
- Soportar, con facilidad, temperaturas de hasta 70°C.

Una temperatura permanente más elevada conduciría a una disminución progresiva de las cualidades del caucho del cual están formados los acoples, y por tanto, sería necesario considerar mezclas especiales.

2.9 DISEÑO DE CHAVETAS⁶⁵

“Una chaveta es un elemento situado entre las superficies de un eje o árbol y el cubo de un elemento transmisor de potencia (rueda dentada, piñón, polea, tambor, etc.); transmitiendo el par torsor de un elemento a otro (eje-cubo)”. Tales elementos se colocan dentro de ranuras elaborados axialmente (chaveteros) sobre el eje y sobre el cubo del elemento transmisor.

2.9.1 SELECCIÓN Y CÁLCULO DE CHAVETAS Y SUS ALOJAMIENTOS

Las chavetas al igual que sus alojamientos se determinan luego de calcular el diámetro del eje de transmisión (eje motriz) con el uso de las tablas correspondientes de acuerdo a la norma correspondiente (Anexo 6) Lo cual deja solo por determinar la longitud y el tipo de material del cual estará constituida la chaveta; pero al especificar una de ellas se puede determinar la otra. Para tal efecto se debe determinar las fuerzas que actúan sobre tales elementos (fig. 2.37)

⁶⁵ RODRÍGUEZ/RICO/RODRÍGUEZ, (2004), “Elementos de máquinas, teoría y problemas”, Universidad de Oviedo, pág. 25 a 29

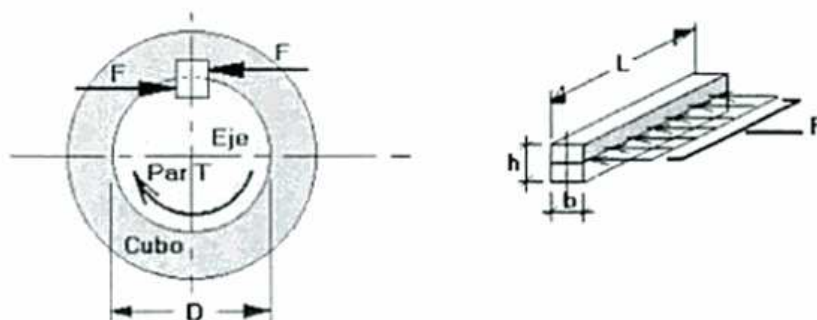


Figura 2.37 Fuerzas actuantes sobre una chaveta

Donde:

L: Longitud de la chaveta.

D: Diámetro del eje.

b: Ancho de la chaveta; dimensión normalizada en función del diámetro del eje.

h: Altura de la chaveta; dimensión normalizada en función del diámetro del eje.

T: Par a transmitir

Las chavetas pueden fallar por dos motivos principales que son:

- Por corte sobre la sección transversal de la chaveta que es la parte que corresponde a la altura (h)
- Por aplastamiento entre las superficies que conforman el asiento entre la chaveta- eje o la chaveta-cubo

2.9.1.1 Diseño de chavetas por corte

Considerando la teoría de la energía de distorsión, se determina que la resistencia al corte es:

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (\text{Ec. 2.77})$$

El esfuerzo por corte debido al par torsional que se produce (T_T) está dado por:

$$\tau = \frac{2T_T}{DhL} \quad (\text{Ec. 2.78})$$

Por lo tanto se determina el factor de seguridad por corte (η_c) como:

$$\eta_c = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577S_y}{\tau} \quad (\text{Ec. 2.79})$$

Y por tanto la longitud mínima de la chaveta en este caso ($L_{\min 1}$) será:

$$L_{\min 1} = \frac{2T_T}{Dh\tau} \quad (\text{Ec. 2.80})$$

2.9.1.2 Diseño de chavetas por aplastamiento

El esfuerzo por la compresión (σ_{apl}) que se da en las áreas de la chaveta son las mismas tanto para la parte del alojamiento en el eje como del alojamiento en el cubo; por lo cual se tiene:

$$\sigma_{apl} = \frac{4T_T}{DhL} \quad (\text{Ec. 2.81})$$

Por lo tanto se determina el factor de seguridad por aplastamiento (η_{apl}) como:

$$\eta_{apl} = \frac{S_y}{\tau} \quad (\text{Ec. 2.82})$$

Y para este caso la longitud mínima de la chaveta ($L_{\min 2}$) será:

$$L_{\min 2} = \frac{2T_T}{Dh\sigma_{apl}} \quad (\text{Ec. 2.83})$$

De los valores obtenidos en las ecuaciones 2.80 y 2.83 se tomarán como longitud de diseño, la de mayor valor entre las dos.

2.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS⁶⁶

Estos elementos son en los que la carga principal se transmite a través de contacto de rodadura y no de deslizamiento; están constituidos en dos grupos que son:

- Rodamientos axiales
- Rodamientos radiales

Para determinar la duración de un rodamiento existen diferentes métodos, pero la más difundida expresa:

⁶⁶ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 511 a 527

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{Ec. 2.84})$$

Donde:

L_{10} : Vida nominal en número de horas de trabajo a velocidad (rpm) constante

C: Capacidad de carga dinámica en Newton (N)

P: Carga dinámica equivalente en Newton (N)

p: Exponente cuyo valor es $p=3$ si se trabaja con rodamientos de bolas o $p=10/3$ si se trabaja con rodamientos de rodillos

Tomando en cuenta la teoría del catálogo WL 41 520/3 SB de los rodamientos FAG se tiene que para cargas dinámicas:

$$P = F_r \quad \text{para} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (\text{Ec. 2.85})$$

$$P = 0.56F_r + YF_a \quad \text{para} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (\text{Ec. 2.86})$$

Mientras que para estáticas:

$$P_o = F_r \quad \text{para} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.8 \quad (\text{Ec. 2.87})$$

$$P_o = 0.6F_r + 0.5F_a \quad \text{para} \quad \frac{F_a}{F_r} > 0.8 \quad (\text{Ec. 2.88})$$

Donde:

F_a : Carga axial

F_r : Carga radial

Y: Factor axial

Y los valores de Y se encuentran tabulados (Tabla 2.6)

Tabla 2.6 Valores de Y y e

$\frac{F_a}{C_o}$	e	Y
0.025	0.22	2.0
0.040	0.24	1.8
0.070	0.27	1.6
0.130	0.31	1.4
0.250	0.37	1.2
0.500	0.44	1.0

Debido a que la máquina se mueve con una velocidad constante se tiene que:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{1000000}{60n} L_{10} \quad (\text{Ec. 2.89})$$

Donde:

L_{10h} : Vida nominal en horas de servicio

F_r : Velocidad de giro (rpm)

Los valores de las fuerzas radiales (F_r) se obtiene de la fuerza resultante en cada parte del tramo del eje motriz expresado en las figuras 4.15 y 4.18 mientras que debido a la inclinación de 5° que se produce en el tanque la fuerza axial (F_a) es producto de la componente del peso en el eje X de cada tramo del eje motriz en conjunto con sus elementos; y esto último se irá acumulando conforme los tramos se alejen del punto de contacto con el motor. Con estos datos se procede a llenar la siguiente tabla (Tabla 2.7) de datos:

Tabla 2.7 Cálculo de las fuerzas radiales y axiales

Posición	F_r	F_a	F_a/F_r	F_a/Co	e	y	C
R1-i	$\sqrt{F_{10y}^2 + F_{10z}^2}$	$Pem \cdot \text{Sen}(5^\circ)$	$\frac{\sqrt{F_{10y}^2 + F_{10z}^2}}{Pem \cdot \text{Sen}(5^\circ)}$	$Pem \cdot \text{Sen}(5^\circ)/Co$	Interpolar de Tabla 2.5	Interpolar de Tabla 2.5	$P \approx L_{10}^3$
R1-d	$\sqrt{F_{1dy}^2 + F_{1dz}^2}$	$Pem \cdot \text{Sen}(5^\circ)$	$\frac{\sqrt{F_{1dy}^2 + F_{1dz}^2}}{Pem \cdot \text{Sen}(5^\circ)}$	$Pem \cdot \text{Sen}(5^\circ)/Co$			$P \approx L_{10}^3$

2.10.1 SELECCIÓN DEL SOPORTE PARA EL RODAMIENTO⁶⁷

Estos elementos son apoyos económicos y de fácil mantenimiento que puede ser de hierro colado o de acero prensado, estos pueden ser, de acuerdo al catálogo SKF (SNA, SN, SD), pero para nuestras necesidades se usará un soporte de pie SNA para rodamientos con manguillo de fijación (Fig. 2.38)

⁶⁷ SKF, "Catalogo General", pág. ¿??

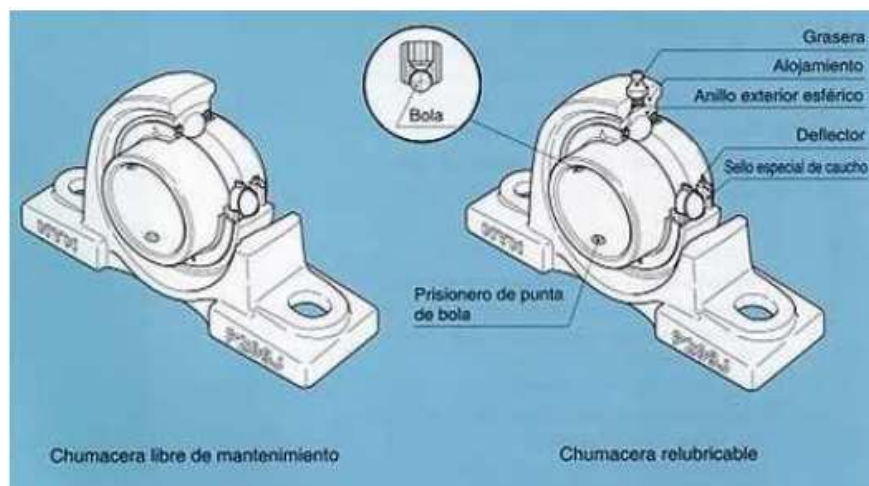


Figura 2.38 Esquema y partes de una chumacera tipo UCP

Tomando en cuenta lo que se expresa en el catálogo SKF, los requerimientos para la selección del soporte son:

- El tipo se escogerá en función del lugar donde se puede apoyar y su facilidad de montaje.
- Después de determinar las dimensiones del rodamiento se determina las dimensiones básicas de la chumacera y así probar si es posible el acoplamiento entre las dos piezas.
- Con lo antes mencionado se determina la longitud total, distancias y diámetros de los alojamientos.

2.11 DIMENSIONAMIENTO DE PERNOS⁶⁸

De manera general se considera a los elementos de unión tales como pernos, tornillos y espárragos (sujetadores) que están sometidos a tracción (tensión), compresión, corte o una combinación de estas.

2.11.1 NOMENCLATURA DE LAS ROSCAS

Los símbolos utilizados para las definiciones y formulas que se usará en el presente estudio se ilustra en la Figura 2.39

⁶⁸ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 367 a 393

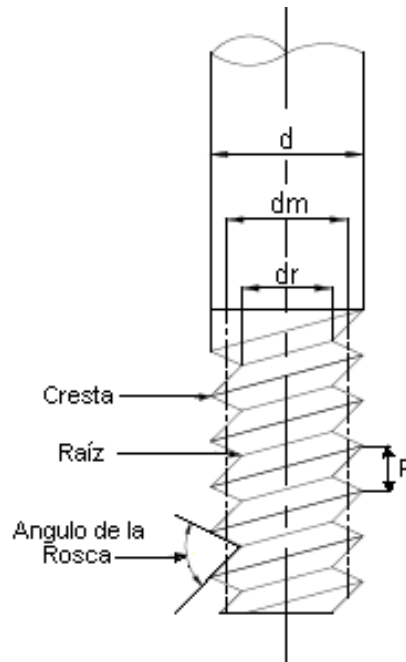


Figura 2.39 Simbología de una rosca de tornillo

Donde:

d = Diámetro mayor (nominal)

d_m = Diámetro medio

d_r = Diámetro menor o de raíz

p = Paso

Debido a la disponibilidad de materiales se considera solamente el análisis de pernos en el sistema métrico decimal. Teniendo así que para tal sistema un perno se define (Fig. 2.40) como:

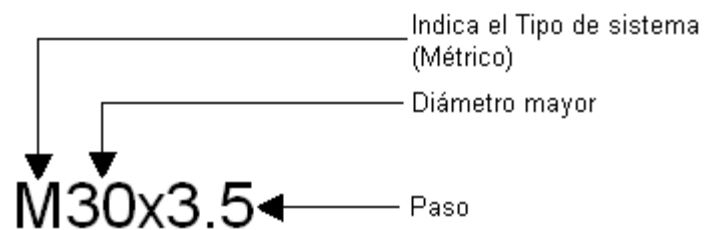


Figura 2.40 Denominación de un perno en el sistema métrico

A partir de esto se debe definir ciertos parámetros para los pernos tales como la resistencia a la tensión, la cual, se determina mediante el área de esfuerzo a la tensión, tal que:

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_t}{2}\right)^2 \quad (\text{Ec. 2.90})$$

Donde:

A_t = Área de esfuerzo de tensión

d_t = Diámetro de tensión = $d_m + d_r$

De tal forma que:

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_m + d_r}{2}\right)^2 \quad (\text{Ec. 2.91})$$

Y que para el caso de roscas métricas se tiene:

$$d_r = d - 1.226869p \quad (\text{Ec. 2.92})$$

$$d_m = d - 0.649519p \quad (\text{Ec. 2.93})$$

Con todo lo antes mencionado se procede al cálculo del factor de seguridad a la fluencia mediante:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_t} = \frac{S_y * A_t}{F_b} \quad (\text{Ec. 2.94})$$

Donde:

n_y = Factor de seguridad a la fluencia

σ_t = Esfuerzo de tensión del perno

F_b = Fuerza que soporta el perno

2.11.2 ANÁLISIS DE FUERZAS QUE AFECTAN A LAS UNIONES CON PERNOS

A continuación se presenta la forma general de cómo actúan las fuerzas en un sistema que está unido mediante pernos (Fig. 2.41)

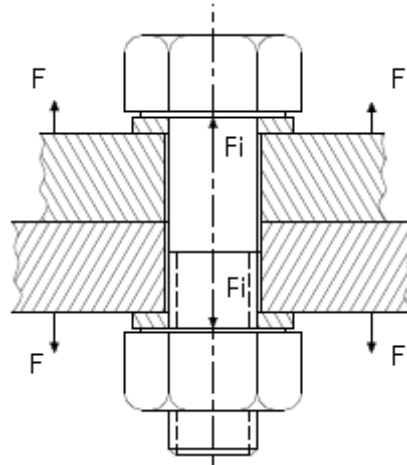


Figura 2.41 Piezas empernadas sometidas a tensión

Tal que:

F = Fuerza de tensión producida en la junta empernada

F_i = Fuerza inicial o precarga

Considerando que la utilización de los pernos es generar y conservar la presión entre las piezas a ser unidas, para tal efecto, se debe producir una tensión, la cual, a su vez, produce que el perno se estire. Dicha presión se conoce como precarga del perno; y cuyo valor está dado por:

$$0.6F_p < F_i < 0.9F_p \quad (\text{Ec. 2.95})$$

$$F_p = A_t * S_p \quad (\text{Ec. 2.96})$$

Tal que:

F_p = Fuerza de precarga

S_p = Resistencia de prueba

2.11.2.1 Análisis de rigidez en sistemas empernados

Considerando a los pernos como elementos elásticos, su deformación total en tensión simple está dada por:

$$\delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} \quad (\text{Ec. 2.97})$$

Tal que:

δ = Deformación total

F' = Fuerza aplicada en elementos empernados

l = Agarre en elementos empernados (espesor total de las piezas a sujetar)

A = Área transversal del perno (en base al diámetro mayor)

Con ayuda de lo antes mencionado se procede a determinar la constante de rigidez (K), la cual se calcula mediante la ecuación:

$$K = \frac{F'}{\delta} = \frac{A \cdot E}{l} \quad (\text{Ec. 2.98})$$

Se debe de considerar que el sistema de unión mediante pernos consta de una parte en la que actúa la rosca del perno y la otra en la que el elemento de unión no posee rosca. Dicho conjunto funciona como un sistema de resortes en serie. Por lo tanto la constante de rigidez total se obtiene mediante:

$$\frac{1}{K_q} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \Rightarrow K_q = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \quad (\text{Ec. 2.99})$$

Donde:

$$K_1 = \frac{A_r E}{l_r} \quad \wedge \quad K_2 = \frac{A_d E}{l_d} \quad (\text{Ec. 2.100})$$

Y por lo tanto:

$$K_q = \frac{A_r A_d E}{l_r A_d + l_d A_r} \quad \wedge \quad l = l_r + l_d \quad (\text{Ec. 2.101})$$

Tal que:

K_q = Rigidez equivalente del perno en la zona de apriete

K_1 = Rigidez de la porción roscada del perno

K_2 = Rigidez de la porción no roscada del perno

A_d = Área transversal del diámetro nominal

l_r = Longitud de la porción roscada del perno

l_d = Longitud de la porción no roscada del perno

2.11.2.2 Análisis de la resistencia del perno

La resistencia máxima que el perno puede soportar esta dada por la fuerza máxima que el perno puede soportar sin tener una deformación permanente; y el límite de dicha resistencia está en función del cociente de la carga límite y el área de esfuerzo de tensión. Esta resistencia límite es aproximadamente el 90% de la resistencia a la fluencia en una deformación permanente del 0.20%.

2.11.2.3 Análisis de la precarga en pernos y cargas estáticas

Al ser el perno precargado mediante F_i para luego sobre este aplicar cargas F y F_c (cortante), el sujetador experimenta un aumento en su deformación, el cual está determinada por:

$$\Delta\delta_b = \frac{F_b}{K_b} \quad (\text{Ec. 2.102})$$

Donde:

$\Delta\delta_b$ = Variación en la deformación del perno

F_b = Porción de la fuerza externa tomada por el perno

K_b = Rigidez del perno

Aunque las piezas a ser unidas inicialmente están a compresión debido a la precarga, esta disminuirá al ser aplicada la carga externa; dicha reducción se da por la ecuación:

$$\Delta\delta_m = \frac{F_m}{K_m} \quad (\text{Ec. 2.103})$$

Donde:

$\Delta\delta_m$ = Variación en la deformación de las piezas unidas

F_m = Porción de la fuerza externa tomada por las piezas unidas

K_m = Rigidez de las piezas unidas

Tal que:

$$K_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[5 \left(\frac{l + 0.5d}{l + 2.5d} \right) \right]} \quad (\text{Ec. 2.104})$$

Tomando en cuenta que los elementos a ser unidos no se han separado, se tiene:

$$\Delta\delta_b = \Delta\delta_m \Rightarrow \frac{F_b}{K_b} = \frac{F_m}{K_m} \quad (\text{Ec. 2.105})$$

Y sabiendo que

$$F = F_b + F_m \quad (\text{Ec. 2.106})$$

Entonces

$$F_b = \frac{K_b}{K_b + K_m} F \quad (\text{Ec. 2.107})$$

Y por lo tanto, si:

$$c = \frac{K_b}{K_b + K_m} \Rightarrow F_b = cF \quad (\text{Ec. 2.108})$$

Donde a c se lo considera como la constante de la rigidez de los materiales y perno. De todo lo antes expuesto se tiene que la carga resultante (F_R) sobre el perno es:

$$F_R = F_i + F_b = F_i + cF \quad (\text{Ec. 2.109})$$

Mientras que la compresión resultante F_{com} de los elementos empuñados esta dado por:

$$F_{com} = F_m - F_i = F(1 - c)(F - F_i) \quad (\text{Ec. 2.110})$$

2.11.2.4 Análisis de las fuerzas cortantes en los pernos

Los pernos que se van a dimensionar, son los que se usarán en la sujeción de las chumaceras con las columnas de soporte, por tal motivo, estos elementos también están sometidos a fuerzas cortantes (Fig. 2.42)

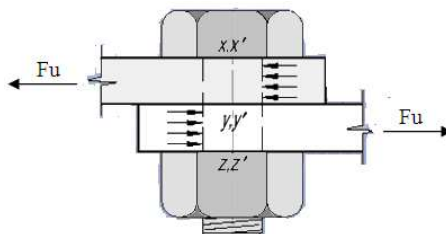


Figura 2.42 Esquema de un perno sometido a corte simple

Tomando en cuenta que serán dos los pernos utilizados para el acople de las chumaceras, el esfuerzo cortante al cual están sometidos los pernos es:

$$\tau = \frac{F_U}{A_p} = \frac{4 F_U}{\pi d_p^2} \quad (\text{Ec. 2.111})$$

Donde:

F_U : La mayor fuerza de reacción que actúa sobre el perno debido al eje motriz

A_p : Área de corte

d_p : Diámetro del perno

Por la teoría se sabe que la resistencia a la fluencia para el corte es de $S_{sy}=0.577S_y$, lo cual nos permite determinar el factor de seguridad estático para los pernos, lo cual se calculará como:

$$\eta_s = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{\pi * d_p^2 * 0.577 S_y}{4 F_U} \quad (\text{Ec. 2.112})$$

2.11.2.5 Determinación del momento torsor para el apriete de pernos

El momento torsional para un correcto apriete de los pernos en las diferentes uniones está dado por:

$$T = 0.20 F_t d \quad (\text{Ec. 2.113})$$

Tal momento se lo puede realizar en campo mediante la utilización de equipos específicos como son dispositivos neumáticos, el método simple de giro de tuerca o la utilización de una llave torsimétrica. Esta última tiene la capacidad de ser calibrada la presión del aire de forma que se detenga cuando se llega al momento torsional al que se calibro.

2.12 DISEÑO DE ELEMENTOS SOPORTES⁶⁹

2.12.1 DISEÑO DE COLUMNAS PARA EXTREMOS

Tanto para los apoyos 1 y 5 del eje motriz dentro del tanque, se procede al diseño de columnas (Fig. 2.43) utilizando la metodología desarrollada por Rankine – Gordon, la cual indica, que se debe determinar la relación de esbeltez mecánica para columnas; de tal manera que cumplan con la condición:

⁶⁹ SINGER Ferdinan / PYTEL Andrew, (1994), “Resistencia de materiales”, Editorial Harla, México, pág. 356 a 365

$$\frac{L_c}{r} \leq 60 \Rightarrow \frac{P}{A_c} = 103 [MPa]$$

$$\frac{L_c}{r} \geq 60 \Rightarrow \frac{P}{A_c} = \frac{124}{1 + \frac{1}{18 \times 10^3} \left(\frac{L_c}{r} \right)^2} \quad (\text{Ec. 2.113})$$

Donde:

$\frac{L_c}{r}$ = Esbeltez mecánica

P = Carga Crítica

A_c : Área de la sección transversal de la columna

r : Radio de giro de la columna

L_c : Longitud de la columna

Para tal efecto se debe seleccionar un tipo de columna a partir de los catálogos que se posean o de la disponibilidad de elementos en el mercado. Una vez realizada la selección del elemento se determinará sus valores de:

E : Módulo de elasticidad

G_{pc} : Esfuerzo en el punto de cedencia

I_y : Momento de inercia respecto al eje y de la columna

A_c : Área de la sección transversal de la columna

r : Radio de giro de la columna

L_c : Longitud de la columna

$I/C = S$: Módulo de resistencia de la sección

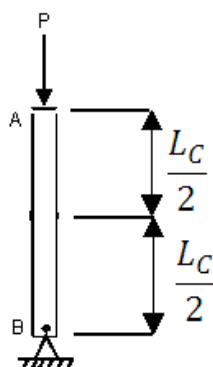


Figura 2.43 Esquema de columna sometida a compresión

Una vez seleccionada la columna que cumpla con la relación de la ecuación 2.113, se procede a determinar su carga crítica de tal manera que se tiene:

$$P = 103 * A_c \quad (\text{Ec. 2.114})$$

Hay que considerar que P representa la carga crítica y por lo tanto dicho valor se debe dividir para el factor de seguridad a ser utilizado en el diseño y así obtener la carga admisible que soportará nuestro elemento.

$$P_T = \frac{P}{F.S.} \quad (\text{Ec. 2.115})$$

Donde:

P_T = Carga admisible

P= Carga Crítica

FS: Factor de seguridad para el diseño del elemento

Si esta carga axial P_T es mayor que el valor de la reacción que debe soportar ese punto adicionando el peso de la chumacera, rodamientos y demás accesorios; se puede aceptar como válida la columna escogida.

Debido a la inclinación de 5° a la que se somete el tanque hace que dichos elementos sufran efecto de flexión simple debida al peso del eje motriz (P_{em}), el cual se acumulará en la parte final del sistema de acuerdo al número de tramos que se utilice(4). Por tal motivo se debe determinar el momento máximo que actúa sobre la viga antes escogida, esto es, mediante la expresión:

$$M_{m\acute{a}x} = 4 * P_{em} * L_c \quad (\text{Ec. 2.116})$$

Luego se procede a determinar el valor del esfuerzo máximo debido a la flexión que sufre la viga con ayuda de la siguiente expresión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{I/C} \quad (\text{Ec. 2.117})$$

Con lo cual se puede finalmente hallar el valor del factor de seguridad estático mediante:

$$F.S. = \frac{s_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Ec. 2.118})$$

2.12.2 DISEÑO DE SOPORTES PARA PUNTOS INTERMEDIOS⁷⁰

Para el resto de apoyos del eje motriz (2, 3, y 4) dentro del tanque, se procede al diseño de soportes (Fig. 2.44) de tal manera que en cada extremo del mismo, se coloque un soporte con respectivo rodamiento.

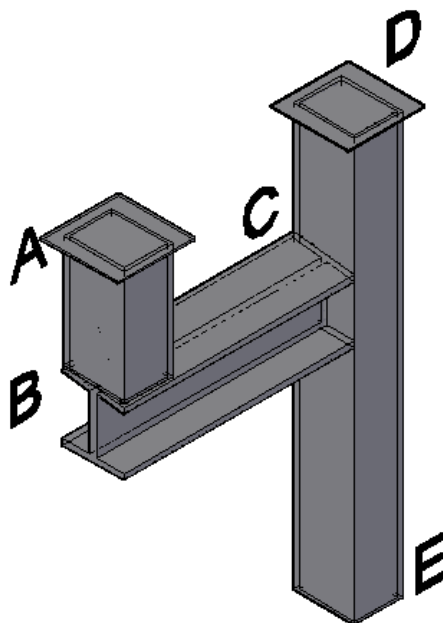


Figura 2.44 Diagrama de soporte para el eje motriz

Considerando el punto más crítico que se dé en los apoyos del eje motriz y que los tramos A-B y D-E del soporte actúan como columnas similares a la diseñada en la sección anterior (sección 2.12.1); se procede a diseñar el tramo B-C como una viga soldada en un extremo, para lo cual se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre, esfuerzo cortante y momento flector (Fig. 2.45).

⁷⁰ SINGER Ferdinan / PYTEL Andrew, (1994), “Resistencia de materiales”, Editorial Harla, México, pág. 356 a 365

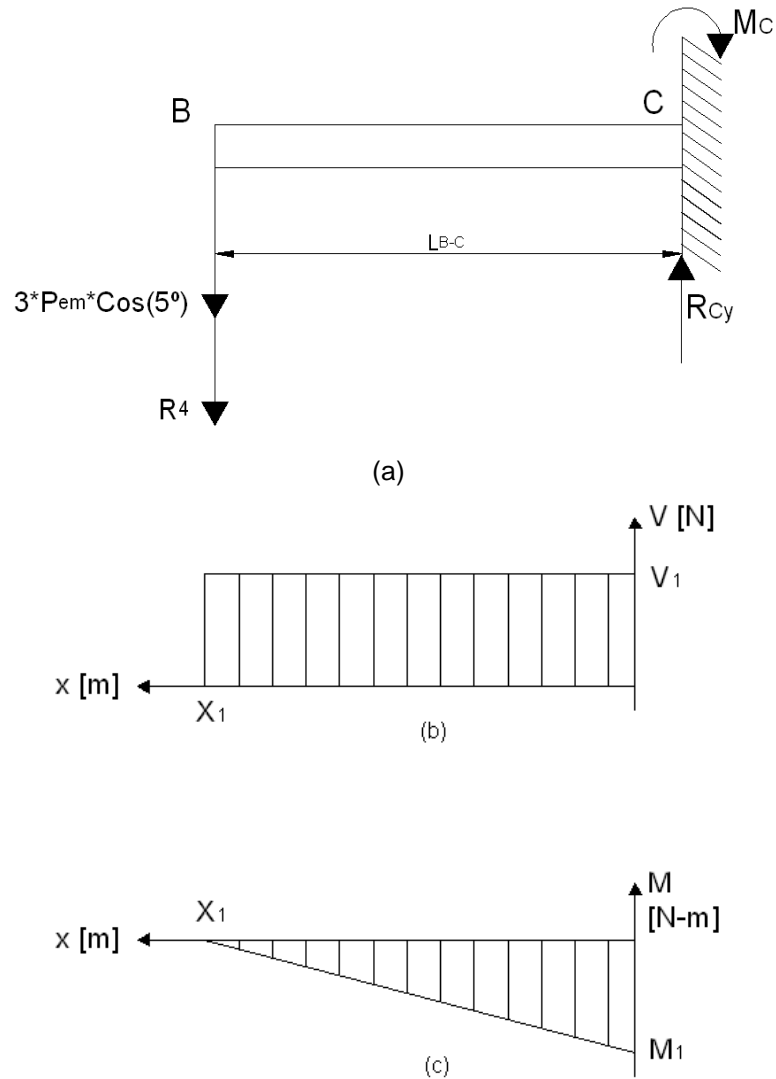


Figura 2.45 Tramo B-C (a) DCL (b) Esfuerzo cortante (c) Momento flector

Por lo tanto el momento máximo que actúa sobre la viga a diseñar se obtiene mediante:

$$M_{m\acute{a}x} = (3P_{em} \cos(5) + R_4) * L_{B-C} \quad (\text{Ec. 2.119})$$

Luego se procede a determinar el tipo de viga con su respectiva sección y así poder determinar su módulo de resistencia; con todo esto se halla el valor del esfuerzo máximo debido a la flexión que sufre la viga con ayuda de la siguiente expresión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{I/c} \quad (\text{Ec. 2.120})$$

Con lo cual se puede finalmente hallar el valor del factor de seguridad estático mediante:

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Ec. 2.121})$$

2.13 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL TANQUE⁷¹

El tipo de tanque que se usará como contenedor de las sustancias a ser mezcladas tiene forma de U, lo cual indica que la parte superior de sus paredes son verticales mientras que las inferiores son un segmento de cilindro. Por tanto para este estudio es de interés el determinar la fuerza neta resultante sobre la misma, sin olvidar que el análisis se lo realiza sobre la parte izquierda del tanque ya que el mismo es simétrico. Además la parte superior del mismo se lo fabricará en forma cilíndrica de tal manera que se pueda contener la cantidad de gas generado al momento de la descomposición de la materia orgánica elaborada.

2.13.1 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA RESULTANTE SOBRE EL TANQUE

Para determinar esta fuerza resultante se debe determinar un volumen de control, el cual, se encuentra por encima de la superficie que interesa de tal manera que se pueda determinar un diagrama de cuerpo libre con las principales fuerzas que actúan sobre dicha superficie (Fig. 2.46)

⁷¹ MOTT Robert, (2006), “*Mecánica de fluidos aplicada*”, Editorial Pearson, México, pág. 97 a 100

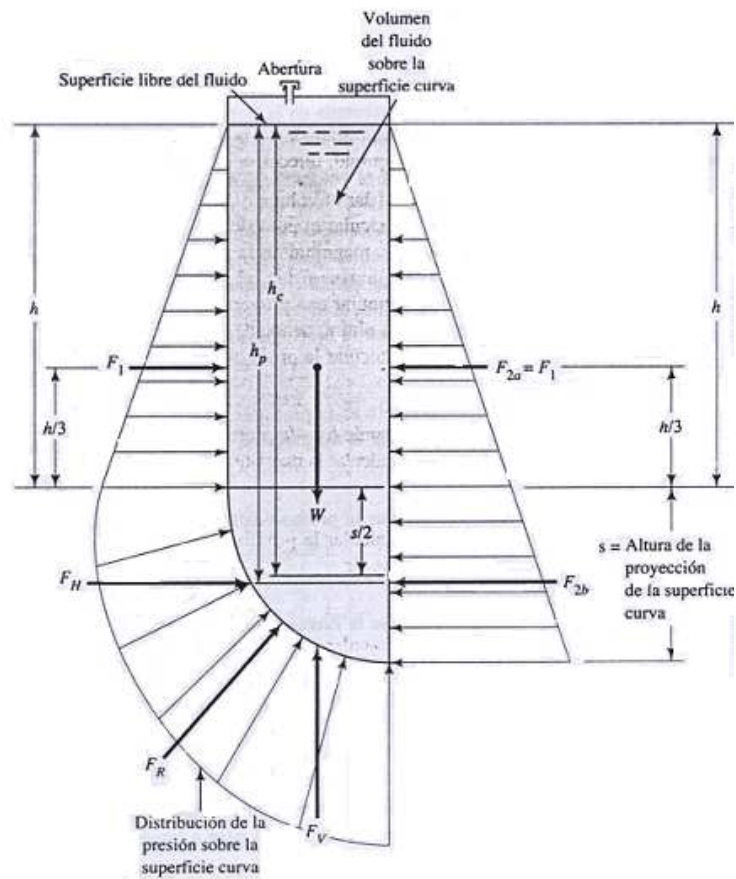


Figura 2.46 Cuerpo libre de una superficie curva sobre el que existe un volumen de fluido

Por lo tanto, para determinar la fuerza resultante que actúa sobre el tanque, lo primero que se debe determinar es la fuerza vertical (F_v) que actúa sobre el mismo tomando en cuenta la geometría del recipiente (Fig. 2.47).

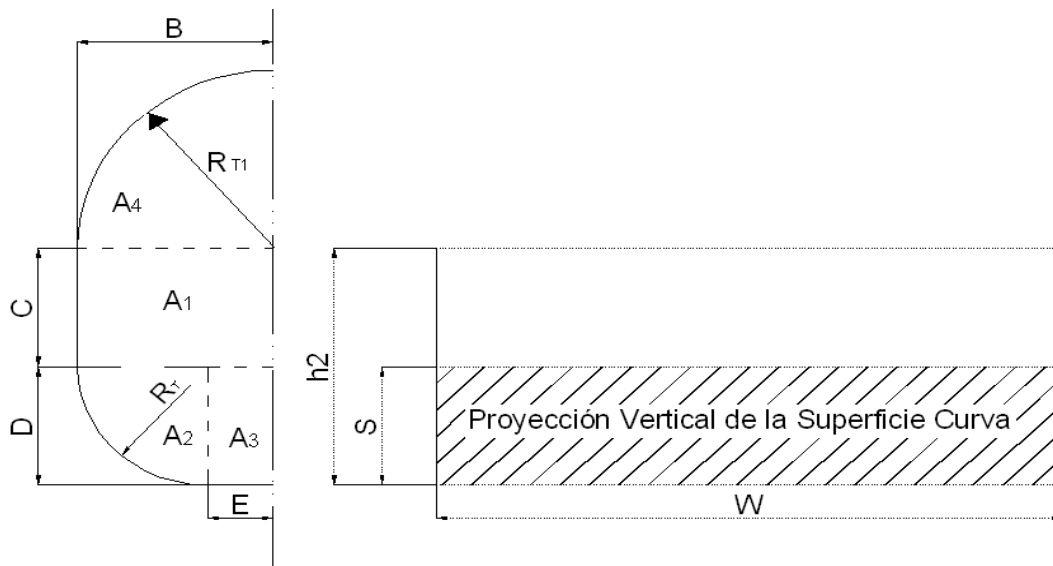


Figura 2.47 Esquema de la distribución de áreas del tanque de almacenamiento

Tal que:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 = (B * C) + \left(\frac{\pi * R_T^2}{4}\right) + (D * E) \quad (\text{Ec. 2.122})$$

Y

$$F_v = \gamma * A * w \quad (\text{Ec. 2.123})$$

Donde:

Fv: Fuerza vertical que se opone al peso de la mezcla

A: Área transversal del tanque

γ : Peso específico de la sustancia

w: Largo del tanque.

Fv estará ubicada en sentido hacia arriba y dirección al centroide del área transversal y cuya distancia respecto al eje de simetría será \bar{X} , el cual se calculará mediante la teoría de áreas compuestas:

$$\bar{X} = \frac{A_1 \bar{X}_1 + A_2 \bar{X}_2 + A_3 \bar{X}_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (\text{Ec. 2.124})$$

Donde:

$$\bar{X}_1 = \frac{B}{2} \quad (\text{Ec. 2.125})$$

$$\bar{X}_2 = \frac{4R_T}{3\pi} \quad (\text{Ec. 2.126})$$

$$\bar{X}_3 = \frac{E}{2} \quad (\text{Ec. 2.127})$$

Luego se procede a determinar la fuerza horizontal (F_H) que actúa sobre el mismo tanque, la cual se calcula como:

$$F_H = \gamma * S * w * h_c \quad (\text{Ec. 2.128})$$

De tal manera que:

$$h_c = C + \frac{S}{2} \quad (\text{Ec. 2.129})$$

Donde:

h_c : Distancia vertical entre el nivel de la superficie libre y el centroide del área
 S : Altura de la proyección de la superficie curva sobre el eje vertical

Una vez determinada F_H se debe ubicar la profundidad a la cual se encuentra el centro de presión (h_p), de tal manera que:

$$h_p = h_c + \frac{S^2}{12h_c} \quad (\text{Ec. 2.130})$$

Con estos últimos datos obtenidos se tiene que la fuerza resultante (F_R) es:

$$F_R = \sqrt{F_V^2 + F_H^2} \quad (\text{Ec. 2.131})$$

Y el ángulo (θ) que forma la fuerza resultante en relación con la horizontal será:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{F_V}{F_H} \right) \quad (\text{Ec. 2.132})$$

2.13.2 DETERMINACIÓN DE LAS REACCIONES SOBRE EL TANQUE

Con los valores obtenidos para el cálculo de la fuerza resultante F_R se puede determinar un diagrama de cuerpo libre para el tanque (Fig. 2.48).

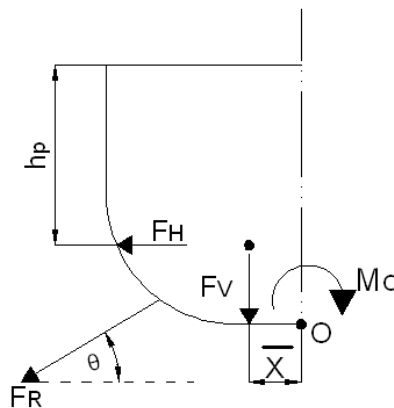


Figura 2.48 Diagrama de cuerpo libre del tanque de almacenamiento

Con ayuda del diagrama anterior se puede determinar las reacciones sobre el tanque, esto es tomando en cuenta que para su análisis se lo considera como una viga curva; y por lo tanto se tiene:

$$\sum M_o = 0$$

$$M_o = F_V(\bar{X}) + F_H \left((C + D) - \bar{h}_p \right) \quad (\text{Ec. 2.133})$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x = F_H \quad (\text{Ec. 2.134})$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y = F_V \quad (\text{Ec. 2.135})$$

Observando el diagrama de la Fig. 2.43 se puede determinar que sección O-O' para lo cual se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I/c} \quad (\text{Ec. 2.136})$$

Considerando que la sección transversal de las planchas que conforman el tanque se puede tomar como una geometría rectangular (Fig. 2.49), se calcula:

$$I/c = \frac{bt^2}{6} \quad (\text{Ec. 2.137})$$

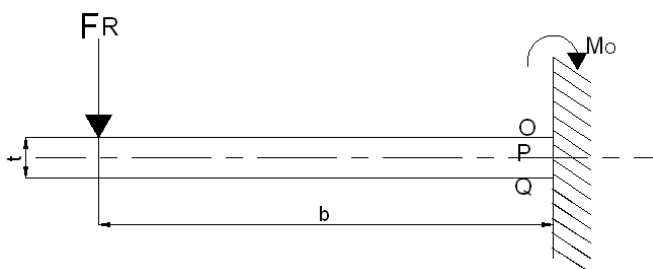


Figura 2.49 Sección transversal de una placa que conforma el tanque

Y finalmente se puede determinar el valor del coeficiente de seguridad estático para el tanque:

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{b \cdot t^2 \cdot S_y}{6M_{max}} \quad (\text{Ec. 2.138})$$

2.14 DISEÑO DE LAS BISAGRAS PARA LAS PUERTAS DE EVACUACIÓN⁷²

Para el diseño de las bisagras que sostendrán las puertas de evacuación del tanque, se procede primeramente a determinar la fuerza que actúa sobre las

⁷² SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 414 a 418

mismas mediante el criterio de superficies sumergidas¹⁴, para lo cual se utiliza la fórmula:

$$F_{Pt} = \gamma * h_{C1} * A_{pt} \quad (\text{Ec. 2.139})$$

Considerando las dimensiones que se establece para el tanque en la figura 2.39 se tiene:

$$h_{C1} = \left(C + \frac{S}{2} \right) + w \sin 5 \quad (\text{Ec. 2.140})$$

Y

$$A_{pt} = \frac{\pi * R_T^2}{4} \quad (\text{Ec. 2.141})$$

Donde:

F_{pt} : Fuerza cortante sobre la bisagra

γ : Peso específico de la mezcla

h_{C1} : Distancia vertical desde el centroide de la puerta a la superficie libre de la sustancia

A_{pt} : Área de la puerta de evacuación

R_T : Radio de la parte curva del tanque

Una vez determinada la fuerza que produce el efecto cortante se determina el valor del esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \frac{F_{Pt}}{A_{pd}} \leq 0.4S_y \quad (\text{Ec. 2.142})$$

Donde:

$$A_{pd} = \frac{\pi * D_B^2}{4} \quad (\text{Ec. 2.143})$$

Tal que:

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo

A_{pd} : Área de la bisagra

D_B : Diámetro de la bisagra

2.15 DISEÑO DE LAS UNIONES SOLDADAS⁷³

La mayoría de los elementos de la presente máquina están unidos mediante métodos de soldadura (Fig. 2.50) para poder reducir costos sin perder la resistencia de los mismos.

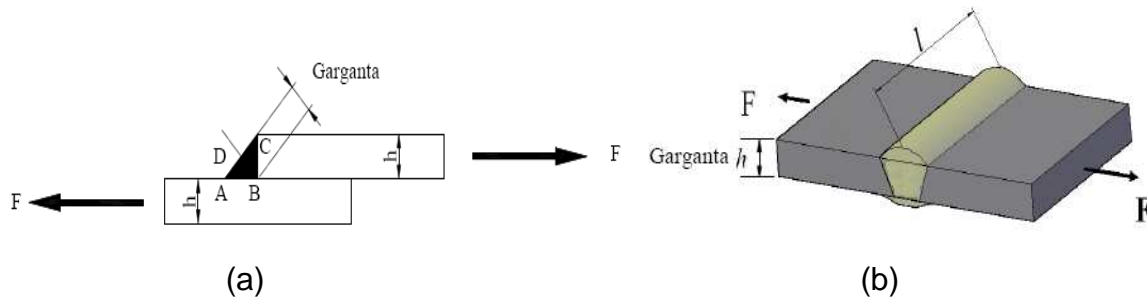


Figura 2.50 Tipos de soldadura (a) Soldadura a filete o traslape (b) Soldadura a tope

Para el cálculo de la resistencia de la soldadura se debe de analizar dicho proceso por el efecto a flexión que se produce al tener una soldadura a filete y el esfuerzo que genera una unión a tope.

2.15.1 DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS SOMETIDAS A FLEXIÓN

Considerando que los elementos que forman el sistema de mezclado de la máquina como son la paleta, el eje de la paleta y las columnas soportantes, estas, se encuentran sometidas a esfuerzos flectores (Fig. 2.51), por lo tanto, se procede al cálculo de sus inercias tanto unitaria como verdadera.

⁷³ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 433 a 452

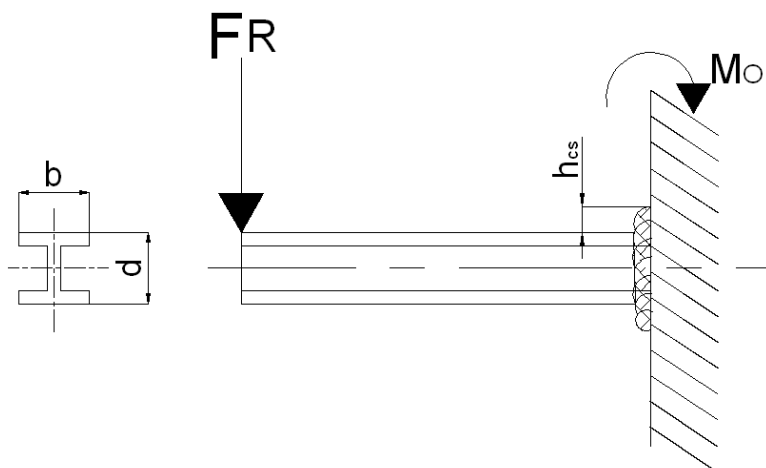


Figura 2.51 Diagrama de dos elementos soldados sometidos a flexión

Primero se debe determinar la inercia unitaria (I_u) y para lo cual hay que conocer las dimensiones del elemento sobre el cual se presenta el mayor momento (ver anexo 7), con lo cual se tiene:

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d) \quad (\text{Ec. 2.144})$$

Con cuyo valor se obtiene de la inercia verdadera (I_v) del elemento:

$$I_v = 0.707 h_{cs} * I_u \quad (\text{Ec. 2.145})$$

Donde:

I_u : Inercia unitaria del elemento

I_v : Inercia verdadera del elemento

h_{cs} : Altura del cordón de soldadura

b_v : Ancho de la viga

d_v : Alto de la viga

Hay que considerar que los valores de la altura del cordón de soldadura según las normas AWS van desde el mismo espesor del material base (cuando es menor a 1/4 ") hasta los 5/16" siendo este último valor, el tamaño máximo de soldadura que se obtiene en una sola pasada.

Para los cálculos se considerará que los valores del material base serán los que se utilicen como datos para los diferentes cálculos. De esto se tiene que el esfuerzo causado por el momento flector en la unión se determina como:

$$\sigma_{max} = \frac{C \cdot M_{max}}{I_v} \text{ tal que } C = \frac{d_v}{2} \quad (\text{Ec. 2.146})$$

Mientras que el esfuerzo normal que se da al soldar debe ser menor que el esfuerzo permitido dado por el material de aporte en la soldadura. Esto se obtiene utilizando los datos tabulados (Tabla 2.8 y 2.9)

Tabla 2.8 Esfuerzos permisibles y factor de seguridad de acuerdo al tipo de soldadura

Tipo de Carga	Tipo de Soldadura	Esfuerzo Permissible	(Factor de Seguridad) η_s
Tensión	A tope	0.60Sy	1.67
Aplastamiento	A tope	0.90Sy	1.11
Flexión	A tope	0.60 – 0.66Sy	1.52 – 1.67
Compresión Simple	A tope	0.60Sy	1.67
Cortante	A tope o de filete	0.40Sy	1.44

Tabla 2.9 Tabulación de las principales propiedades mecánicas de los materiales de aportación (electrodos)

AWS Número de electrodo	Resistencia a la tensión (Kpsi)	Sy		Porcentaje de alargamiento
		(Kpsi)	(MPa)	
E60xx	62	50	345	17 – 25
E70xx	70	57	393	22
E80xx	80	67	462	19
E90xx	90	77	531	14 – 17
E100xx	100	87	600	13 – 16
E120xx	120	107	487	14

Por lo tanto, de las tablas expuestas se tiene que para una soldadura a flexión se debe de trabajar un factor de seguridad $\eta_s = 1.67$, mientras que por ser un sistema a flexión se tiene:

$$\sigma_{max} \leq 0.6S_y \quad (\text{Ec. 2.147})$$

2.15.2 DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS A TOPE:

Las soldaduras a tope son usadas comúnmente para hacer juntas de bordes con bordes, aunque también son usadas frecuentemente en esquinas, juntas "T", juntas curvas y piezas planas. Este tipo de soldadura puede estar sometida a tracción o corte (Fig. 2.52). El metal soldado es depositado entre el canal penetrando y fundiéndose con el metal base para formar la junta, la penetración es sumamente importante para la buena calidad de la soldadura.

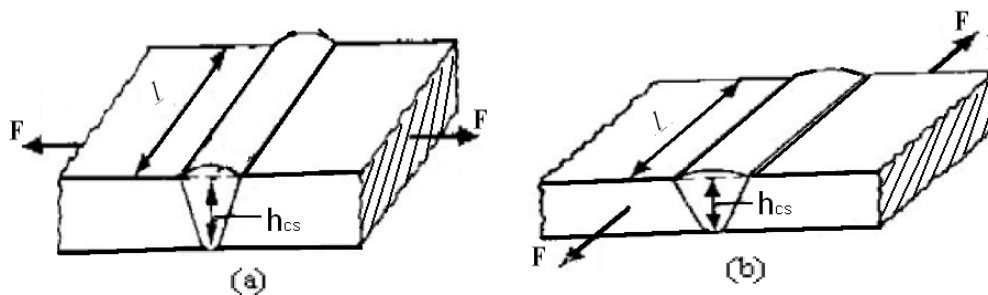


Figura 2.52 Tipos de soldadura (a) Soldadura a tope con esfuerzo a tracción (b) Soldadura a tope con esfuerzo a corte

Donde:

F: Fuerza que soporta el cordón de soldadura (tracción o corte)

l: Longitud del cordón de soldadura

h_{cs} : Altura del cordón de soldadura.

Igual que en el caso de la soldadura tipo filete a flexión se debe determinar que el esfuerzo normal, sea este, cortante o a tensión – compresión, debe ser menor que el esfuerzo permisible (ver Tabla 2.8); de lo cual se tiene:

Para Tensión - Compresión
$$\sigma_{max} = \frac{F}{h_{cs} * l} \leq 0.6S_y \quad (\text{Ec. 2.148})$$

Para Corte
$$\tau_{max} = \frac{F}{h_{cs} * l} \leq 0.4S_y \quad (\text{Ec. 2.149})$$

Donde $h_{CS} \cdot l$ representa el área de la garganta de soldadura,

2.16 DISEÑO DE PLACAS SOPORTANTES⁷⁴

2.16.1 DISEÑO DE PLACAS SOPORTANTES PARA SOPORTES DE PIE:

Son placas de forma rectangular con dos agujeros pasantes (Fig. 2. 53) para los soportes de pie y dichos elementos son requeridos para dar estabilidad y conectividad a los elementos de unión (rodamientos y sus respectivos soportes de pie) con las columnas soportantes

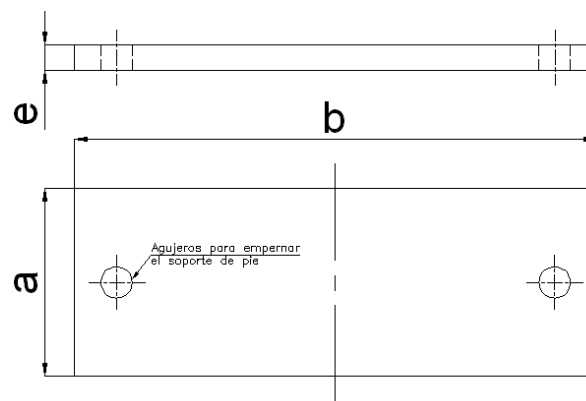


Figura 2.53 Esquema de la placa soporte para soportes de pie

2.16.1.1 Cálculo de las cargas y reacciones que actúan sobre la placa soportante:

Tomando en cuenta que la placa soportante se encuentra empotrada (soldada) en su centro a columnas, se considera un empotramiento en la parte central, y por lo tanto el análisis se lo realizará en una de las mitades de la placa (Fig. 2.54)

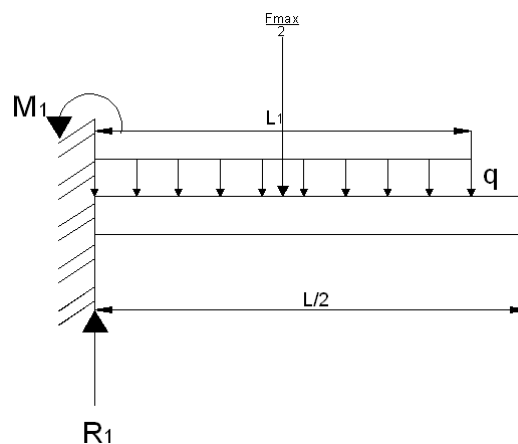


Figura. 2.54 DCL de la placa soportante

⁷⁴ SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), “Manual de diseño mecánico”, Editorial McGraw-Hill, México, pág. 280 a 284

Donde:

$$q = \frac{M_T}{L_1} \quad (\text{Ec. 2.150})$$

Tal que:

q = Carga distribuida sobre la placa

M_T = Masa total de los elementos que soporta la placa

L = longitud de la placa

L_1 = Longitud efectiva de la carga distribuida

Mientras que para el cálculo de las reacciones se toma en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_1 = \frac{F_{max}}{2} + qL_1 \quad (\text{Ec. 2.151})$$

Y

$$\sum M_1 = 0 \Rightarrow M_1 = \frac{L_1}{2} * F_{max} + q \frac{L_1^2}{2} \quad (\text{Ec. 2.152})$$

Utilizando todos estos datos se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (ver Fig. 2.55) que se producen sobre la placa.

2.16.1.2 Diagrama de las fuerzas cortantes y el momento flector sobre la placa soporte

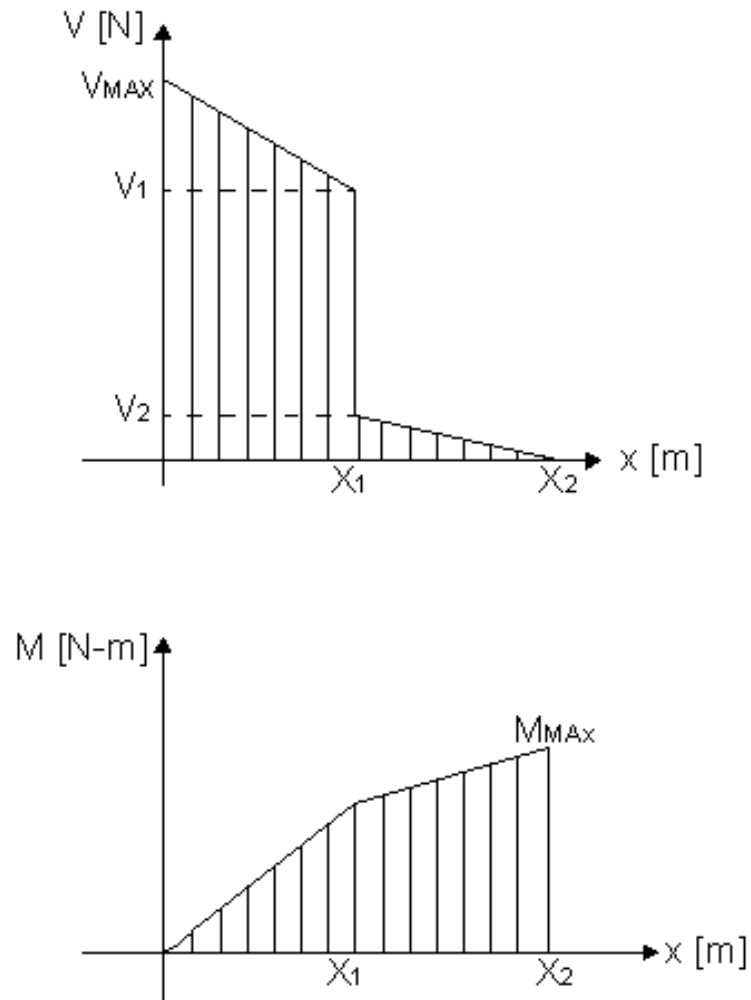


Figura 2.55 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la placa soporte

2.16.1.3 Cálculo del espesor de la placa soportante

Una vez determinado el momento máximo que actúa sobre la placa soporte se procede a determinar el espesor (e) de la placa cuyo valor está en base a la utilización de acero A-36 cuyo factor de seguridad mínimo es de 3.0, por lo tanto la ecuación a ser usada es:

$$e \geq \sqrt{\frac{18 \cdot M_{\max}}{S_y \cdot b}} \quad (\text{Ec. 2.153})$$

Donde b representa el ancho de placa.

2.16.2 DISEÑO DE PLACAS SOPORTANTES PARA MOTOREDUCTOR:

Se trata de una placa con forma rectangular, ocho agujeros pasantes (Fig. 2. 56) utilizada para dar estabilidad y conectividad a los elementos motrices (motoreductores) con las columnas soportantes

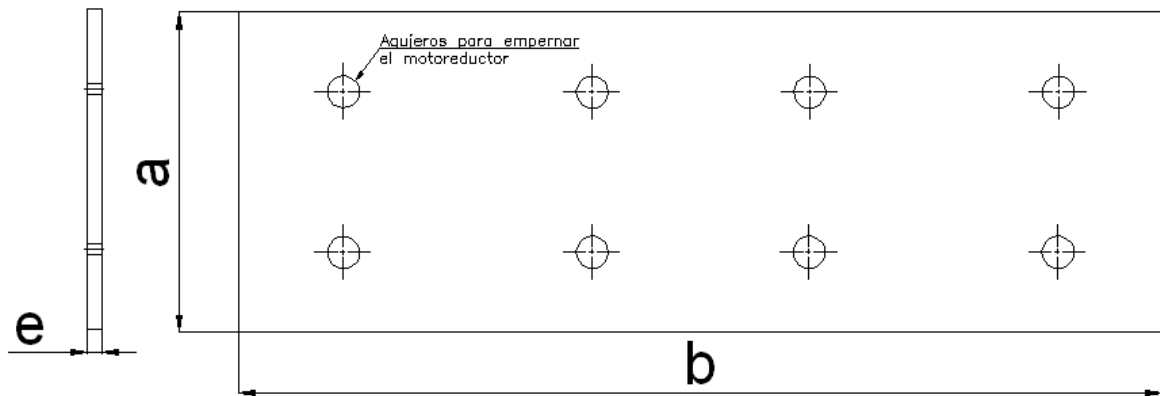


Figura 2.56 Esquema de la placa soporte para motorreductor

2.16.2.1 Cálculo de las cargas y reacciones que actúan sobre la placa soportante:

Tomando en cuenta que la placa soportante se encuentra empotrada (soldada) a cuatro columnas distribuidas uniformemente (ver planos del anexo 15), se considera para su estudio el análisis de la mitad de ella como si estuviera sobre dos apoyos simples; y por lo tanto, su diagrama de cuerpo libre (Fig. 2.57) quedará de la siguiente manera:

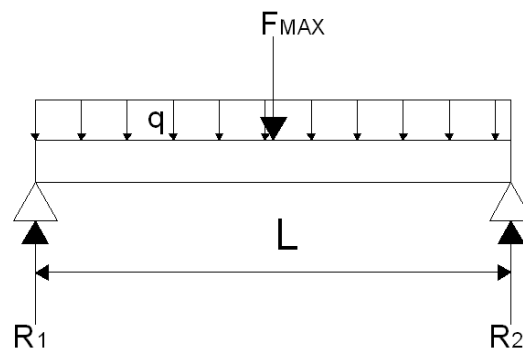


Figura 2.57 DCL de la placa soportante

Donde:

$$q = \frac{M_T}{L} \quad (\text{Ec. 2.154})$$

Tal que:

q = Carga distribuida sobre la placa

M_T = Masa total de los elementos que soporta la placa

L = longitud de la placa entre columnas

Mientras que para el cálculo de las reacciones se toma en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_1 + R_2 = F_{max} + qL \quad (\text{Ec. 2.155})$$

Y

$$\sum M_1 = 0 \Rightarrow L * R_2 = \frac{L}{2} * F_{max} + q \frac{L^2}{2} \quad (\text{Ec. 2.156})$$

Utilizando todos estos datos se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (ver Fig. 2.58) que se producen sobre la placa.

2.16.2.2 Diagrama de las fuerzas cortantes y el momento flector sobre la placa soporte

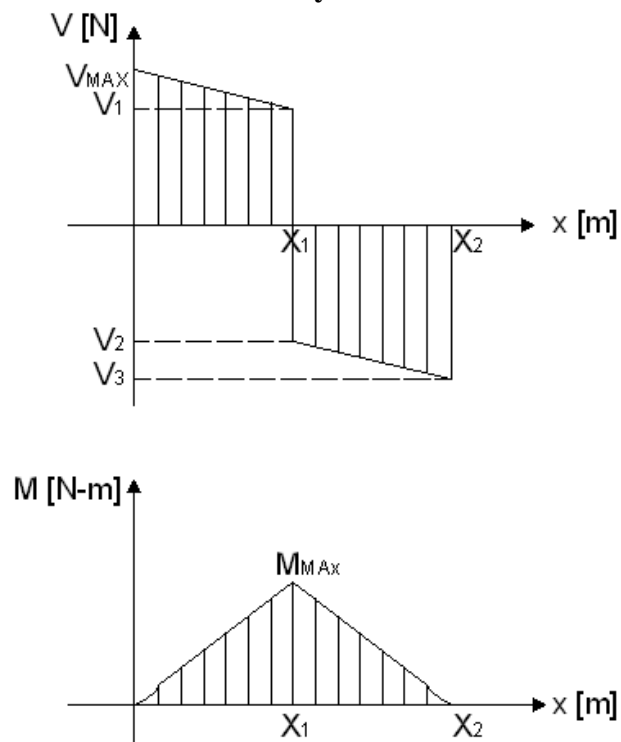


Figura 2.58 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la placa soporte

2.16.2.3 Cálculo del espesor de la placa soportante

Una vez determinado el momento máximo que actúa sobre la placa soporte se procede a determinar el espesor (e) de la placa pero tomando en cuenta que debido a las altas cargas que debe soportar dicha placa a causa del torque del motor se procede a la utilización de un acero AISC 4340 y cuyo factor de seguridad se asume como mínimo de 3.0, por lo tanto la ecuación a ser usada es:

$$e \geq \sqrt{\frac{18 \cdot M_{\text{máx}}}{S_y \cdot L}} \quad (\text{Ec. 2.157})$$

Donde L representa la distancia entre las columnas que soportan la placa.

2.17 SELECCIÓN DE COMPRESORES

Como se determinó en el capítulo primero hay un momento del proceso en el cual se requiere la inyección de aire limpio (ver sección 1.6.5.5). De esto se debe determinar las variables a ser usadas para la selección del compresor que más se adapte a nuestras necesidades.

Lo primero a determinar es la cantidad de aire requerido para la operación, esto es mediante:

$$C_d = \frac{V_T \cdot \%R}{t_{II}} \quad (\text{Ec. 2.158})$$

Donde:

C_d = Caudal requerido [m^3/h] ó [pie^3/min]

V_T = Volumen del tanque [m^3]

$\%R$ = Porcentaje requerido de llenado

t_{II} = Tiempo requerido para el llenado [h]

Con el valor de C_d obtenida, se procede a la selección del compresor por tipo de operación de las tablas selectoras de una o dos etapas (Tabla 2.10 y 2.11)⁷⁵. Si ambos tipos de operación han de ser usados con un sólo compresor, se calcula el tamaño (HP) de compresor necesario para cada tipo por separado, luego se

⁷⁵ http://cbscompresores.com.mx/seleccion_compresor.php

suman las dos cifras para determinar el tamaño de compresor que necesita. Los compresores son clasificados en tamaños por caballaje (HP). Si en sus cálculos el caballaje total (HP) no es un tamaño de norma (como ser 1, 2, 3, 5, etc.), se seleccionará el tamaño de compresor inmediatamente mayor al número calculado.

Tabla 2.10 Selección de compresores para operaciones continuas de una etapa

TABLA SELECTORA SISTEMA DE BAJA PRESIÓN		
125 Lbs/Pulg² Presión Máxima		
Aire libre requerido por sistema (C_d [pie³/min])	Tamaño de compresor [HP]	Modelo de compresor recomendado
2.0 a 3.0	1	1330
3.1 a 3.9	2	D80-260
5.9 a 7.6	3	33360
7.7 a 10.2	5	535060
18.0	5	5353560

Tabla 2.11 Selección de compresores para operaciones continuas de dos etapas

TABLA SELECTORA SISTEMA DE BAJA PRESIÓN		
125 Lbs/Pulg² Presión Máxima		
Aire libre requerido por sistema (C_d [pie³/min])	Tamaño de compresor [HP]	Modelo de compresor recomendado
6.7 a 10.5	3	33360
10.6 a 13.6	5	542580
20.4 a 26.6	5	5120531
26.37 a 32.5	7.5	75120553
32.6 a 38.0	10	105535-5

Una vez determinada el valor potencia del compresor que más se acople a nuestras necesidades se procede a escogerlo del correspondiente catálogo.

CAPÍTULO III PREFACTIBILIDAD

3.1 INTRODUCCIÓN

En el primer capítulo del presente trabajo se denota la posibilidad de mezclar mecánicamente desperdicios orgánicos de mercados conjuntamente con tierra dedicada para los cultivos con el fin de obtener abono orgánico mediante un proceso continuo, controlado y relativamente rápido.

Este proceso es posible enfocarlo en la industria agrícola para la reactivación del suelo desgastado, debido al excesivo cultivo y en cuyo campo se necesita de una gran cantidad de producto (abono orgánico) de manera constante y periódica.

Este capítulo está dedicado a presentar las características de la máquina a ser diseñada de acuerdo al tipo de materia prima disponible y los resultados obtenidos en base de encuestas realizadas a diferentes sectores involucrados.

3.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Considerando como premisa que nuestro país se caracteriza por ser un estado que depende de su agricultura como mayor fuente de ingreso y alimentación a nivel interno, es correcto pensar que debemos cuidar esa valiosa fuente de recursos.

Pero debido a la mala planificación y una explotación desmesurada del terreno, este ha ido disminuyendo de su valor productivo. Por tales motivos el presente proyecto tiene por finalidad ayudar en parte la falta de apoyo a nivel agrícola, esto es, desarrollando una máquina que pueda reutilizar desperdicios orgánicos provenientes de mercados, los cuales, una vez combinadas con diferentes elementos y con ayuda de un proceso controlado se pueda obtener un abono orgánico adecuado para restaurar y conservar si no en su totalidad, de una manera amplia las propiedades en los suelos de cultivo para nuestro país.

3.2.1 SITUACIÓN ACTUAL

En la actualidad de los artesanos y empresas que se dedican a la elaboración de este tipo de producto es la siguiente:

- El abono orgánico es muy poco utilizado en la agricultura siendo este reemplazado en su mayoría por pesticidas y diferentes tipos de compuestos químicos.
- En los casos que se produce abono orgánico el proceso demora mucho, no se lo realiza de manera continua y no tiene los controles debidos para obtener un producto de óptima calidad.
- Cuando los sistemas que se utilizan para la elaboración de abono orgánico son muy precarios esto da lugar a proliferación de malos olores y la formación de criaderos de ratas y moscas.
- En la actualidad existe un continuo desperdicio de material orgánico en los mercados de la ciudad, lo cual puede servir como materia prima en la elaboración de abonos orgánicos de alta eficiencia.

3.2.2 SITUACIÓN FUTURA

Con el apoyo de una máquina que se encargue de mezclar la materia orgánica proveniente de los mercados para la obtención de abono orgánico se conseguirá:

- Continuidad en la elaboración de abono orgánico, logrando así un proceso controlado y salubre.
- El producto final a obtener será más homogéneo y se podrá controlar las variables necesarias para crear diferentes abonos de acuerdo a las necesidades del mercado.
- La capacidad de producción aumentará, dando lugar a una menor pérdida de tiempo; que a su vez se traduce en un mayor posicionamiento en el mercado

- El control de las variables más representativas y el uso de equipos que son cerrados hará que el proceso sea más amigable con el medio ambiente.

3.3 ESTUDIO DE MERCADO

Con ayuda del estudio de mercado se puede determinar las necesidades tanto de los productores de abono orgánico como de los consumidores directos. A su vez tal información enriquecerá nuestra visión para el diseño de la máquina en cuestión.

Dicho estudio está enfocado a la zona agraria aledaña a nuestra ciudad así como a la producción de desperdicios orgánicos que se da en los principales mercados de nuestra urbe.

3.3.1 EL PRODUCTO EN EL MERCADO

En la actualidad, en nuestro país no existen máquinas para la realización de abono orgánico, es por tal motivo que la elaboración de tal producto se da en escasas proporciones; ya que importar máquinas para una mayor producción acarrearía una alta inversión y una mano de obra calificada.

3.3.2 MÉTODO DE INVESTIGACIÓN DEL MERCADO

Al no existir información que tenga que ver con la elaboración de abono orgánico mediante máquinas industriales de trabajo continuo, se procede a obtener información relevante mediante ciertos métodos de investigación tales como encuestas e investigación de campo.

3.3.2.1 Encuestas

La encuesta realizada está diseñada para satisfacer las siguientes inquietudes:

- Los requerimientos del mercado así como la disponibilidad de materia prima
- Obtener la mayor información posible para elaborar el diseño en base a nuestros objetivos propuestos.

- Determinar si es necesario adquirir equipos o herramientas adicionales
- Las exigencias bajo las cuales estará sometida la máquina en función del proceso a realizar.

Con todos estos datos obtenidos podremos determinar:

- Las especificaciones del equipo y del material que va ser procesado.
- Determinar el diseño más apropiado junto con los planos requeridos para su fabricación
- Dar un estimado lo más real posible de cuánto costaría construir la máquina a ser diseñada.

Para lo antes mencionado se presenta un modelo de encuesta cuyo formato se encuentra en el Anexo 8.

3.3.2.1.1 Análisis de las Encuestas

Con ayuda del análisis realizado a las encuestas que se efectuaron a diferentes personas dedicadas al cultivo de tierras se logro identificar los principales requerimientos para efectuar un diseño apropiado de la máquina mezclador de desechos orgánicos provenientes de los mercados de la ciudad de Quito para la obtención de humus. Los resultados que se obtuvieron de acuerdo al orden de las preguntas realizadas en la encuesta son:

1.- ¿CONOCE EL USO DEL ABONO ORGÁNICO EN LOS CULTIVOS?

Con ayuda de la pregunta número 1 (ver Fig. 3.1) es posible determinar que el producto a ser elaborado es bien conocido por las personas dedicadas al sistema agrario, lo cual da una pauta de la aceptación del producto en el mercado.

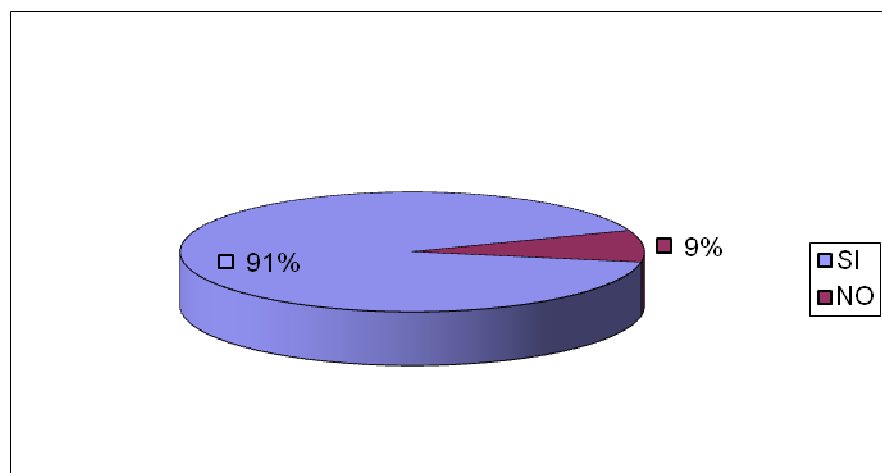


Figura 3.1 Resultados de la pregunta 1

2.- ¿ESTARIA DISPUESTO A RECIBIR INFORMACIÓN AL RESPECTO DEL TEMA EN CASO DE TENER ALGUN TIPO DE DUDA?

La pregunta número 2 (ver Fig. 3.2) nos presenta dos enfoques. Lo primero es el hecho de que todas las personas tienen algún tipo de duda en la utilización del abono orgánico; y lo segundo, es la posibilidad de adentrarnos más en las necesidades de la comunidad en lo que respecta al producto.

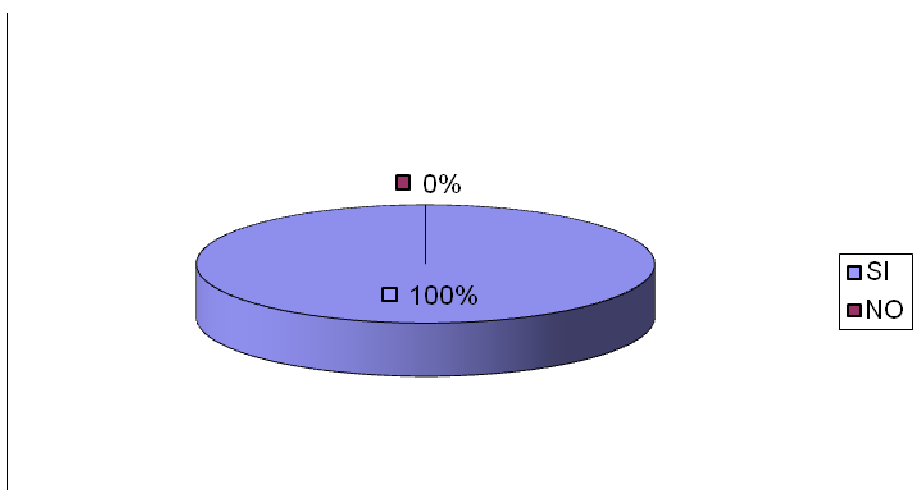


Figura 3.2 Resultados de la pregunta 2

3.- ¿UTILIZA ESTE TIPO DE ABONO EN SUS TERRENOS?

Por medio de la pregunta número 3 (ver Fig. 3.3) ya no solo es posible darse cuenta que el producto tiene aceptación, sino que también hay una pequeña parte del mercado que espera por ser explotado

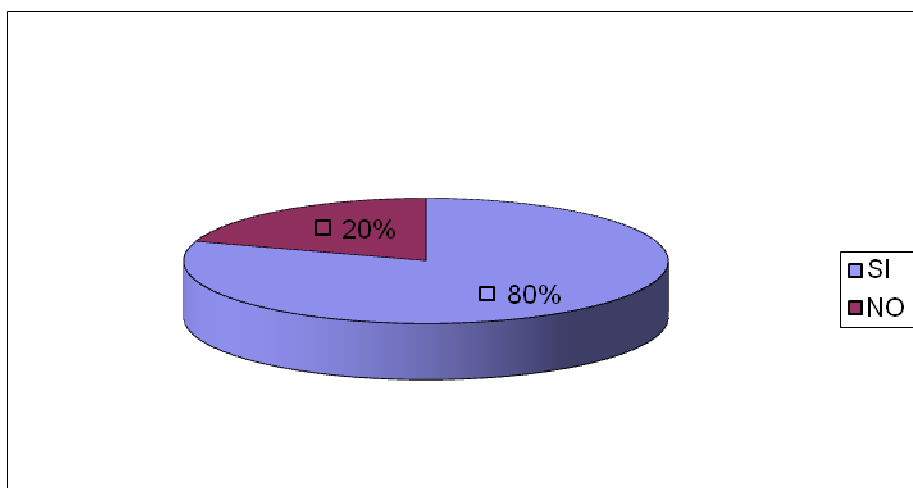


Figura 3.3 Resultados de la pregunta 3

4.- ¿USTED TIENE SU PROPIA PRODUCCIÓN DE ABONO?

Tomando en cuenta los resultados obtenidos de la pregunta número 4 (ver Fig. 3.4), es visible que la producción de humus se lo realiza de manera artesanal, esto es, sin la utilización equipo que mantenga controlado los principales parámetros necesarios para obtener un producto de calidad.

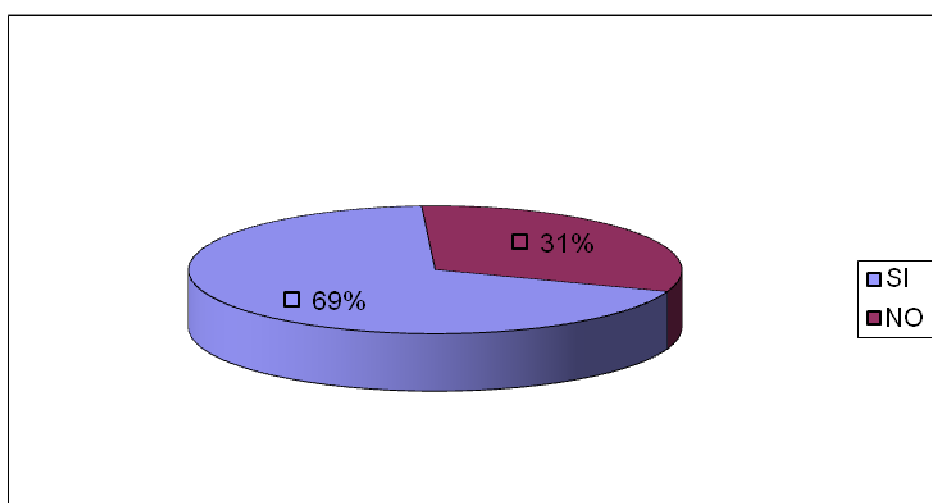


Figura 3.4 Resultados de la pregunta 4

5.- EN CASO DE PRODUCIR ABONO ORGÁNICO, ¿QUE TIEMPO LE TOMA DESARROLLAR DICHO PRODUCTO?

En la pregunta numero 5 (ver Fig. 3.5) se refuerza lo antes mencionado con respecto a la pregunta número 4, en el hecho, de no existir un control adecuado en la manera de elaborar abono orgánico ya que no existe uniformidad en el tiempo de producción del mismo y cuyo promedio de ejecución está en el orden de un poco menos de tres meses.

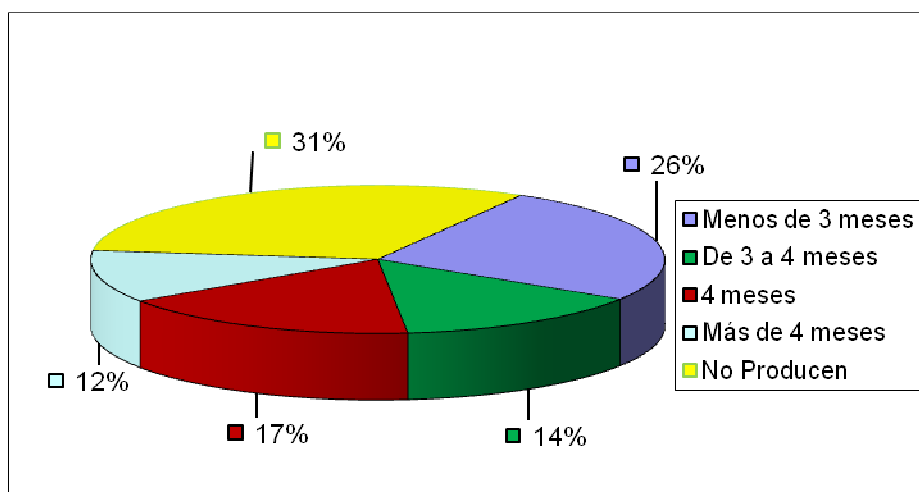


Figura 3.5 Resultados de la pregunta 5

6.- ¿QUÉ CANTIDAD DE ABONO UTILIZA POR HECTÁREA?

Observando los datos entregados por la pregunta número 6 (ver Fig. 3.6) podemos concluir que el requerimiento de humus es muy alto por hectárea de terreno a ser cultivada.

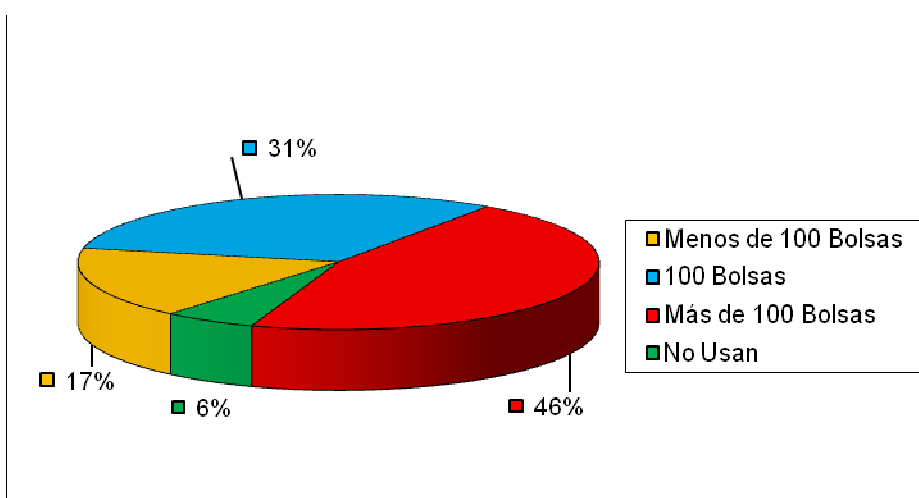


Figura 3.6 Resultados de la pregunta 6

7.- ¿CUÁL ES EL COSTO QUE LE IMPLICA UTILIZAR ESTE ABONO POR BOLSA?

Mediante la pregunta número 7 (ver Fig. 3.7) es posible determinar un costo promedio del producto terminado el cual no debe ser mayor a los dos dólares para estar a la par con los competidores.

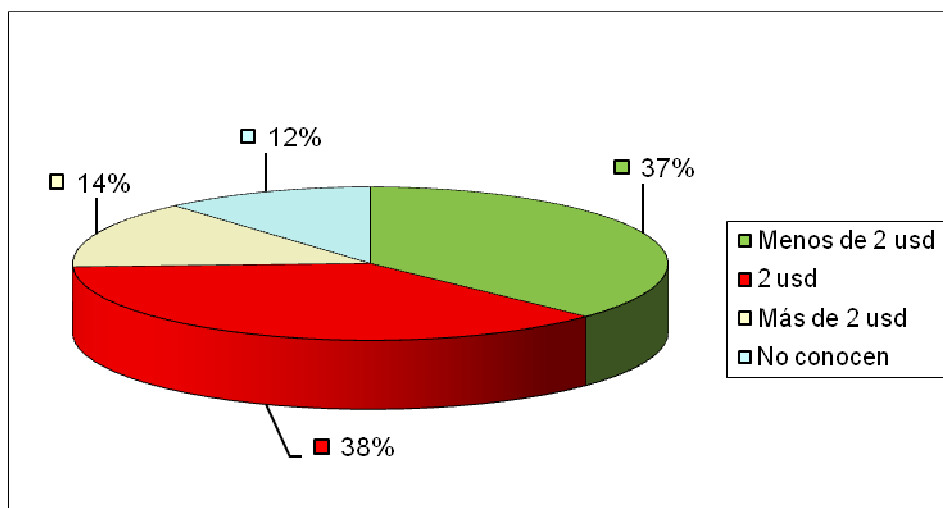


Figura 3.7 Resultados de la pregunta 7

8.- ¿USTED CONSIGUE MEJORES RESULTADOS DEL PRODUCTO AL USAR ESTE ABONO

La pregunta número 8 (ver Fig. 3.8) da la razón para indicar que el producto a ser elaborado es de gran utilidad y beneficio para las personas que lo saben manejar.

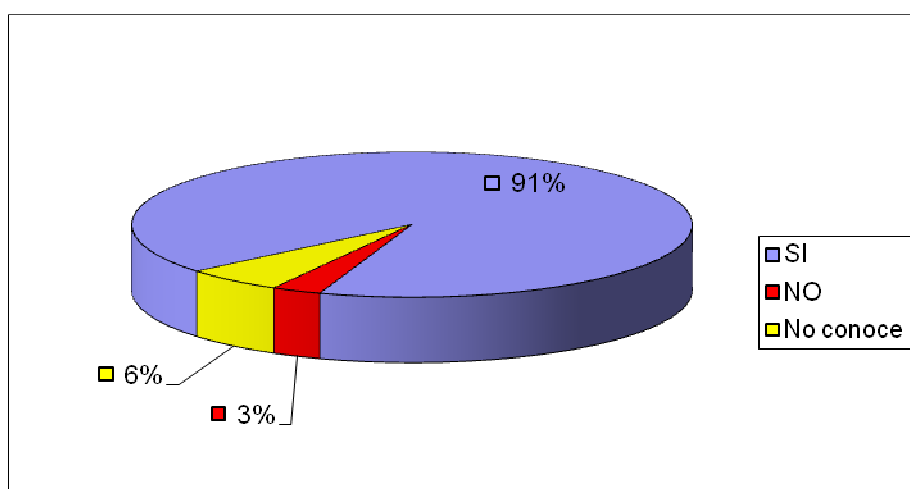


Figura 3.8 Resultados de la pregunta 8

9.- ¿CONOCE ALGÚN TIPO DE MAQUINARIA QUE FACILITE LA ELABORACIÓN DE ABONO ORGÁNICO?

Con ayuda de la pregunta número 9 (ver Fig. 3.9) se indica que el conocimiento de la elaboración industrial (uso de maquinas) del humus es prácticamente nulo.

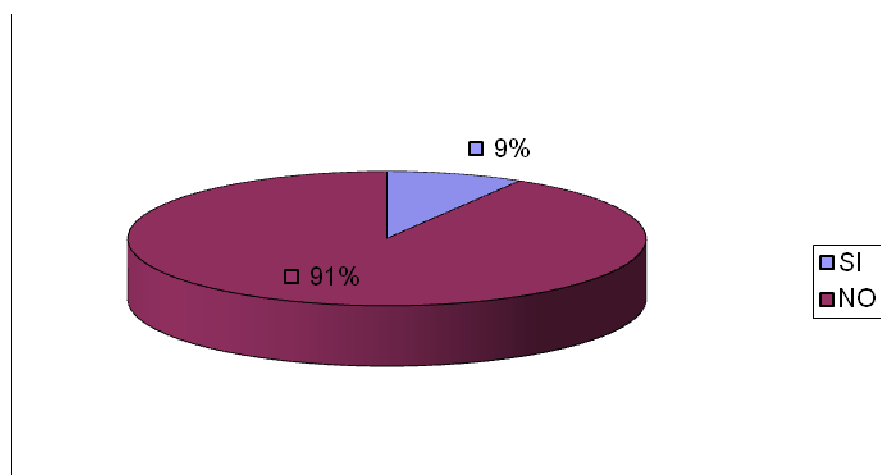


Figura 3.9 Resultados de la pregunta 9

3.3.2.1.2 Conclusiones de la Encuesta

Con los datos obtenidos en la encuesta se llegan a las siguientes conclusiones:

- Es amplio el mercado (zonas agrarias) que consumen humus como base para mantener un suelo fértil.
- En su gran mayoría el abono orgánico es realizado de manera artesanal sin los debidos controles para obtener un producto de calidad ni mucho menos manteniendo un control de salubridad adecuado. Esto se debe principalmente al poco conocimiento de las personas en lo que respecta a la utilización de procesos industrializados para tal efecto.
- El tiempo de elaboración del humus de manera artesanal es muy alto y proceso muy laborioso por lo cual son muy pocas las personas que se dedican a la manufacturación de abono orgánico.
- Las personas que simplemente se dedican al consumo del humus tienen dudas de cómo elaborar de manera rápida y eficiente el producto; así como el de poder elaborar este material con ayuda de algún elemento mecánico.

3.3.2.2 Investigación de Campo

Para la obtención de mayor información que nos permita realizar el diseño propuesto se procedió a realizar trabajo de campo en las siguientes entidades:

- Fundación Natura
- EMASEO
- Empresa de recolección de basura “Quito Limpio”
- Los principales mercados del distrito metropolitano (San Roque y mercado Mayorista).

3.3.2.2.1 Características del Material a ser Mezclado

Mediante la investigación de campo realizada se determinó que la máquina a ser diseñada será destinada a solventar las necesidades de las industrias agrícolas con la finalidad de mezclar material orgánico proveniente de los mercados del distrito metropolitano de Quito, para la obtención de abono orgánico (humus).

La densidad de la materia prima a ser utilizada (desechos de mercado) es en promedio de 230 a 250 [kg/m³], además hay que considerar que este material debe ser previamente picado a un diámetro de 0.01 a 0.015 [m]. para un mejor procesamiento del producto. La mezcla puede variar su composición de acuerdo a la cantidad de uno u otro elemento; por lo tanto se está indicando valores promedios.

La cantidad de material a ser procesado dependerá de la materia prima disponible y de la demanda del mercado, pero la demasía de material orgánico que se produce en los mercados da como tentativa el trabajar con un flujo de materia prima de 10 [Ton/día], cuya producción es la que se obtiene del “Mercado Mayorista” el mercado más importante del Distrito Metropolitano de Quito.

3.3.2 COMPETITIVIDAD EN EL MERCADO

En la actualidad no existen empresas que se dedique a la elaboración de máquinas mezcladoras continuas de materia orgánica para la obtención de humus, ya que este tipo de tecnología se ocupa más en países europeos tal como

el Vaticano. Por lo tanto el intentar importar maquinaria de este tipo significa realizar una inversión alta; además al momento de necesitar un repuesto se requiere que se lo importe encareciendo más el mantenimiento de la maquinaria y posibilitando el aumento de tiempo de parada del equipo. Por dichos motivos es apreciable la necesidad de realizar dicho tema de proyecto.

3.4 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Las principales limitaciones que se dan en el presente proyecto son:

- El presente proyecto está restringido para la utilización solo de material orgánico procedente de los mercados existentes en el Distrito Metropolitano de Quito, específicamente al “Mercado Mayorista”, por ser el principal del distrito y el que mayor producción de desperdicios emite.
- La máquina estará limitada a realizar el almacenamiento y mezcla de la materia orgánica, por lo tanto dichos desperdicios deberán ser previamente clasificados y picados o triturados de tal manera que la materia prima tenga un diámetro entre 0.01 [m] a 0.02 [m] con una media 0.015 [m].
- Debido al tipo de proceso a realizar para la obtención del humus la máquina tendrá un trabajo continuo diurno no mayor a 16 horas con intervalos de descanso de 8 horas.
- Los excedentes (desperdicios) que la máquina emite debido al proceso, como es el caso de los lixiviados y gas metano, son otro tema de estudio en lo que respecta a su tratamiento y almacenaje.
- La poca y limitada información referente a la construcción de maquinaria dedicada a la mezcla de materia orgánica para la obtención de humus debido a la reserva con la que se manejan las empresas dedicadas a este tipo de proyectos.

3.5 ESPECIFICACIONES

Las entrevistas, encuestas y disponibilidad tanto de materia prima como de materiales son la base para determinar los requerimientos necesarios en el diseño de la máquina.

Otro factor muy importante a tener en cuenta es evitar encarecer el producto, utilizando los elementos con el menor costo y peso posible; esto es, siempre y cuando no se afecte a la funcionalidad de la máquina y con esto procurar la calidad del producto a realizarse.

Los elementos a ser diseñados deberán ser todos aquellos que se encuentre disponibles dentro de las especificaciones, normalizaciones y posibilidades tecnológicas existentes en nuestro país.

Los valores indicados en los costos del proyecto son obtenidos de cotizaciones realizadas a lo largo del periodo comprendido entre febrero – septiembre del 2010.

3.5.1 CAPACIDAD Y DIMENSIONES DE LA MEZCLADORA

Tanto la capacidad como las dimensiones generales de la máquina son:

- Capacidad de desperdicios orgánicos máxima en peso es 20 [Ton]
- Altura de la máquina 4.375 [m]
- Ancho interior de la máquina 3.75 [m]
- Largo interior de la máquina 18.16 [m]

3.5.2 PARÁMETROS FUNCIONALES

Los principales parámetros para el correcto funcionamiento de la mezcladora deben ser:

- Funcionará bajo las condiciones ambientales de la ciudad de Quito
- Será de funcionamiento semiautomático
- El tipo de energía eléctrica a ser utilizada es de 220/440 voltios con una frecuencia de 60 [Hz].
- La limpieza de la máquina se la efectuará con agua potable a temperatura ambiente sin la necesidad de usar detergentes o algún tipo de material corrosivo
- Se utilizará grasa para la lubricación de los elementos de rodadura tales como los rodamientos.

3.5.3 AMBIENTE DE TRABAJO

Las principales condiciones ambientales bajo las cuales operará la mezcladora son:

- La temperatura, en cuyo caso, la mezcladora funcionará a las condiciones de temperatura ambiental de Quito, esto es a un rango comprendido entre 15° a 30° C. Adicionalmente como se indico en el capítulo primero los rangos de temperatura dentro de la máquina fluctuarán entre 20° a 70°C (ver sección 1.6.4.1)
- La elevación, para la cual la zona donde se encuentre ubicada la compuerta de descarga de la mezcladora estará a nivel de la zona de cimentación donde se coloque la máquina, la misma que deberá tener una inclinación de 5° respecto a la horizontal para obtener un mejor desalojo del producto elaborado.
- El nivel de contaminación que generará la máquina será medio ya que se producen desechos tales como lixiviados y gas metano.
- El grado de instrucción de los operadores deberá de ser mínimo de educación media, es decir, por lo menos bachiller y de preferencia bachiller técnico.

3.5.4 VIDA ÚTIL

Se considera una vida útil para la maquinaria de diez años, a pesar que con un mantenimiento adecuado puede seguir funcionando después de este tiempo, esta se convertirá en obsoleta por la evolución tecnológica, aparición de materiales más resistentes y menos costosos, etc.

3.5.5 COSTO DEL PRODUCTO

A continuación se muestra el costo aproximado (Tabla 3.1) de las materias primas, insumos equipos y demás parámetros para la elaboración de la mezcladora que se hace referencia en el presente estudio.

Tabla 3.1 Costo del producto

Item	Rubro	Valor (usd)
1	Materia prima	40127,3
2	Insumos y equipamiento	7948,2
3	Mano de obra directa	364
4	Mano de obra indirecta	1900
COSTO TOTAL		50339,5

Por lo tanto el costo aproximado del mezclador de materia orgánica es de 50339.5 dólares americanos

3.5.6 TAMAÑO Y PESO

Tomando en cuenta las dimensiones expresadas en la sección 3.5.1 así como el hecho de que todos los principales elementos constitutivos de la máquina son de acero ($\delta=7800$ [Kg/m³], se tiene que aproximadamente el peso total de la máquina sin ser cargada será de 51 [Ton], este peso toma en cuenta todo lo referente al tanque de almacenamiento y el equipo de mezclado (paletas y ejes).

3.5.7 MATERIALES

Los materiales a ser usados en este proyecto son, en su mayoría aceros con alta resistencia con un recubrimiento galvánico excepto en las paredes del tanque las cuales van a estar conformadas por planchas de acero inoxidable, ya que son ideales para el tipo de trabajo al cual va estar sometida la máquina, además cumple con los requerimientos de higiene, durabilidad, prevención de la corrosión y un factor de mucha importancia como es el de minimizar los costos.

3.5.8 PROCESOS

Como en todo trabajo mecánico, los principales procesos a ser empleados para la elaboración de la maquinaria serán mediante el torneado, fresado, taladrado, corte manual y la unión de piezas mediante la soldadura.

3.5.9 PRUEBAS

Una vez el equipo ya se encuentre en sitio, procederá a la realización de las pruebas necesarias, las cuales se detallan en el ítem 3.6 y que están enfocadas a

la temperatura de la mezcla, la velocidad de mezclado, el tiempo de mezclado, etc.

3.5.10 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Los principales requerimientos que debe cumplir la maquinaria es:

- Debido a las dimensiones del equipo y la gran cantidad de producto que se elabora, la máquina debe estar colocada sobre una superficie tipo loza con un declive de 5° respecto de la horizontal
- La máquina debe permitir la utilización de materia prima variada.
- Permitirá el desalojo de desechos tales como metano y lixiviados.
- Dar la facilidad para la limpieza, mantenimiento y control de las partes y piezas.
- Su funcionamiento se lograra mediante la utilización de un moto-reductor trifásico.
- El proceso de mezclado se lo realizará de manera semiautomática.

3.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Al tener la máquina en la zona de trabajo ensamblada acorde con las especificaciones técnicas presentadas en los respectivos planos se deberá aplicar un protocolo de pruebas (Tabla 3.2) con la finalidad de obtener un desempeño óptimo de la máquina y un producto terminado de calidad. Por tanto los principales parámetros a ser controlados son:

Tabla 3.2 Cuadro de pruebas

DESCRIPCION	INSTRUMENTO	UNIDADES
Potencia de mezclado	Potenciómetro	Hp
Número de revoluciones	Tacómetro	rpm
Temperatura	Termocuplas	°C
Sistema eléctrico	Multímetro	Voltios

3.6.1 EXAMINACIÓN FÍSICA DEL HUMUS

Una vez terminada la elaboración del producto se debe observar una total homogeneidad en el abono, adicionalmente a esto es recomendable recolectar una muestra con la mano, apretarlo y luego abrir la mano, con este simple examen es posible observar que si al momento de apretar de la mezcla sale agua dicha mezcla tiene un exceso de humedad o si por el contrario al momento de abrir la mano el material compactado se resquebraja es un síntoma de que la mezcla tiene un déficit de humedad.

3.6.2 EMPACADO Y TRANSPORTE

La máquina en su totalidad no tiene elementos que por ser frágiles se puedan romper al momento de la transportación, peor debido a las grandes dimensiones del equipo, lo más aconsejable es llevarlo por partes empacado en cajas de madera para ser ensamblado en sitio. Dicha transportación se la realizará por vía terrestre con ayuda de camiones.

CAPÍTULO IV FACTIBILIDAD

4.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

El sistema a ser diseñado será analizado con la ayuda de presentaciones de diferentes alternativas que abarcarán tanto para lo que tiene que ver con el tipo de mezclador, así como el tanque de almacenamiento.

4.1.1 ALTERNATIVA N° 1 (MEZCLADOR DE TORNILLO SINFÍN EN TANQUE HORIZONTAL)

Este sistema está formado por un tanque el cual puede ser cilíndrico, de sección U (Fig. 4.1a) o de sección V y un tornillo sinfín colocado en la parte central, esto dependiendo de las necesidades y tipo de materiales a ser mezclados. Son ampliamente utilizados para materiales pulverizados o granulares que no sean corrosivos ni abrasivos, pero se puede modificar la geometría de su hélice para realizar trabajos diversos, tal es el caso de utilizar tornillos de espiral cortada (Fig. 4.1b) para mezclar cereales, granos y otros materiales ligeros; mientras que los tornillos de cintas (Fig. 4.1c) se usan para mezclar materiales húmedos y pegajosos tales como melazas calientes, alquitrán o asfalto caliente, los cuales de otra manera se pegarían.

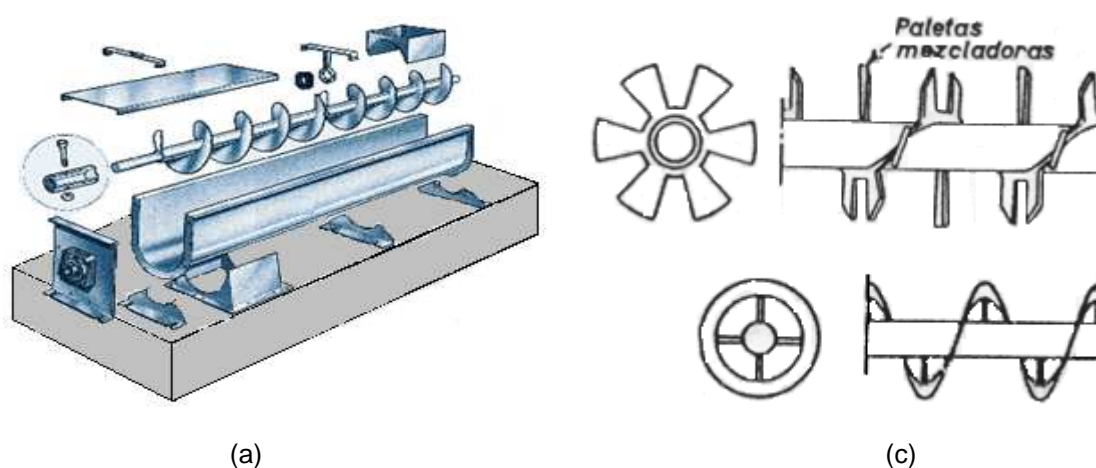


Figura 4.1 Mezclador de tornillo sinfín (a) Mezclador horizontal (Tanque tipo U)
(b) Tornillos de espiral corta (c) Tornillos de cintas

4.1.1.1 Ventajas

- Presenta una gran eficiencia en el mezclado continuo de materiales secos especialmente
- La Distancia de trabajo puede llegar hasta los 60 [m]
- Pueden trabajar en posiciones inclinadas no mayores a 35°

4.1.1.2 Desventajas

- Su costo de construcción es relativamente alto sobre todo en el diseño y elaboración del tornillo sinfín
- La potencia requerida para el movimiento del sistema de mezclado es elevada, lo cual se traduce en alto consumo energético.
- El mantenimiento y limpieza es complicado especialmente si el diseño se lo realiza mediante un solo eje continuo y no en partes desmontables.
- Es mayor el espacio que ocupa el sistema de mezclado que el ocupado por el material a ser tratado, esto, aumenta el tiempo de producción.

4.1.2 ALTERNATIVA N° 2 (MEZCLADOR DE TORNILLO SINFÍN EN TANQUE VERTICAL)

Son sistemas en los cuales el tanque puede tener forma de cónica (silo) o cilíndrica, estos tipos de sistemas pueden estar formados por uno o varios tornillos sinfín, los cuales de manera continua realizan la mezcla del producto haciendo que el mismo tenga un movimiento ascendente, mientras, de manera conjunta el sistema de mezclado realice un movimiento orbital alrededor del eje central del tanque contenedor (Fig. 4.2). Este tipo de sistemas son muy útiles para mezclar granos que pueden fluir libremente u otros sólidos ligeros.

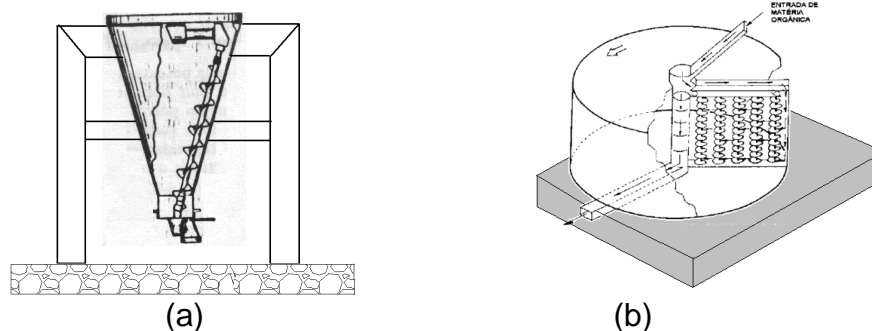


Figura 4.2 Mezcladoras verticales (a) Tanque tipo Silo con sinfín inclinado (b) Tanque tipo Cilindro con sinfín vertical

4.1.2.1 Ventajas

- Presenta una mayor eficiencia que la alternativa anterior sobre todo en mezclas pastosas
- Se requiere mucho menos espacio superficial de trabajo, especialmente en los modelos con tanque tipo silo (Fig. 4.2a)
- El sistema permite realizar un mezclado continuo
- Permite un fácil desalojo del material terminado

4.1.2.2 Desventajas

- Requiere una alta inversión para su construcción.
- Su consumo energético es alto
- Es de difícil mantenimiento y limpieza
- Se requiere de infraestructura o equipo adicional para su carga.

4.1.3 ALTERNATIVA N° 3 (MEZCLADOR DE PALETAS PLANAS EN TANQUE HORIZONTAL)

Probablemente este es el sistema de mezclado más antiguo, consiste, en una o varias paletas horizontales o inclinadas unidas a uno o dos ejes horizontales (Fig.4.3), verticales o inclinados que giran axialmente dentro del recipiente aunque no siempre centrado al tanque de almacenamiento. Se emplean más que los de ningún otro tipo debido a ser los más antiguos, de fácil fabricación y sobre todo por sus muy buenos resultados en varias clases de trabajos tales como la mezcla de pastas espesas.

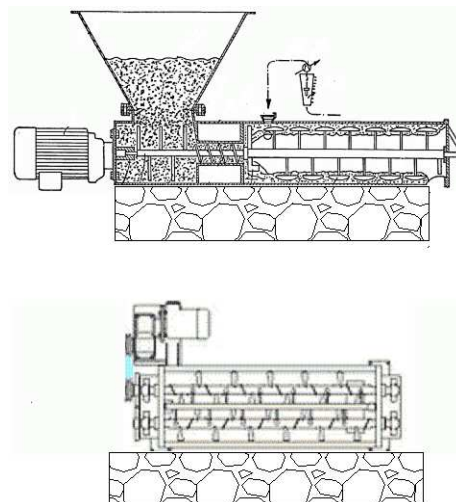


Figura 4.3 Mezcladora de paletas planas en tanque horizontal

4.1.3.1 Ventajas

- El costo inicial por lo general es bajo
- Es muy eficiente para mezclar productos de alta viscosidad como pastas.
- Tiene gran versatilidad, esto se debe a la posibilidad de variar el ángulo de incidencia de la paleta con respecto al eje motriz.
- Su mantenimiento y limpieza son de complejidad moderada.
- Las mezclas producidas son de alta homogeneidad

4.1.3.2 Desventajas

- Debido a su gran tamaño su montaje presenta mayor dificultad
- El tiempo de mezclado es medio-alto.
- Es grande el espacio físico requerido para su funcionamiento.
- Es ineficiente para sustancias poco viscosas.

4.1.4 ALTERNATIVA N° 4 (MEZCLADOR ROTATIVAS)

Las mezcladoras rotativas son muy sencillas pero útiles, consisten en un recipiente cilíndrico o cónico montado sobre un eje horizontal y que gira con él. Sus modelos son diversos, tal es el caso de la mezcladora de doble cono que se utiliza para la mezcla de polvos secos (Fig. 4.4a) mientras que las mezcladoras de tambores o tambores gemelos (fig. 4.4b) no tienen igual para los trabajos que implican dos o tres fases con materiales tan diferentes como lo son la piedra, polvos y agua que son las materias primas para la obtención de concreto.

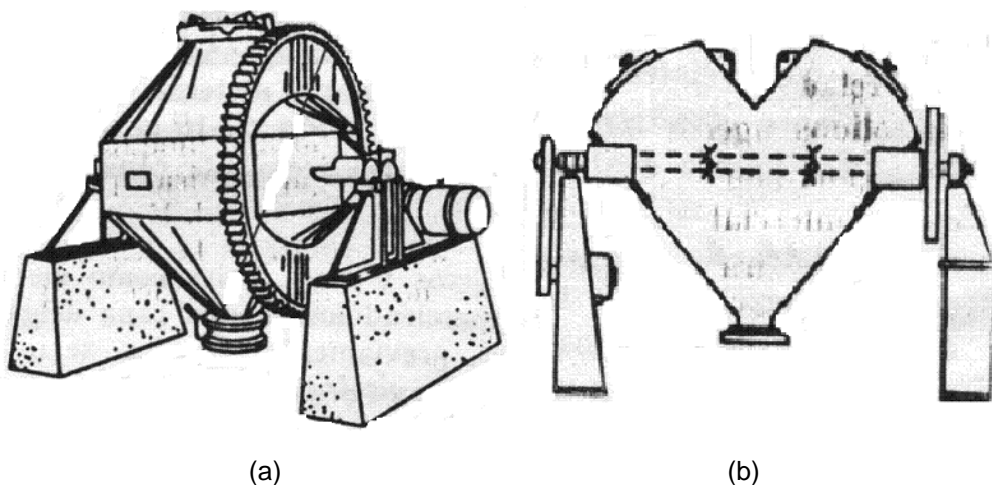


Figura 4.4 Mezcladoras rotativas (a) Mezcladora de doble cono (b) Mezcladora de tambor

4.1.4.1 Ventajas

- Son extremadamente sencillas de construir y por lo tanto su costo inicial es bajo
- Son de fácil mantenimiento y limpieza
- Produce mezclas homogéneas sobre todo con lo referente a polvos secos
- El consumo de energía es moderado.

4.1.4.2 Desventajas

- No es muy útil para grandes volúmenes
- No tiene versatilidad para la mezcla de materiales pastosos
- No se puede realizar un proceso continuo de mezclado

4.2 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Utilizando las posibles alternativas que se mencionaron en el ítem anterior se puede tomar en cuenta ciertas características de funcionamiento para determinar la opción más adecuada.

Para tal efecto se aplicará un método de ponderación que determine la alternativa más idónea de acuerdo a los atributos que se considere con mayor relevancia para el estudio. Tal ponderación se la realizará en base a lo expresado en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Sistema de ponderación para cada criterio

Calificación del Características	Relación Cuantitativa
Malo	0.0 – 2.0
Regular	2.1 - 5.0
Bueno	5.1 – 8.0
Muy Bueno	8.1 – 10.0

4.2.1 CRITERIO DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

De acuerdo a su importancia, a continuación, se detallan las principales características a ser tomadas en cuenta para determinar la mejor alternativa que se debe diseñar.

4.2.1.1 Costo

Este es un factor predominante al momento de escoger una alternativa conveniente a nuestras necesidades y posibilidades, por tal motivo se determino evaluarlo sobre 10 puntos; esto se debe a que si el diseño se vuelve más complicado conlleva el análisis de otros factores tales como materiales requeridos y disponibles, mano de obra a ser empleada, que tipo de procesos de fabricación se utilicen, entre otros.

4.2.1.2 Versatilidad y funcionalidad

Esta característica se calificará sobre una base de 9 puntos ya que es de mucha importancia que la máquina pueda realizar una mezcla en el menor tiempo y con la mayor eficiencia posible, de igual manera debe permitir una mezcla muy homogénea. La máquina también deberá permitir la utilización de materias primas diversas de acuerdo a los requerimientos del producto final o la disponibilidad del mercado.

4.2.1.3 Construcción

Se calificará sobre una base de 9 puntos, debido, que el diseño de la máquina deberá permitir la construcción de las piezas y el ensamble de las mismas en el taller o sitio lo menos complicada posible, caso contrario, esto encarecerá el diseño.

4.2.1.4 Mantenimiento y limpieza

Su calificación será sobre una base de 5 puntos. El diseño deberá permitir que los elementos de la máquina sean de fácil acceso o desmontaje de sus elementos constitutivos para su mantenimiento y limpieza, caso contrario, el costo por reparaciones o paradas de máquina incrementará los costos.

4.2.1.5 Ensamblaje

Este ítem es calificado sobre una base de 4 puntos, y se lo toma en cuenta debido que si es muy difícil la colocación de la máquina en el sitio de trabajo, esto se vuelve en un gasto indirecto, lo cual a su vez aumenta el costo final.

4.2.1.6 Tamaño

Debido a la gran cantidad de materia prima que se desea procesar, el tamaño de la máquina es un factor menos relevante ya que su variación no afectará en gran medida al diseño y por tanto se lo ponderará con un valor de 3 puntos.

4.2.2 RESULTADOS DE LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Tomando en cuenta los parámetros para la calificación de las alternativas (ver ítem 4.2.1), dicho proceso se presenta el Anexo 9, y de lo cual se obtiene los resultados numéricos (Tabla 4.2) que permitirán escoger la alternativa que más se amolde a nuestra realidad.

Tabla 4.2 Resultado de la ponderación de alternativas

PARÁMETROS	CALIF	Ind. Imp	Nº ALTERNATIVAS							
			Nº1	Pond	Nº2	Pond	Nº3	Pond	Nº4	Pond
Costos	10,00	0,25	6,00	1,50	5,00	1,25	8,00	2,00	9,00	2,25
Versatilidad y Funcionalidad	9,00	0,23	7,00	1,61	7,00	1,61	9,00	2,07	8,00	1,84
Construcción	9,00	0,23	7,00	1,61	6,00	1,38	9,00	2,07	8,00	1,84
Mantenimiento y Limpieza	5,00	0,13	6,00	0,78	5,00	0,65	9,00	1,17	8,00	1,04
Ensamblaje	4,00	0,10	7,00	0,70	6,00	0,60	9,00	0,90	8,00	0,80
Tamaño	3,00	0,08	5,00	0,40	10,00	0,80	5,00	0,40	7,00	0,56
TOTAL	40,00	1,00		6,60		6,29		8,61		8,33

Observando los valores totales que se muestran en la presente tabla se determina que la opción más viable para nuestro proyecto es la representada por la alternativa número tres y cuyo esquema gráfico se presenta en el Anexo 10

4.3 CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS

Tomando en cuenta los resultados obtenidos en la Tabla 4.2, la alternativa que mejor se ajusta a las necesidades del presente proyecto es la número 3, esta, consiste en un sistema de tanque en posición horizontal ligeramente inclinada y la cual está constituida por un sistema de mezclado de paletas planas. Como se ha mencionado anteriormente la mayor parte de la máquina será constituida por elementos de acero galvanizado debido a su bajo costo.

Por lo tanto a partir de esta parte del proyecto se procede al diseño, cálculo, dimensionamiento y selección de las partes y piezas que conforman la máquina.

4.3.1 FACTORES BÁSICOS PARA EL DISEÑO

Los criterios básicos que influyen en el diseño y construcción de la máquina son:

- El dimensionamiento de las diferentes componentes se las realizará en base a un análisis tanto estático como dinámico, esto es, dependiendo del elemento a ser diseñado.
- Los materiales a ser utilizados para la construcción de las diferentes partes de la máquina son: acero AISC 4340 para los diferentes ejes del sistema mezclador mientras que para las paletas se usará un acero CREUSABRO 4000 y para el tanque se utilizará planchas de acero inoxidable ASTM 304. Todo esto debido a la disponibilidad de dichos materiales en el mercado y la afinidad de sus propiedades químicas y mecánicas para los requerimientos del equipo. Además se considera para los diferentes cálculos una densidad promedio del acero equivalente a $7800 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$.
- Se tomará en cuenta solamente los pesos de los elementos más representativos de la máquina, mientras que del resto, no se tomará en cuenta ya que este es despreciable comparado con las cargas que se aplican.
- Se tomará como mínimo un factor de seguridad de 2 para el diseño tanto estático como dinámico excepto en los casos, que bajo norma, sea recomendado otros valores.
- Para el dimensionamiento y planos se utilizará las unidades del sistema internacional (SI) y del sistema inglés (CGS), este último solo en los que casos que sean estrictamente necesarios. Además las cotas de los planos se presentarán en milímetros como lo indica las normas de dibujo
- Factores adicionales a tomar en cuenta para la obtención de un mismo elemento pero de diferentes fabricantes serán los criterios como:
 - Económico
 - Disponibilidad en el mercado
 - Duración
 - Facilidad del mantenimiento

4.3.2 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD DE LA MEZCLA

Para poder determinar la densidad de la mezcla a ser utilizada en los cálculos primero se procede a la determinación de las masas que componen dicha mezcla. De esto, se calcula mediante la ecuación 2.2 la masa de materia orgánica a ser procesada:

$$M_1 = 4[\text{días}] * 10000[\text{Kg}] * 0.7 = 28000[\text{Kg}]$$

La cantidad de masa correspondiente al guano requerido se determina mediante la ecuación 2.3:

$$M_2 = 0.31 * 28000[\text{Kg}] = 8660[\text{Kg}]$$

Y la cantidad de compost maduro requerido se consigue aplicando la ecuación 2.4:

$$M_3 = 0.02 * 28000[\text{Kg}] = 520[\text{Kg}]$$

Con los valores obtenidos de las diferentes masas y tomando en cuenta los valores promedios de densidad de cada componente se procede a llenar la tabla 2.1, obteniendo de esta manera lo expresado en la tabla 4.3:

Tabla 4.3 Masas y Volúmenes de acuerdo a cada componente

COMPONENTES	MAGNITUDES		
	Masa (Kg)	Densidad Promedio(Kg/m ³)	Masa/Densidad (m ³)
Materia orgánica	28000	250	112
Guano	8660	500	17.32
Compost Maduro	520	850	0.61

Por lo tanto con los datos obtenidos de la tabla 4.3 se procede a la utilización de la ecuación 2.1 para hallar la densidad media de la mezcla

$$\delta_m = \frac{(28000 + 8660 + 520)[\text{Kg}]}{(112 + 17.32 + 0.61)[\text{m}^3]} = 286 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$$

4.3.3 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Antes de dimensionar el tanque de almacenamiento se debe calcular el volumen máximo que puede contener, y esto se lo realiza utilizando la ecuación 2.5:

$$V_T = 1.10 * (112 + 17.32 + 0.61) [m^3] = 143 [m^3]$$

Con estas condiciones el dimensionamiento del tanque de almacenamiento se presenta de la siguiente forma (Fig. 4.5).

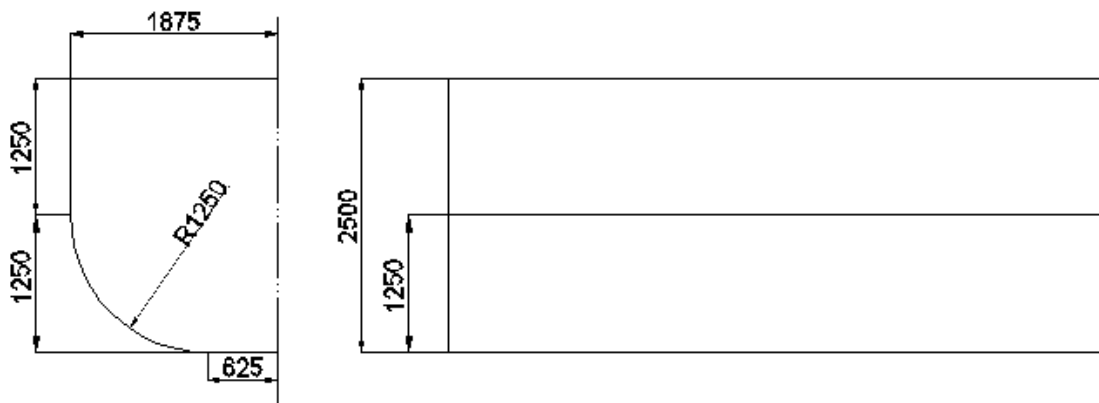


Figura 4.5 Principales dimensiones del tanque de almacenamiento

4.3.4. DISEÑO DE LA PALETA

4.3.4.1 Dimensionamiento de la paleta

Considerando que la posición de las paletas será de manera alternada, se considera la ecuación 2.6 para determinar su largo:

$$L_p = \frac{1250 [mm]}{4} = 625 [mm]$$

Mientras que su ancho se obtiene mediante la ecuación 2.7:

$$A_p = \frac{625 [mm]}{2} = 312 [mm]$$

Redondeando los valores obtenidos en los cálculos, las dimensiones de la paleta (Fig. 4.6) serán:

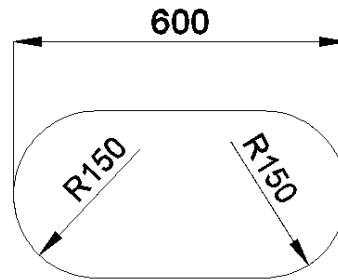


Figura 4.6 Esquema dimensional de la paleta de la paleta

4.3.4.2 Fuerza requerida para mover el fluido

Lo primero que se debe determinar es el área sobre la cual va actuar la fuerza necesaria para mover el fluido, por lo tanto si el diámetro promedio de los materiales a ser procesados es de 0.02 metros se tiene que el área transversal de la partícula a ser movida se determina mediante la ecuación 2.8:

$$A_o = \pi \frac{0.02^2 [m^2]}{4} = 3.14E - 4 [m^2]$$

Y por lo tanto la velocidad inicial con la que se mueve el fluido al ingreso (considerando un proceso de llenado en 16 horas) se calcula con la ecuación 2.9:

$$V_o = \frac{0.65 [Kg/s]}{286 [Kg/m^3] * 3.14E - 4 [m^2]} = 7.18 [m/s]$$

Y la velocidad con la que se mueve las paletas se calcula por medio de la ecuación 2.10:

$$u = 1.0 [rpm] * 1.25 [m] = 0.02 [m/s]$$

Considerando la situación en la que la paleta se encuentre verticalmente la fuerza se determina por la ecuación 2.13:

$$F_x = F_y = 286 [Kg/m^3] * 3.14E - 4 [m^2] * (7.2)^2 [m^2/s^2] = 4.66 [N]$$

Por lo tanto, mediante la ecuación 2.14:

$$F = \sqrt{2 * 4.66^2} = 6.60 [N]$$

Para la situación en la que la paleta está en posición horizontal se utiliza la ecuación 2.15 y se determina:

$$F' = 2F_x = 2 * 4.66[\text{N}] = 9.33[\text{N}]$$

Debido a que la fuerza F' es la que actúa sobre el área A_0 la fuerza que actúa se determina hallando el área de la paleta y la fuerza F_1 con ayuda de las dimensiones expresadas en la figura 4.6 y mediante las ecuaciones 2.16 y 2.17 respectivamente:

$$A = 2 \left(\frac{1}{2} \pi 0.15^2 \right) [\text{m}^2] + (0.3 * 0.3) [\text{m}^2] = 0.16[\text{m}^2]$$

$$F_1 = \frac{0.16[\text{m}^2] * 9.33[\text{N}]}{3.14E - 4[\text{m}^2]} = 4771.22[\text{N}]$$

4.3.4.3 Fuerza requerida para vencer la presión hidrostática

La fuerza a vencer debido a la acción de la presión hidrostática se determina mediante reemplazar la ecuación 2.19 en la ecuación 2.18, teniendo así:

$$F_R = 286[\text{Kg/m}^3] * 9.8[\text{m/s}^2] * 2.5[\text{m}] * 0.16[\text{m}^2] = 1125.93[\text{N}]$$

Por lo tanto, se tiene que $F_1 > F_R$, y de tal manera que, la fuerza requerida para el diseño de la paleta será $F_p = F_1 = 4771.22 [\text{N}]$

4.3.4.4 Diagrama de cuerpo libre de la paleta

Para poder determinar las reacciones que afectan a la paleta se utiliza el diagrama de cuerpo libre (ver Fig. 4.7).

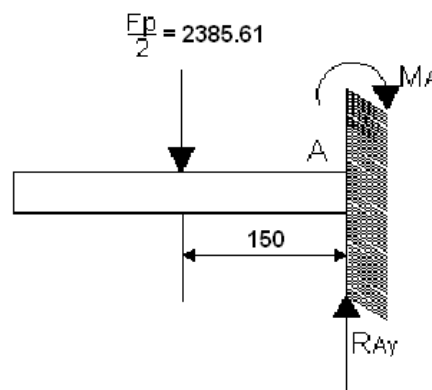


Figura 4.7 Diagrama de cuerpo libre de la paleta

4.3.4.5 Reacciones en la paleta

Utilizando las ecuaciones 2.22 y 2.23 se tiene:

$$R_{Ay} = 2385.61[\text{N}]$$

$$M_A = 0.15[\text{m}] * 2385.61[\text{N}] = 357.84[\text{N} - \text{m}]$$

Con estos últimos datos se procede a la realización de los diagramas de fuerza cortante y momento flector que afectan a la paleta (Fig. 4.8)

4.3.4.6 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la paleta

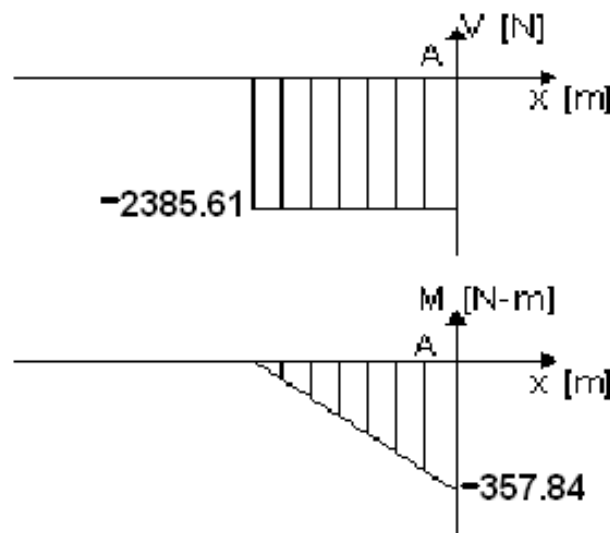


Figura 4.8 Diagrama de fuerza cortante (v) y momentos (M) que actúan sobre la paleta

4.3.4.6 Diseño estático de la paleta

Tomando en cuenta las medidas de la figura 4.9.

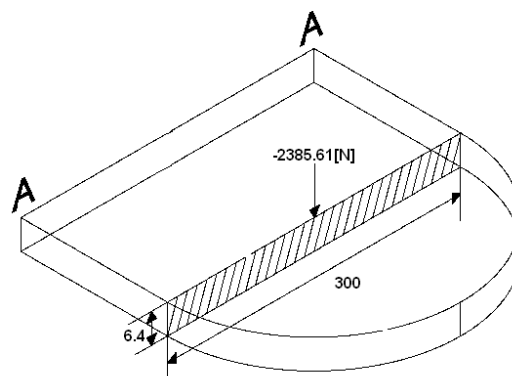


Figura 4.9 Dimensiones para determinar el esfuerzo en la paleta

Se tiene que el esfuerzo actuante en el punto crítico de la paleta se determina mediante la ecuación 2.26:

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 357.84 [\text{N}\cdot\text{m}]}{0.2 \cdot 0.0064^2 [\text{m}^3]} = 177.49 [\text{MPa}]$$

Con el valor de esfuerzo previamente determinado, se procede al cálculo del factor de seguridad estático utilizando la ecuación 2.27:

$$\eta_s = \frac{900 [\text{MPa}]}{177.49 [\text{MPa}]} = 5.07$$

Por lo tanto los valores dimensionales y las características del material escogido son válidos para la utilización en la construcción del elemento.

4.3.5. DISEÑO DEL EJE DE LA PALETA

4.3.5.1 Cálculo de la fuerza aplicada sobre el eje de la paleta

Debido a que la fuerza requerida para mover el fluido es mayor que la producida por la presión hidrostática de la misma, se procede al cálculo de la fuerza que actúa sobre el eje de paleta mediante las mismas consideraciones del literal 4.3.4.2. Por tanto, si $F' = 9.33$ [N] se procede a la determinación del área (Fig. 4.10) sobre la que actúa dicha fuerza mediante la ecuación 2.28

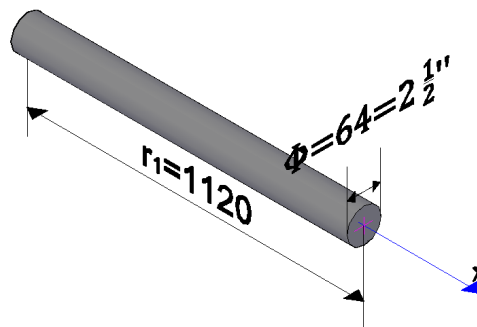


Figura 4.10 Dimensionamiento del eje de la paleta

Entonces:

$$A_s = 1.120 \cdot 0.064 = 0.071 [\text{m}^2]$$

Luego, se procede al cálculo del centroide (C_1) de la fuerza que actúa sobre el eje (F_{p1}) mediante la ecuación 2.29:

$$C_1 = \frac{1.120 [m]}{2} = 0.56 [m]$$

Y finalmente se determina la fuerza F_{P1} que actúa directamente sobre el eje de la paleta mediante la ecuación 2.30:

$$F_{P1} = \frac{0.071 [m^2] * 9.33 [N]}{3.14E - 4 [m^2]} = 2111.75 [N]$$

4.3.5.2 Diagrama de cuerpo libre del eje de la paleta

Para determinar las reacciones que actúan sobre el eje de la paleta se utiliza el diagrama de cuerpo libre que se expresa a continuación (Fig. 4.11):

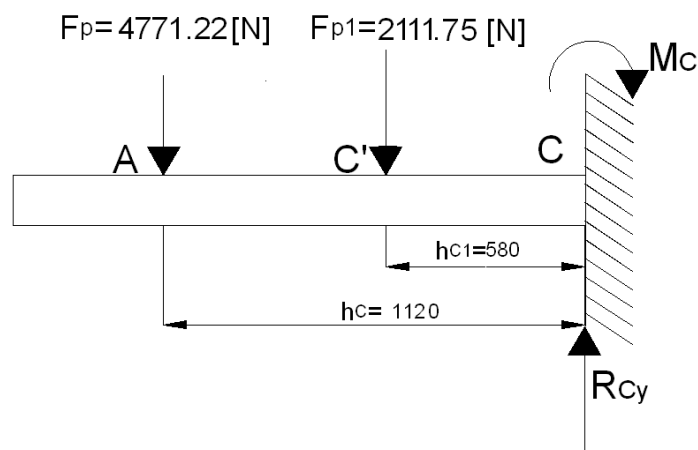


Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre del eje de la paleta

4.3.5.3 Reacciones en el eje de la paleta

Utilizando las ecuaciones 2.31 y 2.32 se tiene:

$$R_{Cy} = 4771.22 [N] + 2111.75 [N] = 6882.97 [N]$$

Y

$$M_C = (1.161 - 0.15) [m] * 4771.22 [N] + 0.580 [m] * 2111.75 [N] = 5810.66 [N - m]$$

Con estos últimos datos se procederá a la obtención de los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje de la paleta (Ver Fig. 4.12)

4.3.5.4 Diagrama de fuerza cortante y momentos del eje de la paleta

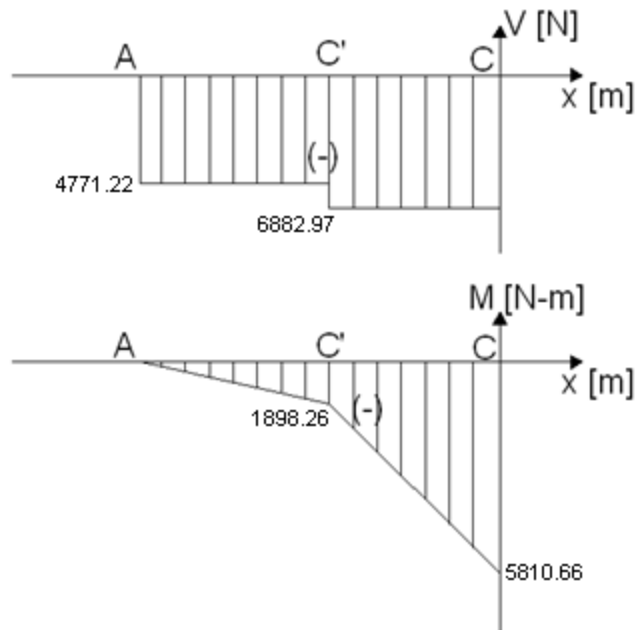


Figura 4.12 Diagrama de fuerza cortante (V) y momentos (M) que actúan sobre el eje de la paleta

4.3.5.5 Diseño estático del eje de la paleta

Tomando en cuenta las medidas de la figura 4.10, se tiene que el esfuerzo actuante en el punto crítico de la paleta se determina mediante la ecuación 2.34:

$$\sigma_{max} = \frac{32 \cdot 5810.66 [\text{N}\cdot\text{m}]}{\pi \cdot 0.064^3 [\text{m}^3]} = 231.16 [\text{MPa}]$$

Con el valor de esfuerzo previamente determinado, se procede al cálculo del factor de seguridad estático utilizando la ecuación 2.35:

$$\eta_s = \frac{1590 [\text{MPa}]}{231.16 [\text{MPa}]} = 6.9$$

4.3.5.6 Diseño dinámico del eje de la paleta

Como se mencionó en el capítulo dos, el diseño está basado en un proceso que es repetitivo, por lo tanto, utilizando la ecuación 2.39 se tiene:

$$\sigma_{xcm} = \sigma_{xa} = \sigma'_m = \sigma'_a = \frac{231.16 [\text{MPa}]}{2} = 115.58 [\text{MPa}]$$

Con este valor se procede al cálculo de la resistencia a la fatiga mediante la ecuación 2.40:

$$S'_e = 0.5 \cdot 1720 [\text{MPa}] = 860 [\text{MPa}]$$

Luego se determina los factores de corrección para el diseño mediante las ecuaciones 2.42 y 2.43 teniendo que:

$$k_a = 4.51 * 1720^{-0.265} = 0.63$$

$$k_b = 1.189 * 64^{-0.097} = 0.79$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_g = 1$$

$$k_f = 1$$

Con ayuda de estos últimos valores se determina el valor del límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación 2.41:

$$S_g = 860 [MPa] * 0.63 * 0.79 * 1 * 1 * 1 * 1 = 428.13 [MPa]$$

Finalmente se utilizan las ecuaciones 2.44 y 2.45 para hallar el valor de factor de seguridad dinámico:

$$S_m = \frac{428.13}{1 + \frac{428.13}{1720}} = 342.80$$

Y

$$\eta_d = \frac{342.80}{119.58} = 2.97$$

4.3.6. DISEÑO DEL EJE MOTRIZ

4.3.6.1 Cálculo del peso de un tramo del eje motriz

Se debe de tomar en cuenta que en cada tramo del eje a ser estudiado (ver sección 2.5) este consta de tres pares de paletas con sus respectivos ejes, de tal forma que, considerando las dimensiones de dichos elementos (Fig. 4.6, 4.9 y 4.10) y utilizando las ecuaciones 2.46 y 2.47 se puede determinar las masas de dichos elementos, tomando en cuenta que la densidad promedio de los aceros a ser tomada para los diferentes cálculos será de 7800 [Kg/m³]; con estas observaciones se obtiene:

$$M_p = (\pi 0.15^2 + 0.3^2) [m^2] * 0.00635 [m] * 7800 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] = 7.96 [Kg]$$

$$M_{ep} = \pi \left(\frac{0.0635^2}{4} \right) [m^2] * 1.120 [m] * 7800 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] = 27.67 [Kg]$$

Tomando en cuenta las dimensiones presentadas en la figura 4.13 se procede al cálculo del peso relacionado al eje motriz, el cual se calcula mediante la ecuación 2.48

$$M_{em} = \left(\frac{\pi \times 0.127^2 [m^2] \times 7800 \frac{[Kg]}{[m^3]} \times (0.80) [m]}{4} \right) + \left(\frac{\pi \times 0.1778^2 [m^2] \times 7800 \frac{[Kg]}{[m^3]} \times 3.74 [m]}{4} \right) = 803.4 [Kg]$$

Para determinar la masa total del sistema (M_T) la ecuación 2.49:

$$M_T = 6(7.96 + 27.67) [Kg] + 803.4 [Kg] = 1017.10 [Kg]$$

Por lo tanto el peso del eje motriz será $P_{em} = 9967.58 [N]$

4.3.6.2 Diagrama de cuerpo libre de un tramo del eje motriz

Para tal efecto solo se toma en cuenta las paletas que se encuentran sumergidas (ver sección 2.6.2); obteniendo así lo expresado en la Figura 4.13

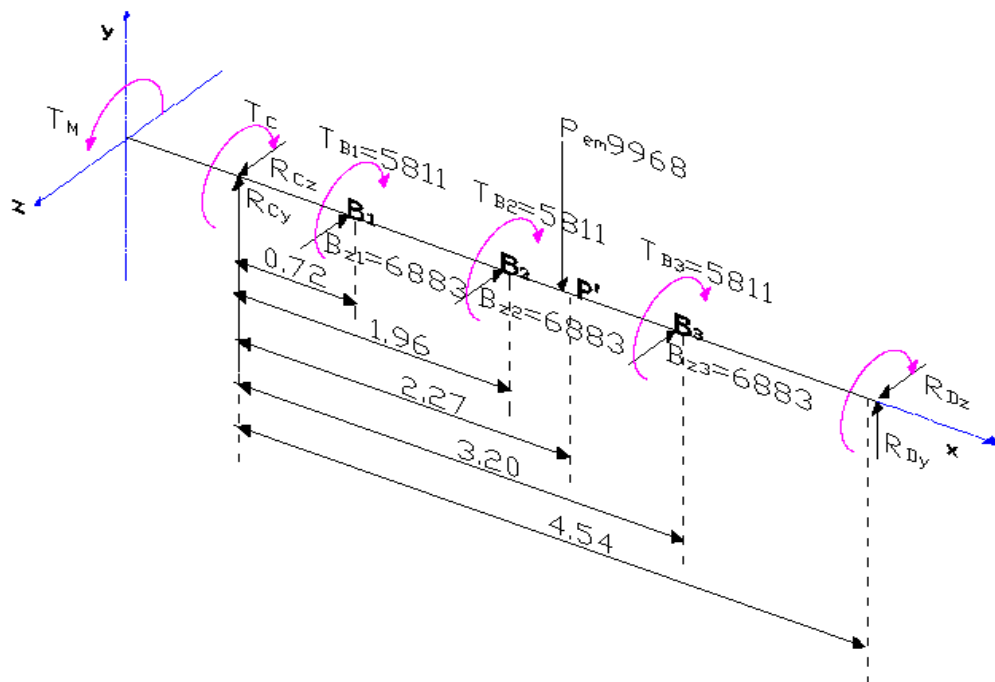


Figura 4.13 Diagrama de cuerpo libre de un tramo del eje motriz

4.3.6.3 Reacciones de un tramo en el eje motriz

Mediante las ecuaciones 2.52 y 2.53 se determina las reacciones isostáticas en los ejes Y y Z que actúan sobre el punto crítico D

$$R_{Dy} = \frac{9967.58[N] \cdot 2.27[m]}{4.54[m]} = 4983.79[N]$$

$$R_{Dz} = \frac{6882.97[N](0.72+1.96+3.20)[m]}{4.54[m]} = 8914.51[N]$$

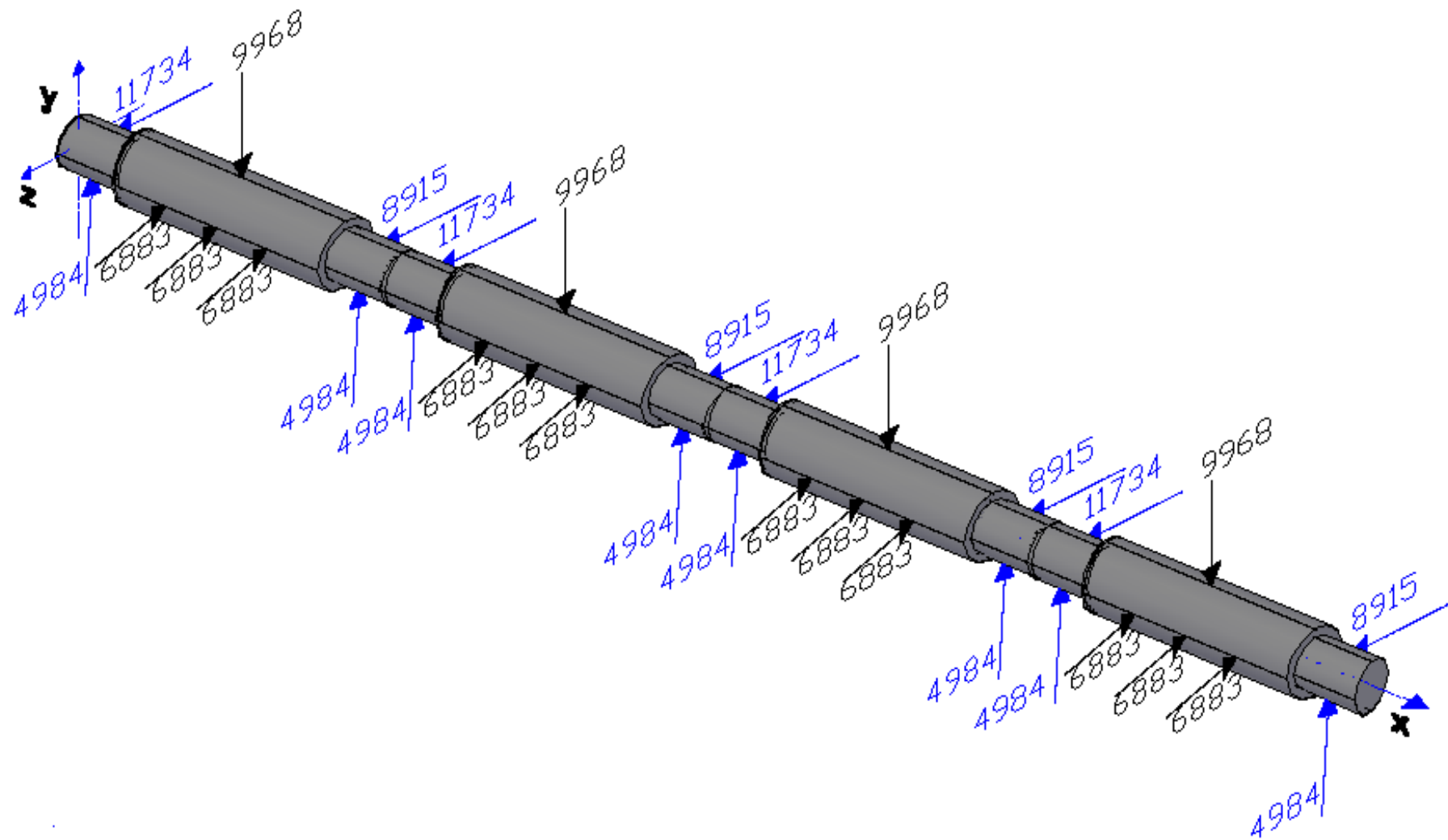
Mientras que las ecuaciones 2.50 y 2.51 nos permiten determinar las reacciones en los ejes Y y Z que actúan sobre el punto crítico C.

$$R_{Cy} = 9967.58[N] - 4983.79[N] = 4983.79[N]$$

$$R_{Cz} = 3(6882.97)[N] - 8914.51[N] = 11734.40[N]$$

4.3.6.4 Análisis del eje motriz como viga continua

Considerando la distribución de las fuerzas que actúan a lo largo de todo el eje motriz (Fig. 4.14) se procede a la aplicación de la ecuación 2.54 junto con las consideraciones del Anexo 3 para determinar los valores de los momentos en cada apoyo del eje motriz.



5 Figura 4.14 Distribución de fuerzas isoestáticas a lo largo del eje motriz

Tomando en cuenta el plano XY se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$18.16M_{2y} + 4.54M_{3y} + 0 = -154085.91$$

$$4.54M_{2y} + 18.16M_{3y} + 4.54M_{4y} = -154085.91$$

$$0 + 4.54M_{3y} + 18.16M_{4y} = -154085.91$$

De lo cual resolviendo se tiene:

$$M_{1y} = 0$$

$$M_{2y} = -7272.78$$

$$M_{3y} = -4848.52$$

$$M_{4y} = -7272.78$$

$$M_{5y} = 0$$

Con estos datos se procede a la utilización de la ecuación 2.55 para determinar las reacciones hiperestáticas en cada tramo de la viga:

$$R'_{i1y} = \frac{-7272.78+0}{4.54} = -1601.93$$

$$R'_{d1y} = \frac{0+7272.78}{4.54} = 1601.93$$

$$R'_{i2y} = \frac{-4848.52+7272.78}{4.54} = 533.98$$

$$R'_{d2y} = \frac{7272.78-4848.52}{4.54} = -533.98$$

$$R'_{i3y} = \frac{-7272.78+4848.52}{4.54} = -533.98$$

$$R'_{d3y} = \frac{-4848.52+7272.78}{4.54} = 533.98$$

$$R'_{i4y} = \frac{0+7272.78}{4.54} = 1601.93$$

$$R'_{d4y} = \frac{-7272.78+0}{4.54} = -1601.93$$

En el caso del plano XZ, tomando de la misma manera la ecuación 2.54, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$18.16M_{2z} + 4.54M_{3z} + 0 = -249752.70$$

$$4.54M_{2z} + 18.16M_{3z} + 4.54M_{4z} = -249752.70$$

$$0 + 4.54M_{3z} + 18.16M_{4z} = -249752.70$$

Finalmente resolviendo se tiene:

$$M_{1z} = 0$$

$$M_{2z} = -11788.2$$

$$M_{3z} = -7858.8$$

$$M_{4z} = -11788.2$$

$$M_{5z} = 0$$

Con estos datos se procede a la utilización de la ecuación 2.55 para determinar las reacciones hiperestáticas en cada tramo de la viga:

$$R'_{d1z} = \frac{-11788.2+0}{4.54} = -2596.52$$

$$R'_{d1z} = \frac{0+11788.2}{4.54} = 2596.52$$

$$R'_{d2z} = \frac{-7858.8+11788.2}{4.54} = 865.51$$

$$R'_{d2z} = \frac{11788.2-7858.8}{4.54} = -865.51$$

$$R'_{d3z} = \frac{-11788.2+7858.8}{4.54} = -865.51$$

$$R'_{d3z} = \frac{-7858.8+11788.2}{4.54} = 865.51$$

$$R'_{d4z} = \frac{0+11788.2}{4.54} = 2596.52$$

$$R'_{d4z} = \frac{-11788.2+0}{4.54} = -2596.52$$

Con la ayuda de esta serie de datos, se procede a la estructuración de los diferentes diagramas del eje motriz, los cuales, nos permitirán determinar los valores totales al igual que los valores máximos tanto de reacciones como de momentos a lo largo de todo el eje.

4.3.6.5 Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante, momento flector y momento torsional del eje motriz

Los diagramas que se muestran a continuación (ver Fig. 4.15 a 4.20) indican tanto los valores de las reacciones isostáticas como hiperestáticas para el caso del diagrama de cuerpo libre, así como los valores totales de fuerza cortante y momento flector en cada plano de estudio.

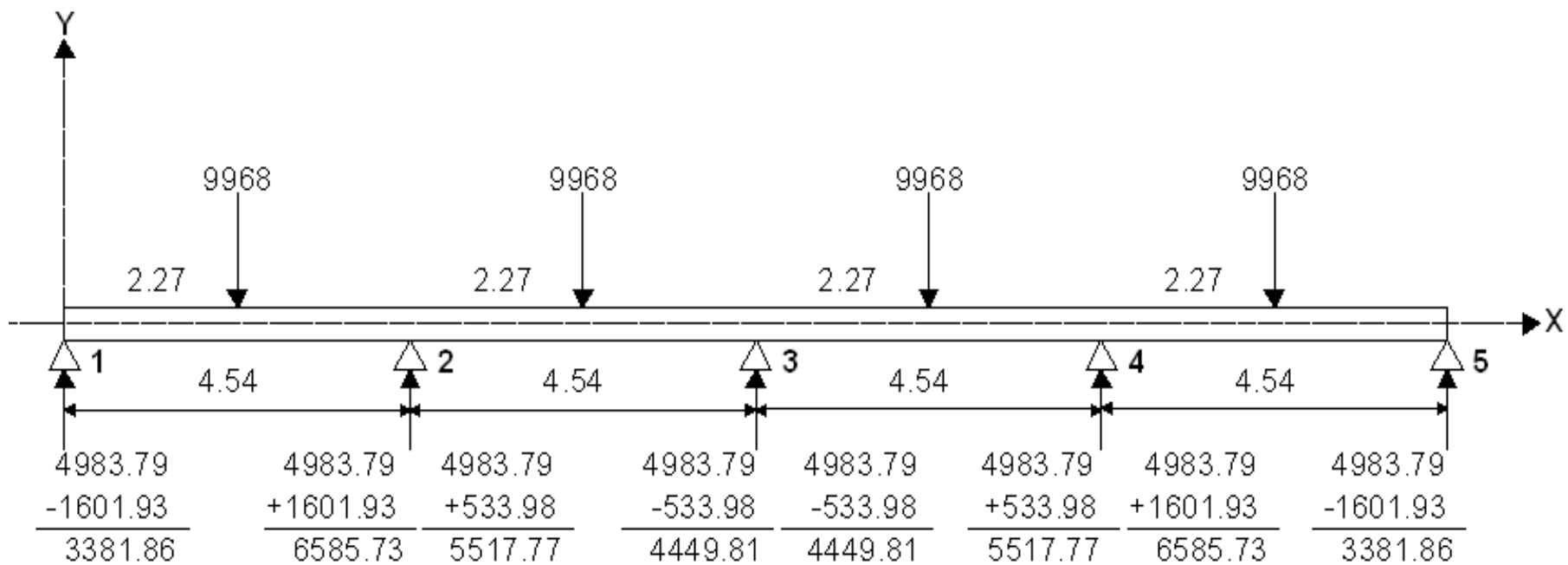


Figura 4.15 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Y

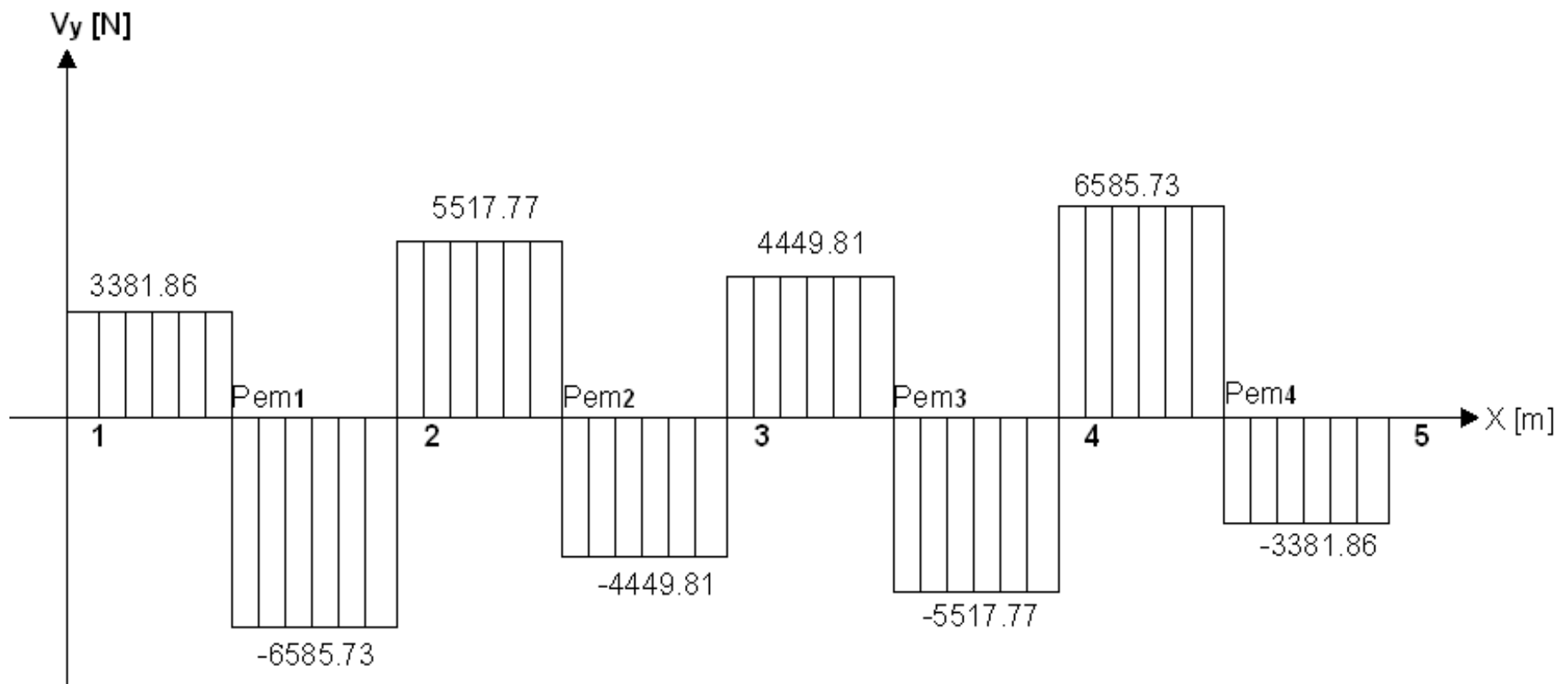


Figura 4.16 Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Y

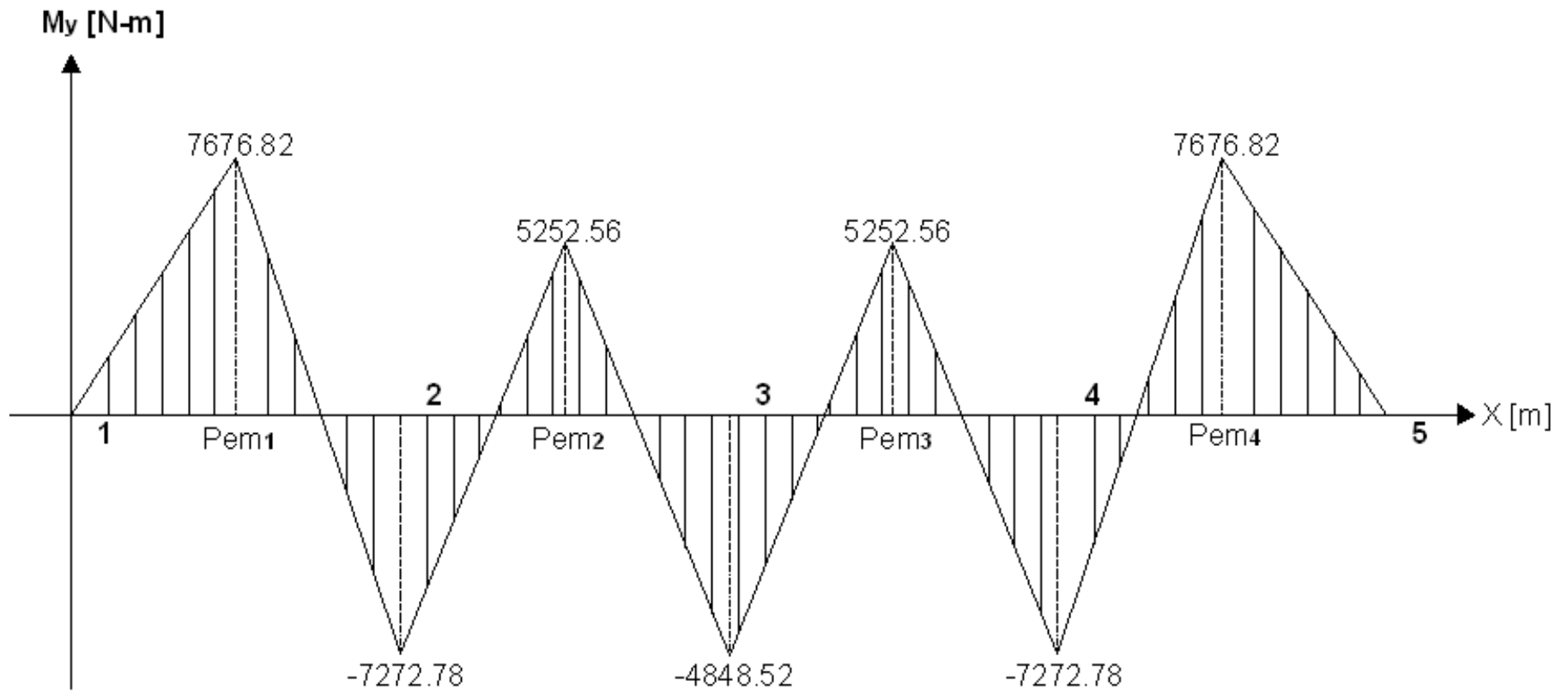


Figura 4.17 Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Y

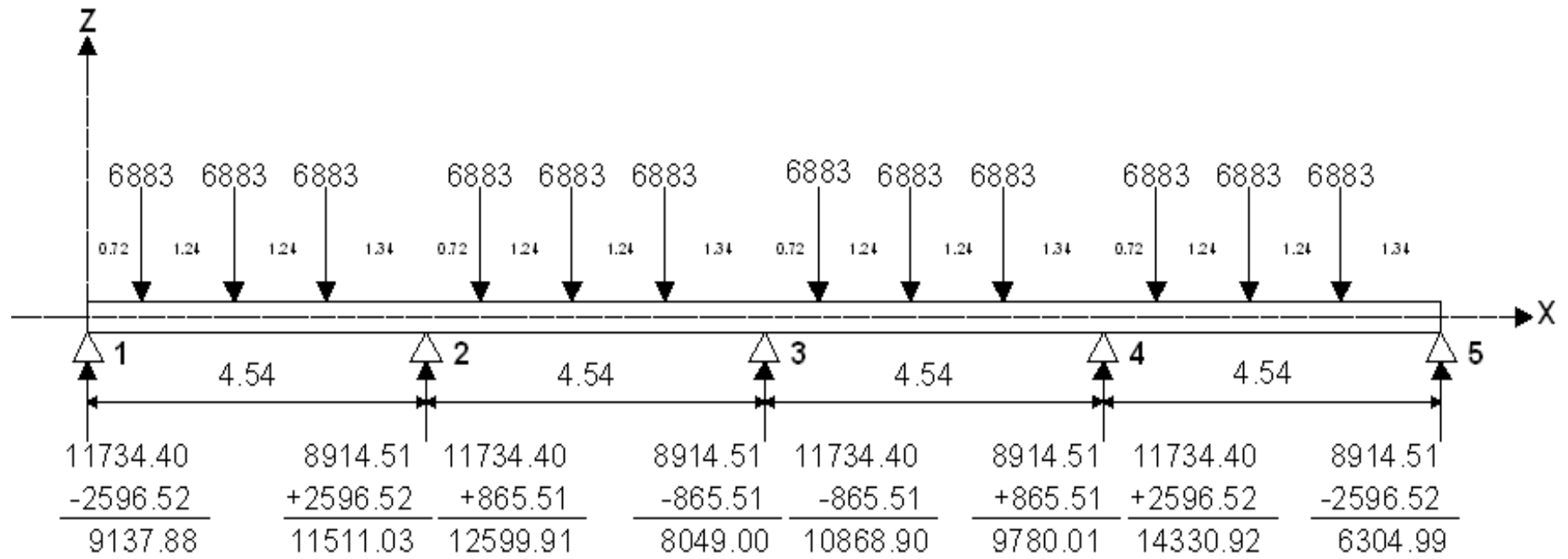


Figura 4.18 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano X-Z

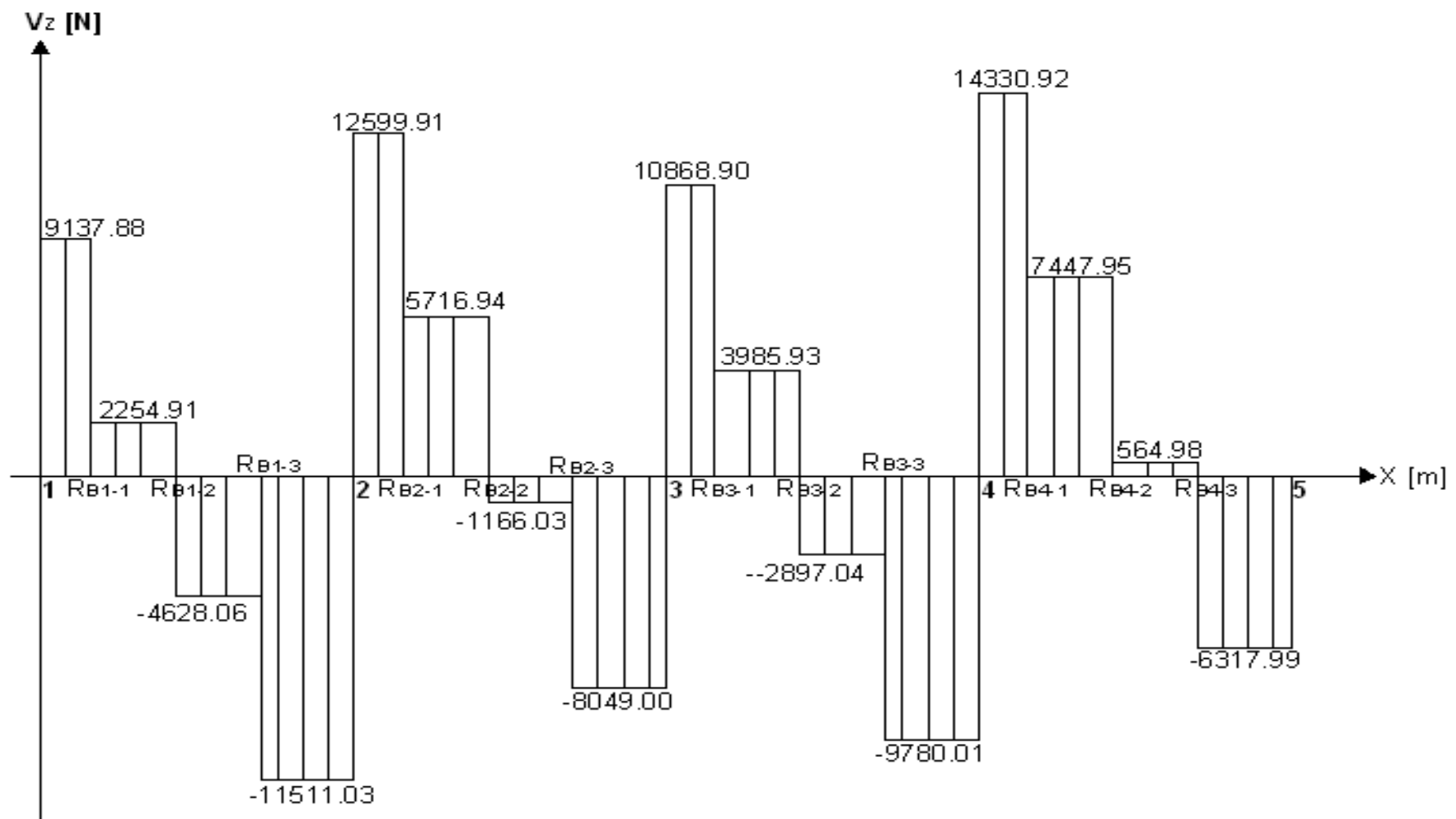


Figura 4.19 Diagrama de la fuerza cortante del eje motriz en el plano X-Z

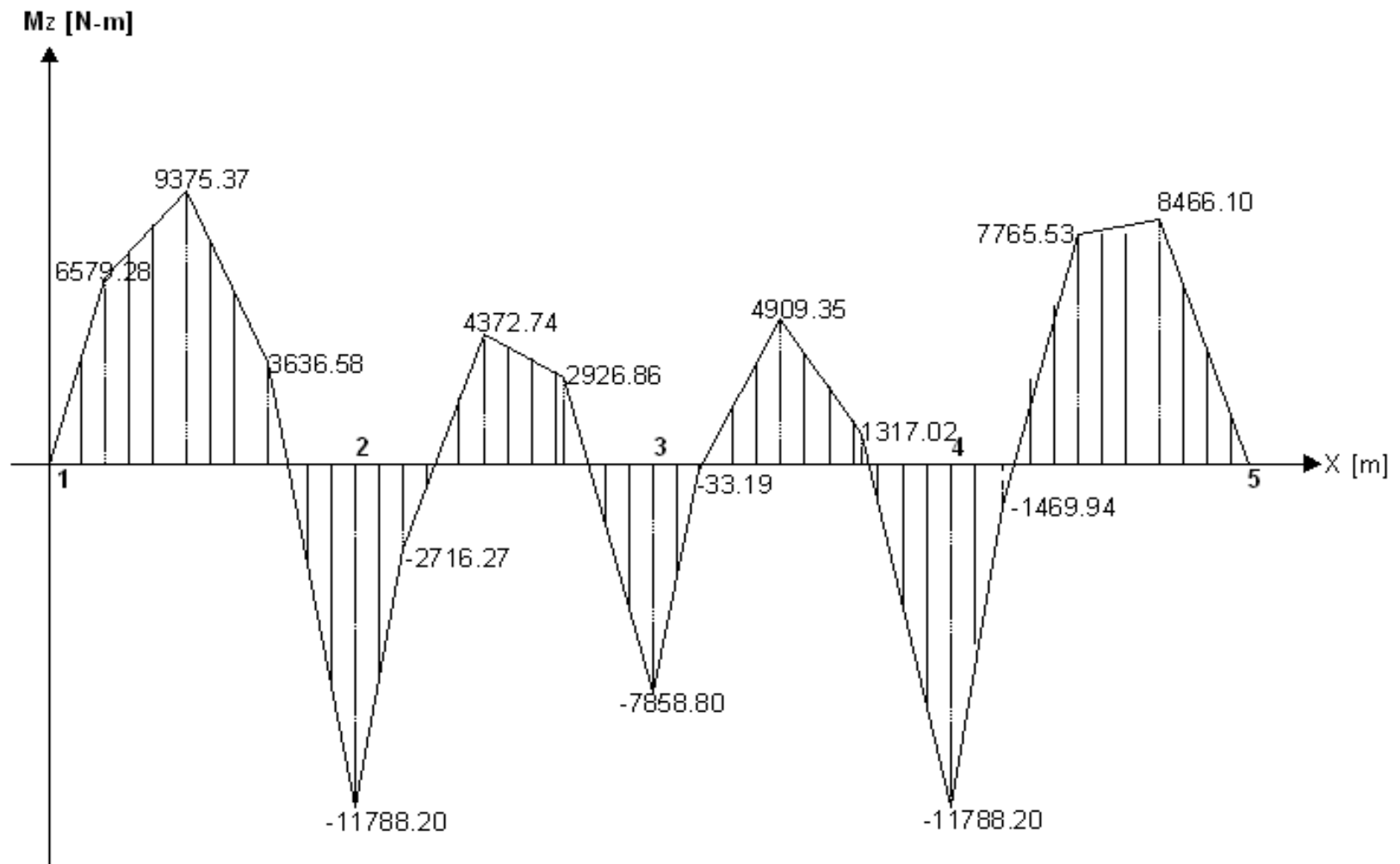


Figura 4.20 Diagrama del momento flector del eje motriz en el plano X-Z

4.3.6.6 Cálculo de la potencia requerida

De los datos obtenidos en los diagramas anteriores se tiene:

$$\begin{aligned}
 R_{1y} &= 3381.86[N] & R_{1z} &= 9137.88[N] \\
 R_{2y} &= 12103.50[N] & R_{2z} &= 24110.94[N] \\
 R_{3y} &= 8899.63[N] & R_{3z} &= 18917.90[N] \\
 R_{4y} &= 12103.50[N] & R_{4z} &= 24110.94[N] \\
 R_{5y} &= 3381.86[N] & R_{5z} &= 6317.99[N]
 \end{aligned}$$

Con estos datos se procede a la utilización de la ecuación 2.56 para el valor de la reacción total en cada punto de apoyo.

$$\begin{aligned}
 R_1 &= \sqrt{3381.86^2 + 9137.88^2} = 9743.61[N] \\
 R_2 &= \sqrt{12103.50^2 + 24110.94^2} = 26978.36[N] \\
 R_3 &= \sqrt{8899.63^2 + 18917.90^2} = 20906.70[N] \\
 R_4 &= \sqrt{12103.50^2 + 24110.94^2} = 26978.36[N] \\
 R_5 &= \sqrt{3381.86^2 + 6317.99^2} = 7166.17[N]
 \end{aligned}$$

A continuación para el cálculo de la potencia requerida es necesario determinar el torque generado en los puntos críticos (apoyos) mediante las ecuaciones 2.57 y 2.58

$$\begin{aligned}
 \zeta_1 &= 9743.61[N] * 1.376 \frac{0.127[m]}{2} = 851.36[N - m] \\
 \zeta_2 &= 26978.36[N] * 1.376 \frac{0.127[m]}{2} = 2357.26[N - m] \\
 \zeta_3 &= 20906.70[N] * 1.376 \frac{0.127[m]}{2} = 1826.74[N - m] \\
 \zeta_4 &= 26978.36[N] * 1.376 \frac{0.127[m]}{2} = 2357.26[N - m] \\
 \zeta_5 &= 7166.17[N] * 1.376 \frac{0.127[m]}{2} = 626.15[N - m]
 \end{aligned}$$

Por lo tanto el torque del tramo de eje motriz que se está analizando se determina mediante la ecuación 2.59

$$\begin{aligned}
 T_T &= 851.36 + 2357.26 + 1826.74 + 2357.26 + 626.15 + (12 * 5811) \\
 T_T &= 77746.69[N - m] = 688058.2[lb - tn]
 \end{aligned}$$

Con este valor de torque se aplica la ecuación 2.60 y se obtiene:

$$H_T = \frac{68805.82[N\cdot m] \cdot 10[rpm]}{63000} = 10.92[HP]$$

Por último la potencia real se determina mediante la ecuación 2.63

$$H_R = 1.065 \cdot 10.92[HP] = 11.63[HP] \cong 12[HP]$$

Estos datos nos permitirán determinar el diagrama de momento torsor (ver Fig. 4.21) que se ejerce sobre el sistema motriz

4.3.6.7 Diagramas del momento torsor del eje motriz

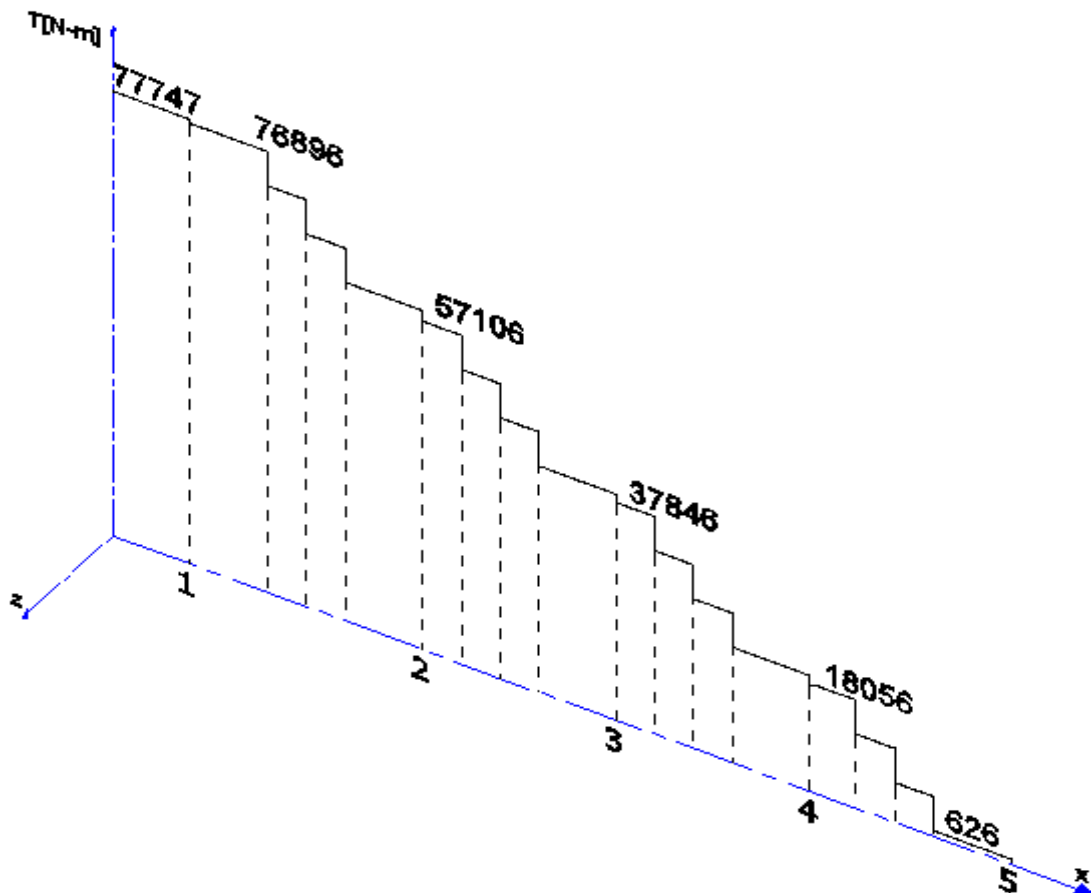


Figura 4.21 Diagrama del momento torsor del eje motriz

4.3.6.8 Diseño estático del eje motriz

Tomando en cuenta las medidas de la figura 4.17, 4.20 y 4.21 se tiene que el esfuerzo actuante en el punto crítico de la paleta se determina mediante la ecuación 2.66:

$$\sigma_{max} = \frac{32 * 13851.17 [N-m]}{\pi * 0.1778^3 [m^3]} + \frac{16 * 77746.69 [N-m]}{\pi * 0.1778^3 [m^3]} = 95.55 [MPa]$$

Con el valor de esfuerzo previamente determinado, se procede al cálculo del factor de seguridad estático utilizando la ecuación 2.67:

$$\eta_s = \frac{1590 [MPa]}{95.55 [MPa]} = 16.64$$

4.3.6.9 Diseño dinámico del eje motriz

Tomando en cuenta las ecuaciones 2.39 y 2.68 se procede a la obtención de los valores de esfuerzo tanto a torsión como a flexión:

$$\sigma'_{mz} = \frac{25.10 [MPa]}{2} = 12.55 [MPa]$$

$$\tau_{xyzm} = \frac{16 * 77746.69 [N-m]}{\pi * 0.1778^3 [m^3]} = 70.45 [MPa]$$

Utilizando la ecuación 2.69 se tiene:

$$\sigma'_{mz} = \sqrt{12.55^2 + 3(70.45^2)} = 122.66 [MPa]$$

Con estos últimos valores se procede al cálculo de la resistencia a la fatiga mediante la ecuación 2.40:

$$S'_e = 0.5 * 1720 [MPa] = 860 [MPa]$$

A continuación se determina los factores de corrección para el diseño mediante las ecuaciones 2.72 y 2.73 teniendo que:

$$k_a = 4.51 * 1720^{-0.263} = 0.63$$

$$k_b = 1.189 * 177.8^{-0.097} = 0.72$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Con ayuda de estos últimos valores se determina el valor del límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación 2.71:

$$S_e = 860[\text{MPa}] * 0.63 * 0.72 * 1 * 1 * 1 * 1 = 387.43[\text{MPa}]$$

Finalmente se utilizan las ecuaciones 2.74 y 2.75 para hallar el valor de factor de seguridad dinámico:

$$S_m = \frac{387.43}{1 + \frac{387.43}{2720}} = 316.21$$

Y

$$\eta_d = \frac{316.21}{122.66} = 2.58$$

Considerando que el factor de seguridad salió mayor a dos se considera que las dimensiones del elemento son adecuadas para el proceso que efectuará.

4.3.7. SELECCIÓN DEL MOTOREDUCTOR

De acuerdo a los valores obtenidos en la sección 4.3.6.6 se puede determinar que se requiere un motoreductor con una potencia $H_T=12$ [Hp], una velocidad de 1[rpm] y un torque de 688058 [lb-in]; como se puede observar los valores de torque son bastante elevados, por lo cual, se recurre a la utilización de motoreductores con un sistema de transmisión mediante engranajes tipo epicicloide. Por lo tanto, el equipo que más se acopla a tales necesidades son los expresados en el Anexo 4. En tal anexo se escoge un motoreductor con valores lo más cercanos a los calculados; esto es, se escoge un motoreductor modelo 317L4-BN160MR cuya potencia es de 15 [Hp] y su velocidad de salida es 1.1[rpm].

4.3.8. SELECCIÓN DE ACOPLES

Con los valores obtenidos en la sección 4.3.6.6 se determinó que el torque a ser transferido por cada tramo del eje al siguiente es:

$$T_T = 77747. [\text{N}\cdot\text{m}]$$

Tomando en cuenta las tablas 2.2, 2.3 y 2.4 (ver sección 2.8.1.2) los coeficientes de seguridad para la selección del acople son:

K1= Relación máquina motriz-máquina receptora= Relación de motor con máquinas de marcha irregular, inercia media de golpes medios= 1.7

K2= Frecuencia de arranque= Máximo un arranque por hora= 1

K3= Horas de trabajo (8-16 horas) =1.1

Tomando en cuenta los valores de los coeficientes antes mencionados se determina el valor de par nominal de acoplamiento mediante la ecuación 2.76:

$$T_n = (1.4 * 1 * 1.1) * 77747[N] = 119730[N] \cong 120[KN]$$

Y debido a que se requiere manejar tolerancias tanto para desplazamientos angular como axial, además de transmitir torques elevados, se procede a la utilización de acoplamientos flexibles tipo engranaje AGMA-7.0N (ver anexo 5).

4.3.9. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA CHAVETA

La chaveta deberá estar dimensionada (Fig. 4.22) de tal manera que permita transmitir el mismo par torsional (T_T) que genera el motor.

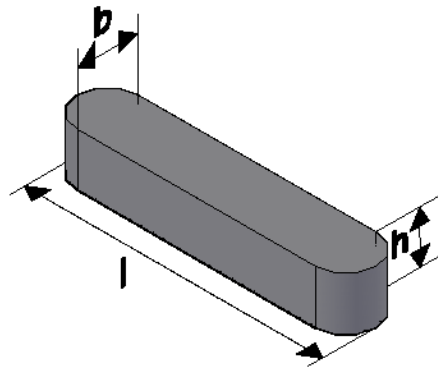


Figura 4.22 Diagrama de chaveta entre el eje motriz y el motoreductor

De lo antes mencionado, se considera la utilización de una chaveta elaborada en acero AISC 4340 (ver propiedades en anexo 1) con dimensiones para el caso más crítico el cual se da en el eje de diámetro igual a 117.5 mm:

b= 32 mm

h= 18 mm

l= 200 mm

Por lo tanto utilizando la ecuación 2.77 se determina la resistencia al corte como:

$$S_{sy} = 0.577 * 1590 = 917.43 \text{ [MPa]}$$

Y el esfuerzo al corte se determina mediante la ecuación 2.78, teniendo:

$$\tau = \frac{2*77747}{0.1175*0.020*0.2} = 367.60 \text{ [MPa]}$$

Con los datos anteriores y la aplicación de la ecuación 2.79 se determina el factor de seguridad por corte

$$\eta_c = \frac{917.43}{367.60} = 2.5$$

Para las mismas dimensiones se procede al diseño por aplastamiento de la chaveta, esto es, utilizando la ecuación 2.81 se procede a la determinación del esfuerzo por compresión:

$$\sigma_{apl} = \frac{4*77747}{0.1175*0.020*0.2} = 735.20$$

Por lo tanto se determina el factor de seguridad por aplastamiento (η_{apl}) con la ecuación 2.82:

$$\eta_{apl} = \frac{1590}{735.20} = 2.16$$

Con lo cual en ambos casos se cumple que dicho elemento tenga un factor de seguridad mayor a 2.

4.3.10. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Las principales consideraciones para la selección del rodamiento se basan en la carga nominal que se aplica sobre tal elemento, el diámetro del eje sobre el cual se va a realizar el montaje, y una vida referencial, que para nuestro caso es de 30000 horas, esto último representa aproximadamente una vida útil de 15 años. Todo lo antes mencionado se determina reemplazando la ecuación 2.84 en la ecuación 2.89, obteniendo así:

$$L_{10^6} = \frac{1000000}{60 \times 1} L_{10}$$

Entonces:

$$L_{10} = \frac{60 \times 1}{1000000} 30000 = 1.8$$

Por lo tanto tomando en cuenta las ecuaciones 2.85 a la 2.88 así como la tabla 2.5 y considerando como referencia la utilización de un rodamiento rígido de bolas(designación 61820) cuyas características se presentan en el Anexo11 Se procede al llenar la tabla 4.4 mediante la cual se calcula el valor de la capacidad de carga dinámica (C)

Tabla 4.4 Cálculo de capacidad de carga dinámica (C)

Roda- miento	Fr	Fa	Fa/Fr	Fa/Co	e	Y	Carga Dinámica (P)	Carga Estática (Po)	C
R1-i	9743.61	868.73	0.089	0.057	0.26	1.69	6938.34	6314.13	8440,07
R1-d	13261.81	868.73	0.066	0.057	0.26	1.69	8892.54	8407.93	10817,25
R2-i	13755.13	868.73	0.063	0.057	0.26	1.69	9191.19	8727.90	11180,53
R2-d	9197.13	1737.47	0.189	0.114	0.34	1.5	7719.10	6388.42	9389,82
R3-i	11744.52	1737.47	0.148	0.114	0.34	1.5	9170.23	7943.20	11155,03
R3-d	11229.18	2606.20	0.232	0.170	0.33	1.3	9624.65	8035.47	11707,82
R4-i	15771.72	2606.20	0.165	0.170	0.33	1.3	12196.47	10790.98	14836,27
R4-d	7166.17	2474.94	0.485	0.227	0.36	1.3	8448.98	6016.93	10277,68

De la tabla anteriormente expuesta se puede determinar que $C > P$, por lo tanto el rodamiento escogido es válido para nuestras necesidades constitutivas.

4.3.11. SELECCIÓN DEL SOPORTE PARA EL RODAMIENTO

Tomando en cuenta las consideraciones necesarias para la selección del soporte de rodamiento expuestas en la sección 2.10.1 se toma en cuenta para el rodamiento rígido de bolas 61820 un soporte de rodamiento de pie SNA tipo SNA528TA cuyas características se encuentran expresadas en el Anexo 12.

4.3.12. DIMENSIONAMIENTO DE PERNOS SOMETIDOS A ESFUERZOS COMBINADOS

Con los datos obtenidos en la tabla 4.4 se puede determinar la mayor fuerza de reacción que actúa sobre el perno debido al eje motriz (F_u), la cual, se encuentra en el rodamiento ubicado en el punto R4-i= 15771.72 [N]; con ayuda de este valor y tomando en cuenta las características propias del soporte de pie para el rodamiento (Anexo 12) se toma para el diseño un perno tipo M30x3.5, cuyas principales características son:

Grado métrico= 8.0

d= Diámetro nominal =30 mm

p= Paso =3.5

A_t =Área de esfuerzo de tensión =561 mm²

A_r = Área al diámetro menor =519 mm²

S_p = Resistencia a la prueba =585.65 MPa

S_{ut} = Resistencia a la tracción =826.8 MPa

S_y = Resistencia a la fluencia =650 MPa

E = 270 GPa

Q= Carga máxima aplicada =15771.72 N

Con los datos antes mencionados se procede a calcular el diámetro menor mediante la ecuación 2.92

$$d_r = 30 - 1.226869 * 3.5 = 25.71 \text{ mm}$$

Luego se determina el espesor total de la junta a ser unida mediante la ecuación 2.101

$$l = 50 + 25.4 = 75.4 \text{ mm}$$

Con esto calculamos la constante de rigidez del perno a partir de la ecuación 2.98

$$K_b = \frac{A * E}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l} = 2.53 \text{ GPa}$$

Mientras que el módulo de rigidez de los miembros que conforman la junta se determina mediante la ecuación 2.104, pero hay que tomar en cuenta que dicha

jointa está conformada por dos elementos de materiales diferentes, el soporte de pie hecho de fundición gris (K_s) y la placa soporte hecha de acero (K_p). Entonces para determinar el módulo de rigidez del soporte de pie se considera un $E = 100$ GPa, tal que:

$$K_s = \frac{\pi(100 * 10^9)(30 * 10^{-3})}{2 \ln \left[5 \left(\frac{(75.4 * 10^{-3}) + 0.5(30 * 10^{-3})}{(75.4 * 10^{-3}) + 2.5(30 * 10^{-3})} \right) \right]} = 4.28 \text{ GPa}$$

Mientras que para la placa soporte se considera un $E = 207$ GPa y por lo tanto su módulo de rigidez es:

$$K_p = \frac{\pi(207 * 10^9)(30 * 10^{-3})}{2 \ln \left[5 \left(\frac{(75.4 * 10^{-3}) + 0.5(30 * 10^{-3})}{(75.4 * 10^{-3}) + 2.5(30 * 10^{-3})} \right) \right]} = 11.56 \text{ GPa}$$

Con estos valores se puede determinar el valor del módulo equivalente mediante la ecuación 2.99

$$K_q = \frac{4.28 * 11.56}{4.28 + 11.56} = 3.13 \text{ GPa}$$

Una vez calculados los valores de los diferentes módulos se procede a determinar el valor de la constante de rigidez entre el perno y los materiales utilizando la ecuación 2.108

$$c = \frac{2.53}{2.53 + 3.13} = 0.45$$

Ahora se procede a determinar la porción de carga (F) que se aplica sobre los pernos, esto es considerando que se utilizarán dos pernos por cada junta, por lo tanto:

$$F = Q/2 = 15771.72/2 = 7885.86 \text{ N}$$

Con lo que utilizando la ecuación 2.108 se tiene:

$$F_b = 0.45 * 7885.86 = 3528.95 \text{ N}$$

Despejando F_m de la ecuación 2.106 se tiene:

$$F_m = 7885.86 - 3528.95 = 4356.91 \text{ N}$$

Utilizando las ecuaciones 2.95 y 2.96 se procede a determinar el valor de la precarga

$$F_i = 0.9 \cdot (585.65 \cdot 10^6) \cdot (591 \cdot 10^{-6}) = 295694.69 \text{ N}$$

Por lo tanto el valor de la carga resultante se determina mediante la ecuación 2.109, obteniéndose:

$$F_R = 295694.69 + 3528.95 = 299223.63 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza de compresión se lo realiza mediante la ecuación 2.110, tal que:

$$F_{\text{comp}} = 4356.91 - 295694.69 = -291337.77 \text{ N}$$

Con todos los datos previamente realizados se procede a determinar el factor de seguridad debido al esfuerzo máximo producido por la tensión que sufre el perno mediante la ecuación 2.94, tal que:

$$n_y = \frac{(650 \cdot 10^6) \cdot (591 \cdot 10^{-6})}{299223.63} = 1.28$$

Este valor es válido ya que es superior a la unidad lo cual está dentro de los rangos aceptable en las normas.

Finalmente con la utilización de la ecuación 2.111 se determina el esfuerzo cortante sobre el perno, tal que:

$$\tau = \frac{4 \cdot 15771.72}{\pi \cdot 0.03^2} = 22.31 \text{ [MPa]}$$

Sabiendo que los pernos serán de acero ASTM A36 y con la utilización de la ecuación 2.91, factor de seguridad será:

$$\eta_s = \frac{0.577 \cdot 650}{22.44} = 16.23$$

De todo lo antes mencionado se considera para el ensamblaje de los soportes del rodamiento unos pernos M30x3.5

4.3.13. DISEÑO DE ELEMENTOS SOPORTANTES

4.3.13.1 Diseño de columnas para extremos

Para tal efecto se considera la selección de una columna de acero ASTM A36 que se formará por la unión de dos perfiles tipo U160*63 (Fig. 4.23) para obtener un perfil cuadrado (ver anexo 13) la cual consta con las siguientes características:

E: Módulo de elasticidad = 200 [GPa]

G_{pc} : Esfuerzo en el punto de cedencia = 280 [MPa]

I_x : Momento de inercia respecto al eje y de la columna = 866 [cm⁴]

A_c : Área de la sección transversal de la columna = 43.93 [cm²]

r: Radio de giro de la columna = 6.28 [cm]

L_c : Longitud de la columna = 110 [cm]

I/C = S: Módulo de resistencia de la sección = 108 [cm³]

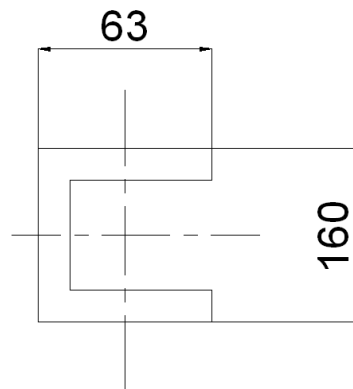


Figura 4.23 Dimensiones de la sección de una viga tipo U

Con estos valores se procede a determinar la esbeltez mecánica de la columna aplicando la ecuación 2.92:

$$\frac{L_c}{r} = \frac{110}{6.28} = 17.51$$

Entonces, si se cumple con:

$$\frac{L_c}{r} \leq 60$$

Se tiene por medio de la ecuación 2.93 que:

$$P = 103[\text{MPa}] * 43.93 \text{E} - 4[\text{m}^2] = 452.48[\text{KN}]$$

Finalmente considerando que se está trabajando con un factor de seguridad igual a 2, se procede a la aplicación de la ecuación 2.94:

$$P_T = \frac{452.48 [KN]}{2} = 226.24 [KN]$$

Como la reacción máxima que soporta las columnas en los extremos de la máquina es de aproximadamente 20 [KN] tomando en cuenta el componente del peso en el eje de las Y; esto implica, que el elemento escogido es útil para tal propósito.

Ahora se procede a determinar si el elemento escogido no falla debido a la flexión producida por el peso del eje motriz, ya que el tanque posee una inclinación de 5°. Para esto se procede a la utilización de la ecuación 2.95 para hallar el valor del momento máximo producto de dicho peso:

$$M_{m\acute{a}x} = 4 * 9752 \text{Sen}(5) * 1.1 = 3739.79 [N - m]$$

Luego se halla el valor del esfuerzo máximo mediante la ecuación 2.96:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{3739.79 [N - m]}{108E - 6 [m^3]} = 34.63 [MPa]$$

Finalmente el valor del factor de seguridad estático está dado mediante la ecuación 2.97 tomando en cuenta que se trata de un acero A36 su S_y es de 250 [MPa]:

$$F.S. = \frac{250}{34.63} = 7.22$$

Lo cual nos permite indicar que dicho elemento cumple con nuestras exigencias y por lo tanto es adecuado para los propósitos antes mencionados. El alto valor del factor de seguridad se justifica debido al requerimiento de áreas amplias para el acople del resto de elementos.

4.3.13.2 Diseño de soportes para puntos intermedios

En este caso solo requiere diseñar el tramo B-C del soporte mostrado en la figura 4.24, de lo cual se tiene:

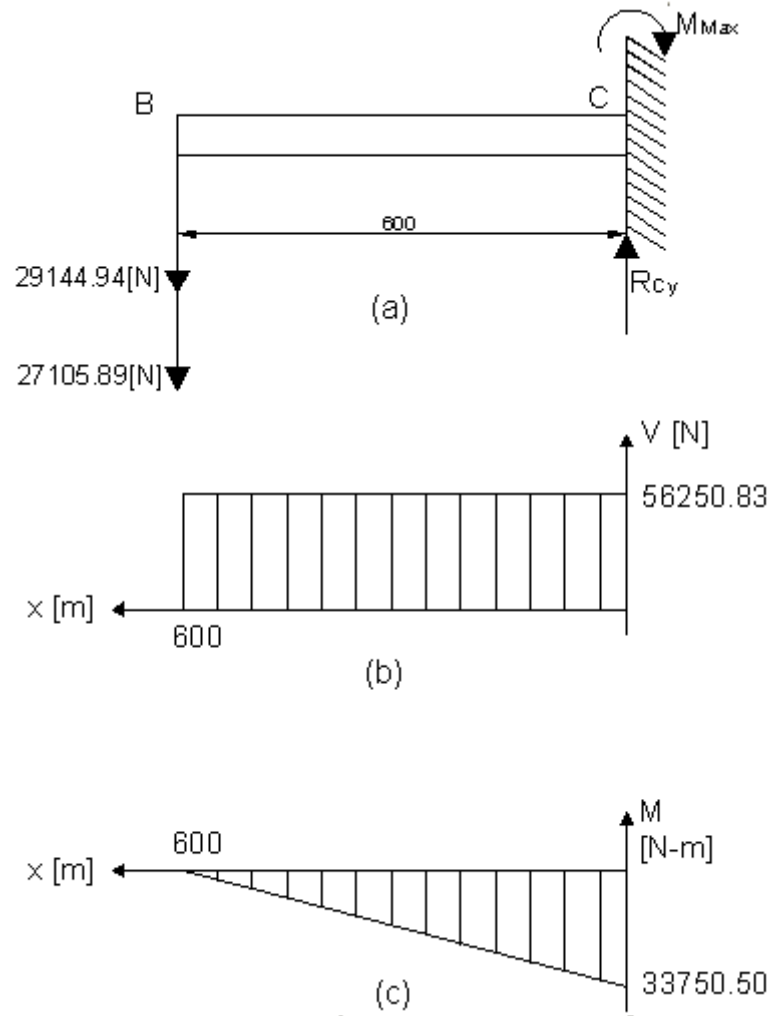


Figura 4.24 Tramo B-C (a) DCL (b) Esfuerzo cortante (c) Momento Flector

Tomando en cuenta el diagrama anterior se procede a comprobar si el elemento no falla debido a la flexión producida por el peso del eje motriz, ya que el tanque posee una inclinación de 5° . Para esto se procede a la utilización de la ecuación 2.98 para hallar el valor del momento máximo producto de dicho peso y la reacción máxima generada en el eje motriz (R4):

$$M_{\text{máx}} = (3 * 9752.09 \cos(5) + 27105.89) * 0.6 = 33750.50 \text{ [N-m]}$$

Se escoge una viga tipo H160*160 cuyas propiedades se muestran en el Anexo 12, con lo cual se halla el valor del esfuerzo máximo mediante la ecuación 2.99:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{33150.50 \text{ [N-m]}}{311E - 6 \text{ [m}^3\text{]}} = 108.52 \text{ [MPa]}$$

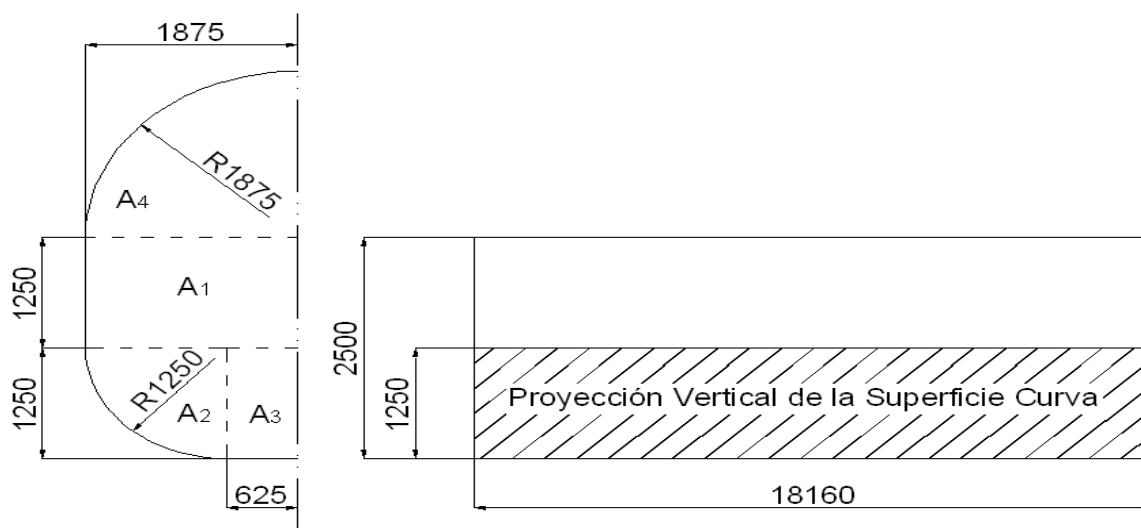
Finalmente el valor del factor de seguridad está dado mediante la ecuación 2.100 tomando en cuenta que se trata de un acero A36 su S_y es de 250 [MPa]:

$$F.S. = \frac{250}{108.52} = 2.3$$

Lo cual nos permite indicar que dicho elemento cumple con nuestras exigencias y por lo tanto es adecuado para los propósitos antes mencionados.

4.3.14. CÁLCULO DEL ESPESOR DEL TANQUE

Considerando las dimensiones y la geometría del tanque de almacenamiento (Fig. 4.25) se procede al cálculo de las fuerzas que actúan sobre el mismo.



6 Figura 4.25 Geometría y dimensionamiento del tanque de almacenamiento

Mediante estos datos se procede al cálculo del área total mediante la ecuación 2.101:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 = (1.875 * 1.25) + \left(\frac{\pi * 1.25^2}{4}\right) + (1.25 * 0.625) = 4.35 [m^2]$$

Y esto nos permite determinar la fuerza vertical que actúa sobre el eje mediante la ecuación 2.102:

$$F_v = 2802.8 * 4.35 * 18.16 = 221410 [N]$$

Luego se procede a ubicar el punto donde se actúa esta fuerza, esto es, mediante la determinación del centroide, lo cual se obtiene reemplazando las ecuaciones 2.104, 2.105 y 2.106 en la ecuación 2.103, obteniendo:

$$\bar{x} = \frac{(234 \cdot 0.94) + (1.23 \cdot 0.93) + (0.79 \cdot 0.31)}{4.35} = 0.71 [m]$$

La fuerza horizontal que actúa sobre el tanque se determina mediante las ecuaciones 2.107 y 2.108:

$$F_H = 2802.8 * 1.25 * 18.16 * \left(1.25 + \frac{1.25}{2}\right) = 119294.18 [N]$$

Ahora se determina el centro de presión mediante la ecuación 2.109:

$$h_p = \left(1.25 + \frac{1.25}{2}\right) + \frac{1.25^2}{12 \left(1.25 + \frac{1.25}{2}\right)} = 1.94 [m]$$

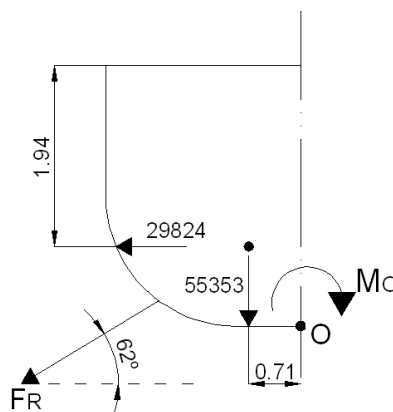
Finalmente con ayuda de las ecuaciones 2.110 y 2.111 se calcula la fuerza total que actúa sobre el tanque así como su ángulo de ataque respectivamente:

$$F_R = \sqrt{221410^2 + 119294.18^2} = 251502.46 [N]$$

Y

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{221410}{119294.18} \right) = 62^\circ$$

Con los valores obtenidos previamente y la distribución de estos (Fig. 4.26) se procede establecer el valor del momento máximo que soporta el tanque:



7 Figura 4.26 Diagrama de cuerpo libre del tanque de almacenamiento

Utilizando la ecuación 2.112 se tiene que el momento máximo se da como:

$$M_o = 221410(0.71) + 119294.18(2.5 - 1.94) = 224005.84 [N - m]$$

Para obtener el esfuerzo máximo se utilizan las ecuaciones 2.115 y 2.116, por lo cual:

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 224005.84}{0.00635 \cdot 18.16} = 11.66 [MPa]$$

Y finalmente se puede determinar el valor del coeficiente de seguridad estático para el tanque (ecuación 2.117), esto es considerando que el mismo estará conformado por placas de acero AISC 304 cuyo $S_y = 276$ [MPa]:

$$\eta_s = \frac{276}{11.66} = 23.67$$

Este factor de seguridad es justificable, ya que, si las placas que conforman el tanque son muy delgadas no permitirían la sujeción y colocación del resto de elementos que constituyen la máquina.

4.3.15. DISEÑO DE LAS BISAGRAS PARA LAS PUERTAS DE EVACUACIÓN

Aplicando primeramente las ecuaciones 2.119 y 2.120 para determinar la altura con que actúa el fluido así como el área de la puerta respectivamente se tiene:

$$h_{c1} = \left(1.25 + \frac{1.25}{2} \right) + 18.16 \sin 5 = 3.46 [m]$$

Y

$$A_{pt} = \frac{\pi \cdot 1.25^2}{4} = 1.23 [m^2]$$

Luego se utiliza la ecuación 2.118 para hallar el valor de la fuerza cortante:

$$F_{pt} = 2802.8 \cdot 3.46 \cdot 1.23 = 11928.16 [N]$$

Con lo cual se procede a calcular el valor del esfuerzo cortante máximo mediante las ecuaciones 2.121 y 2.122

$$A_{pd} = \frac{\pi \cdot 0.01^2}{4} = 7.85E - 5 [m^2]$$

$$\tau_{max} = \frac{11928.16}{7.85E - 5} = 151.95 [MPa]$$

Tomando en cuenta que se va utilizar una bisagra elaborada en acero dulce, por lo tanto:

$$S_y = 486 [MPa] \Rightarrow 0.4S_y = 194 [MPa]$$

Lo que satisface las normativas expresadas en la ecuación 2.121; y por lo tanto se puede escoger este elemento por catálogo (ver anexo 14) con el código PS60SP

4.3.16. DISEÑO DE LAS UNIONES SOLDADAS

4.3.16.1 Diseño de uniones soldadas sometidas a flexión

Considerando las dimensiones y la geometría de la viga (ver Fig. 4.27) sobre la cual actúa el mayor momento (ver sección 4.3.12.2), se obtiene:

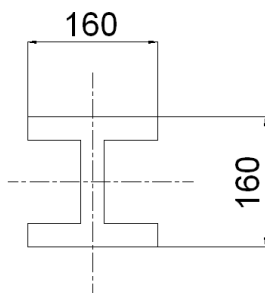


Figura 4.27 Dimensiones de la viga a flexión

Con los datos de la figura 4.27 se procede a determinar el valor del momento de inercia unitario mediante la ecuación 2.123

$$I_u = \frac{0.16^2}{6} (3 * 0.16 + 0.16) = 0.002731 [m^3]$$

Mientras que para hallar el momento de inercia verdadero se procede aplicar la ecuación 2.124

$$I_v = 0.707(0.006) * 0.002731 = 1.16E - 5$$

Ahora se procede a calcular el valor del esfuerzo máximo debido al momento que actúa sobre la viga con ayuda de la ecuación 2.125:

$$\sigma_{max} = \frac{0.8 * 33750.5}{1.16E - 5} = 232.76 [MPa]$$

Tomando en cuenta los datos de las tablas 2.8 y 2.9 de la sección 2.15.1 se determina el valor del esfuerzo permisible (σ_{per}) de un electrodo E70 considerando que se trata elementos sometidos a flexión, entonces:

$$\sigma_{per} = 0.66S_y = 0.66 * 393 [MPa] = 259.38 [MPa]$$

Por lo tanto aplicando el criterio de la ecuación 2.126 se puede observar que $\sigma_{max} \leq \sigma_{per}$ lo cual nos indica que la soldadura cumple con los criterios de seguridad.

4.3.16.2 Diseño de uniones soldadas a tope

Tomando en cuenta el caso más extremo para este tipo de soldadura, que es, en las uniones del tanque de almacenamiento y en cuyo caso como indica la norma, la altura del cordón de soldadura estará dado por el espesor de las placas que conforman el material base (Fig. 4.28)

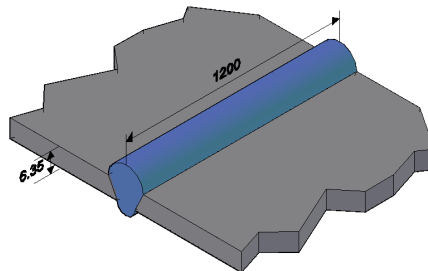


Figura 4.28 Dimensiones de la soldadura a tope

Por lo tanto, utilizando las ecuaciones 2.127 y 2.128 se procede a determinar el valor del esfuerzo a tensión y a corte respectivamente y considerando a la mayor fuerza actuante sobre el tanque, aquella que actúa verticalmente ($F_v=221410[N]$) se tiene:

Esfuerzo Tensión - Compresión
$$\sigma_{max} = \frac{221410}{0.00635 * 1.2} = 29.06 [MPa]$$

Esfuerzo Corte
$$\tau_{max} = \frac{221410}{0.00635 * 1.2} = 29.06 [MPa]$$

Al utilizar un electrodo de tipo E60 se tiene que el valor de los esfuerzos permisibles tanto para tensión como para corte respectivamente son:

$$\sigma_{\text{per}} = 0.6S_y = 0.6 * 345 [\text{MPa}] = 207 [\text{MPa}]$$

Y

$$\tau_{\text{per}} = 0.4S_y = 0.4 * 345 [\text{MPa}] = 138 [\text{MPa}]$$

Lo que confirma que la soldadura cumple con las condiciones que la norma nos indica.

4.3.17. DISEÑO DE LAS PLACAS SOPORTANTES

4.3.17.1 Diseño de placas soportantes para soportes de pie

Para tal efecto se procede a la determinación de las dimensiones básicas de la placa (Fig. 4.29)

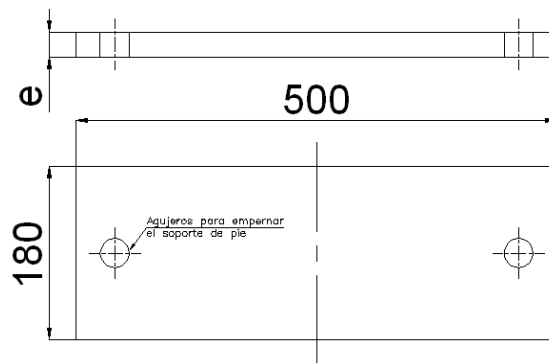


Figura 4.29 Dimensiones de la placa soporte

Tomando en cuenta los datos del anexo 11 (características de rodamientos y soportes de pie), así, como los valores de la tabla 4.4 se determina:

$$M_T = \text{Masa total} = 52 [\text{Kg}] = 509.6 [\text{N}]$$

$$F_{\text{máx}} = 15771.72 [\text{N}]$$

Con estos valores se determina la carga distribuida sobre la placa mediante la ecuación 2.150

$$q = \frac{509.6}{0.5} = 1019.2 [\text{N/m}]$$

A continuación se procede a determinar las reacciones sobre la placa mediante las ecuaciones 2.151 y 2.152

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 = 7885.86 + 1019.2 * 0.25 = 8140.66$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_1 = (0.25 * 15771.72) + \left(1019.2 * \frac{0.25^2}{2}\right) = 3974.78 \text{ [N]}$$

Con estos valores se procede a trazar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (fig. 4. 30) de la viga en cuestión

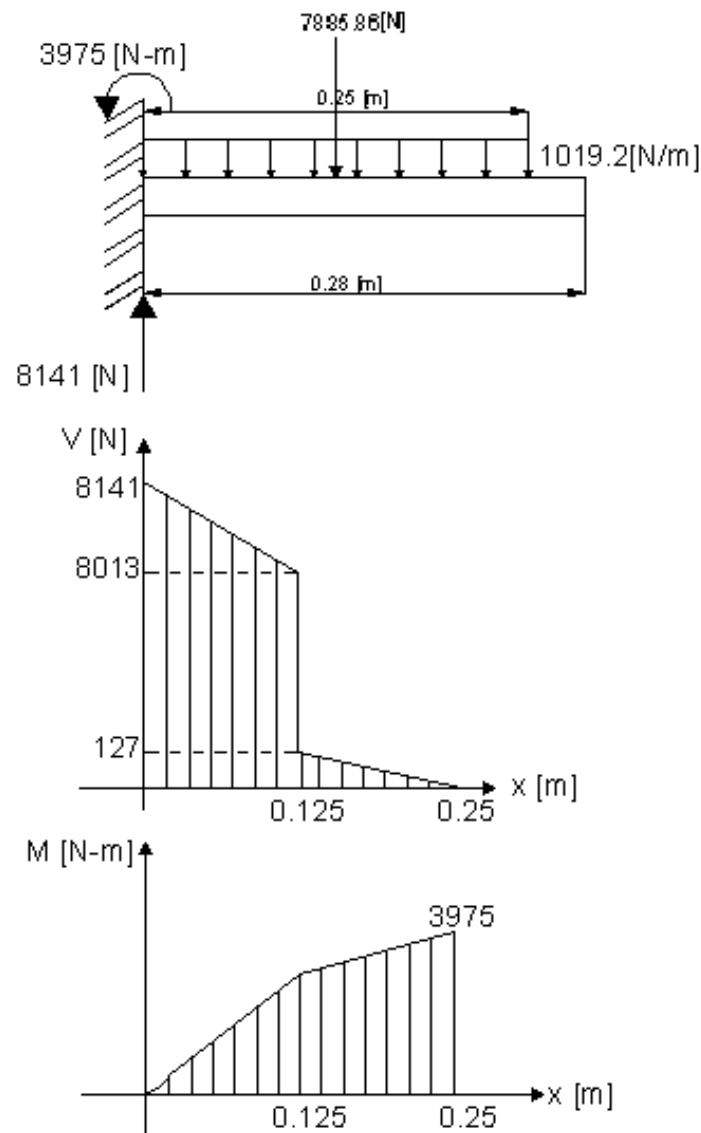


Figura 4.30 DCL, cortante y momento flector de la placa soporte

Con estos valores y la ecuación 2.153 se procede a determinar el espesor de la placa, obteniendo así:

$$e \geq \sqrt{\frac{18 * 3974.78}{250 * 10^6 * 0.5}} \geq 23.92 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto, tomando en cuenta lo expresado en el ítem 2.15.1.3 el espesor e con un factor de seguridad de 3 es:

$$e = 25.4 \text{ [mm]} \cong 1 \text{ [in]}$$

4.3.17.2 Diseño de placas soportantes para el motoreductor

Para tal efecto se procede a la determinación de las dimensiones básicas de la placa (Fig. 4.31)

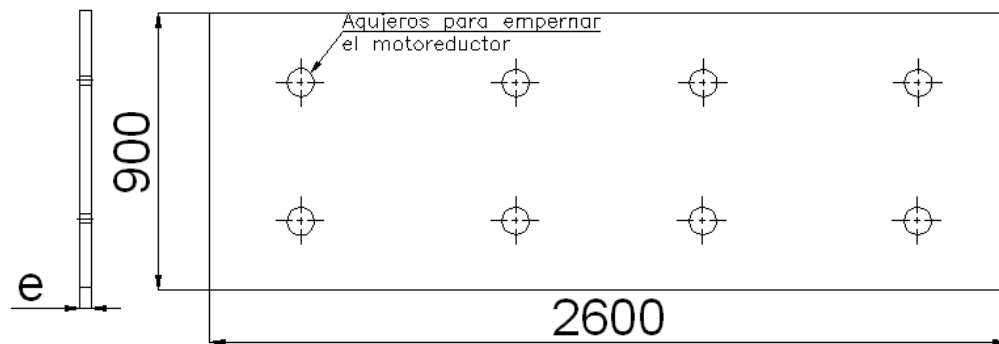


Figura 4.31 Dimensiones de la placa soporte

Tomando en cuenta los datos del anexo 4 (características de motoreductor), así, como los valores del torque total que debe producir el motor, se determina:

$$M_T = \text{Masa total} = 2540 \text{ [lbs]} = 11314.55 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{máx}} = \text{Torque total} / \text{Diámetro del eje} = 77746.69 \text{ [N-m]} / 0.1778 \text{ [m]} = 437270.47 \text{ [N]}$$

Con estos valores se determina la carga distribuida sobre la placa mediante la ecuación 2.154 y tomando en cuenta que las columnas de apoyo se encuentran separadas entre sí 1 metro; se tiene:

$$q = \frac{11314.54}{1} = 11314.54 \text{ [N/m]}$$

A continuación se procede a determinar las reacciones y valor del momento máximo sobre la placa mediante las ecuaciones 2.155 y 2.156

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 437270.47 + 11314.55 * 1 = 448585.02 [N]$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_2 = \frac{(0.5 * 437270.47) + \left(11314.55 \frac{1^2}{2}\right)}{1} = 224292.51 [N]$$

$$\Rightarrow R_1 = 448585.02 - 224292.51 = 224292.51 [N]$$

Con estos valores se procede a trazar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (fig. 4.32) de la viga en cuestión

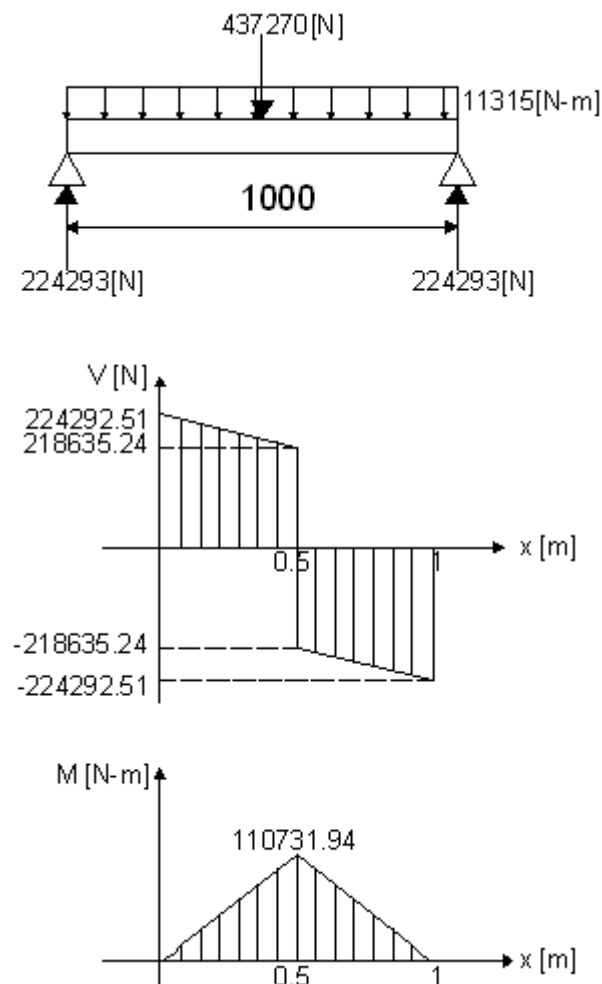


Figura 4.32 DCL, cortante y momento flector de la placa soporte

Con estos valores y la ecuación 2.157 se procede a determinar el espesor de la

$$\text{placa, } e \approx \sqrt{\frac{18 * 110731.94}{1890 * 10^6 * 0.5}} \approx 35.41 [mm]$$

Por lo tanto, tomando en cuenta lo expresado en el ítem 2.16.2.3 el espesor e con un factor de seguridad de 3 es:

$$e = 38.1 \text{ [mm]} \cong 1.5 \text{ [in]}$$

4.3.18. SELECCIÓN DEL COMPRESOR

Para tal efecto se utiliza la ecuación 2.158, obteniéndose así:

$$C_d = \frac{79.04 * 0.7}{6} = 9.22 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 5.43 \left[\frac{ft^3}{min} \right]$$

Por tal motivo y recurriendo a la información expresada en las tablas 2.10 y 2.11 se considera que la mejor opción es un compresor de operación continua de una sola etapa con una potencia de 3[HP] (Ver anexo 15)

4.4 ELABORACIÓN DE PLANOS

La elaboración de los planos se presenta en el anexo 17

4.5 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

4.5.1. PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

Los procesos a ser utilizados (Tabla 4.5) para la construcción de la presente máquina se dividen en tres grupos que son:

Tabla 4.5 Procesos de construcción

Proceso	Categoría	Nomenclatura
Calibrador	Medida	M1
Flexómetro	Medida	M2
Torno	Arranque de Viruta	A1
Fresa	Arranque de Viruta	A2
Cizalla manual	Arranque de Viruta	A3
Dobladora de láminas	Arranque de Viruta	A4
Sierra alternativa	Arranque de Viruta	A5
Sierra manual	Arranque de Viruta	A6
Taladro de pedestal	Arranque de Viruta	A7
Taladro manual	Arranque de Viruta	A8
Amoladora	Arranque de Viruta	A9
Rectificadora	Arranque de Viruta	A10

Punzón	Ajustaje	J1
Escuadra	Ajustaje	J2
Martillo	Ajustaje	J3
Lima	Ajustaje	J4
Compas Rayador	Ajustaje	J5
Nivel	Ajustaje	J6
Soldadora SMAW	Ajustaje	J7

4.5.2. MÉTODO DE ELABORACIÓN DE PIEZAS

La metodología a ser utilizada para la construcción de las principales piezas que conforman la presente máquina se detalla en la tabla 4.6, obteniéndose así:

Tabla 4.6 Metodología para la elaboración de piezas

Pieza	Proceso	Nomenclatura
Paleta	Trazado a medidas aproximadas sobre la placa base	M2; J5;
	Corte de la placa	A3
	Eliminación de aristas vivas	J4
Eje de la paleta	Trazado a medidas aproximadas sobre el eje base	M2
	Refrentado de caras laterales	A1
	Comprobación de medidas finales	M2; M1
Eje Motriz	Trazado a medidas aproximadas sobre el eje base	M2
	Corte a medida del eje	A5
	Refrentado de caras laterales	J4
	Elaboración de agujeros guías	A1
	Medición y desbaste de los diferentes diámetros	M2; A1
	Señalización de medidas para chaveteros	M2
Eje Motriz	Chaflanado de los extremos del eje	A1
	Elaboración de alojamientos para los chaveteros	A2
Chavetas	Trazado a medidas aproximadas	M1; M2
	Corte	A5
	Redondeado final	A2; A9
Columna	Trazado a medidas aproximadas	M2
	Corte de vigas	A9
	Eliminación de aristas vivas	J4
Recipiente	Trazado sobre la placa	M2; J5;
	Corte de la placa	A3
	Taladrado de agujeros	A8
	Unión de componentes	J7

4.5.3. HOJAS DE PROCESOS

Estos documentos se encuentran en el Anexo 16

4.5.4. PROTOCOLO DE PRUEBAS FINALES

Tomando en cuenta lo expresado en el capítulo tres así como los valores obtenidos luego del diseño de la máquina se procede a presentar una tabla guía (Tabla 4.7) que nos permitirá controlar los principales parámetros de la máquina una vez ensamblada en sitio para poder ponerla en marcha

Tabla 4.7 Protocolo de pruebas para equipos complementarios

DESCRIPCIÓN	INSTRUMENTO	VALOR	UNIDADES
Potencia de mezclado	Potenciómetro	15	Hp
Numero de revoluciones	Tacómetro	1.1	rpm
Temperatura	Termocuplas	Mín. 25 Máx. 70	°C
Compresor	Potencia Requerida	3	Hp
	Caudal	9.22	m ³ /h
Sistema eléctrico	Multímetro	110/220	Voltios

En lo que tiene que ver con la parte netamente mecánica se debe:

- Realizar pruebas de micrografía en el caso de las juntas soldadas.
- Controlar la real resistencia a la fluencia (Sy) de los aceros a ser utilizados.
- Controlar el correcto ajuste de los ejes con los rodamientos, acoples.
- Realizar una inspección visual en campo de la no existencia de fugas tanto de gases como de líquidos.

En lo que tiene que ver con el producto tanto al ingreso como a la salida de la elaboración realizada con la máquina se debe controlar:

- La acidez de la materia a ser procesada para controlar su pH con sustancias básicas de ser el caso
- Controlar el diámetro de la materia prima ($\phi=1.5$) a ser mezclada para prevenir atascamientos de los elementos motrices.
- Una vez salido el producto se debe realizar una inspección visual de la materia, el cual, debe de mantener una correcta homogeneidad.

- El producto terminado no debe de tener una humedad superior al 60%
- Controlar que las tuberías por donde se drenan los lixiviados no presenten fugas o salidas a zonas puedan contaminar.

4.6 ANÁLISIS DE COSTOS

El costo total al cual asciende la construcción de una máquina mezcladora de materia orgánica para la producción de humus está segmentada de acuerdo a lo que se gaste en:

- Materia Prima (Tabla 4.9)
- Insumos y equipos (Tabla 4.8)
- Mano de obra directa (Tabla 4.10)
- Mano de obra indirecta (Tabla 4.11)

Cada uno de estos ítems se detalla en las siguientes tablas.

Tabla 4.8 Costos de insumos y equipos

Descripción	Und	Cantd	Valor Und (Usd)	Valor total (usd)
Motoreductor (220V 15HP; 1,1 rpm)	u	1	6837,5	6837,5
Compresor (220 V; 3HP)	u	1	674	674
Electrodos E6010	Kg	15	13,5	202,5
Electrodos E312-16	Kg	5	25	125
Guaypes	Kg	3	0,4	1,2
Discos de desvaste	u	12	3,5	42
Discos de corte	u	12	5,5	66
SUBTOTAL 2				7948,2

Tabla 4.9 Costos de materias primas

Descripción	Und	Cantd	Valor Und (Usd)	Valor total (usd)
Plancha de 1200x2400mm acero inox AISC 304 e=1/4"	m	84	350	29400
Barra de acero AISC 4340 $\phi=7"$ L=6000 mm	m	7	336	2352
Barra de acero AISC 4340 $\phi=2,5"$ L=6000 mm	m	11	210	2310
Barra de acero AISC 4340 $\phi=1/4"$ L=2000 mm	m	1	77	77
Plancha de 1200x2400mm acero Creusabro e=1/4"	m	3	550	1650
Canal U 160x63x6,5mm L=6000mm	m	5	144,08	720,4
Canal H 160x160x8mm L=6000mm	m	1	144,08	144,08
Rodamiento SKF Tipo 61820	u	16	7,02	112,32
Soporte de rodamiento tipo SNA 258 TA	u	16	136,68	2186,88
Acoples de engranaje tipo GO -10A	u	8	139,75	1118
Pernos M30x3,5 L=70mm	u	20	0,5	10
Tuercas y arandelas	u	20	0,06	1,2
Bisagras de acero dulce Ps60SP	u	13	3,5	45,5
SUB TOTAL 1				40127,38

Tabla 4.10 Costos de mano de obra directa

Proceso	Horas	Valor Hora (Usd)	Valor total (usd)
Trazado	4	1,5	6
Corte	6	3	18
Oxicorte	4	5	20
Torneado	15	6	90
Fresado	15	8	120
Taladrado	4	4	16
Esmerilado	6	4	24
Limado	2	3	6
Cizallado	12	2	24
Doblado	8	2	16
Soldado	8	3	24
SUB TOTAL 3			364

Tabla 4.11 Costos de mano de obra indirecta

Proceso	Horas	Valor Hora (Usd)	Valor total (usd)
Transporte	2	250	500
Montaje	8	25	200
Diseño	80	15	1200
SUB TOTAL 4			1900

Por lo tanto el valor total al cual asciende el diseño y construcción de la máquina mezcladora de materia orgánica para producir humus (ver tabla 4.12) se obtiene sumando los rubros de los cuadros anteriores obteniéndose así:

Tabla 4.12 Costos totales

Item	Rubro	Valor (usd)
1	Materia prima	40127,3
2	Insumos y equipamiento	7948,2
3	Mano de obra directa	364
4	Mano de obra indirecta	1900
COSTO TOTAL		50339,5

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- El presente proyecto satisface la necesidad de diseñar una máquina con la cual se pueda elaborar humus a partir de los desperdicios orgánicos provenientes de uno de los mercados existentes en el distrito metropolitano de la ciudad de Quito.

- Tal maquinaria cumple con los requerimientos que en la actualidad se presentan en nuestra ciudad, obteniendo así un producto de calidad y cuyo proceso es controlado de manera simple y eficiente, esto es, sin dejar de lado las normas ambientales para evitar focos de contaminación como son los botaderos de basura urbana o los rellenos sanitarios.

- Esta máquina está diseñada para que de manera sencilla se adapte al continuo incremento poblacional, lo cual se traduce para nuestro caso, en un mayor incremento de desperdicios orgánicos. Esta adaptación se logra al colocar mas tramos de eje motriz de tal manera que se aumenta la capacidad de almacenaje; o a su vez, se instale otro equipo de similares características en paralelo para aumentar la producción de humus a base de desperdicios orgánicos provenientes de los mercados del distrito metropolitano de la ciudad de Quito.

- Este tipo de maquinaria está enfocada para ser producida por municipios, más que por entidades privadas, debido a que la inversión inicial es medianamente elevada, pero esta inversión se equilibra al tener un beneficio social, el cual es muy alto, al disminuir la necesidad de usar rellenos sanitarios o simples botaderos de basura, los cuales, no retribuyen en nada su costo de ejecución a diferencia de este proyecto, el cual, recibe un cierto rédito por la producción y comercialización del humus elaborado, sin contar con el beneficio que los agricultores recibirán al

adquirir un producto ciento por ciento natural para la vivificación de sus zonas de cultivo.

- A pesar de sus grandes dimensiones la construcción y ensamble de la máquina es de una complejidad relativamente baja, ya que no se requiere de máquinas - herramientas complejas para su manufactura.

5.1 RECOMENDACIONES

- Es prudente que el sitio que se escoja como sede de trabajo de la máquina este cerca de una central de tratamiento de aguas residuales para de esta manera tratar dos problemas a la vez y hacer uso de este tipo de recursos en pos de obtener un producto de mayor calidad.
- Es posible que este proyecto sea el inicio de una nueva perspectiva hacia como resolver nuestros problemas de contaminación ambiental debida al exceso de material orgánico que se da en los basureros dando lugar al diseño de una verdadera y eficaz planta de tratamiento de desechos urbanos
- El prototipo aquí presentado puede ser optimizado colocándole un sistema de control automático que corrija los parámetros de trabajo mientras se va dando el proceso de manera conjunta. Esto puede ser tomado como otro tema de tesis.
- Una vez realizado el montaje y ensamblado del equipo, es necesario cerciorarse que antes iniciar el trabajo de la máquina no exista ningún tipo de sustancias grasas o de índole químico, ya que esto acarrearía que el producto elaborado no se degrade sino más bien se produzca una putrefacción de la materia prima.
- Para la carga y descarga de la máquina se requerirá de equipo adicional como una pala mecánica y camiones para la transportación del producto, así como un espacio dedicado al almacenaje del producto elaborado para su posterior maduración y empaquetamiento.

BIBLIOGRAFÍA

1. BRENNAN/BUTTERS, (1998), *“Las operaciones en la ingeniería de alimentos”*, tercera edición, editorial Acribia, España
2. COLLANTES Rolando, (2008), *“Química, solución y problemas”*, Editorial Megabyte, Perú.
3. DALZELL H., (1991), *“Manejo del suelo, producción y uso del compostaje en ambientes tropicales”*, Roma.
4. Diccionario digital, (2007), *“Microsoft Encarta”*
5. GIACONI Vicente / ESCAFF Moisés, (2004), *“Cultivo de Hortalizas”*, Editorial Universitaria, Chile.
6. INTEC, (1999), *“Manual de compostaje”*, Chile
7. MIRAVETE Antonio / LARRODÉ Emilio, (2004), *“Transportadores y Elevadores”*, Editorial Reverte S.A., México, pág. 50 a 53
8. MOTT Robert, (2006), *“Mecánica de fluidos aplicada”*, Editorial Pearson, México.
9. NUÑEZ Juan, (1984), *“Estudio para una planta de tratamiento de basura en la ciudad de Quito”*, Tesis E.P.N., Ecuador.
10. ROBEN Eva, (2002), *“Manual de compostaje”*, Editado por el Municipio Loja, Ecuador.
11. RODRÍGUEZ/RICO/RODRÍGUEZ, (2004) *“Elementos de máquinas, teoría y problemas”*, Universidad de Oviedo
12. SHIGLEY Joseph / LARRY Mitchell, (1989), *“Manual de diseño mecánico”*, Editorial McGraw-Hill, México.

13. SINGER Ferdinand / PYTEL Andrew, (1994), "*Resistencia de materiales*", Editorial Harla, México.
14. SKF, "Catálogo General"
15. STREETER Víctor / WYLIE Benjamin / BEDFORD Keith, (2000), "*Mecánica de Fluidos*", Editorial Mc GrawHill, Colombia.
16. SZTERN Daniel / PRAVIA Miguel, "*Manual para la elaboración de compost, bases conceptuales y procedimientos*", Documento perteneciente a la Organización Panamericana de la Salud (OPS)
17. TAVARES Mario, (2003) "*Tratamiento de residuos sólidos*", Editado en la Universidad de Coímbra, Brasil.
18. ZURRO Paúl, (2005), "*Compost, proyecto Ecuador*"; Editado en Misiones, Argentina.
19. http://cbscompresores.com.mx/seleccion_compresor.php
20. www.emison.es/ecologia/pdf/compostaje/COMPOSTAJE%20INDUSTRIAL.pdf
21. <http://members.tripod.com.co/ingindustrialjejm/tercera.htm>
22. www.Tejas.es/catalogos/rojo.pdf

ANEXOS

ANEXOS 1

FICHAS TÉCNICAS DE LOS ACEROS A SER UTILIZADOS

CREUSABRO[®] 4000^(P)

A high wear resistant steel

CREUSABRO 4000 is a high wear resistant steel, offering a 30% extra in service life compared to a conventional 400 HB water quenched.

Improved properties of CREUSABRO 4000 are the result of the combination of an enriched analysis (chromium and molybdenum) and specific heat treatment procedures.

More than hardness, the wear resistance of CREUSABRO 4000 is based on:

- a very fine distribution of chromium and molybdenum microcarbides reinforcing the microstructure with the same principal as composite materials.
- a very efficient work hardening capability in service, coming from a metallurgic effect called "TRIP effect" (Transformation Induced by Plasticity).

Together with its high wear properties, CREUSABRO 4000 exhibits very good aptitude to processing. Especially, the limited hardness in delivery condition, strongly facilitates processing operations like cutting, machining and forming.

Application markets of CREUSABRO 4000 are: mines, quarries, cement industries, steel making, public works - It can be used in all environments, sliding, impact abrasion, in dry, wet or hot conditions (350°C max).

STANDARD CREUSABRO 4000

CHEMICAL ANALYSIS

Guaranteed values (Weight %)

C	Mn	Ni	Cr	Mo	S
≤ 0.20	≥ 0.90	≈ 0.20	≥ 0.85	≥ 0.15	≤ 0.005

MECHANICAL PROPERTIES

Indicative values (As delivered)

Hardness	YS 0.2	UTS	EI.	KCVL-20°C	E
HB	MPa	MPa	%	J/Cm ²	GPa
370	900	1200	12	45	205

Guaranteed values (As delivered)

Hardness: 340/400 HB

Toughness: KCVL -20°C ≥ 30 J/cm²

© Trademark registered by USINOR INDUSTRIEL

(P) Grade patented by USINOR INDUSTRIEL

Esta chapa antidesgaste de alta calidad, parte de materias primas de elevada pureza, con el que se fabrica acero de bajo contenido de elementos residuales y calidad constante.

CREUSABRO 4000: Apta para aplicaciones de elevada resistencia al desgaste, combinada con tenacidad y buena soldabilidad.

CREUSABRO 5000: (bajo pedido): Aplicaciones donde la resistencia al desgaste es primordial.

DATOS DEL PRODUCTO

	CREUSABRO 4000
DUREZA	360 HB, Aparición de endurecimiento a la puesta en obra, por conformación en frío.
RESILIENCIA Charpy V probetalongitudinal a -40 °C	30 J
LÍMITE DE ELASTICIDAD, Rp_{0.2}	900 N/mm ²
RESISTENCIA A LA TRACCIÓN Rm	1200 N/mm ²
ALARGAMIENTO, A5	12%
CARBONO EQUIVALENTE	0.38

OXICORTE Y SOLDADURA: Baja aleación combinada con un tratamiento térmico efectivo dan una buena soldabilidad y oxicorte sin precalentamiento hasta unos 40 mm de espesor combinado. Para la soldadura se recomiendan materiales básicos y a la vez dulces, como AWS E-7018; sin embargo, si se necesita mayor resistencia en el cordón de soldadura, comuníquese con el Departamento Técnico de **IVAN BOHMAN C.A.**

PLEGADO Y CURVADO: Pureza, planicidad y uniformidad de este acero lo hacen apto para plegado y curvado en frío. Así:

CALIDAD DE LA CHAPA	ESPESOR mm	⊥ ¹ R/T	∥ ² R/T	⊥ ¹ W/T	∥ ² W/T
CREUSABRO 4000	< 6	2.5	3.0	8.5	10.0
	6-20	3.0	4.0	10.0	10.0
	>20	*	*	*	*

1. Perpendicular a la dirección del laminado
2. Paralelo a la dirección del laminado

* Consultar al Departamento Técnico de **IVAN BOHMAN C.A.**

MAQUINADO: Creusabro 4000 puede ser maquinada en todas las máquinas herramientas, mediante el uso de portaherramientas con plaquitas desechables, en un montaje rígido, libre de vibraciones. Se puede taladrar en una taladradora radial estable, con brocas de acero rápido al cobalto. En el torneado puede producir virutas largas, debido a la alta pureza de la chapa.

MEDIDAS EN STOCK: De 4 a 25 mm de espesor, en formato de 1500 x 3000 mm.



IVAN BOHMAN C.A.



705=AISI 4340

Acero bonificado para maquinaria

GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a la temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
705	0.36	0.25	0.70	—	—	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04	0.04	1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SNM1
AFNOR	35NCD6

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110 kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 45%
Resistencia al impacto, KJ	aprox. 20 J
Dureza	270-330 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

2. Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- mandriles
- portaherramientas

3. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

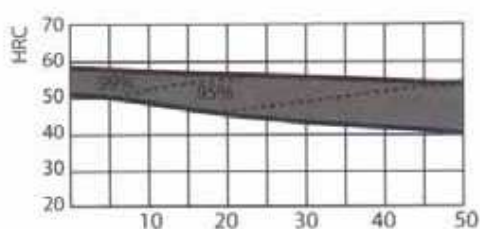
Recocido blando (650-700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

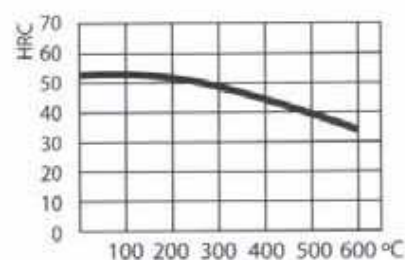
Temple (830-850 °C), Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revenir inmediatamente.

Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas o una hora por pulgada de grueso. Partes de máquinas que requieran una resistencia alta, como por ej. engranajes, deberán ser revenidas a temperaturas más bajas, es decir de 200 a 250 °C, lo que dará una dureza de aproximadamente 500 HB.

Nitruración: Se pueden lograr durezas de alrededor de 53-55 HRC. El proceso durará entre 48 y 72 horas, por lo cual la planeación del tratamiento debe hacerse con el tiempo necesario.

CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO


DISTANCIA DESDE EL EXTREMO TEMPLADO, mm



Temperatura de revenido °C

MEDIDAS EN STOCK
REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
16	5/8	3.0
20	25/32	2.5
22	7/8	3.0
25	1	3.9
28	1 3/32	4.8
32	1 1/4	6.3
35	1 3/8	7.5
38	1 1/2	8.9
40	1 9/16	9.9
45	1 3/4	12.5
50	1 31/32	15.4
55	2 5/32	18.6
60	2 3/8	22.2
65	2 9/16	26.0
70	2 3/4	30.2
75	2 15/16	34.7
80	3 5/31	39.4
85	3 11/32	44.5
90	3 17/32	49.9
95	3 3/4	55.6

REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
100	3 15/16	61.6
105	4 1/8	67.9
110	4 5/16	74.5
115	4 1/2	81.5
120	4 3/4	88.7
125	4 15/16	96.3
130	5 1/8	104.1
135	5 5/16	112.3
140	5 1/2	120.7
145	5 11/16	129.5
150	5 7/8	138.6
160	6 1/4	157.7
170	6 11/16	178.0
180	7 1/8	199.6
200	7 7/8	246.4
210	8 1/4	271.7
250	9 7/8	385.0
300	11 7/8	555
350	13 7/8	755



709-AISI 4140

Acero bonificado para maquinaria

GENERALIDADES: 709 es un acero aleado para construcción de maquinaria, que posee una alta resistencia especialmente en medidas pequeñas y medianas. Como norma, el 709 es suministrado templado y revenido (temple tenaz bonificado), por lo que no se requeriría un tratamiento térmico posterior, a no ser que así lo exija la aplicación y en ese caso, se templaría en aceite para obtener propiedades mecánicas más elevadas.

709 es apropiado para templarse por flama e inducción y susceptible de nitrurar.

ANÁLISIS TÍPICO %_{ti}

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
709	0.42	0.25	0.75	—	—	1.05	0.20
AISI 4140	0.38-0.43	0.15-0.35	0.75-1.00	<0.035	<0.040	0.80-1.10	0.15-0.25

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4140
DIN	42CrMo4
W.Nr	1.7225
JIS	SCM4
AFNOR	42CD4

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la tracción	90-105 kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 50%
Resistencia al impacto, KU	aprox. 25 J
Dureza	275-320 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades mecánicas se garantizan hasta Ø100 mm. Favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Industria automotriz:

- Ejes, bielas, árboles de transmisión, cigüeñales, etc.

2. Maquinaria:

- Engranajes de temple por flama, inducción o nitruración, partes de bombas, ejes de reductores, árboles de turbinas a vapor, tornillería de alta resistencia.

3. Industria petrolera:

- Taladros, brocas, barrenos, cuerpos de escariadores, vástagos de pistón.

TRATAMIENTO TÉRMICO

Recocido blando: (680-720 °C): Mantener la temperatura por dos horas. Enfriar en el horno a una velocidad de 15 C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

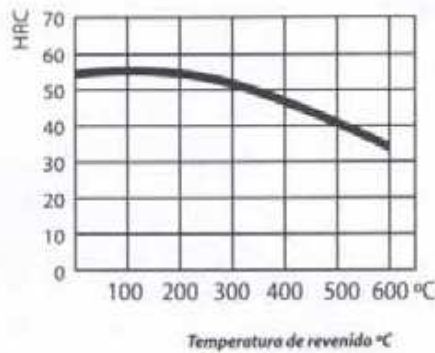
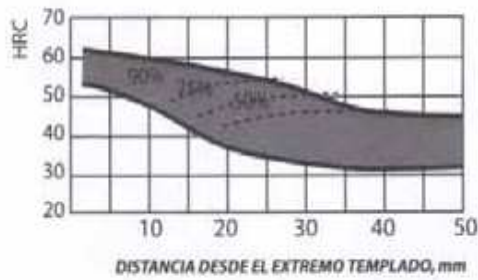
Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 709 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esa temperatura durante 1/2-2 horas. Enfriar en el horno a 450 °C y luego libremente al aire.

Temple (830-850 °C) con enfriamiento en aceite: El tiempo de mantenimiento en minutos cuando ha alcanzado la temperatura de temple es de 0.7 x espesor o diámetro en mm. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y revenir inmediatamente.

Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas luego de que la pieza ha llegado a la temperatura escogida.

Nitruración: La dureza que se puede lograr con este proceso es de alrededor de 53-55 HRC.

CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO



MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
16	5/8	1.6
20	25/32	2.5
22.23	7/8	3.1
25.4	1	4.0
28.58	1 1/8	5.1
32	1 1/4	6.3
35	1 3/8	7.6
38	1 1/2	8.9
40	1 9/16	9.9
45	1 3/4	12.5

REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
50	1 31/32	15.4
55	2 3/32	18.6
60	2 3/8	22.2
65	2 9/16	26.0
70	2 3/4	30.2
75	2 15/16	34.7
80	3 5/32	39.4
85	3 11/32	44.5
90	3 17/32	49.9
95	3 3/4	55.6
100	3 15/16	61.6

ACEROS INOXIDABLES

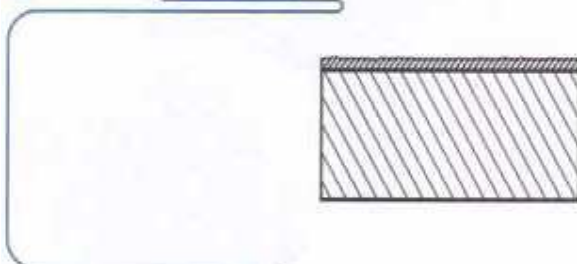
Los aceros inoxidable son aleaciones de hierro y cromo que contienen un mínimo de 11% de cromo.

Los aceros inoxidable deben su resistencia a la corrosión a la capa pasiva que forma, que no es más que una capa de óxido de cromo y níquel, formada ante la presencia de medios oxidantes. Esta capa es más protectora a medida que aumenta el contenido de cromo.

Con esto se puede decir que la inoxidable del acero inoxidable se debe al carácter particularmente oxidable del cromo, que forma la capa pasiva con óxidos estables. La estabilidad de la capa pasiva dependerá del medio en que trabaje, acabado superficial, tipo de acero, etc. La adición de otros elementos, como níquel, cromo, cobre, molibdeno, titanio, etc. mejora la resistencia a la corrosión.

TIPOS DE CORROSIÓN:

Corrosión uniforme



Es una distribución uniforme en toda la superficie del acero. Se mide normalmente por la pérdida de peso o reducción de espesor. Generalmente, las aplicaciones de un acero más aleado solucionan este tipo de inconveniente.

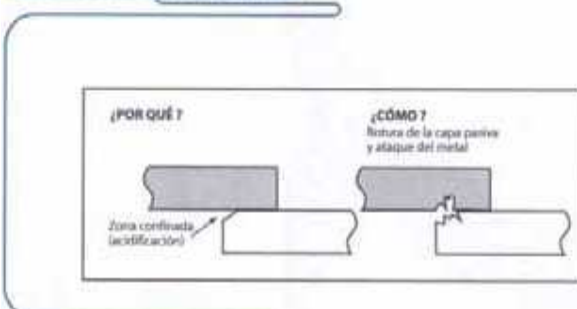
Favor ver la tabla de corrosión adjunta, que resume aplicaciones. Para soluciones fuertemente corrosivas, es mejor investigar una tabla de corrosión completa.

Corrosión por picaduras, pitting:

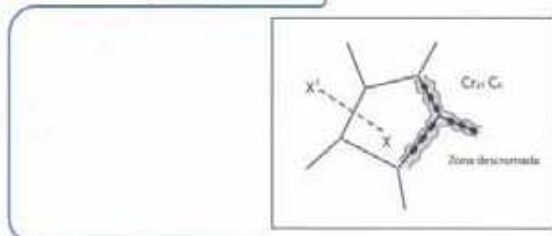


Se presenta bajo la acción de cloruros, bromuros, sulfuros, etc. El ataque se da en algunos puntos de la superficie del acero, debido a suciedades, inclusiones del metal base sobre un defecto de la capa pasiva, etc. Los aceros inoxidable al molibdeno son generalmente la solución.

Corrosión cavernosa:



Se da por problemas de diseño, debido a la presencia de zonas estancas o depósitos no eliminados, que evolucionan en productos acidificados. Es una forma de corrosión muy destructora por lo difícil de detectarla, por lo que desde la fase de diseño debemos evitarla, así como hacer correctas limpiezas en la fase de montaje, que forma los temidos intersticios.

Corrosión intergranular:


Se presenta por el mantenimiento del acero a temperaturas entre 450 y 800 °C, lo cual precipita el cromo en forma de carburos, dejando empobrecidas y susceptibles de corrosión a las zonas contiguas.

Principalmente se da en operaciones de soldadura y se recomienda usar aceros con menos de 0.03% de carbono (como 304-L y 316-L) o adicionar elementos estabilizantes como el titanio o niobio

Corrosión galvánica:


Se da por la formación de una pila eléctrica, debido al contacto entre materiales electroquímicamente diferentes (ánodo, cátodo). La solución puede ser el uso de pinturas o juntas y evitar incrustaciones, polvos, etc.

Corrosión baja tensión:


Se da por la unión de medio corrosivo más esfuerzos mecánicos o tensiones. Estos esfuerzos pueden ser por tracción, deformaciones en frío o soldaduras. La solución es eliminar tensiones mediante tratamiento térmico o usar aceros tipo 316.

IVAN BOHMAN C.A. maneja las siguientes calidades de acero inoxidable:

CALIDADES DE ACERO INOXIDABLE

AISI	% C	% Si	% Mn	% P Máx.	% S	% Cr	% Ni	% Mo
304	≤ 0.08	≤ 1.00	≤ 2.00	0.045	≤ 0.015	18.0-20.0	8.0-10.5	--
304-L	≤ 0.03	≤ 1.00	≤ 2.00	0.045	≤ 0.015	18.0-20.0	8.0-12.0	--
316	≤ 0.08	≤ 1.00	≤ 2.00	0.045	≤ 0.015	16.0-18.0	10.0-14.0	2.0-3.0
316-L	≤ 0.03	≤ 1.00	≤ 2.00	0.045	≤ 0.015	16.0-18.0	10.0-14.0	2.0-3.0
310	≤ 0.10	≤ 1.50	≤ 2.00	0.045	≤ 0.015	24.0-26.0	19.0-22.0	--
430	≤ 0.08	≤ 1.00	≤ 1.00	0.040	≤ 0.015	16.0-18.0	--	--

EQUIVALENCIAS Y PROPIEDADES:

AISI	Acabado y/o Dirección (Agencia)	Acabado y/o Calidad mín. (Agencia)	Elongación %	Dureza HB (máx.)	W. R.	AZ 900	Estándar Designation	11
304	54-75	23	40-50	190	1.4301	Z7CN18-09	X5CrNi18-10	2332
304-L	52-67	22	40-50	190	1.4306	Z3CN19-11	X2CrNi18-9	2333
316	53-68	24	40-50	200	1.4401	Z7CND17-11-02	X5CrNiMo17-12-2	2347
316-L	53-68	24	40-50	200	1.4404	Z3CND17-11-02	X2CrNiMo17-12-2	2343
310-S	52-70	20	40	200	1.4845	Z8CN25-20	X8CrNiMo25-21	2361
430	45-60	26	20	180	1.4016	Z8C17	X6Cr 17	2320

**PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE
ASTM A240/A480**

ESPESOR (mm)	ANCHO X LONGITUD (mm)	PESO APROX. (kg)	304	304-L	316-L	3105	430	ACABADO
0.4	1220x2440	9.4	*				*	2B
0.5	1220x2440	11.8	*				*	2B
0.6	1220x2440	14.2	*					2B
0.7	1220x2440	17.0	*				*	2B o N° 4
0.8	1220x2440	18.7	*					2B
0.9	1220x2440	21.03	*					2B
1.0	1220x2440	24.0	*	*				2B o N° 4
1.2	1220x2440	28.2	*				*	2B o N° 4
1.5	1220x2440	35.0	*	*				2B o N° 4
2.0	1220x2440	48.0	*	*	*			2B o N° 4
2.5	1220x2440	60.0	*	*	*			2B
3.0	1220x2440	71.0	*	*	*	*		2B
4.0	1220x2440	97.0	*		*			N°1
5.0	1220x2440	118.0	*		*			N°1
6.0	1220x2440	144.0	*		*	*		N°1
8.0	1220x2440	187.0	*		*			N°1
10.0	1220x2440	234.0	*			*		N°1
12.0	1220x2440	282.0	*					N°1

Acabado 2B: Planchas laminadas en frío, tratadas térmicamente, decapadas químicamente y tenue paso final en cilindros brillantes. Para acero 430, acabado 2B es brillante.

Acabado N° 1: Planchas laminadas en caliente, tratadas térmicamente, decapadas química y mecánicamente.

Acabado N° 4: Planchas esmeriladas con grit 180-220 por una cara, la otra cara en acabado 2B. La cara esmerilada viene protegida con film de PVC.

BARRAS DE ACERO INOXIDABLE
Barras trelladas, torneadas o pulidas. Tolerancias h9-h11

DIÁMETRO (pulgadas)	304	316-L	PESO APROXIMADO (kg/m)
3/16	*		0.14
1/4	*		0.3
5/16	*		0.4
3/8	*		0.7
1/2	*		1.2
5/8	*		1.6
3/4	*		2.2
7/8	*		3.1
1"	*	*	4.0
1 1/8	*		5.0
1 1/4	*		6.2
1 1/2	*	*	9.0
1 3/4	*		12.2
2"	*	*	15.9
2 1/4	*		20.1
2 1/2	*	*	24.9
2 3/4	*		30.1
3"	*	*	35.8
3 1/2	*	*	48.8
4"	*	*	63.7
4 1/2	*		80.5
5"	*		99.8
5 1/2	*		120.2
6"	*		143.1
8"	*		254.6

* Medidas en stock.

**PLATINAS DE ACERO INOXIDABLE
AISI 304**
Laminadas en caliente

ESPESOR x ANCHO (mm)	PESO APROX. (kg/m)
3x25	0.59
3x30	0.71
3x38	0.90
3x40	0.95
3x50	1.19
6x25	1.20
6x38	0.90
6x50	2.37
9x25	1.85
9x38	2.70
9x50	3.70
12x40	3.77
12x50	4.71

ÁNGULOS DE ACERO INOXIDABLE AISI 304
Laminadas en caliente, recocidos y decapados. DIN 1028

LADO x ESPESOR (mm)	PESO APROX. (kg/m)
25x3	1.12
40x3	2.42
40x4	2.42
40x6	3.40
50x4	3.20
50x6	4.46

**BARRA PERFORADA
304-L**
Tolerancias ISO 2938

DIAM. EXTERIOR x DIAM. INTERIOR (mm)	PESO APROX. (kg/m)
40x20	7.8
50x25	12.1
56x28	15.1
63x32	18.9
71x36	23.9
75x40	25.7
80x45	28.0
90x63	27.2
100x71	32.8

**TUBOS CUADRADOS Y RECTANGULARES
AISI 304**

MEDIDAS (mm)	PESO APROX. (kg/m)
20x20x1.2	0.71
25.4x25.4x1.2	0.92
30x30x1.2	1.10
38.1x38.1x1.5	1.74
50x50x1.5	2.30
40x80x1.5	2.80
50x100x1.5	3.50

Tratamiento térmico:

Recocido: Deben ser recocidos aproximadamente 1050-1070 °C, sosteniéndolos a esa temperatura durante un periodo corto (1/2 hora) y después enfriándolos rápidamente, de preferencia en agua. El enfriamiento al aire debe hacerse solamente en casos de que se trate de un material muy delgado.

Temple: Los aceros inoxidable austeníticos 304, 316, 304-L, 316-L y 310 no tienen la característica de endurecerse por temple.

Forja: 1200 °C.

Soldadura de aceros inoxidables:
Aceros AISI 304:

Recomendamos electrodos recubiertos AWS E308L-17. En nuestra marca ESAB corresponde a electrodos OK 61.30. En soldadura TIG, la norma AWS indica ER 308LSi. Nuestras varillas son ESAB OK Tigrod 16.12.

Aceros AISI 316:

Recomendamos electrodos recubiertos AWS E316L-17. En nuestra marca ESAB corresponde a electrodos OK 63.30.

Acero AISI 310:

Se recomiendan soldaduras refractarias que soporten alta temperatura. En AWS corresponde a E310-16. En la marca ESAB se designa por OK 67.13.

Acabado superficial:

No use productos o abrasivos de hierro, para evitar incrustaciones de estas partículas e inicio de corrosión localizada. Utilizar los parámetros del fabricante para pulir con máquina, con el fin de evitar calentamientos localizados que inicien corrosión.

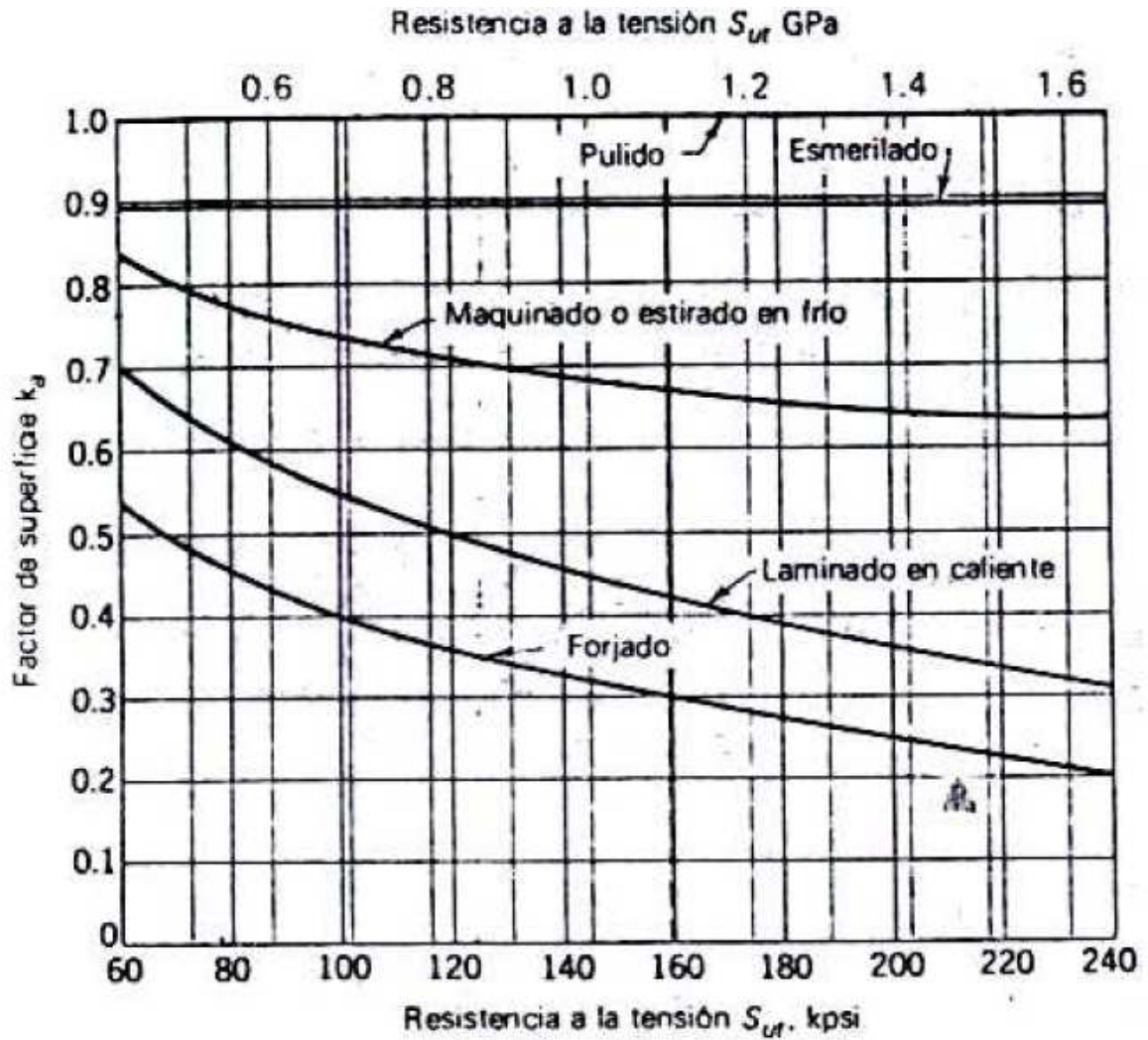
Cuando las operaciones de transformación han provocado la incrustación de partículas ferrosas, puede utilizarse un tratamiento de descontaminado con una solución:

1. Ácido nítrico 52% (36° Be) 250l
2. Agua 750l

• Esta solución a temperatura ambiente durante una hora.

ANEXOS 2

**VALORES DE a y b PARA DETERMINAR LA CONSTANTE
DE ACABO SUPERFICIAL K_a**



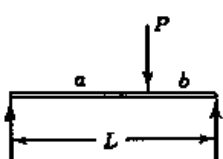
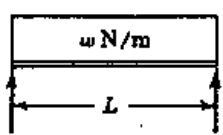
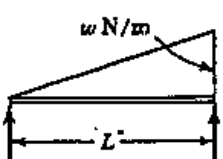
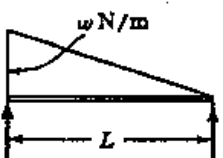
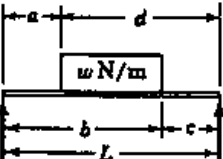
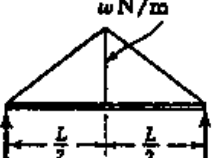
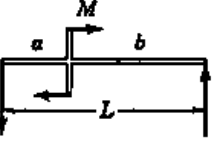
Factores de acabado superficial

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	Kpsi	MPa	
Esmerilado rectificado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

ANEXOS 3

CÁLCULO DE LAS CONSTANTES PARA EL DISEÑO DEL EJE MOTRIZ POR EL MÉTODO DE LOS TRES MOMENTOS

Valores de constantes segun el tipo de carga para el metodo de los tres momentos

CASO No.	TIPO DE CARGA SOBRE EL TRAMO	$\frac{6A\bar{a}}{L}$	$\frac{6A\bar{b}}{L}$
1		$\frac{Pa}{L}(L^2 - a^2)$	$\frac{Pb}{L}(L^2 - b^2)$
2		$\frac{wL^3}{4} = \frac{WL^3}{4}$	$\frac{wL^3}{4} = \frac{WL^3}{4}$
3		$\frac{8}{60} wL^3 = \frac{8}{30} WL^3$	$\frac{7}{60} wL^3 = \frac{7}{30} WL^3$
4		$\frac{7}{60} wL^3 = \frac{7}{30} WL^3$	$\frac{8}{60} wL^3 = \frac{8}{30} WL^3$
5		$\frac{w}{4L} [b^2(2L^2 - b^2) - a^2(2L^2 - a^2)]$	$\frac{w}{4L} [d^2(2L^2 - d^2) - c^2(2L^2 - c^2)]$
6		$\frac{5}{32} wL^3 = \frac{5}{16} WL^3$	$\frac{5}{32} wL^3 = \frac{5}{16} WL^3$
7		$-\frac{M}{L}(3a^2 - L^2)$	$+\frac{M}{L}(3b^2 - L^2)$

ANEXOS 4




CATÁLOGO PARA DETERMINAR EL MOTOREDUCTOR

3 □ L

3 □ R



15 HP $n_1=1740$ rpm

n ₂ output speed rpm	T ₂ output torque in·lbs	S safety factor	i gear ratio 1:	Pt thermal capacity HP	 		4-pole motor			Rn ₂ [lbs]				
					inline	right angle	NEMA	IEC	integral	Permissible overhung loads				
											NHC/HC NPC/PC	HZ PZ	FZ	
3.4	245590	1.6	514	14.8	313 L4	—	254TC	BN160MR	—	37300	44900	14800	304	
3.3	248482	1.2	520	30	—	311 R4	254TC	BN160MR	—	30600	38100	12000	296	
3.3	255581	1.5	535	30	—	313 R4	254TC	BN160MR	—	37800	45500	15000	304	
3.1	269545	1.7	564	14.8	313 L4	—	254TC	BN160MR	—	38400	46200	15200	304	
3.1	271419	1.3	568	14.8	311 L4	—	254TC	BN160MR	—	31500	39100	12400	296	
3.1	271924	3.0	569	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	41300	48700	17200	312	
2.8	292610	3.5	612	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	70600	78900	21500	320	
2.8	292610	3.4	612	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	70600	78900	21500	320	
2.8	300582	1.0	629	30	—	311 R4	254TC	BN160MR	—	32500	40300	12800	296	
2.7	302612	1.4	633	14.8	313 L4	—	254TC	BN160MR	—	39800	47800	15800	304	
2.7	309108	2.6	647	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	42900	50600	18000	312	
2.7	309171	1.3	647	30	—	313 R4	254TC	BN160MR	—	40000	48100	15900	304	
2.7	309344	3.4	647	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	71800	80300	22000	320	
2.7	309344	3.3	647	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	71800	80300	22000	320	
2.5	332351	1.2	695	14.8	313 L4	—	254TC	BN160MR	—	40900	49200	16300	304	
2.5	338988	3.1	709	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	73800	82500	22600	320	
2.5	338988	3.0	709	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	73800	82500	22600	320	
2.4	341238	2.4	714	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	44200	52200	18500	312	
2.4	346223	1.1	724	14.8	311 L4	—	254TC	BN160MR	—	33800	42000	13500	296	
2.3	359547	3.0	752	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	75200	84000	23100	320	
2.3	359547	2.8	752	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	75200	84000	23100	320	
2.3	367197	2.8	768	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	75600	84500	23200	320	
2.3	367197	2.8	768	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	75600	84500	23200	320	
2.2	377660	1.1	790	14.8	313 L4	—	254TC	BN160MR	—	42500	51100	17100	304	
2.1	396689	2.1	830	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	46300	54600	19500	312	
2.1	402100	2.6	841	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	77700	86900	24000	320	
2.1	402100	2.3	841	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	77700	86900	24000	320	
2.0	426484	2.5	892	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	79100	88400	24400	320	
2.0	426484	2.4	892	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	79100	88400	24400	320	
1.9	432057	3.1	904	24	317 L4	—	254TC	BN160MR	—	101900	108300	33400	328	
1.9	437922	1.7	916	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	47700	56200	20100	312	
1.7	479866	1.8	1004	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	49000	57800	20800	312	
1.7	493576	3.0	1032	24	317 L4	—	254TC	BN160MR	—	106000	112700	35000	328	
1.6	515892	2.1	1079	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	83800	93600	26000	320	
1.6	515892	2.0	1079	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	83800	93600	26000	320	
1.6	519731	1.5	1087	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	50200	59200	21300	312	
1.5	542189	2.5	1134	24	317 L4	—	254TC	BN160MR	—	109000	115900	36100	328	
1.4	604188	1.3	1264	24	315 L4	—	254TC	BN160MR	—	52500	61900	22400	312	
1.4	612473	1.7	1281	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	88200	98500	27600	320	
1.4	612473	1.5	1281	24	316 L4	—	254TC	BN160MR	—	88200	98500	27600	320	
1.3	630295	2.2	1318	24	317 L4	—	254TC	BN160MR	—	114100	121300	37900	328	
1.1	762453	1.8	1595	24	317 L4	—	254TC	BN160MR	—	116200	123500	38700	328	
0.92	904889	1.3	1893	24	317 L4	—	254TC	BN160MR	—	116200	123500	38700	328	



317

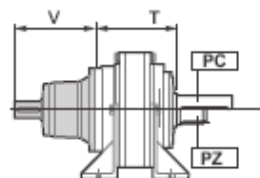
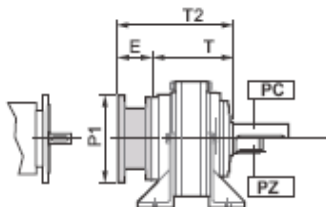
PC

PZ

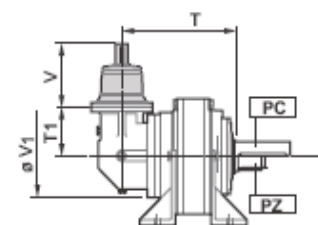
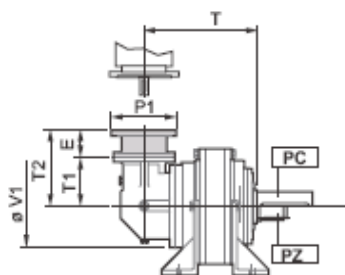
NEMA/IEC input

Solid input shaft

317L

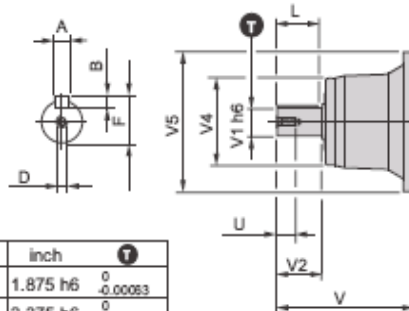


317R

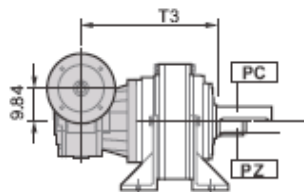


	317 L4 317 R3 (A) 317 R4	317 R3(B) 317 R3(C)	317 L3	317 L2
Solid Input shaft				
	NV05B	NV06B	NV07B	NV11B
V	9.68	12.70	12.28	13.39
V1	1.875	2.375	3.000	3.000
V2	3.50	4.75	5.00	5.00
V4	6.10	6.10	7.87	7.87
V5	9.65	11.50	13.58	17.52
A	0.500	0.625	0.750	0.750
B	0.500	0.625	0.750	0.750
F	2.091	2.646	3.327	3.327
L	3.00	4.25	4.37	4.37
D	5/8 - 11UNC	3/4 - 10 UNC	3/4 - 10 UNC	3/4 - 10 UNC
U	1.42	1.65	1.65	1.65
	33.1	50.7	77.2	121.3

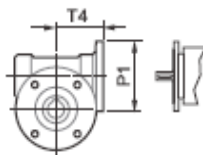
(mm)	inch
—	1.875 h6 0 -0.0003
—	2.375 h6 0 -0.00075
—	3.000 h6 0 -0.00075



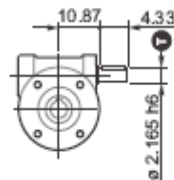
3/V 17L3



IEC input

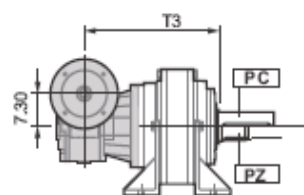


Solid input shaft

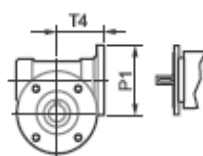


360

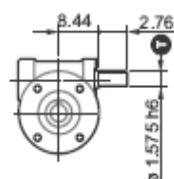
3/V 17L4



IEC input

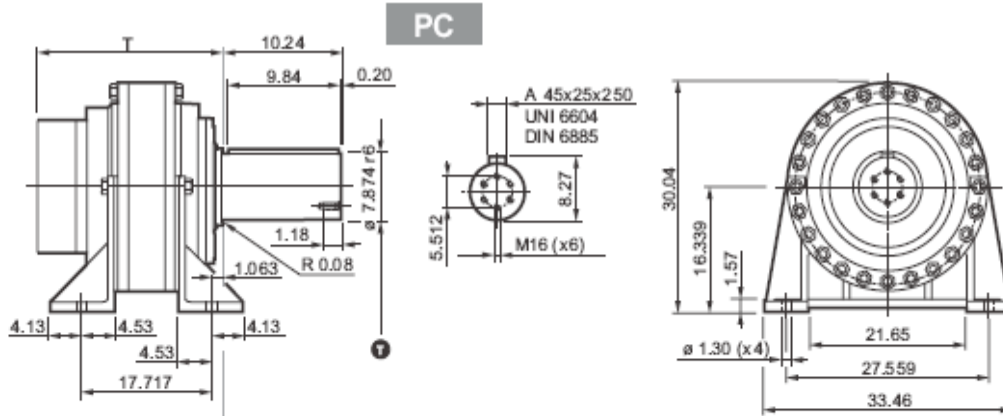


Solid input shaft

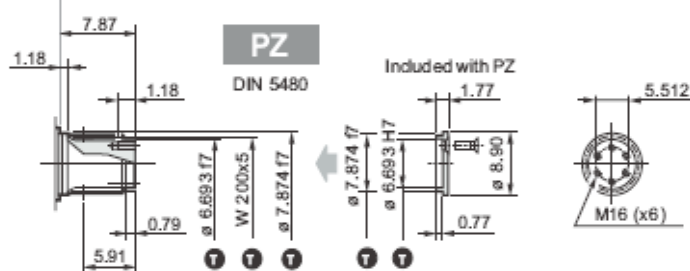


360

317



(mm)	inch	T
—	1.575 h6	$\begin{matrix} 0 \\ -0.00063 \end{matrix}$
—	2.165 h6	$\begin{matrix} 0 \\ -0.00063 \end{matrix}$
(170)	6.693 f7	$\begin{matrix} -0.00169 \\ -0.00327 \end{matrix}$
(170)	6.693 H7	$\begin{matrix} 0 \\ +0.00157 \end{matrix}$
(200)	7.874 r6	$\begin{matrix} 0 \\ +0.00417 \\ -0.00309 \end{matrix}$
(200)	7.874 f7	$\begin{matrix} -0.00197 \\ -0.00378 \end{matrix}$
W 200x5		DIN 5480



	317 L2	317 L3	317 L4	317 R3(A)	317 R3(B)	317 R3(C)	317 R4
T	24.57	30.47	33.94	33.58	33.58	33.58	35.12
T1	—	—	—	12.99	13.58	15.35	8.86
V1	—	—	—	15.35	15.75	18.90	13.58
	2381	2514	2540	2624	2668	2690	2624

317 L3		317 L4	
T3			
35.20		38.39	
	3087	2756	

NEMA Input									
	P1	E	T2						
N250TC	11.81	5.41	—	—	39.35	18.41	—	—	14.27
N280TC	13.78	6.42	—	—	40.35	19.41	—	—	15.28
N320TC	13.78	7.97	—	—	—	—	21.56	23.33	—
N320TC	15.75	8.64	—	39.11	—	—	—	—	—
N360TC	13.78	7.97	—	—	—	—	21.56	23.33	—
N360TC	15.75	8.64	—	39.11	—	—	—	—	—

P1	T4	P1	T4
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—

IEC Input									
	P1	E	T2						
P100	9.84	0.00	—	—	—	—	—	—	—
P132	11.81	4.49	—	—	38.43	17.48	—	—	13.35
P160M	13.78	5.67	—	—	39.61	18.66	—	—	14.53
P180	13.78	5.67	—	—	39.61	18.66	—	—	14.53
P180	13.78	5.98	—	—	—	—	19.57	21.34	—
P180	13.78	7.72	—	38.19	—	—	—	—	—
P200L	15.75	6.85	—	—	—	19.84	—	—	15.71
P200L	15.75	7.17	—	—	—	—	20.75	22.52	—
P200L	15.75	7.32	—	37.80	—	—	—	—	—
P225	17.72	8.35	—	—	—	21.34	21.93	23.70	—
P225	17.72	8.50	—	38.98	—	—	—	—	—
P250	21.65	7.60	—	—	—	—	21.18	22.95	—
P250	21.65	8.50	—	38.98	—	—	—	—	—

P1	T4	P1	T4
—	—	9.84	8.54
11.81	20.91	11.81	8.54
13.78	19.92	13.78	8.54
13.78	19.92	13.78	8.54
—	—	—	—
—	—	—	—
15.75	20.91	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
17.72	21.10	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—

ANEXOS 5

CATÁLOGO PARA DETERMINAR LOS ACOPLES



AGMA-N, AGMA-R & AGMA-RR COUPLINGS

TECHNICAL DATA

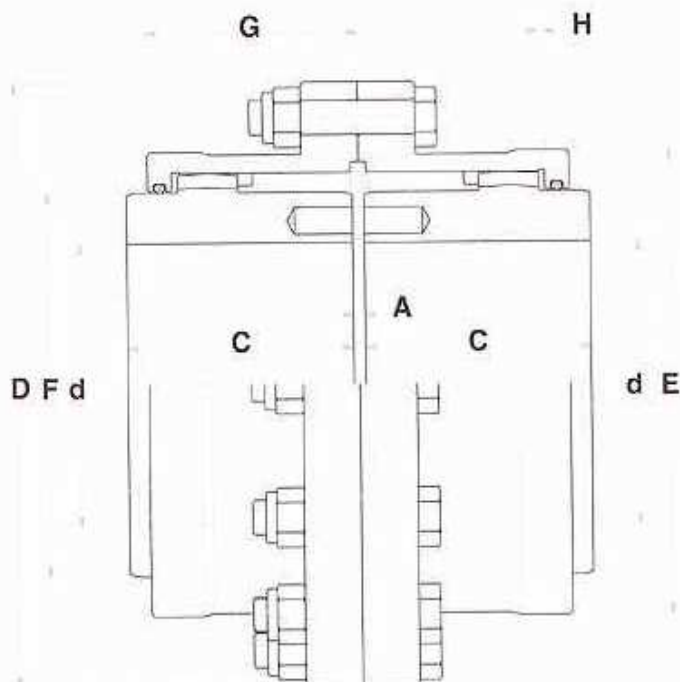


Fig. 37 - AGMA-N Coupling

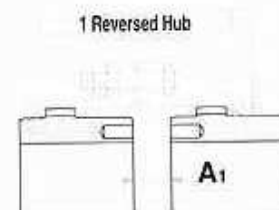


Fig. 38 - AGMA-R Coupling

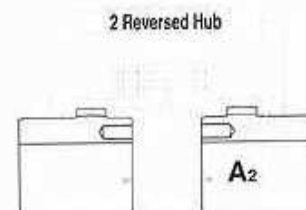


Fig. 39 - AGMA-RR Coupling

DENOMINATION EXAMPLE:
 AGMA GEAR COUPLING SIZE 4.5
AGMA-4.5N Coupling

TAB. 34

SIZE	NOMINAL TORQUE [Nm] Tk	MAX TORQUE [Nm] Tf	MAX SPEED [1/min] nk	MIN MAX [mm] d	DIMENSIONS [mm]								MASS (1) M [Kg]	MOMENT OF INERTIA (1) J [Kg·m²]	GREASE QUANTITY [Kg]	TORSIONAL STIFFNESS (1) K _t [Nm/rad]	
					D	C	A	A1	A2	E	F	G					H
1.0	1.10	2.20	6000	20-44	116	43	3	5	7	84	60	39	1.5	4	0.005	0.08	3.020
1.5	2.45	4.90	4620	25-61	152	50	3	8	13	104	79	48.5	1.5	9.5	0.020	0.09	6.050
2.0	4.60	9.20	4140	35-75	178	62	3	14	25	127	101	60	1.5	15.5	0.044	0.16	9.250
2.5	7.85	15.70	4000	40-95	213	76	5	12	19	156	123.5	69.5	2.5	27	0.112	0.27	17.30
3.0	12.00	24.00	3860	50-110	240	90	5	24	43	179	145.5	85.5	2.5	39	0.203	0.47	20.30
3.5	17.00	34.00	3720	55-127	260	105	6	27	48	206	167	98	3	65	0.460	0.68	33.60
4.0	26.75	53.50	3190	65-150	318	120	6	32	58	240	196	111	3	94	0.844	0.93	53.00
4.5	36.65	73.30	2900	72-171	346	135	8	37	66	269	216	123	4	125	1.325	1.54	78.90
5.0	52.65	105.3	2570	80-182	389	150	8	50	92	299	247	140	4	183	2.531	2.28	93.10
5.5	80.00	160.0	2330	90-200	425	175	8	53	98	329	273	158	4	242	3.725	3.10	103.1
6.0	90.90	181.8	2150	95-225	457	190	6	58	108	358	292	169	4	298	5.291	3.90	149.4
7.0	137.0	274.0	1800	115-270	527	220	10	72	134	415	342	195	5	453	10.48	6.20	184.0
8.0	149.6	299.2	1700	125-290	590	250	10	74	138	460	368	198	5	617	17.72	7.40	345.1
9.0	208.6	417.2	1600	140-330	660	275	12	81	150	512	420	200	6	868	31.35	9.20	469.2

NOTE 1 - Values are calculated for solid hubs.

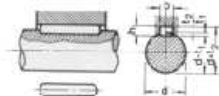
ANEXOS 6

CATÁLOGO PARA DETERMINAR LAS CHAVETAS

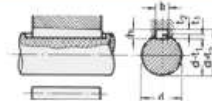
DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS S/DIN 6885/1 - 6886 y 6887
STANDARD KEYWAYS S/DIN 6885/1 6886 and 6887



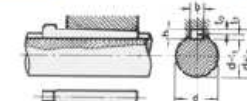
INICIO
HDMF
PRODUCTO
PRODUCT



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza
S/DIN-6887

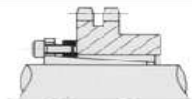
Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas de chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ mm	Tol. admisible (en altura)mm	Ø m/m desde-hasta	Tol. 11-7 mm
		d + t ₂ mm	Tol. admisible (en altura)mm	d + t ₂ mm	Tol. admisible (en altura)mm				
17-22	6x6	c+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-15	+0,018 0
22-30	6x7	c+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	c+3,4	d+2,8	4,7	30-50	+0,025 0			
38-44	12x8	c+3,2	d+2,6	4,9					
44-50	14x9	c+3,6	d+2,9	5,5	50-80	+0,030 0			
50-58	16x10	c+3,8	d+3,2	6,2					
50-66	10x11	c+4,0	d+3,0	6,3	80-120	+0,035 0			
65-75	20x12	c+4,7	d+3,9	7,1					
75-85	22x14	c+5,6	d+4,8	8,5	120-180	+0,040 0			
85-95	25x14	c+5,4	d+4,6	8,7					
95-110	28x16	c+6,2	d+5,4	9,9	100-200	+0,045 0			
110-130	32x18	c+7,1	d+6,1	11,1					
130-150	36x20	c+7,9	d+6,9	12,3	250-315	+0,052 0			
150-170	40x22	c+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	c+9,9	d+8,9	15,3	315-400	+0,057 0			
200-230	51x20	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3	400-500	+0,060 0			
260-290	63x37	d+17,8	d+11,5	19,6					

Zonas de tolerancia
en el ancho de los chaveteros

Tipo de ajuste	chavetero eje	chavetero rueda
A. presión (forzado) forzado	H9	H9
Ligero	H9	J9
Deslizante	H8	F10

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo momento o par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de dicha chaveta deberá ser como mínimo, igual a 1,5 veces el diámetro del eje.
 Los chaveteros de eje y rueda deberán tener bordes redondeados (en todos los sentidos) para evitar la formación de grietas y posteriores roturas.

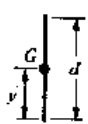
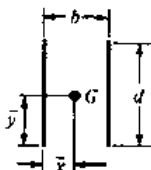
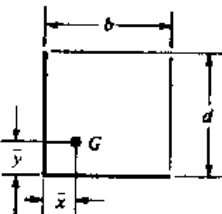
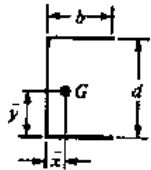
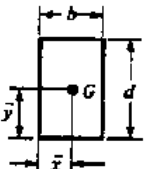

CONOS DE DESPRENDIMIENTO RAPIDO Y CASQUILLOS ETC



ANEXOS 7

PROPIEDADES DE ELEMENTOS SOLDADOS A FILETE SOMETIDOS A FLEXIÓN

Propiedades a torsión de juntas sodadas mediante filete*

SOLDADURA	AREA DE GARGANTA	UBICACION DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE AREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

*G es el centroide del grupo de uniones de soldadura; h es el tamaño de junta; el plano de momento de torsión coincide con el plano de la página; todas las juntas son de ancho unitario.

ANEXOS 8

MODELO DE ENCUESTA



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:.....

Razón Social:.....

Nombre de la Hacienda o Empresa.....

Ubicación:

Región:

Provincia:.....

Cantón:.....

1.- ¿CONOCE EL USO DEL ABONO ORGÁNICO EN LOS CULTIVOS?

SI..... NO.....

2.- ¿ESTARÍA DISPUESTO A RECIBIR INFORMACIÓN AL RESPECTO DEL TEMA EN CASO DE TENER ALGÚN TIPO DE DUDA?

SI..... NO.....

3.- ¿UTILIZA ESTE TIPO DE ABONO EN SUS TERRENOS?

SI..... NO.....

4.- ¿USTED TIENE SU PROPIA PRODUCCIÓN DE ABONO?

SI..... NO.....

5.- EN CASO DE PRODUCIR ABONO ORGÁNICO, ¿QUE TIEMPO LE TOMA DESARROLLAR DICHO PRODUCTO?.....

6.- ¿QUÉ CANTIDAD DE ABONO UTILIZA POR HECTARIA?

7.- ¿CUÁL ES EL COSTO QUE LE IMPLICA UTILIZAR ESTE ABONO POR BOLSA?

.....

8.- ¿USTED CONSIGUE MEJORES RESULTADOS DEL PRODUCTO AL USAR ESTE ABONO? SI..... NO.....

9.- ¿CONOCE ALGUN TIPO DE MAQUINARIA QUE FACILITE LA ELABORACION DE ABONO ORGÁNICO?

SI..... NO.....

ANEXOS 9

CUADROS PARA LA PONDERACIÓN DE ALTERNATIVAS

COSTO	
Nº Alternativa	Consideraciones
1	El diseño de su sistema motriz es complicado y requiere de gran cantidad de material para su fabricación, además de la utilización de varios procesos de fabricación, su consumo de energía es elevado
2	El uso de material es mucho mayor que el de la alternativa anterior al igual de su requerimiento de potencia.
3	La utilización de material es mucho menor que la alternativa 1 y 2 aunque requiere del diseño de más piezas, esto permite que su mantenimiento o cambio de piezas defectuosas sea más fácil, esto disminuye el gasto que se requiere para su mantenimiento.
4	Su diseño es mucho más sencillo que todas las alternativas anteriores, también consta de muy pocas piezas lo cual hace que sean pocos los procesos de fabricación requeridos para su construcción

VERSATILIDAD Y FUNCIONALIDAD	
Nº Alternativa	Consideraciones
1	Realiza un mezclado homogéneo a corto plazo pero la diferencia entre la cantidad de espacio utilizado por el sistema motriz y la cantidad ocupada por la materia prima hace que su producción en términos generales sea muy lenta, pero a pesar de esto es muy útil para la mezcla de materiales de elevada viscosidad.
2	Realiza una homogenización de la mezcla muy buena, además, de poseer una capacidad para el trabajo continuo de gran cantidad de materia prima, lamentablemente su eficiencia disminuye al utilizarlo con materiales pastosos ya que es más aplicado a la mezcla de granos
3	Considerando la posibilidad de poder girar a diferentes ángulos las paletas de las cuales está constituido el sistema motriz, este hecho permite direccionar la materia prima para que tenga una mejor homogenización en el mezclado, y esto es eficiente siempre y cuando la cantidad de materia prima sobrepase el 50% de capacidad, es decir es apta para la utilización de grandes volúmenes
4	Permite una mezcla muy homogénea sobre todo al tratarse de materiales de diferente constitución viscosa, pero no permite un trabajo continuo

CONSTRUCCIÓN	
Nº Alternativa	Consideraciones
1	La construcción del tanque es relativamente sencilla pero su sistema motriz requiere de la utilización de una gran cantidad de procesos de fabricación
2	La construcción es mucho mayor que de la alternativa anterior por el mismo hecho de tener que ensamblar un gran tanque de tipo vertical
3	La construcción del tanque de almacenamiento es de igual complejidad que en el caso de la alternativa 1 pero su sistema motriz es mucho más sencillo a pesar de requerir la utilización de mayores procesos de fabricación
4	Esta es la más sencilla de todas las alternativas para construir mientras no se sobre pase un cierto tamaño, lo cual indica que a mayor volumen requerido mayor será su complicación para ser construido; y hay que tomar en cuenta, que se trata de trabajar con grandes volúmenes de materia prima.

MANTENIMIENTO Y LIMPIEZA	
Nº Alternativa	Consideraciones
1	Su limpieza y mantenimiento preventivo son fáciles pero, al momento de ser requerido un over hall su desmontaje se complica de gran manera
2	Muy similar que en la alternativa anterior, la limpieza de la maquinaria es fácil, mientras que la parada de la maquinaria es muy complicada.
3	A diferencia de las alternativas anteriores el cambio de piezas por falla o deterioro es mucho más fácil que en los dos casos anteriores y su mantenimiento preventivo al igual que la limpieza del equipo es de fácil realización
4	Mientras la máquina no sea de grandes dimensiones, el mantenimiento y limpieza de las mismas es la más fácil de hacer de entre las cuatro alternativas, pero como ya se mencionó en consideraciones anteriores, se requiere manejar grandes volúmenes de producto, lo cual, acarrea que el equipo sea de grandes dimensiones.

ENSAMBLAJE	
Nº Alternativa	Consideraciones
1	El ensamble de esta alternativa es de complejidad media ya que aunque el tanque de almacenamiento no presenta una mayor complejidad para su montaje, debido a que su sistema motriz está conformado por una sola pieza hace mucho más difícil su instalación
2	A diferencia de la alternativa anterior, debido a su gran tamaño y forma, es más complicado el ensamblaje del tanque de almacenamiento que el sistema motriz, el cual también está constituido por una sola pieza como en el caso anterior
3	El posicionamiento del tanque de almacenamiento al igual que la complejidad para ensamblarlo es muy similar que la de la alternativa número uno, pero aunque el sistema motriz consta de varias piezas y por lo tanto el tiempo de ensamblaje es un poco mayor es relativamente más sencillo el instalar todo el conjunto
4	El tanque de almacenamiento de este sistema es el más fácil de ensamblar de todos pero el conectar este tanque con el sistema que lo permite hacer girar es lo que hace, que tal montaje se haga más complicado que en el caso de la alternativa número tres.

ENSAMBLAJE	
Nº Alternativa	Consideraciones
1	Ocupa gran espacio físico debido al posicionamiento del tanque que debe estar en posición horizontal
2	Es el que menor espacio físico ocupa de las cuatro alternativas ya que su tanque se coloca de manera vertical
3	Ocupa gran espacio físico debido al posicionamiento del tanque que debe estar en posición horizontal
4	Para una correcta mezcla en lo que respecta a grandes volúmenes el posicionamiento del tanque debe estar inclinado ocupando un espacio moderado

ANEXOS 10

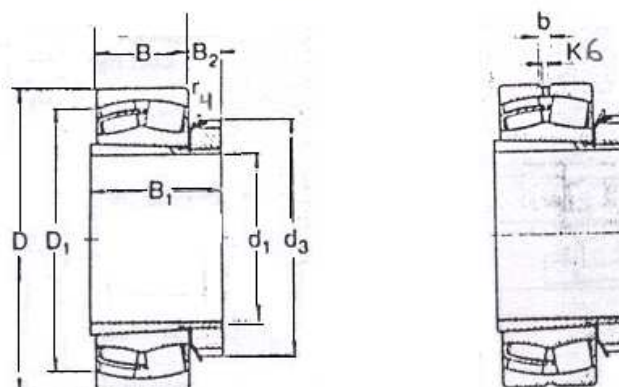
ESQUEMA GRÁFICO EN 3D DE LA ALTERNATIVA MÁS VIABLE

ANEXOS 11

CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE RODAMIENTOS

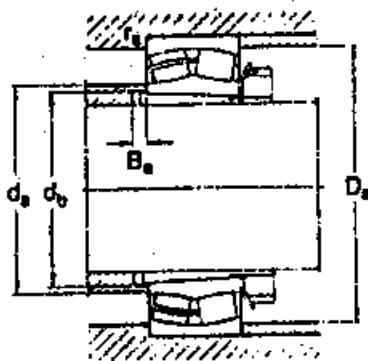
Rodamientos de rodillo a rótula
con manguillo de fijación
d1 80 135 mm

SKF



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinám. C	Capacidad de carga estát. C ₀	Límite de velocidad		Masa kg	Designación
d ₁	D	B			Lubricación con grasa aceite			
mm.			N (1 N = 0.102 kgf)		r/min			
80	160	40	212 000	183 000	1 900	2 600	4,55	22218 CK + H 318
	160	52,4	270 000	250 000	1 700	2 200	6,10	23218 CK + H 2318
	190	43	280 000	240 000	1 600	2 000	7,10	21318 CK + H 318
	190	64	415 000	365 000	1 800	2 400	10,0	22318 CK + H 2318
85	170	43	245 000	212 000	1 900	2 600	5,45	22219 CK + H 319
	200	67	450 000	400 000	1 700	2 200	11,5	22319 CK + H 2319
90	165	52	280 000	270 000	1 700	2 200	6,00	23120 CK + H 3120
	180	46	270 000	236 000	1 800	2 400	6,45	22220 CK + H 320
	180	60,3	360 000	340 000	1 600	2 000	8,55	23220 CK + H 2320
	215	47	335 000	300 000	1 400	1 800	10,5	21320 CK + H 320
	215	73	530 000	475 000	1 700	2 200	14,5	22320 CK/W33 + H 2320
100	180	56	325 000	320 000	1 600	2 000	7,65	23122 CK + H 3122
	200	53	355 000	320 000	1 700	2 200	9,05	22222 CK + H 322
	200	69,8	455 000	440 000	1 400	1 800	12,0	23222 CK + H 2322
	240	80	630 000	570 000	1 500	1 900	20,0	22322 CK/W33 + H 2322
110	180	46	260 000	265 000	1 700	2 200	6,00	23024 CK + H 3024
	200	62	380 000	380 000	1 400	1 800	10,0	23124 CK + H 3124
	215	58	405 000	375 000	1 600	2 000	11,0	22224 CK/W33 + H 3124
	215	76	530 000	520 000	1 300	1 700	14,5	23224 CK/W33 + H 2324
	260	86	735 000	670 000	1 300	1 700	24,5	22324 CK/W33 + H 2324
115	200	52	325 000	325 000	1 600	2 000	8,75	23026 CK + H 3026
	210	64	425 000	430 000	1 300	1 700	12,0	23126 CK/W33 + H 3126
	230	64	480 000	450 000	1 400	1 800	14,5	22226 CK/W33 + H 3126
	230	80	600 000	600 000	1 200	1 600	18,5	23226 CK/W33 + H 2326
	280	93	850 000	780 000	1 200	1 600	32,5	22326 CK/W33 + H 2326
125	210	53	340 000	355 000	1 500	1 900	9,50	23028 CK/W33 + H 3028
	225	68	475 000	490 000	1 100	1 500	14,5	23128 CK/W33 + H 3128
	250	68	540 000	500 000	1 300	1 700	18,0	22228 CK/W33 + H 3128
	250	88	695 000	710 000	1 000	1 400	23,5	23228 CK/W33 + H 2328
	300	102	980 000	915 000	1 100	1 500	39,5	22328 CK/W33 + H 2328
135	225	56	380 000	405 000	1 300	1 700	11,5	23030 CK/W33 + H 3030
	250	80	630 000	670 000	1 000	1 400	21,0	23130 CK/W33 + H 3130
	270	73	640 000	620 000	1 200	1 600	23,0	22230 CK/W33 + H 3130
	270	96	815 000	830 000	950	1 300	30,0	23230 CK/W33 + H 2330
	320	108	1 120 000	1 040 000	1 000	1 400	47,5	22330 CK/W33 + H 2330

Rodamientos de rodillo a rótula con manguillo de fijación
d1 80 135 mm



Carga equivalente
dinámica $P = X F_r + Y F_a$ estática $P_0 = F_r + Y_0 F_a$

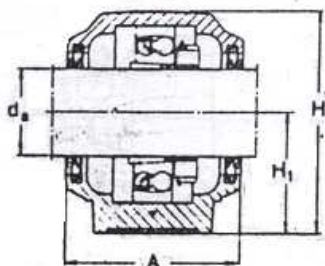
Otras dimensiones			Dimensiones de resalte					Factores de carga dinám.					estát.					
d ₁	d ₃	D ₁	B ₁	B ₂	r	b	K	d _a máx	d _b mín	D _a máx	B _b mín	r _a máx	a	X	Y	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	Y ₀
mm																		
80	120	140	65	18	3	—	—	107	98	150	10	2	0.23	1	2.9	0.67	4.4	2.6
	120	137	85	18	3	—	—	108	100	150	18	2	0.31	1	2.2	0.67	3.3	2.2
	120	161	85	18	4	—	—	118	98	176	6	2.5	0.19	1	3.6	0.67	5.3	3.6
	120	159	86	18	4	—	—	112	100	176	8	2.5	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
85	125	149	68	19	3.5	—	—	113	102	158	9	2	0.24	1	2.8	0.67	4.2	2.8
	125	167	90	19	4	—	—	118	105	188	7	2.5	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
90	130	145	78	20	3	—	—	115	108	155	8	2	0.30	1	2.3	0.67	3.4	2.2
	130	157	71	20	3.5	—	—	119	108	188	8	2	0.24	1	2.8	0.67	4.2	2.8
	130	154	97	20	3.5	—	—	117	110	188	19	2	0.30	1	2.0	0.67	3.0	2.0
	130	182	71	20	4	—	—	132	108	201	7	2.5	0.19	1	3.6	0.67	5.3	3.6
	130	179	97	20	4	11.1	6	125	110	201	7	2.5	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
100	145	158	81	21	3	—	—	126	117	170	7	2	0.30	1	2.3	0.67	3.4	2.2
	145	174	77	21	3.5	—	—	132	118	188	8	2	0.23	1	2.7	0.67	4.0	2.8
	145	170	105	21	3.5	—	—	130	121	188	17	2	0.33	1	2.0	0.67	3.0	2.0
	145	199	105	21	4	13.9	7.5	140	121	228	7	2.5	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
110	145	164	72	22	3	—	—	138	127	170	7	2	0.22	1	3.0	0.67	4.6	2.8
	155	174	88	22	3	—	—	139	128	190	7	2	0.28	1	2.4	0.67	3.6	2.5
	155	187	88	22	3.5	11.1	6	142	128	203	11	2	0.25	1	2.7	0.67	4.0	2.5
	155	183	112	22	3.5	8.3	4.5	141	131	203	17	2	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
	155	217	112	22	4	13.9	7.5	152	131	248	7	2.5	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
115	165	181	80	23	3	—	—	148	137	190	8	2	0.23	1	2.9	0.67	4.4	2.8
	165	185	92	23	3	8.3	4.5	148	138	200	8	2	0.28	1	2.4	0.67	3.6	2.5
	165	201	92	23	4	11.1	6	153	138	216	8	2.5	0.26	1	2.6	0.67	3.9	2.5
	165	187	121	23	4	8.3	4.5	151	142	218	21	2.5	0.33	1	2.0	0.67	3.0	2.0
	165	234	121	23	5	16.7	9	164	142	262	8	3	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
125	185	191	82	24	3	8.3	4.5	158	147	200	8	2	0.22	1	3.0	0.67	4.6	2.8
	180	188	97	24	3.5	8.3	4.5	158	149	213	8	2	0.28	1	2.4	0.67	3.6	2.5
	180	217	97	24	4	11.1	6	166	149	236	8	2.5	0.26	1	2.6	0.67	3.9	2.5
	180	213	131	24	4	11.1	6	165	152	238	22	2.5	0.33	1	2.0	0.67	3.0	2.0
	180	248	131	24	5	16.7	9	175	152	282	8	3	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
135	180	204	87	26	3.5	8.3	4.5	169	158	213	8	2	0.22	1	3.0	0.67	4.6	2.8
	195	216	111	26	3.5	11.1	6	172	160	238	8	2	0.30	1	2.3	0.67	3.4	2.2
	195	235	111	26	4	13.9	7.5	178	160	258	15	2.5	0.28	1	2.6	0.67	3.9	2.5
	195	229	139	26	4	11.1	6	175	163	258	20	2.5	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8
	195	288	139	26	5	16.7	9	188	163	302	8	3	0.35	1	1.9	0.67	2.9	1.8

ANEXOS 12

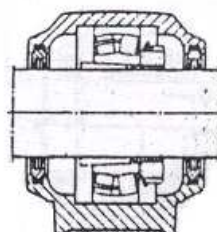
CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE SOPORTES DE RODAMIENTOS

Soporte de pie SNA
para rodamientos con manguillo de fijacion
da 75 140 mm

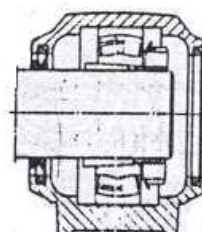
SKF



Tipo TA
con 2 anillos
en V + placas



Tipo TC
con 2 obturaciones
de fieltro

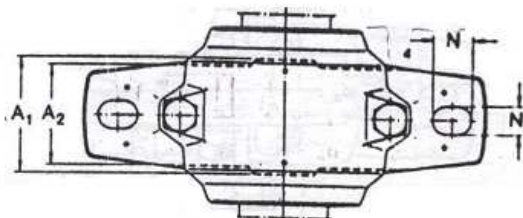
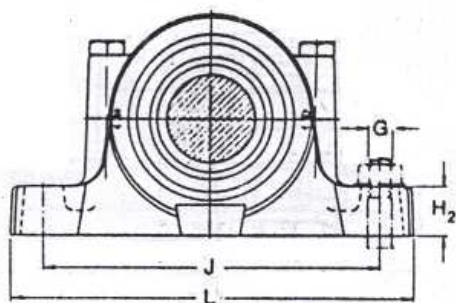


Tipo ATA
con 1 anillo en V + placa
y 1 tapa lateral

Eje diám. d_e	Soporte de pie Dimensiones											Masa	Designaciones		
	A	A ₁	A ₂	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G		Tipo TA	TC	ATA
mm	mm											kg			
75	125	90	75	181	95	32	260	320	30	22	20	9,80	SNA 517 TA	SNA 517 TC	SNA 517 ATA
	160	110	95	215	112	40	320	380	32	26	24	17,0	SNA 617 TA	SNA 617 TC	SNA 617 ATA
80	140	100	85	192	100	35	290	345	27	22	20	12,5	SNA 518 TA	SNA 518 TC	SNA 518 ATA
85	145	100	85	209	112	35	290	345	27	22	20	14,0	SNA 519 TA	SNA 519 TC	SNA 519 ATA
	175	120	100	239	125	45	350	410	32	26	24	21,0	SNA 619 TA	SNA 619 TC	SNA 619 ATA
90	160	110	95	215	112	40	320	380	32	26	24	17,0	SNA 520 TA	SNA 520 TC	SNA 520 ATA
	185	120	100	271	140	45	350	410	32	26	24	24,5	SNA 620 TA	SNA 620 TC	SNA 620 ATA
100	175	120	100	239	125	45	350	410	32	26	24	21,0	SNA 522 TA	SNA 522 TC	SNA 522 A1..
110	185	120	100	271	140	45	350	410	32	26	24	24,5	SNA 524 TA	SNA 524 TC	SNA 524 ATA
115	190	130	110	290	150	50	380	445	35	28	24	32,5	SNA 526 TA	SNA 526 TC	SNA 526 ATA
125	205	150	130	302	150	50	420	500	42	35	30	42,5	SNA 528 TA	SNA 528 TC	SNA 528 ATA
135	220	160	140	323	160	60	450	530	42	35	30	50,5	SNA 530 TA	SNA 530 TC	SNA 530 ATA
140	235	160	140	344	170	60	470	550	42	35	30	57,0	SNA 532 TA	SNA 532 TC	SNA 532 ATA

SKF

Soporte de pie SNA para rodamientos con manguillo de fijación da 75 140 mm



La parte superior de los soportes SNA 524-620
en adelante van provista de un cáncamo

Eje diám.	Rodamiento con manguillo de fijación Designación	Capacidad de carga dinám. estát.		Anillo guía Designación	Masa por anillo	No.	Grasa (cantid inicial)	Soporte sin obturación Designación
mm	—	N (1 N = 0,102 kgf)		—	kg	—	kg	—
75.	1217 K + H 217	37 500	26 000	FRB 16.5/150 P	0,17	2	0,30	SNA 517
	2217 K + H 317	45 000	29 000	FRB 12.5/150 P	0,13	2		
	22217 CK + H 317	176 000	146 000	FRB 12.5/150 P	0,13	2		
	1317 K + H 317	75 000	46 500	FRB 14.5/180 P	0,21	2	0,34	SNA 520-617
	2317 K + H 2317	108 000	61 000	FRB 10/180 P	0,14	1		
	21317 CK + H 317	255 000	216 000	FRB 14.5/180 P	0,21	2		
22317 CK + H 2317	365 000	305 000	FRB 10/180 P	0,14	1			
80	1218 K + H 218	43 000	29 000	FRB 17.5/160 P	0,19	2	0,31	SNA 518-615
	2218 K + H 318	54 000	35 500	FRB 12.5/160 P	0,14	2		
	22218 CK + H 318	212 000	183 000	FRB 12.5/160 P	0,14	2		
	23218 CK + H 2318	270 000	250 000	FRB 12.5/160 P	0,14	1		
85	1219 K + H 219	49 000	34 000	FRB 18/170 P	0,21	2	0,32	SNA 519-616
	2219 K + H 319	64 000	42 500	FRB 12.5/170 P	0,14	2		
	22219 CK + H 319	245 000	212 000	FRB 12.5/170 P	0,14	2		
	22319 CK + H 2319	450 000	400 000	FRB 13/200 P	0,21	1		
90	1220 K + H 220	53 000	35 500	FRB 18/180 P	0,26	2	0,34	SNA 520-617
	2220 K + H 320	75 000	50 000	FRB 12/180 P	0,17	2		
	22220 CK + H 320	270 000	236 000	FRB 12/180 P	0,17	2		
	23220 CK + H 2320	360 000	340 000	FRB 9.7/180 P	0,14	1		
	22320 CK/W33 + H 2320	530 000	475 000	FRB 13/215 P	0,23	1		
100	1222 K + H 222	67 000	49 000	FRB 21/200 P	0,34	2	0,38	SNA 522-619
	2222 K + H 322	96 500	63 000	FRB 13.5/200 P	0,22	2		
	22222 CK + H 322	355 000	320 000	FRB 13.5/200 P	0,22	2		
	23222 CK + H 2322	455 000	440 000	FRB 10.2/200 P	0,16	1		
110	22224 CK/W33 + H 3124	405 000	375 000	FRB 14/215 P	0,24	2	0,47	SNA 524-620
	23224 CK/W33 + H 2324	530 000	520 000	FRB 10/215 P	0,17	1		
115	22226 CK/W33 + H 3126	480 000	450 000	FRB 13/230 P	0,28	2	0,55	SNA 526
	23226 CK/W33 + H 2326	600 000	600 000	FRB 10/230 P	0,21	1		
125	22228 CK/W33 + H 3128	540 000	500 000	FRB 15/250 P	0,35	2	0,68	SNA 528
	23228 CK/W33 + H 2328	695 000	710 000	FRB 10/250 P	0,23	1		
135	22230 CK/W33 + H 3130	640 000	620 000	FRB 16.5/270 P	0,42	2	0,85	SNA 530
	23230 CK/W33 + H 2330	815 000	830 000	FRB 10/270 P	0,25	1		
140	22232 CK/W33 + H 3132	750 000	735 000	FRB 17/290 P	0,46	2	1,00	SNA 532
	23232 CK/W33 + H 2332	930 000	950 000	FRB 10/290 P	0,27	1		

ANEXOS 13

CARTÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE PERFILES TIPO U Y H

105



DIPAC®

PRODUCTOS DE ACERO

PERFILES LAMINADOS

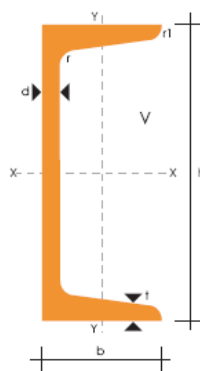
U

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



h	b	d	t	r	r1	/cm ²	/(kg/m)	X-X			Y-Y			Y1-Y1	z0-cm
								Wx/cm ³	Ix/cm ⁴	ix/cm	Wy/cm ³	Iy/cm ⁴	iy/cm	Iy1/cm ⁴	
50	37	4.5	7.0	7.0	3.5	6.928	5.438	10.4	26.0	1.94	3.55	8.30	1.10	20.9	1.35
63	40	4.8	7.5	7.5	3.8	8.451	6.634	16.1	50.8	2.45	4.50	11.90	1.19	28.4	1.36
80	43	5.0	8.0	8.0	4.0	10.248	8.045	25.3	101.0	3.15	5.79	16.60	1.27	37.4	1.43
100	48	5.3	8.5	8.5	4.2	12.748	10.007	39.7	198.0	3.95	7.80	25.60	1.41	54.9	1.52
120	53	5.5	9.0	9.0	4.5	15.692	12.318	62.1	391.0	4.95	10.20	38.00	1.57	77.1	1.59
140	58	6.0	9.5	9.5	4.8	18.516	14.535	80.5	564.0	5.52	13.00	53.20	1.70	107.0	1.71
160	63	6.5	10.0	10.0	5.0	21.962	17.240	108.0	866.0	6.28	16.30	73.30	1.83	144.0	1.80
180	68	7.0	10.5	10.5	5.2	25.699	20.174	141.0	1270.0	7.04	20.00	98.60	1.96	190.0	1.88
200	73	7.0	11.0	11.0	5.5	28.837	22.637	178.0	1780.0	7.86	24.20	128.00	2.11	244.0	2.01
220	79	9.0	11.5	11.5	5.8	36.246	28.453	234.0	2570.0	8.42	30.10	176.00	2.21	326.0	2.03
320	90	10.0	14.0	14.0	7.0	54.913	43.107	509.0	8140.0	12.2	49.20	336.00	2.47	593.0	2.16





DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

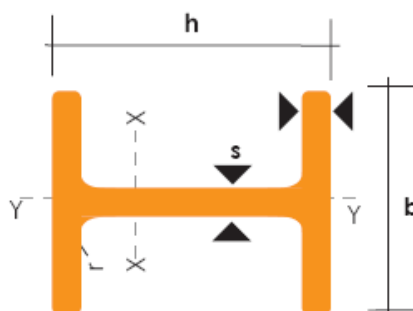
PERFILES LAMINADOS HEB

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00m y 12,00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION PESOS		TIPOS			
	h mm	b mm	s mm	t mm	r mm	cm ²	Kg/mt	I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	W _x cm ³	W _y cm ³
HEB 100	100	100	6.00	10.00	12	26.00	20.40	450	167	89	33.50
HEB 120	120	120	6.50	11.00	12	34.00	26.70	864	318	144	52.90
HEB 140	140	140	7.00	12.00	12	43.00	33.70	1510	550	216	78.50
HEB 160	160	160	8.00	13.00	15	54.30	42.60	2490	889	311	111.00
HEB 180	180	180	8.50	14.00	15	65.30	51.20	3830	1360	426	151.00
HEB 200	200	200	9.00	15.00	18	78.10	61.30	5700	2000	570	200.00
HEB 220	220	220	9.50	16.00	18	91.00	71.50	8090	2840	736	258.00
HEB 240	240	240	10.00	17.00	21	106.00	83.20	11260	3920	938	327.00
HEB 260	260	260	10.00	17.50	24	118.00	93.00	14920	5130	1150	395.00
HEB 280	280	280	10.50	18.00	24	131.00	103.00	19270	6590	1380	471.00
HEB 300	300	300	11.00	19.00	27	149.00	117.00	25170	8560	1680	571.00
HEB 320	320	300	11.50	20.50	27	161.00	127.00	30820	9240	1930	616.00

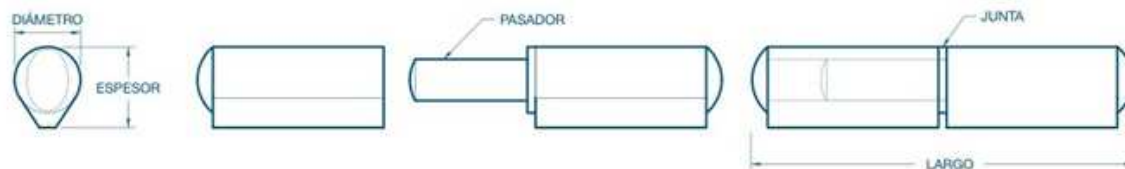


ANEXOS 14

CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DE BISAGRAS



BISAGRAS PARA SOLDAR



FEATURES

Flexible installation solution for overlapping doors/panels with limited space, and flush doors.

Parts are specially buffed and are free of burrs, allowing for improved paint adherence.

Built-to-print solutions are available.

Component replacement parts are available.

Standard weld-on hinges have rounded ends, if flat ends are required, please specify FE (flat ends) at the end of the part number.

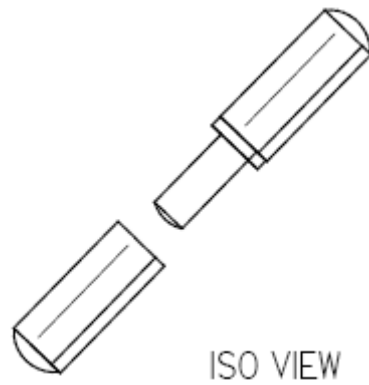
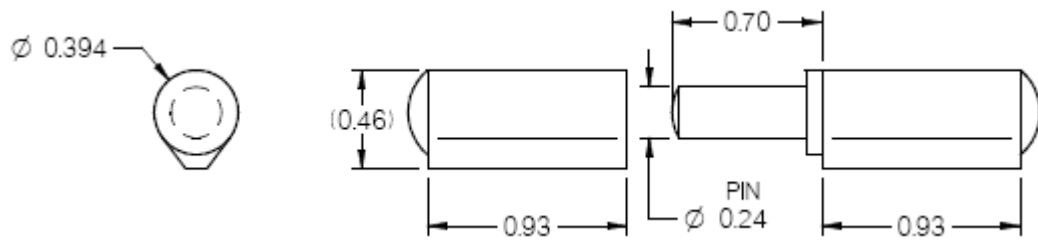
For grease fittings, please specify GF (grease fittings) at the end of the part number. Available from 80 mm to 200 mm.

Installation: Ensure the hinge is welded along the full length of the weld tab.

Caution: During the welding process (installing the hinge to the door/panel), ensure the weld does not penetrate through the wall of the female barrel. If this occurs, the pin will be welded to the barrel, thus causing the hinge to cease. The hinge will not be able to rotate. The hinge will have to be replaced. Contact Normont for further assistance.

Acero Dulce con Pasador Fijo de Acero y Casquillo de Bronce

Parte #	Largo	Espesor	Diámetro	Diámetro del pasador	Dibujos	CAD
PS40SP	1.575	0.374	0.315	0.197	[PDF]	[.stp]
PS50SP	1.969	0.394	0.315	0.197	[PDF]	[.stp]
PS60SP	2.362	0.472	0.394	0.236	[PDF]	[.stp]
PS70SP	2.756	0.512	0.453	0.236	[PDF]	[.stp]
PS80SP	3.150	0.610	0.512	0.315	[PDF]	[.stp]
PS90SP	3.543	0.610	0.512	0.315	[PDF]	[.stp]
PS100SPGF	3.937	0.768	0.630	0.394	[PDF]	[.stp]
PS100SP	3.937	0.768	0.630	0.394	[PDF]	[.stp]
PS120SP	4.724	0.787	0.630	0.433	[PDF]	[.stp]
PS135SP	5.315	0.906	0.709	0.512	[PDF]	[.stp]
PS150SPGF	5.906	0.984	0.787	0.512	[PDF]	[.stp]
PS150SP	5.906	0.984	0.787	0.512	[PDF]	[.stp]
PS180SP	7.087	0.984	0.787	0.512	[PDF]	[.stp]
PS200SPGF	7.874	1.122	0.906	0.630	[PDF]	[.stp]
PS200SP	7.874	1.122	0.906	0.630	[PDF]	[.stp]



NOTES:

1. MATERIAL: PLAIN STEEL WITH BRASS WASHER
2. FINISH: NONE
3. ASSEMBLED LENGTH: 2.362

ANEXOS 15

CATÁLOGO PARA LA DETERMINACIÓN DEL COMPRESOR



Powermate
Modelo PMC15
COMPRESOR 1.5HP. 110V.
20 GALONES. 125 PSI

\$356.98

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Powermate
Modelo PMC3
COMPRESOR 3.1HP. 220V.
60 GALONES. 130 PSI

\$650.89

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Campbell
Modelo CHFP2040
COMPRESOR 1/4HP.
110V. C/AEROGRAFO.

\$179.16

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Campbell
Modelo CHVT6290
COMPRESOR 2HP. 20GL.
110-220V. C/BANDA

\$532.55

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Campbell
Modelo CHVT6195
COMPRESOR 3.2HP
VERTICAL CON BANDA

\$644.65

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Campbell
Modelo CHVT6148
COMPRESOR 5.5HP. 20GL.
HORIZONTAL. GASOLINA
C/BANDA

\$961.64

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Campbell
Modelo CHCI5308V
COMPRESOR 5HP. 80GL.
220V. TRIF. VERTICAL.
C/BANDA

\$1,801.40

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Campbell
Modelo CHCI5308H
COMPRESOR 5HP. 80GL.
220V. TRIF HOZ. C/BANDA

\$1,899.15

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCO-0250
COMPRESOR PCO-0250
2.5HP. 110V. 12
GALONES / 50 LITROS

\$138.17

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCO-0224
COMPRESOR PCO-0224
2HP. 110V. 6 GALONES /
24 LITROS

\$113.09

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCO-0140
COMPRESOR PCO-0140
1HP. 110V. 10 GALONES /
40 LITROS

\$239.54

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCO-0280
COMPRESOR PCO-0280
2HP. 110V. 21 GALONES /
80 LITROS

\$419.29

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCO-3200
COMPRESOR PCO-03200
3HP. 220V. 52 GALONES /
200 LITROS

\$601.00

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCO-5300
COMPRESOR PCO-05300
5HP. 220V. 78 GALONES /
300 LITROS

\$941.49

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCT-10
COMPRESOR DE
TORNILLO PCT-10 10HP.
220V. TRIFÁSICO

\$6,449.20

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)



Porten
Modelo PCT-20
COMPRESOR DE
TORNILLO PCT-20 20HP.
220V. TRIFÁSICO

\$8,361.61

[Ver Detalle](#)

[Proformar este producto](#)

LAVADORAS Y ASPIRADORAS

Para más información llame a los teléfonos:
092 789 947 096 258 492

MAQUINARIA Y REPUESTOS

porten
Herramientas y Maquinaria

Marca: Porten

Modelo: PCO-3200

COMPRESOR PCO-03200 3HP. 220V.
MONOFÁSICO / 60 HZ. BOMBA DE HIERRO
FUNDIDO DE 2 PISTONES. 1 ETAPA.
PRESIÓN DE 120 PSI. VOLUMEN DE 9 CFM.
CAPACIDAD DE 52 GALONES (200 LITROS).
TIPO DE TRABAJO: PROFESIONAL

Precio: \$601.00

Nota: Precios no incluyen IVA.

ANEXOS 16

PLANOS DE TALLER

ANEXOS 17

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN