ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE INGENIERÍA

DISEÑO DE UN TRAPICHE ACCIONADO MEDIANTE ENERGÍA HIDRÁULICA PARA USO EN FINCAS PRODUCTORAS DE CAÑA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

EDISSON MEDARDO VALENCIA VILLAFUERTE

SANTIAGO ALEXANDER VILLACÍS TOCTAGUANO

DIRECTOR: ING. TITO VELASTEGUÍ
QUITO, ENERO 2008

DECLARACIÓN

Nosotros, Edisson Medardo Valencia Villafuerte y Santiago Alexander Villacís Toctaguano, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada 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.

Edisson Valencia Villafuerte	Santiago Villacís Toctaguano

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Edisson Medardo Valencia Villafuerte y Santiago Alexander Villacís Toctaguano, bajo mi supervisión.

_____

Ing. Tito Velastegui

DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A DIOS, a mis padres por apoyarme en todos los momentos de mi vida.
A mi esposa, a mi adorada hijita, a mis hermanas y hermanos, sobrinos y familia en general, y a todos mis amigos de la Facultad.
A mi amigo y compañero de tesis Santiago, con quien compartimos momentos inolvidables.
Un especial agradecimiento al Ing. Tito Velastegui por su incondicional apoyo y guía en la realización del proyecto.
Al Ing. Carlos Valladares por la colaboración prestada.
A todo el personal administrativo de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Edisson

A DIOS por brindarme las bendiciones, el valor, y la fuerza necesaria para culminar mi carrera.
A mis padres que han sido mi fuente de superación, gracias por creer en mí.
A mi familia por todo el apoyo brindado.
A nuestro director de tesis el Ing. Tito Velastegui, por brindarnos sus conocimientos y ser un guía en la realización de este proyecto.
Al Ing. Carlos Valladares por la colaboración prestada.
A mis amigos por todos los momentos inolvidables que pasamos, en especial a mi amigo y compañero de tesis Edisson.
Un sincero agradecimiento a todo el personal que conforma la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Santiago

DEDICATORIA

A DIOS por ser mi guía.

A mi hijita Anahí quien es el tesoro más grande, que con su amor y ternura da luz a mi vida.

A mi esposa Paula que siempre me ha brindado su apoyo incondicional en todo momento.

A mis amados padres Medardo y Aída quienes me han sabido guiar y darme su cariño para poder llegar a culminar mi carrera.

A mis hermanos María Luisa, Carmen, Magdalena, Anita, Carlos y Eduardo.

A mi cuñada Yoli y mis sobrinos Gina, Janina, Cristian.

Edisson

A DIOS por ser la luz que guía mi camino y llenarme de bendiciones.

A mis padres Luis y María por brindarme todo su cariño, amor y comprensión, a más de ello ser unos verdaderos amigos, por ser un ejemplo de lucha, trabajo y por todo el esfuerzo y sacrificio realizado e inculcarme valores y principios para llegar a ser un hombre de bien, y haberme dado la mejor herencia que es la educación.

A mis hermanas, de manera especial a Raquel, con quien hemos compartido momentos hermosos de la vida.

A toda mi familia que de una u otra forma supieron brindarme su apoyo.

Santiago

ÍNDICE GENERAL

Pág.

SIMBOLOGÍA……xvii

RESUMEN……xxiv

PRESENTACIÓN……xxvi

CAPÍTULO 1 1

GENERALIDADES 27

1.1. LA CAÑA DE AZÚCAR 27

1.2. HISTORIA DE LA CAÑA DE AZÚCAR 27

1.2.1. CONSTITUYENTES DE LA CAÑA 28
1.2.2. VARIEDADES DE CAÑA 29

1.3. MOLIENDA Y EXTRACCIÓN DE LA CAÑA 29

1.4. MOLINOS O TRAPICHES 30

1.4.1. DEFINICIÓN 30
1.4.2. CLASIFICACIÓN 30
1.4.3. PARTES PRINCIPALES DE UN TRAPICHE 31
1.4.4. NÚMERO DE MAZAS 32
1.4.5. RANURADO DE MAZAS 33

1.5. APARATOS EMPLEADOS EN LA PREPARACIÓN DE LA CAÑA 34

1.5.1. DESMENUZADORAS 34
1.5.1.1. Tipos de desmenuzadoras 34
1.5.1.2. Desmenuzadoras tipo Krajewski 34
1.5.1.3. Desmenuzadoras tipo Fulton 35
1.5.2. DESFIBRADORAS 35
1.5.2.1. Tipos de desfibradoras 36
1.5.2.2. Desfibradoras de discos 36
1.5.2.3. Desfibradoras tipo searby 36
1.5.2.4. Desfibradoras Maxwell 37

1.6. FUENTE DE ENERGÍA 37

1.6.1. TECNOLOGÍAS DISPONIBLES 38
1.6.1.1. Rueda hidráulica 39
1.6.1.2. Turbina Pelton 39
1.6.1.3. Turbina Francis 40

1.6.1.4. Turbina Banki 40
1.7. OBJETIVOS 41
1.7.1. OBJETIVO GENERAL 41
1.7.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS 41
1.8. ALCANCE 42

CAPÍTULO 2 43
MARCO TEÓRICO 43
2.1. EL PROCESO DE MOLIENDA 43
2.1.1. PARÁMETROS FUNCIONALES DEL TRAPICHE **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
2.1.2. CAPACIDAD DE MOLIENDA 44
2.1.3. LA PRESIÓN EN LOS MOLINOS 44
2.1.3.1. Fuerza normal ejercida por el cilindro a la caña 44
2.1.3.2. Valor de la presión en los molinos 46
2.2. FUNDAMENTOS DEL DISEÑO MECÁNICO 20
2.2.1. RESISTENCIA 47
2.2.1.1. Materiales 47
2.2.2. EQUILIBRIO 49
2.2.2.1. Diagramas de cuerpo libre 49
2.2.3. CARGAS EN VIGAS 49
2.2.3.1. Cortante y momento 50
2.2.4. ESFUERZO EN FLEXIÓN 51
2.2.5. TORSIÓN 51
2.2.6. CÍRCULO DE MOHR 52
2.2.7. DISEÑO ESTÁTICO 53
2.2.7.1. Teorías de falla para el diseño estático 54
2.2.7.1.1. Teorías de los materiales dúctiles 54
2.2.7.2. Factor de diseño 55
2.2.8. DISEÑO DINÁMICO (FATIGA) 56
2.2.8.1. Límite de resistencia a la fatiga 56
2.2.8.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga 57
2.2.8.2.1. Factor de superficie 58
2.2.8.2.2. Factor de tamaño 58
2.2.8.2.3. Factor de confiabilidad 58
2.2.8.2.4. Factor de temperatura 58
2.2.8.2.5. Factor de concentración de esfuerzos 59
2.2.8.2.6. Factor de efectos diversos 60
2.2.8.3. Componentes de los esfuerzos fluctuantes 60
2.2.8.4. Resistencia en esfuerzos fluctuantes normales 62
2.2.8.5. Factor de seguridad 63
2.2.8.6. Esfuerzos debidos a cargas combinadas 63

2.3. DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS 63
2.3.1. EJES DE TRANSMISIÓN 63
2.3.1.1. Diseño para cargas estáticas 63
2.3.1.2. Cálculo de la potencia 64
2.3.2. ENGRANES RECTOS 65
2.3.2.1. Nomenclatura 65
2.3.2.2. Análisis de fuerzas en los engranes de dientes rectos 66
2.3.2.3. Diseño estático 71
2.3.2.4. Determinación de los esfuerzos (flexión) 73
2.3.2.5. Esfuerzos dinámicos 73
2.3.2.6. Factor de diseño dinámico n_G para engranes 74
2.3.2.7. Durabilidad fatiga superficial 74
2.3.3. JUNTAS SOLDADAS 75
2.3.3.1. Soldaduras a tope 75
2.3.3.2. Torsión en juntas soldadas 76
2.4. ENERGÍA HIDRÁULICA 77
2.4.1. DISEÑO HIDRÁULICO DE LA TURBINA BANKI 77
2.4.2. PARÁMETROS Y ECUACIONES FUNDAMENTALES 77
2.4.2.1. Rango de aplicación de las turbinas 78
2.4.2.2. Diagramas de velocidad 79
2.4.2.3. Altura de Euler 79
2.4.2.4. Dimensionamiento del inyector 83
2.4.2.5. Ancho del rodete 85
2.4.2.6. Eficiencia de la turbina 86
2.4.2.7. Fuerzas en los álabes 87
2.4.2.7.1. Efectos de la fuerza centrífuga 88
2.4.2.7.2. Torques en los álabes 89
2.4.2.8. Fuerzas en el inyector 90
2.5. DISEÑO DE LA CHAVETA 91
2.5.1. DISEÑO ESTÁTICO 91
2.6. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS 92
2.6.1. SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA 92
2.6.1.1. Fórmula de la vida nominal 92
2.7. SELECCIÓN DE PERNOS 93
2.7.1. DISEÑO ESTÁTICO 95
2.7.2. DISEÑO DINÁMICO 96
2.8. COSTOS 96
2.8.1. COSTOS DE PRODUCCIÓN 97
CAPÍTULO 3 98
PREFACTIBILIDAD 98

3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA 98
3.1.1. SITUACIÓN ACTUAL 98
3.1.2. SITUACIÓN INICIAL 99
3.1.3. SITUACIÓN FINAL 99
3.2. ESTUDIO DE MERCADO 99
3.2.1. ENCUESTA AL MERCADO PRODUCTOR DE PANELA 100
3.2.1.1. Evaluación de encuestas 101
3.2.1.2. Conclusiones de las encuestas realizadas 105
3.3. ESTUDIO DE RESTRICCIONES Y LIMITACIONES 107
3.4. ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO 107
3.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES 107
3.4.2. AMBIENTE DE TRABAJO 108
3.4.3. VIDA ÚTIL 108
3.4.4. COSTO DEL PRODUCTO 108
3.4.5. COSTO DE DISEÑO 109
3.4.6. EMPACADO Y TRANSPORTE 109
3.4.7. CANTIDAD Y PERÍODO DE VENTA 109
3.4.8. TAMAÑO Y PESO 110
3.4.9. APARIENCIA 110
3.4.10. MATERIALES 110
3.4.11. PROCESOS 110
3.4.12. PROTOCOLO DE PRUEBAS 111

CAPÍTULO 4 113
FACTIBILIDAD 113
4.1. FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS 113
4.1.1. MAQUINARIA PARA LA MOLIENDA 113
4.1.1.1. Alternativa 1 113
4.1.1.2. Alternativa 2 115
4.1.1.3. Alternativa 3 116
4.1.1.4. Alternativa 4 117
4.1.2. ENERGÍA HIDRÁULICA 118
4.1.2.1. Alternativa 1 118
4.1.2.2. Alternativa 2 119
4.1.2.3. Alternativa 3 120
4.1.2.4. Alternativa 4 121
4.1.3. TIPO DE TRANSMISIÓN 122
4.1.3.1. Alternativa 1 122
4.1.3.2. Alternativa 2 123
4.1.3.3. Alternativa 3 124
4.1.3.4. Alternativa 4 125
4.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA 126

4.2.1. MAQUINARIA PARA LA MOLIENDA 126
4.2.2. ENERGÍA HIDRÁULICA 127
4.2.3. TIPO DE TRANSMISIÓN (TURBINA-TRAPICHE) 127
4.3. ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA 128
4.4. DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA 128
4.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES DEL TRAPICHE 128
4.4.2. CAPACIDAD DE MOLIENDA 129
4.4.2.1. La presión en los molinos 129
4.4.3. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES RECTOS 131
4.4.3.1. Análisis de fuerzas en los engranajes 132
4.4.3.2. Condiciones de equilibrio [desmenuzadora] 133
4.4.3.3. Condiciones de equilibrio [molino] 135
4.4.4. CÁLCULO DE REACCIONES [DESMENUZADORA] 138
4.4.4.1. Eje Nº 1 138
4.4.4.2. Eje Nº 2 141
4.4.4.3. Eje Nº 3 145
4.4.5. CÁLCULO DE REACCIONES [MOLINO] 148
4.4.5.1. Eje Nº 4 148
4.4.5.2. Eje Nº 5 151
4.4.5.3. Eje Nº 6 156
4.4.6. CÁLCULO A FATIGA DEL EJE 159
4.4.7. CÁLCULO A FATIGA DEL RODILLO 164
4.4.8. CÁLCULO DE ENGRANES 167
4.4.8.1. Esfuerzos en los dientes 168
4.4.8.1.1. Diseño estático (flexión) 168
4.4.8.1.2. Diseño a fatiga (flexión) 169
4.4.8.2. Diseño a fatiga superficial 170
4.4.9. CÁLCULO DE RUEDAS MOTRICES 172
4.4.9.1. Esfuerzos en los dientes 172
4.4.9.1.1. Diseño estático (flexión) 173
4.4.9.1.2. Diseño a fatiga (flexión) 173
4.4.9.2. Diseño a fatiga superficial 174
4.4.10. CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA SOLDADURA 175
4.5. DIMENSIONAMIENTO DE LA TURBINA BANKI 178
4.5.1. RANGO DE APLICACIÓN DE LAS TURBINAS 179
4.5.2. DISEÑO HIDRÁULICO 179
4.5.2.1. Diagramas de velocidad 179
4.5.2.2. Altura de Euler 180
4.5.2.3. Dimensionamiento del inyector 180
4.5.2.4. Dimensionamiento de los álabes 181
4.5.2.4.1. Número de álabes 182
4.5.2.5. Ancho del rodete 182
4.5.2.6. Eficiencia de la turbina 182
4.5.3. FUERZAS EN LOS ÁLABES 183
4.5.3.1. Efectos de la fuerza centrífuga 183
4.5.3.2. Torques en los álabes 184

4.5.4. FUERZAS EN EL INYECTOR 184
4.5.5. DISEÑO MECÁNICO DE ÁLABES 185
4.5.5.1. Diseño estático 186
4.5.5.2. Diseño a fatiga 188
4.5.6. DISEÑO DEL EJE 185
4.5.6.1. Diseño estático 195
4.5.6.2. Cálculo a fatiga del eje 196
4.6. DISEÑO DE LA CHAVETA 198
4.6.1. DISEÑO DE LA CHAVETA PARA EL TRAPICHE 198
4.6.1.1. Diseño estático 199
4.6.2. DISEÑO DE LA CHAVETA EN EL EJE DE LA TURBINA 200
4.6.2.1. Diseño estático 200
4.7. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS 201
4.7.1. RODAMIENTOS PARA EL TRAPICHE 201
4.7.2. RODAMIENTOS PARA LA TURBINA 202
4.8. SELECCIÓN DE PERNOS 203
4.8.1. PERNOS PARA EL TRAPICHE 203
4.8.3. DISEÑO ESTÁTICO 205
4.8.3. DISEÑO DINÁMICO 205
4.9. COSTOS 206
4.9.1. COSTO DE MATERIA PRIMA 206
4.9.2. COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA 206
4.9.3. COSTO DE MANO DE OBRA INDIRECTA 207
4.9.4. COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS 207
4.9.5. COSTO TOTAL 207

CAPÍTULO 5 207
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 208
BIBLIOGRAFÍA 211

ANEXO 1 ESTUDIO DE MERCADO 213
ANEXO 2 MODELO DE ENCUESTA 219
ANEXO 3 HOJAS DE PROCESOS 222
ANEXO 4 HOJAS TÉCNICAS 223
ANEXO 5 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE SAP 2000 223
ANEXO 6 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA 234
ANEXO 7 FOTOS 237
ANEXO 8 ELABORACIÓN DE PLANOS 239

ÍNDICE DE FIGURAS

Pág.

CAPÍTULO 1.....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 1.1 Molino vertical .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 1.2 Molino horizontal…***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 1.3 Partes principales del molino panelero.***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 1.4 Trapiche de tres mazas.***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 1.5 Detalle del ranurado de las mazas.***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO***
Figura Nº 1.6 Tipos de ranurado de mazas.***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 1.7 Cilindro de una desmenuzadora krajewski***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 1.8 Cilindro de una desmenuzadora fulton***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 1.9 Desfibradora de discos (elevación)***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO***
Figura Nº 1.10 Desfibradora de tipo searby (gruendler)***¡ERROR! MARCADOR NO DEF***
Figura Nº 1.11 Rotor de la desfibradora maxwell***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO***
Figura Nº 1.12 Rueda hidráulica con alimentación superior***¡ERROR! MARCADOR NO D***
Figura Nº 1.13 Turbina Pelton .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 1.14 Turbina Francis.....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 1.15 Turbina Banki.....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***

CAPÍTULO 2.....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.1 Presiones en el molino***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.2 Curvas esfuerzo-deformación para un material dúctil.***¡ERROR! MARCADO***
Figura Nº 2.3 Curvas esfuerzo-deformación de un material frágil.***¡ERROR! MARCADOR***
Figura Nº 2.4 Tipos de vigas y de cargas sobre vigas***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 2.5 Fuerzas cortantes y momentos de flexión en vigas***¡ERROR! MARCADOR***
Figura Nº 2.6 Segmento de viga recta a flexión pura***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 2.7 Par de torsión en una barra***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.8 Diagrama del círculo de mohr***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.9 Comparación de las tres teorías de falla***¡ERROR! MARCADOR NO DEFI***

Figura Nº 2.10 Límite de resistencia a la fatiga***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.11 Factores de modificación de acabado superficial***¡ERROR! MARCADOR N***
Figura Nº 2.12 Relaciones esfuerzos normales y cortantes-tiempo***¡ERROR! MARCADOR***
Figura Nº 2.13 Diagrama de fatiga para encontrar σ_a Y σ_m ***¡ERROR! MARCADOR NO D***
Figura Nº 2.14 Elemento de esfuerzo de espesor unitario***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 2.15 Nomenclatura de los dientes de los engranes rectos***¡ERROR! MARCADO***
Figura Nº 2.16 Diagrama de cuerpo libre de fuerzas y momentos***¡ERROR! MARCADOR***
Figura Nº 2.17 Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [Desmenuzadora]. ***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.18 Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 3.***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 2.19 Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [Molino]***¡ERROR! MARCADO***
Figura Nº 2.20 Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 4.***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 2.21 Elemento ordinario de esfuerzos y círculo de Mohr***¡ERROR! MARCADO***
Figura Nº 2.22 Sección transversal de un diente***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.23 Soldadura típica a tope***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.24 Junta con momento de torsión***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.25 Triángulo de velocidades del rodete***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINI***
Figura Nº 2.26 Reservorio e inyector***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.27 Triángulo de velocidades en la entrada del rodete***¡ERROR! MARCADOR***
Figura Nº 2.28 Triángulo de velocidades en la salida del rodete***¡ERROR! MARCADOR N***
Figura Nº 2.29 Geometría del inyector***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.30 Geometría del rodete***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.31 Valor de los ángulos de los álabes***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINID***
Figura Nº 2.32 Fuerza total sobre el álabe***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.33 Fuerzas en el inyector***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.34 Parámetros de la chaveta***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 2.35 Diagrama de fuerzas en la chaveta***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINID***

CAPÍTULO 4.....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.1 Trapiche horizontal de 3 mazas***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.2 Desmenuzadora de 2 cilindros con trapiche de 3 mazas.***¡ERROR! MARCA***
Figura Nº 4.3 Desmenuzadora de 3 cilindros con trapiche de 3 mazas.***¡ERROR! MARCA***

Figura Nº 4.4 Desmenuzadora de 2 cilindros más desfibradora y trapiche de 3 mazas .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.5 Rueda Hidráulica....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.6 Turbina Pelton .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.7 Turbina Banki.....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.8 Turbina Francis.....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.9 Bandas planas .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.10 Bandas v ó trapeciales (sección transversal)***¡ERROR! MARCADOR NO D***
Figura Nº 4.11 Cadena de rodillos ***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.12 Engranajes .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.13 Parámetros funcionales del trapiche.***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINI***
Figura Nº 4.14 Abertura entre cilindros***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.15 Vista superior del acoplamiento entre ejes y engranajes.***¡ERROR! MARCA***
Figura Nº 4.16 Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [Desmenuzadora]***¡ERROR! MA***
Figura Nº 4.17 Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 3***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.18 Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [Molino]***¡ERROR! MARCADO***
Figura Nº 4.19 Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 4.***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.20 Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 1***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 4.21 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.22 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.23 Reacciones en el eje Nº 2***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.24 Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 2***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 4.25 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.26 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.27 Diagrama de cuerpo libre del eje nº 3***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 4.28 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.29 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.30 Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 4***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 4.31 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.32 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.33 Reacciones en el eje Nº 5***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.34 Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 5***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***

Figura Nº 4.35 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.36 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.37 Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 6***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 4.38 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.39 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.40 Diagrama de valores alternantes de los esfuerzos principales .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.41 Diagrama de valores alternantes de los esfuerzos principales .....***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.42 Diagrama de fuerzas en engrane Nº 5***¡ERROR! MARCADOR NO DEFIN***
Figura Nº 4.43 Diagrama de fuerzas en la rueda motriz Nº 2***¡ERROR! MARCADOR NO***
Figura Nº 4.44 Cilindro del molino***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.45 Sección transversal del cordón de soldadura.***¡ERROR! MARCADOR NO***
Figura Nº 4.46 Variables del triángulo de velocidades***¡ERROR! MARCADOR NO DEFI***
Figura Nº 4.47 Geometría del inyector***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.48 Fuerza total sobre el álabe***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.49 Fuerzas en el inyector***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.50 Fuerzas en el álabe del rodete.***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.51 Álabe empotrado ..***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.52 Fuerzas en el álabe***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.53 Elementos presentes en el eje principal***¡ERROR! MARCADOR NO DEFI***
Figura Nº 4.54 Diagrama de fuerzas***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.55 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.56 Diagrama de cortante y momento flector***¡ERROR! MARCADOR NO DE***
Figura Nº 4.57 Parámetros de la chaveta***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.***
Figura Nº 4.58 Diagrama de fuerzas en la chaveta***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINID***
Figura Nº 4.59 Diagrama de fuerzas en el eje de la turbina***¡ERROR! MARCADOR NO D***
Figura Nº 4.60 Pernos sujetadores de la estructura del molino***¡ERROR! MARCADOR NO***

ÍNDICE DE TABLAS

Pág.

CAPÍTULO 1 **.....** *¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 1.1 **Valores en porcentaje de los constituyentes de una caña***¡ERROR! MARCA*

Tabla Nº 1.2 **Cuadro de clasificación general de las turbinas***¡ERROR! MARCADOR NO*

CAPÍTULO 2 **.....** *¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 2.1 **Valores del limite de resistencia a la fatiga***¡ERROR! MARCADOR NO DEF*

Tabla Nº 2.2 **Factores de confiabilidad k_c***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 2.3 **Rango de aplicación de turbinas hidráulicas***¡ERROR! MARCADOR NO D*

Tabla Nº 2.4 **Dimensiones del perfil del rodete e inyector***¡ERROR! MARCADOR NO DE*

CAPÍTULO 3 **.....** *¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 3.1 **Valores experimentados en el laboratorio***¡ERROR! MARCADOR NO DEF*

CAPÍTULO 4 **.....** *¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 4.1 **Valores comparativos de las alternativas de la maquinaria para la molienda.....** *¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 4.2 **Valores comparativos de las alternativas de la energía hidráulica. .....** *¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 4.3 **Valores comparativos de las alternativas del tipo de transmisión.....** *¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

Tabla Nº 4.4 **Valores compresión del bagazo en función de la presión***¡ERROR! MARCA*

Tabla Nº 4.5 **Valores de las aberturas en el molino y desmenuzadora***¡ERROR! MARCA*

Tabla Nº 4.6 **Valores fuerza normal en el molino y desmenuzadora***¡ERROR! MARCAD*

Tabla Nº 4.7 **Dimensiones de las ruedas dentadas.***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINID*

Tabla Nº 4.8 **Características de las tuberías***¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.*

SIMBOLOGÍA

a	Garganta efectiva
A	Sección del perno
A_f	Área efectiva de un cordón de soldadura
Bi	Ancho del inyector
Br	Ancho del rodete
c	Distancia del plano neutro a la fibra externa
C	Compresión del bagazo por el plano axial.
Cd	Carga dinámica
Cf	Componente tangencial de la velocidad del fluido.
C_H	Factor de relación de dureza
Ci	Velocidad de una partícula de agua en la salida del inyector
C_L	Factor de duración o vida
Cm	Capacidad de molienda
C_m	Factor de distribución de la carga
C_o	Factor de sobrecarga
Co	Velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente.
Cp	Coeficiente elástico
C_R	Factor de confiabilidad
C_T	Factor de temperatura
Cv	Factor de velocidad
d	Diámetro del eje
d	Diámetro de paso de la rueda.

D Diámetro de los cilindros

De Diámetro exterior del rodete

Dp Diámetro primitivo

el Límite de elasticidad

E Módulo de elasticidad

f Fibra de la caña en relación con la unidad

F Fuerza

F Ancho de cara

F.S. Factor de Seguridad

Fc Fuerza centrífuga

F_{CB} Fuerza producida por la cuchilla bagacera

F_E^t Componente tangencial de la fuerza aplicada en el engrane

F_E^t Componente radial de la fuerza aplicada en el engrane

F_i Precarga del perno debido al apriete y que existe antes de aplicar P

F_p Fuerza de prueba

F_r Fuerza de rozamiento

F_{Ta}^t Componente tangencial de la fuerza total sobre el álabe.

Fx Componente x de la fuerza F

Fy Componente y de la fuerza F

g Aceleración de la gravedad.

h Altura

h Medida de la garganta

H Grueso del colchón de bagazo suelto a la entrada del molino

H Salto neto aprovechable

Ha Hectárea

HB Dureza Brinell de la superficie más suave en contacto

I Momento de inercia

I Factor de configuración geométrica

J Segundo momento polar del área

k Factor de corrección

K Distancia entre las superficies medias de los 2 cilindros tomada en su plano axial común.

k_a Factor de superficie

k_b Factor de tamaño

k_b Constante de rigidez del perno

K_b Constante de rigidez del perno

k_c Factor de confiabilidad

Kc Coeficiente de velocidad del inyector

k_d Factor de temperatura

k_e Factor de modificación por concentración de esfuerzo

k_f Factor de efectos diversos

k_f Concentrador de esfuerzo

K_f Coeficiente de velocidad relativa

K_m Constante de rigidez de los elementos

K_m Factor de distribución de carga

K_o Factor de sobrecarga

Ku Coeficiente de velocidad tangencial.

K_v Factor dinámico

l Longitud del perno sometido

l Longitud del álabe

L Vida a la fatiga en millones de revoluciones

m Masa del álabe

m_G Relación de velocidad

M Momento de flexión aplicado en la sección en cuestión

M Momento flexionante en la sección crítica

n Número de cilindros

n Número de revoluciones

N Velocidad de rotación

Np Número de platos del rodete

p Presión aplicada al bagazo

p Paso

P Fuerza Normal Total

P Potencia de la turbina

P Carga externa sobre la unión del perno

Pa Peso de cada álabe

P_b Fracción de *P* tomado por el perno

P_m Fracción de *P* tomado por los elementos unidos

P_M Presión máxima aplicada al bagazo

pl Límite de proporcionalidad

Po, Pi Presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector

q Peso de la fibra por unidad de superficie del cilindro escrito

q Sensibilidad a la ranura o entalles a flexión

Q Caudal máximo que fluye por la turbina

Qa Caudal que ingresa en un álabe

QT Caudal total

r Radio de la superficie exterior

R Radio medio de los cilindros

Re Radio de rodete.

S_C Resistencia a la fatiga en la superficie

S_e Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' Límite de resistencia a la fatiga de la probeta

S_H Límite de fatiga superficial

S_m Resistencia media

S_{ut} Esfuerzo de rotura

S_y Esfuerzo de fluencia

T Par de torsión

T Momento torsionante en la sección crítica

TM Toneladas métricas

T_M Momento Torsor en los cilindros ó mazas:

u Esfuerzo último o límite de resistencia

U Velocidad periférica del rodete.

V Velocidad en la línea de paso

w Velocidad angular

W Módulo de la sección

W Velocidad relativa del fluido respecto al álabe.

W_t Carga transmitida

Wt Carga tangencial

Wtp Carga tangencial permisible

y Punto de fluencia

Y Factor de forma de Lewis

z Número de álabes

Zi Nivel topográfico en la posición del inyector

Zo Nivel topográfico en la superficie del reservorio

α'_2 Ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete

$\sigma_{máx}$ Esfuerzo máximo de flexión

σ_a' Esfuerzo de Von Mises alternante

σ_m' Esfuerzo de Von Mises medio

σ_x Esfuerzo de flexión

ε Deformación unitaria

τ Esfuerzo cortante máximo

$\tau_{\max}$, $\sigma_{\max}$ Esfuerzos máximos

$\tau_{\min}$, $\sigma_{\min}$ Esfuerzos mínimos

τ_a, σ_a Amplitud de esfuerzo

τ_m, σ_m Esfuerzos medios

τ_r, σ_r Intervalo total del esfuerzo

τ_s, σ_s Esfuerzos estáticos

τ_{xy} Esfuerzo de torsión

θ Ángulo de presión en un engrane

ϕ Ángulo de presión

γ Peso específico del agua

ΔH_t Pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión.

ΔH_i Pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector.

n_G Factor de seguridad de los engranes

η_h Eficiencia hidráulica (debido a la fricción)

η_m Eficiencia mecánica (debido a pérdidas mecánicas)

η_v Eficiencia volumétrica (debido a pérdidas en los intersticios del rodete)

φ Ángulo de admisión

μ Coeficiente de rozamiento

RESUMEN

El presente proyecto se realizó con la finalidad de incrementar el porcentaje de extracción de jugo de caña, a través de la utilización una máquina desmenuzadora y un molino los cuales permiten que el bagazo de la caña tenga una baja humedad.

A continuación se presenta en 5 capítulos el desarrollo del proyecto que especifica la estructura básica del diseño.

El capítulo I contempla la Generalidades de la caña de azúcar, tipos de trapiches y tipos de máquinas hidráulicas, además se establecen la justificación, objetivos y alcance del proyecto.

El capítulo II comprende el Marco Teórico el cual permite establecer los principios y fundamentos básicos para el diseño de los elementos que conforman la máquina.

El capítulo III se basa en el estudio de la Prefactibilidad y desarrolla el estudio de mercado en base a encuestas realizadas que determinan la viabilidad del proyecto, además se establecen las restricciones, limitaciones y especificaciones de la máquina a diseñar.

El capítulo IV desarrolla la Factibilidad del proyecto y está integrado por el estudio de alternativas, selección de la alternativa, dimensionamiento de los elementos, desarrollo de los planos de construcción y hojas de procesos para la fabricación de los elementos; además se indica el protocolo de pruebas que permitirá verificar el funcionamiento de la máquina una vez construida. También se presenta el análisis de costo de la máquina.

El capítulo V contiene las Conclusiones y Recomendaciones obtenidas a lo largo de la realización del proyecto, las mismas que servirán para proporcionar el mantenimiento, manejo y aplicación adecuada a la máquina.

Finalmente se presenta las Referencia Bibliográficas y los Anexos utilizados en la investigación y diseño del proyecto.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto pretende cubrir un área del sector agronómico de muy poco desarrollo tecnológico, como es la molienda de caña en el país, que, en su mayor parte, revela índices de baja productividad, altos costos de producción y utilización de tecnologías agrícolas e industriales rudimentarias.

Se puede asegurar que existe gran cantidad de trapiches, los cuales en su mayoría están diseñados con un nivel tecnológico bastante deficiente. Lo que se quiere alcanzar con este trabajo es la implementación de ideas innovadoras en el mercado de la construcción, y contribuir al desarrollo del país de una manera óptima y sujetándose a restricciones y recomendaciones dados por los productores de panela.

Considerando que las Fuentes Renovables de Energía juegan un papel importante dentro del Sector Energético, se ha propuesto aprovechar la Energía Hidráulica que abre un campo de la producción de energía motriz mediante el uso de nuestra geografía y conservando nuestro medio ambiente sin la utilización de energía contaminante, y dados los requerimientos y necesidades especificados por los productores paneleros, se ha logrado el desarrollo de la presente tesis “Diseño de un trapiche accionado con energía hidráulica para uso en fincas productoras de caña”.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. LA CAÑA DE AZÚCAR

La caña de azúcar es una gramínea tropical, un pasto gigante emparentado con el sorgo y el maíz en cuyo tallo se forma y acumula un jugo rico en sacarosa, compuesto que al ser extraído y cristalizado en un ingenio forma el azúcar. La sacarosa es sintetizada por la caña gracias a la energía tomada del sol durante la fotosíntesis[1.1].

La caña de azúcar que se cultiva actualmente es un híbrido complejo de dos o más de las cinco especies del género *Saccharum: S. barberi Jeswiet, S. officinarum L., S. robustum Brandes & Jesw. ex Gras, S. sinense Roxb.* y *S spontaneum.* Muchas formas de estas especies hibridizan, originando un género muy diverso.

Se acepta hoy en día que *Saccharum officinarum L* se desarrolló mediante la selección practicada por los cazadores de cabezas aborígenes; las formas con un alto contenido de fibra (*S. robustum*) se utilizaban para la construcción y las formas dulces, blandas y jugosas se propagaban para masticarse.

1.2. HISTORIA DE LA CAÑA DE AZÚCAR

La caña de azúcar por su dulzor es conocida por el ser humano varios milenios A.C., y según descripciones de viajeros a la India 500 años A.C., los habitantes del Valle del Indo la mascaban para obtener su jugo, no obstante conocían el proceso de torcer la caña, y cuajar el guarapo para hacer azúcar, se sabe que los egipcios también conocían la caña de azúcar. Partiendo de

[1.1] Fuente; JAMES C.P. Chen; “Manual del Azúcar de Caña” Edit. Limusa; México D.F.

que la caña de azúcar es originaria de la India (algunos investigadores expresan que es oriunda de Nueva Guinea), de la India pasa a China, y después las tropas de Darío al llegar hasta el Río Indo la llevan a Persia, de donde por medio de Marco Polo se expande por Europa. En España la caña hace su entrada por medio de los árabes.

El cultivo de la caña se extendió en el siglo XVI de Santo Domingo a México y América del Sur.

1.2.1. CONSTITUYENTES DE LA CAÑA

El tronco de la caña de azúcar está compuesto por una parte sólida llamada fibra y una parte líquida, el jugo, que contiene agua y sacarosa. En ambas partes también se encuentran otras sustancias en cantidades muy pequeñas[1.2].

Las proporciones de los componentes varían de acuerdo con la variedad (familia) de la caña, edad, madurez, clima, suelo, método de cultivo, abonos, lluvias, riegos, etc. Sin embargo, algunos valores de referencia general se pueden observar en la Tabla 1.1:

COMPONENTE	PORCENTAJE
Agua	73 - 76 %
Sacarosa	8 - 15 %
Fibra	11 - 16 %
Glucosa	0,2 - 0,6 %
Fructosa	0,2 - 0,6 %
Sales	0,3 - 0,8 %
Ácidos orgánicos	0,1 - 0,8 %
Otros	0,3 - 0,8 %

Tabla Nº 1.1 *Valores en porcentaje de los constituyentes de una caña*

Fuente: www.perafan.com/ea02cana.html

[1.2] Fuente; www.perafan.com/ea02cana.html

1.2.2. VARIEDADES DE CAÑA

Las variedades de caña cultivadas desde 1990 en el Ecuador varían especialmente para la producción de panela y azúcar, éstas deben seleccionarse de acuerdo a condiciones ecológicas de cada zona productora. Deben preferirse las variedades que producen el mayor tonelaje por hectárea, que tienen el mayor contenido de sacarosa y que además sean resistentes a las plagas y enfermedades[1.3].

En la zona del Pastaza, las variedades que mejores resultados han dado son las conocidas como:

- Cubana, y
- Limeña

El cultivo de éstas se encuentra más extendido que otras variedades que existen a menor escala.

De las dos variedades se ha observado que la “Limeña” es la más apta para la producción de panela de buena calidad, aunque es menos resistente que la “Cubana” a plagas e insectos.

1.3. MOLIENDA Y EXTRACCIÓN DE LA CAÑA

El proceso de elaboración de la panela se inicia con la cosecha manual de la caña y su traslado en animales o carretones al trapiche. Según la altura sobre el nivel del mar, la caña se corta entre los 12 y los 30 meses de edad.

La extracción del jugo de la caña se lleva a cabo en diversos tipos de molinos, con una capacidad que varía desde media tonelada/hora en los de tracción animal hasta siete toneladas en los más avanzados.

El molino es una máquina con tres rodillos estriados (mazas) por los cuales se pasa la caña para hacer la extracción del jugo o guarapo y separarlo del bagazo.

[1.3] Fuente; CENDES; “Mejoramiento de la producción de panela”

La realización de este proyecto está diseñado para cubrir las necesidades de los productores de panela, razón por la cual está destinado a un estudio de los molinos o trapiches accionados mediante energía hidráulica, a través de un mejoramiento tecnológico, ya que la mayoría de molinos utilizan mazas horizontales accionados con motores de combustión interna y molinos con mazas verticales accionados por fuerza animal, y estos producen bajos beneficios económicos.

1.4. MOLINOS O TRAPICHES

1.4.1. DEFINICIÓN

El molino o trapiche es el equipo destinado a extraer el jugo de la caña, mediante la compresión que se produce cuando se hace pasar la caña por entre los rodillos o mazas que giran a una determinada velocidad y están ajustados convenientemente[1.4].

1.4.2. CLASIFICACIÓN

De acuerdo con la orientación de las mazas, los molinos paneleros se pueden clasificar en dos grupos: verticales y horizontales.

a) *Molinos verticales*: Sus tres mazas están colocadas en forma vertical (Figura Nº 1.1). Son accionados por tracción animal (1 ó 2 caballos o bueyes) y tienen capacidades de molienda que varían entre 100 y 200 kg de caña molida por hora.

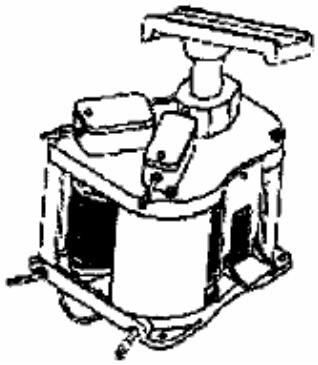


Figura Nº 1.1 *Molino vertical*

[1.4] Fuente; www.agronet.gov.co/www/docs_si2/Memorias%20primera%20capacitaci%C3%B3n.pdf

b) *Molinos horizontales:* Tienen sus mazas dispuestas horizontalmente (Figura Nº 1.2). Son accionados por tracción mecánica y tienen capacidades de molienda entre 0.5 y 3 toneladas de caña por hora.

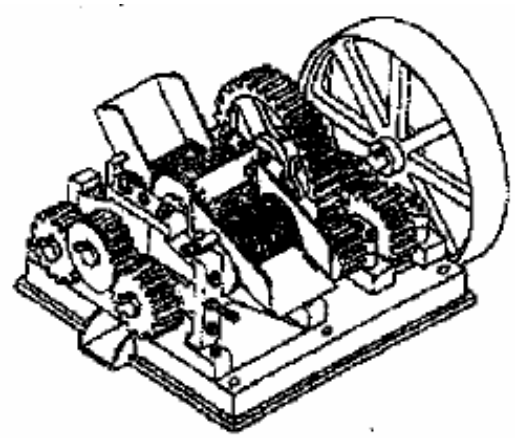


Figura Nº 1.2 *Molino horizontal.*

En la industria panelera los molinos más utilizados son los de tres mazas, pero en algunos trapiches de alta producción se utilizan molinos de cinco, así como también dos molinos de tres mazas colocados en serie, con el fin de aumentar el nivel de extracción.

1.4.3. PARTES PRINCIPALES DE UN TRAPICHE

En la Figura Nº 1.3 se muestran las partes principales de un molino horizontal. La potencia del motor se recibe a través de la polea o volante, identificado con el número (1). Posteriormente se transmite a la maza mayal o superior (3), por medio de dos pares de engranajes (2) que reducen la velocidad. Las mazas quebradora (4) y repasadora (6) reciben el movimiento por medio de piñones (7) colocados en el extremo de sus ejes. Las tres mazas van montadas sobre cojinetes planos (8) construidos en bronce, los cuales se soportan sobre las cureñas (9), que a su vez van instaladas sobre la base del molino (11).

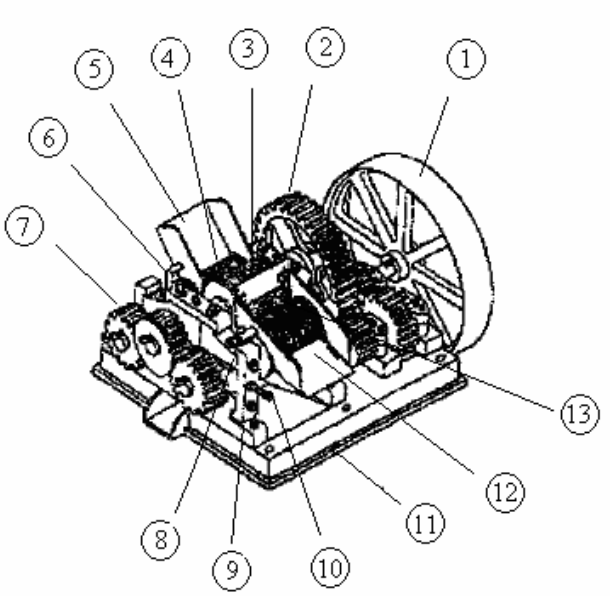


Figura Nº 1.3 *Partes principales del molino panelero.*

La caña se conduce por el portacañas (5) hacia el par quebrador conformado por la maza mayal y la quebradora, y sufre una primera extracción. Luego se guía por medio del tornabagazo o cuchillo (13) hacia el par repasador, formado por la maza mayal y la repasadora, donde se termina de extraer el jugo. El bagazo que queda adherido a las ranuras de las mazas mayal y repasadora es removido por los raspadores (12). La abertura o separación entre mazas se regula mediante los tornillos de calibración (10).

1.4.4. NÚMERO DE MAZAS

El número de mazas influye notablemente sobre el desempeño de los trapiches, especialmente sobre la extracción.

Existen prototipos de molinos de tres mazas, cinco mazas, etc.

La mayoría de los trapiches utilizados en la actualidad en la industria panelera son de tres mazas (Figura Nº 1.4) por la facilidad de manipulación en la extracción del jugo.

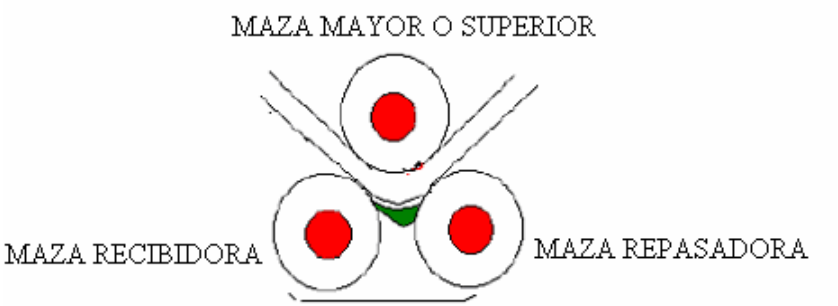


Figura Nº 1.4 *Trapiche de tres mazas.*

1.4.5. RANURADO DE MAZAS

Para facilitar el agarre de la caña y evitar el patinaje de la misma, las mazas poseen canales o ranuras circunferenciales de sección triangular. En la práctica *se* recomienda 55° como el valor más adecuado para el á ngulo de la ranura, pues se logra la proporcionalidad entre el paso (P) y la altura de la misma (Figura Nº 1.5).

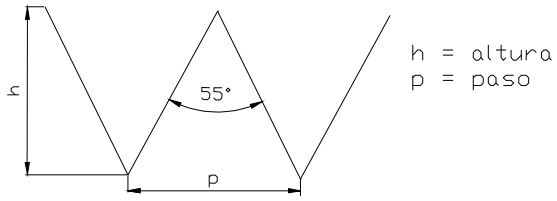
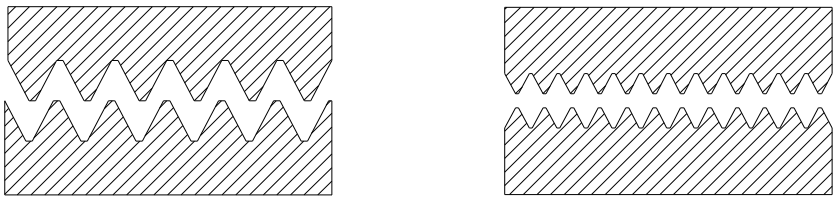


Figura Nº 1.5 *Detalle del ranurado de las mazas.*

Se conocen dos tipos de ranurados: tradicional y convergente (Figura Nº 1.6).



Convergente *Tradicional*

Figura Nº 1.6 *Tipos de ranurado de mazas.*

En un ensayo comparativo de los dos tipos de ranurado se encontró que con el convergente se obtiene un 14% más de capacidad y un aumento en la extracción en peso del 2%.

1.5. APARATOS EMPLEADOS EN LA PREPARACIÓN DE LA CAÑA

Los diversos aparatos que preceden a los molinos y que tienen como fin preparar la caña para, en seguida obtener la mayor utilidad de la presión de los molinos[1.5] son:

a) La desmenuzadora
b) La desfribadora.

1.5.1. DESMENUZADORAS

La desmenuzadora es la primera máquina con presión entre sus cilindros, que encuentra la caña al llegar a los cilindros. Está constituida por un molino, generalmente de dos mazas.

La función principal de la desmenuzadora es preparar la caña, facilitando la toma de ésta por los molinos y la extracción en ellos.

1.5.1.1. Tipos de Desmenuzadoras

Existen gran variedad de desmenuzadoras, pero entre las más utilizadas se encuentran:

a) Tipo Krajewski
b) Tipo Fulton

1.5.1.2. Desmenuzadoras tipo Krajewski

Estas desmenuzadoras se encuentran establecidas por varias aristas

[1.5] Fuente; E. HUGOT; “Manual para ingenieros azucareros; Edit. Continental, México

longitudinales a lo largo del cilindro, que toman a la caña más fácilmente sin que resbalen sobre la corteza lustrosa y cubierta de cera de las cañas (Figura Nº 1.7).

Figura Nº 1.7 *Cilindro de una desmenuzadora Krajewski*

Al mismo tiempo, las aristas tiran de la caña con una fuerza de atracción muy poderosa.

1.5.1.3. Desmenuzadoras tipo Fulton

Las mazas Fulton son en realidad cilindros de molinos acondicionados para servir en una desmenuzadora. Como una superficie de revolución, aún ranurada es poco propia para asir la caña se tallan chevrones helicoidales que forman muescas en el cruce de las ranuras verticales con las helicoidales (Figura Nº 1.8)

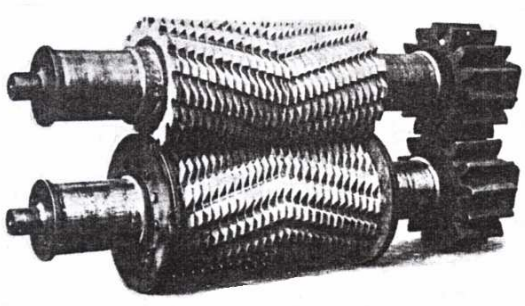


Figura Nº 1.8 *Cilindro de una desmenuzadora Fulton*

1.5.2. DESFIBRADORAS

La desfibradora es un aparato que se emplea para completar la preparación y desintegración de la caña y facilitar así la extracción del jugo por los molinos.

1.5.2.1. Tipos de Desfibradoras

Existen diversos tipos de desfibradoras, entre las cuales se destacan:

a) Desfibradoras de discos
b) Desfibradoras tipo Searby
c) Desfibradoras Maxwell

1.5.2.2. Desfibradoras de discos

Este tipo de desfibradora está formado por dos cilindros (Figura Nº 1.9) cuyo plano axial se inclina unos 45º sobre la horizontal. Cada cilindro se forma por la yuxtaposición de varios discos. Los dos cilindros engranan uno con el otro.

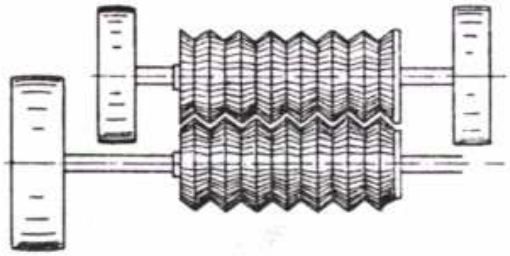


Figura Nº 1.9 *Desfibradora de discos (elevación)*

1.5.2.3. Desfibradoras tipo Searby

Está formada por una trituradora de martillos que trabaja dentro de una tolva de metal: la caña llega a su parte superior por una plataforma y sale triturada por entre las barras de choque colocadas en su parte inferior a una distancia pequeña del cilindro que soporta los martillos (Figura Nº 1.10)

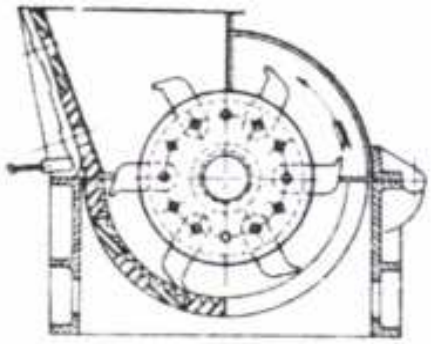


Figura Nº 1.10 *Desfibradora de tipo Searby (Gruendler)*

1.5.2.4. Desfibradoras Maxwell

Está formada por un cilindro de acero y está provisto de un cierto número de ranuras longitudinales (10 en general) en las que se insertan varios dientes (Figura Nº 1.11). Los dientes tienen dos filos: mientras que el filo del frente trabaja, el posterior se afila.

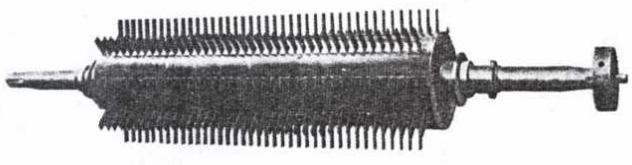


Figura Nº 1.11 *Rotor de la desfibradora Maxwell*

1.6. FUENTE DE ENERGÍA

Para el accionamiento de los molinos o trapiches paneleros se pueden utilizar fuentes de energía animal, hidráulica, eléctrica y motores de combustión interna[1.6].

a) *Energía animal:* Es utilizada para el accionamiento de los molinos verticales.

b) *Energía hidráulica:* Se utiliza tanto la rueda hidráulica como la turbina Banki.

c) *Energía eléctrica:* Se utilizan motores trifásicos.

d) *Motores de combustión interna*

Para el presente trabajo, en el accionamiento del trapiche se realiza el estudio de energía que se obtiene de la caída del agua desde cierta altura a un nivel inferior lo que provoca el movimiento de ruedas hidráulicas o turbinas.

La hidroelectricidad es un recurso natural disponible en las zonas que presentan suficiente cantidad de agua. Su desarrollo requiere construir pantanos, presas, canales de derivación, y la instalación de grandes turbinas y

[1.6] Fuente; www.uca.edu.sv/deptos/ccnn/dlc/pdf/turbinas.pdf

equipamiento para generar electricidad. Todo ello implica la inversión de grandes sumas de dinero. Sin embargo, el peso de las consideraciones medioambientales centra la atención en estas fuentes de energía renovables.

1.6.1. TECNOLOGÍAS DISPONIBLES

Para el caso de generación de energía, las turbinas son las más adecuadas para este tipo de trabajo, y éstas se clasifican en dos grupos: las turbinas de reacción y las de impulso. En el sentido estricto, puede decirse que todas las turbinas trabajan bajo una combinación de impulso y reacción pero digamos que hay una acción preponderante sobre el rodete (Ver Tabla Nº 1.2).

Por la patente:	Rueda hidráuilca
	Pelton
	Francis
	Hélice (alabes fijos)
	Banki
	Kaplan (alabes móviles)
Por la forma de transmisión de la energía:	Impulso (presión constante = presión atmosférica)
	Reacción (presión variable≠presión atmosférica)
Por la dirección del chorro del rodete:	Axiales (entrada paralela al eje)
	Radiales (entrada según el radio del rodete)
	Radioaxiales (entrada oblicua al eje)

	Tangenciales (entrada tangencial al rodete)

Tabla Nº 1.2 *Cuadro de clasificación general de las turbinas*

1.6.1.1. Rueda hidráulica

El más antiguo de los motores hidráulicos es la rueda hidráulica que está constituida por una serie de palas dispuestas en forma de rueda; en la cual el agua, al caer, choca contra las palas e impulsa a éstas con lo que se consigue el movimiento de la rueda, Figura Nº 1.12.

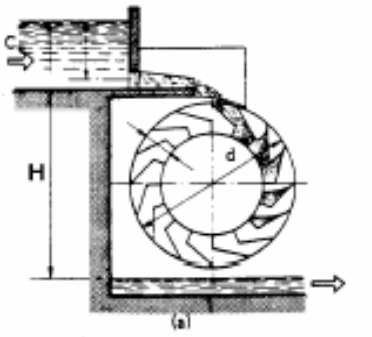


Figura Nº 1.12 *Rueda hidráulica con alimentación superior*

1.6.1.2. Turbina Pelton

Es una turbina de impulso y de acción tangencial. El agua es dirigida al rodete por medio de chiflones, la cual si es tipo horizontal podrá tener uno o dos chiflones, pero si es vertical podrá tener hasta ocho. Trabaja con cargas altas, 150 y 2200 metros, pero con gastos muy bajos, menores a los 30 m^3/s. Esta sometida a presión atmosférica, por lo que no podrá ser sumergida.

En caso de variación en el gasto, la eficiencia no se altera, pero es más sensible a los cambios de carga, Figura Nº 1.13.

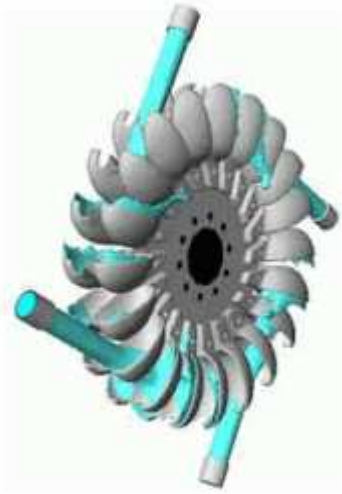


Figura Nº 1.13 *Turbina Pelton*

1.6.1.3. Turbina Francis

Es una turbina de reacción, radioaxial, generalmente centrípeta. Alabes móviles permiten ser accionados por el regulador de la turbina para variar el gasto y tomar cambios en la demanda.

Alabes de rodete fijo para cargas bajas y medias de 25 a 380 metros aproximadamente y gastos del orden de 30 a 200 m^3/s. Presión variable desde la entrada del rodete hasta abandonar el tubo de aspiración, Figura Nº 1.14.

La eficiencia es sensible tanto a la variación del gasto como a la carga.

Figura Nº 1.14 *Rodete de una turbina Francis*

1.6.1.4. Turbina Banki

También llamada de flujo transversal, tiene una entrada radial y admisión parcial. Consiste en dos tapas circulares unidas por medio de una serie de

álabes curvos ubicados en la periferia. El inyector está constituido por una paleta móvil que a su vez actúa de regulador del caudal. Ver Figura Nº 1.15.

Trabaja con cargas bajas, 3 y 50 metros, pero con gastos muy bajos, menores a los 15 m^3/s.

Figura Nº 1.15 *Turbina Banki*

1.7. OBJETIVOS

1.7.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un trapiche accionado mediante energía hidráulica, controlando el flujo del agua, para mejorar y aumentar la capacidad de molienda en fincas productoras de caña.

1.7.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Aplicar los conocimientos teóricos y prácticos adquiridos en la Facultad de Ingeniería Mecánica
- Aprovechar la energía hidráulica que abre un campo de la producción de energía motriz mediante el uso de nuestra geografía y conservando nuestro medio ambiente sin la utilización de energía contaminante.
- Investigar el mercado productor de extracción de jugo de caña.
- Diseñar y determinar los diferentes componentes de la máquina de tal manera que permita su fácil manejo, manipulación y mantenimiento.

- Diseñar un trapiche que este económicamente al alcance de los sectores dedicados a la molienda de caña.

1.8. ALCANCE

El presente proyecto está dirigido para las fincas productoras de derivados de caña, en la mayoría de los cuales el trabajo de molienda se realiza por medio de fuerza animal, proceso que demanda mucho tiempo y la producción es muy baja, ya que éste método es bastante deficiente y rudimentario y no cuentan con los recursos económicos suficientes para la adquisición de trapiches que funcionan con otro tipo de energía.

Muchos de los requerimientos de los productores es aprovechar el caudal de los ríos que disponen, para de esta forma obtener una fuente de energía a través de un mecanismo accionado por el propio movimiento del flujo que hace girar una rueda con álabes.

El propósito de realizar este trabajo está encaminado en el diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica como fuerza motriz ya que es autosuficiente y no requiere de energía adicional para su funcionamiento y vista la necesidad de la no disposición de fuentes de energía necesarias en las fincas.

Este trapiche debe estar ajustado específicamente a los requerimientos para este tipo de trabajo, ser económico, de fácil manejo y mantenimiento.

Uno de los principales beneficios es mejorar y aumentar la producción y a través de ello obtener mayores utilidades en medianos y grandes productores de caña.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. EL PROCESO DE MOLIENDA

El sustento teórico para este tema se tomó del libro: “MANUAL PARA INGENIEROS AZUCAREROS”; E. Hugot.; Editorial Continental; México 1976.

La molienda se lleva a cabo en trapiches cuyas características varían considerablemente.

El problema principal que se encuentra en la fase de proceso es el bajo rendimiento en la extracción del jugo, ocasionando:

- Pérdida de jugo que se queda en el bagazo, y
- Alto porcentaje de humedad en el bagazo

Para aumentar el rendimiento en el proceso de extracción se debe revisar frecuentemente el ajuste de las mazas y cilindros.

2.1.1. P ARÁMETROS FUNCIONALES DEL TRAPICHE

Los factores que determinan la capacidad son numerosos. Entre los más importantes se tiene:

- Dimensiones y velocidad de los cilindros y mazas
- Número de cilindros
- Presión en los molinos
- Personal

2.1.2. CAPACIDAD DE MOLIENDA

La capacidad de molienda [Cm] de un trapiche es la cantidad de caña que éste es capaz de pasar unidad de tiempo. Generalmente se expresa en toneladas de caña por día.

El tonelaje por hora significa que los molinos operan sin interrupción durante la hora que se considera. El tonelaje por día, se obtiene dividiendo el tonelaje que se maneja durante la zafra entre el número de días de trabajo, sin deducir las pequeñas interrupciones.

2.1.3. LA PRESIÓN EN LOS MOLINOS

La presión que se aplica en los cilindros varía según la cantidad de caña molida, su contenido de fibra, el largo y el diámetro de los rodillos, y otros factores.

La razón más evidente para regular la presión es la de compensar las variaciones en el volumen de caña que pasa a través del molino.

2.1.3.1. Fuerza normal ejercida por el cilindro a la caña

Para calcular la fuerza normal total ejercida por el cilindro a la caña se consideran dos cilindros cualesquiera que bien pueden ser, los 2 cilindros de entrada o los 2 cilindros de salida de una desmenuzadora o de un molino (Figura Nº 2.1).

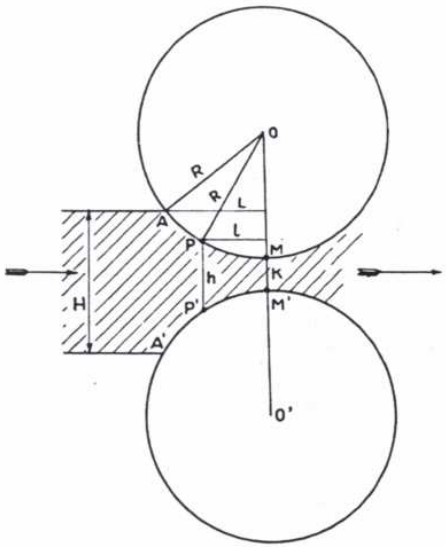


Figura Nº 2.1 *Presiones en el molino,* [HUGOT E., Pág. 132]

De la Figura Nº 2.1, se tiene:

R = radio medio de los cilindros = D/2

H = grueso del colchón de bagazo suelto a la entrada del molino

K = distancia entre las superficies medias de los 2 cilindros tomada en su plano axial común.

L = distancia desde el punto A, en el que el colchón de bagazo encuentra al cilindro, al plano axial entre los 2 cilindros.

En base a la Figura Nº 2.1, se obtiene la fuerza normal total:

$$P = \frac{P_M * L\sqrt{KD}}{3.5}$$

Ec.[2.1]

Considerando la sección PP' de bagazo correspondiente a *h.* En este momento la compresión tendrá un valor de:

$$c = \frac{h}{H}$$

Ec.[2.2]

La compresión se obtendrá en el momento del paso por el plano axial y tendrá un valor de:

$$C = \frac{K}{H}$$

Ec.[2.3]

2.1.3.2. Valor de la presión en los molinos

Existe evidentemente una relación entre la compresión del bagazo y la presión empleada para obtenerla, y está dada por la siguiente ecuación:

$$p = \frac{88}{(10c)^6}$$

Ec.[2.4]

Sustituyendo las ecuaciones de compresión de la Figura 2.1, se tiene el valor de la presión:

$$p = \frac{88}{10^6\left(C + \frac{l^2}{RH}\right)^6}$$

Ec.[2.5]

Para encontrar el valor de K (distancia entre las superficies medias de los 2 cilindros) utilizamos la ecuación de compresión máxima C;

$$C = 0.93 * \frac{Kf}{q}$$

Ec.[2.6]

Donde:

f = fibra de la caña en relación con la unidad

Entonces K, es igual a:

$$K = \frac{C * q}{0.93 * f}$$

Ec.[2.7]

Para obtener el valor de q (carga fibrosa = peso de la fibra por unidad de superficie del cilindro escrito), se expresa el trabajo de un molino en función de la carga fibrosa:

$$Cm * f = 60\pi.D.n.L.q$$

De esta ecuación despejamos q:

$$q = \frac{Cm * f}{60\pi.D.n.L}$$

Ec.[2.8]

Donde:

Cm = capacidad de molienda [Kg caña/hora]

n = velocidad de los cilindros [rpm]

2.2. FUNDAMENTOS DEL DISEÑO MECÁNICO

El sustento teórico para este tema se tomó del libro: “MANUAL DE DISEÑO MECÁNICO”; J. Shigley.; Edit. McGraw-Hill; Cuarta edición, México 1989.

Este tema tiene la finalidad de ilustrar y describir los distintos parámetros y ecuaciones que permiten determinar la geometría del trapiche.

2.2.1. RESISTENCIA

Es una propiedad intrínseca del elemento y depende de la clase y procesamiento del material.

Por ejemplo, un resorte con una resistencia S, el esfuerzo en este resorte es cero hasta que se monte en un dispositivo o máquina, en el cual se aplicara fuerzas externas al resorte, las cuales originaran esfuerzos, si se desmonta el resorte de la máquina sin que hubiese sufrido daño alguno su esfuerzo volvería a ser cero; pero su resistencia seguirá siendo S.

2.2.1.1. Materiales

Los materiales se clasifican en dos grandes grupos: dúctiles y frágiles.

DÚCTIL: es el material que puede deformarse, moldearse, malearse o extenderse con facilidad, Figura Nº 2.2:

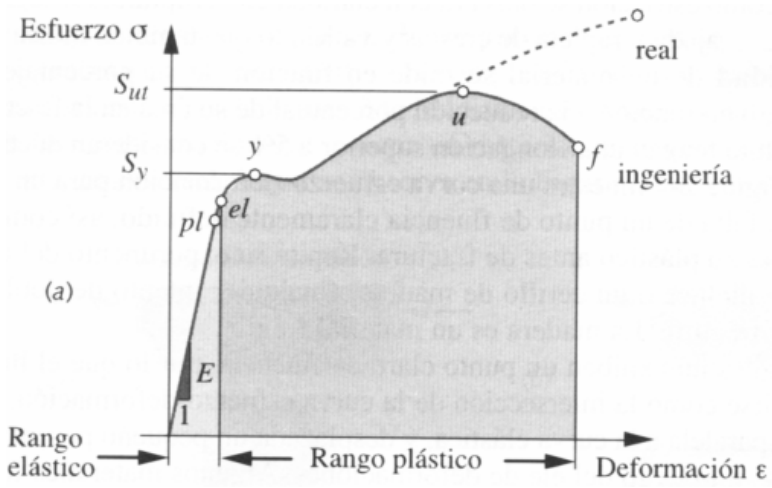


Figura Nº 2.2 *Curvas esfuerzo-deformación para un material dúctil.*

[NORTON, Pág. 61]

FRÁGIL: Es el material que se rompe o quiebra con facilidad, Figura Nº 2.3:

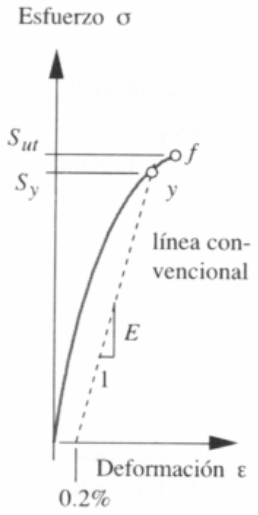


Figura Nº 2.3 *Curvas esfuerzo-deformación de un material frágil.*

[NORTON, Pág. 61]

De las Figuras Nº 2.2 y 2.3 se tienen:

pl = Límite de proporcionalidad

el= Límite de elasticidad

y = Punto de fluencia

u = Esfuerzo último o límite de resistencia

E = Módulo de elasticidad

ε = Deformación unitaria

S_{ut} = Esfuerzo de rotura

S_y = Esfuerzo de fluencia

2.2.2. EQUILIBRIO

Las características del movimiento de una partícula están determinadas por las características de la fuerza neta o resultante que actúa sobre ella, y su interrelación está descrita por las leyes del movimiento de Newton.

Por lo tanto, según la Primera Ley de Newton, una partícula está en equilibrio cuando la fuerza neta que actúa sobre ella es nula, condición única para que esté en equilibrio, así se tiene:

$$\sum F = 0$$

Ec.[2.9]

Donde:

$\sum F$ es la suma vectorial de todas las fuerzas que actúan sobre la partícula.

2.2.2.1. Diagramas de cuerpo libre

A fin de identificar correctamente todas las fuerzas potenciales y momentos en un sistema es necesario dibujar diagramas precisos de cuerpo libre de cada uno de los miembros del sistema. Estos diagramas deberán mostrar la forma general de la pieza con todas las fuerzas que actúan sobre ella.

2.2.3. CARGAS EN VIGAS

Una viga es cualquier elemento que soporta cargas de manera transversal a su eje longitudinal, y puede soportar cargas también en dirección axial. Una viga soportada en cada extremo sobre pasadores o soportes se dice que está simplemente apoyada.

Las vigas suelen analizarse como dispositivos estáticos, aunque las vibraciones y las aceleraciones pueden causar cargas dinámicas, como se observa en la Figura Nº 2.4.

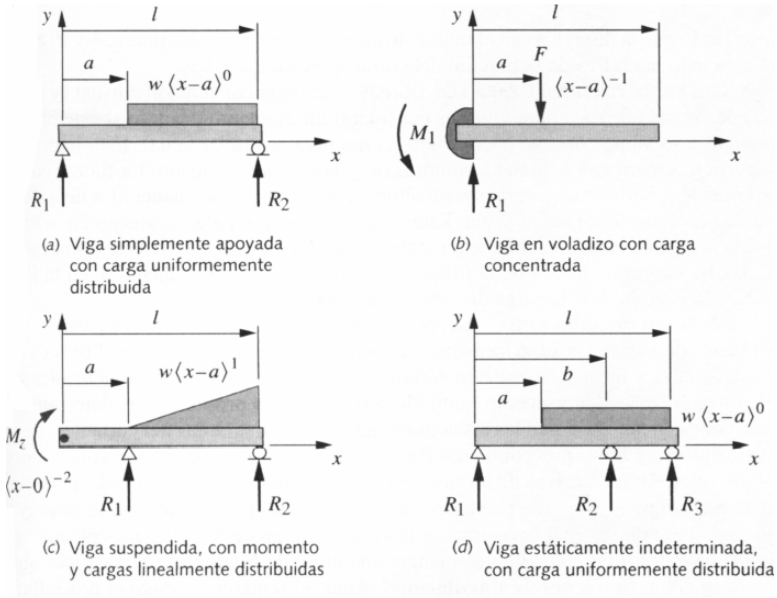


Figura Nº 2.4 *Tipos de vigas y de cargas sobre vigas.* [NORTON, Pág. 149]

2.2.3.1. Cortante y momento

Una viga puede quedar cargada con alguna combinación de fuerzas o momentos distribuidos y/o concentrados.

A su vez, las fuerzas aplicadas crearán en la viga fuerzas cortantes y momentos de flexión, Figura Nº 2.5. Un análisis de carga debe encontrar la magnitud y distribución espacial de estas fuerzas cortantes y los momentos de flexión en la viga.

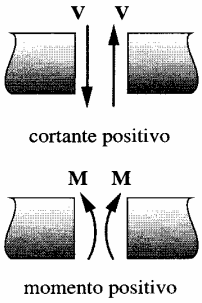


Figura Nº 2.5 *Fuerzas cortantes y momentos de flexión en vigas*
[NORTON, Pág. 150]

2.2.4. ESFUERZO EN FLEXIÓN

Se define al esfuerzo como una fuerza por unidad de área con unidades en psi ó Mpa. En un elemento sujeto a algunas fuerzas, los esfuerzos se distribuyen como una función continuamente variable dentro del continuo del material, ver Figura Nº 2.6.

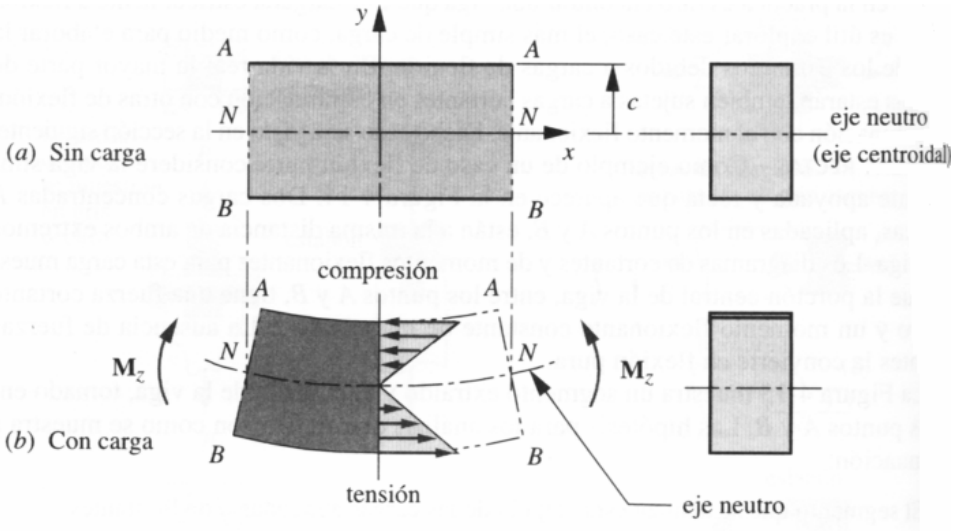


Figura Nº 2.6 *Segmento de viga recta a flexión pura* [NORTON, Pág. 194]

El esfuerzo máximo de flexión máximo ocurre en las fibras exteriores y se expresa de la forma:

$$\sigma_{máx} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Ec.[2.10]

Donde:

M es el momento de flexión aplicado en la sección en cuestión

c es la distancia del plano neutro a la fibra externa

I es el momento de inercia, para ejes huecos $I = \frac{\pi}{64}\left(D^4 - d^4\right)$

2.2.5. TORSIÓN

Se llama vector de par de torsión al vector momento que sea colineal con un eje de un elemento mecánico, ya que el momento hace que el elemento se tuerza respecto a ese eje.

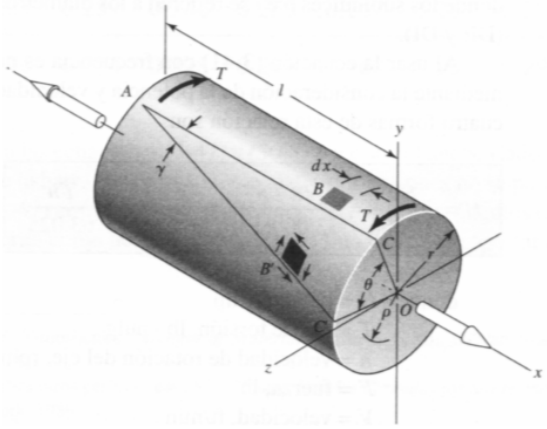


Figura Nº 2.7 *Par de torsión en una barra.* [SHIGLEY, Pág. 72]

De acuerdo a la Figura Nº 2.7, los vectores momento son las flechas huecas que se muestran en el eje x.

Para una barra sólida de sección circular, el esfuerzo cortante es cero en el centro y máximo en la superficie.

Entonces, el esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$$

Ec.[2.11]

Donde:

T es par de torsión

r es radio de la superficie exterior

J es el segundo momento polar del área J = $W = \frac{\pi}{32}\left(D^4 - d^4\right)$

2.2.6. CÍRCULO DE MOHR

Sirve para determinar en base a los esfuerzos ordinarios los esfuerzos principales que son los que nos interesan para el diseño.

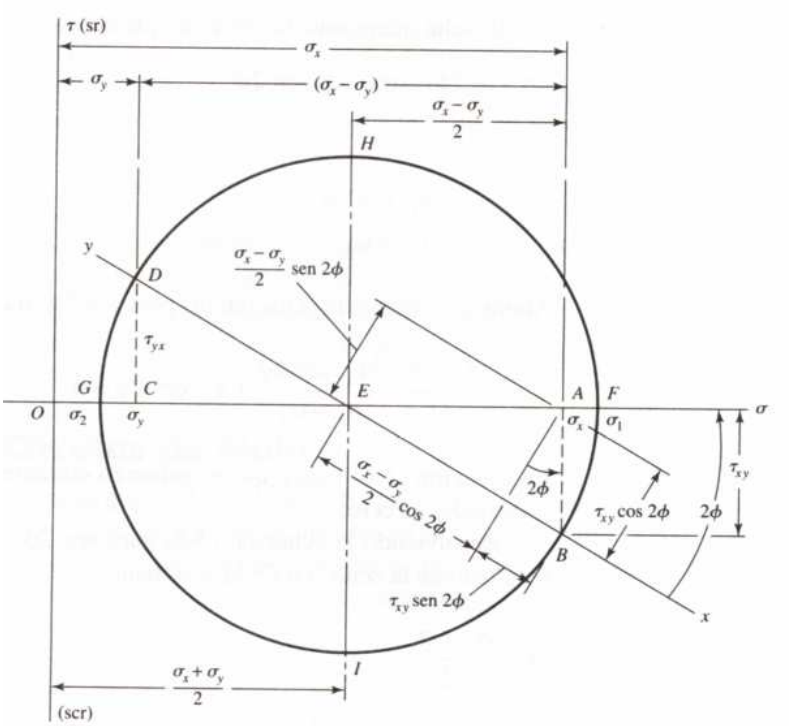


Figura Nº 2.8 *Diagrama del círculo de Mohr.* [SHIGLEY, Pág. 35]

Del círculo de Mohr se definen las siguientes fórmulas:

$$\sigma_A, \sigma_B = \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Ec.[2.12]

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Ec.[2.13]

$$\sigma_{\tau_1} = \sigma_{\tau_2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

Ec.[2.14]

2.2.7. DISEÑO ESTÁTICO

El diseño estático de los elementos mecánicos se aplica para cuando están sometidos a cargas estáticas, entendiéndose como cargas estáticas aquellas que no varían en el tiempo: en magnitud, en su punto de aplicación y en su dirección.

2.2.7.1. Teorías de falla para el diseño estático

Para el estudio de las teorías de falla para el diseño estático se establecen dos grupos de materiales los dúctiles (con la resistencia a la fluencia, Sy) y los frágiles (con las resistencias de rotura a la tracción y compresión).

- Dúctiles: Resistencia a la fluencia $Sy_t = Sy_c$
- Frágiles: Resistencia a la tracción (S_{ut}) y resistencia a la compresión (S_{uc}).

2.2.7.1.1. Teorías de los materiales dúctiles

El diseño estático de los materiales dúctiles cuenta con tres teorías, que son: del esfuerzo normal máximo, del esfuerzo cortante máximo y energía de la distorsión.

La teoría del esfuerzo normal máximo ya no es utilizada actualmente porque e insegura en el cuarto cuadrante, la teoría del esfuerzo cortante máximo es conservadora, y se utiliza para cálculo aproximado, la teoría de la energía de la distorsión es la más utilizada en el diseño por su mayor precisión.

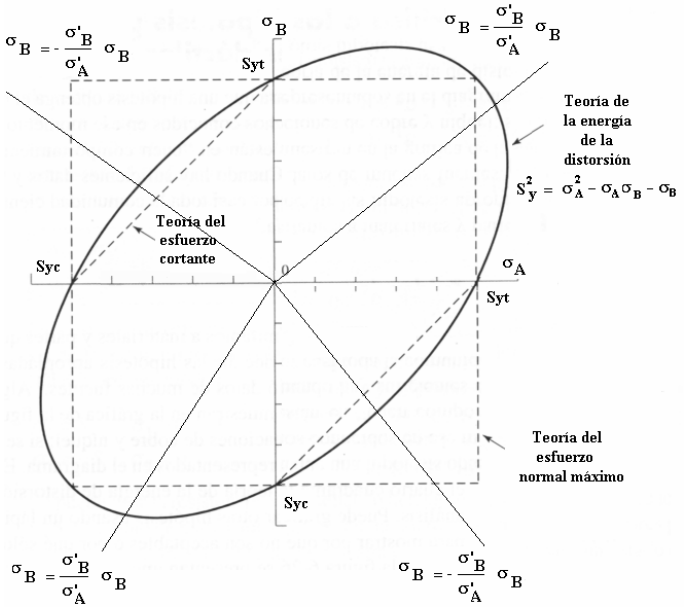


Figura Nº 2.9 *Comparación de las tres teorías de falla.* [NORTON, Pág. 298]

De la Figura Nº 2.9 se obtiene la siguiente ecuación de la teoría de la energía de la distorsión:

$$Sy^2 = \sigma_A{}^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B{}^2$$

Ec.[2.15]

2.2.7.2. Factor de diseño

El factor de diseño se aplica al factor utilizado para evaluar la condición segura de un elemento.

El factor de diseño es la relación que existe entre la carga última y la carga aplicada.

$$F.S. = \frac{Fu}{F}$$

Ec.[2.16]

Existen tres casos para aplicar el factor de diseño y depende de si un factor de diseño se determina con una sola cantidad o como un conjunto de componentes.

Así tenemos el caso 1, el factor de diseño se aplica a la resistencia, donde S y S_S son las resistencias y σ, τ son los esfuerzos de diseño normales y a corte.

$$F.S. = \frac{S}{\sigma} \quad \text{o} \quad F.S. = \frac{S_S}{\tau}$$

Ec.[2.17]

Para el caso 2, el factor de diseño se aplica a la carga o a los esfuerzos, donde $F_{P,}\sigma_P$, τ_P , son carga y esfuerzos permisibles, F, σ , τ son carga y esfuerzos de diseño.

$$F.S. = \frac{F_P}{F} \qquad F.S. = \frac{\sigma_P}{\sigma} \qquad F.S. = \frac{\tau_P}{\tau}$$

Ec.[2.18]

En el último caso, el factor de diseño es total o global, que puede descomponerse e varias componentes, y se utilizaran factores individuales para la resistencia y las para cargas o bien para los esfuerzos producidas por esas cargas.

2.2.8. DISEÑO DINÁMICO (FATIGA)

Cuando las cargas en los elementos varían en el tiempo, el problema para diseñarlos es distinto, para que resistan con seguridad tales efectos.

2.2.8.1. Límite de resistencia a la fatiga

Los ensayos de esfuerzos se prefieren a los ensayos de deformación para los límites de fatiga.

La relación del límite de resistencia a la fatiga de la probeta $Se´$ con la resistencia a la tensión S_{ut} se indica en el Figura 2.10 según pruebas realizadas.

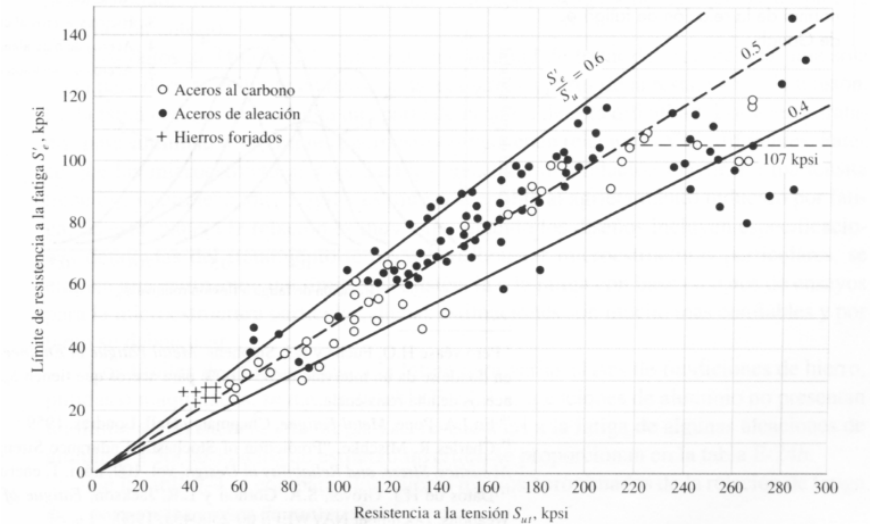


Figura Nº 2.10 *Límite de resistencia a la fatiga,* [SHIGLEY, Pág. 293]

Para los materiales dúctiles y frágiles, se determina en base a la media estadística (50% de confiabilidad), como se indica en la Tabla 2.1:

MATERIAL	***RELACIÓN***	***CONDICIÓN***
Dúctil	$Se' = 0.5Sut$	$Su_t \leq 200Kpsi$
	$Se' = 100\,Kpsi$	$Su_t > 200Kpsi$
Frágil	$Se' = 0.45Sut$	$Su_t \leq 88Kpsi$
	$Se' = 40Kpsi$	$Su_t > 88Kpsi$

Tabla Nº 2.1 *Valores del limite de resistencia a la fatiga*

2.2.8.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Se ha identificado factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura, y varios otros puntos. De esto se ha obtenido la siguiente ecuación:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

Ec.[2.19]

Donde:

S_e = Limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' = Limite de resistencia a la fatiga de la probeta

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de confiabilidad

k_d = Factor de temperatura

k_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzo

k_f = Factor de efectos diversos

2.2.8.2.1. Factor de superficie

El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión.

El valor de k_a determina a través de la Figura Nº 2.11:

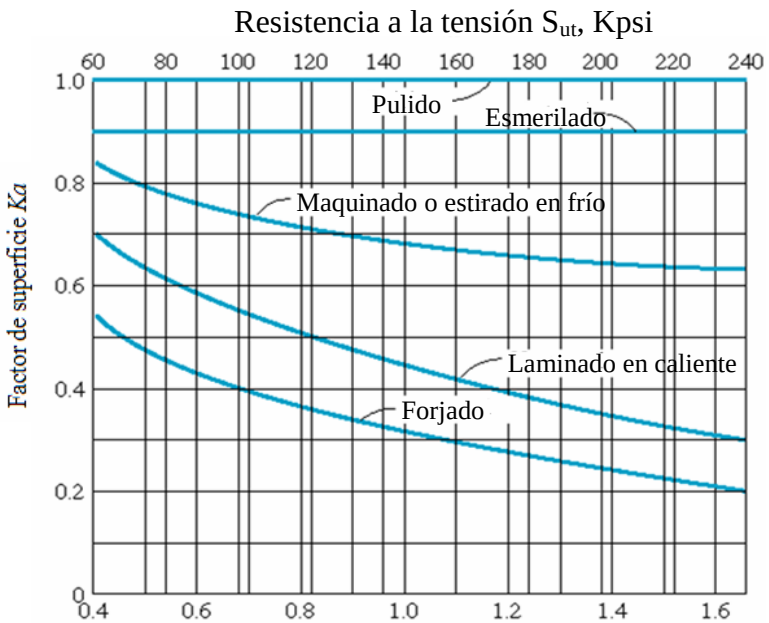


Figura Nº 2.11 *Factores de modificación de acabado superficial*

2.2.8.2.2. Factor de tamaño

Los resultados para casos de barras redondas en flexión y torsión se expresan como:

$$k_b = \begin{cases} 0.869.d^{-0.097} & \text{Si} \quad 0.3'' < d < 10'' \\ 1 & \text{Si} \quad d \leq 0.3'' \\ 1.189.d^{-0.097} & \text{Si} \quad 8mm < d < 250mm \end{cases}$$

2.2.8.2.3. Factor de confiabilidad

Las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño junto con el respectivo factor de confiabilidad se tienen de la Tabla Nº 2.2

Confiabilidad	**Factor de confiabilidad k_c**
0.50	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.999 9	0.702
0.999 99	0.659
0.999 999	0.620
0.999 999 9	0.584
0.999 999 99	0.551
0.999 999 999	0.520

Tabla Nº 2.2 *Factores de confiabilidad k_c*

2.2.8.2.4. Factor de temperatura

Los materiales trabajan a distintas temperaturas cambiando las propiedades mecánicas de los mismos por lo que el valor de k_d se determina mediante:

$$k_d = 1 \quad \text{Si} \quad \text{T} \le 450^{\circ}\text{C}\,(840^{\circ}\text{F})$$
$$k_d = 1 - \left(5.8 \cdot 10^{-3}\right) * (T - 450) \quad \text{Si} \quad 450^{\circ}\text{C} < \text{T} \le 550^{\circ}\text{C}$$
$$k_d = 1 - \left(3.2 \cdot 10^{-3}\right) * (T - 840) \quad \text{Si} \quad 840^{\circ}\text{F} < \text{T} \le 1020^{\circ} F$$

2.2.8.2.5. Factor de concentración de esfuerzos

Los elementos mecánicos poseen agujeros, ranuras, muescas u otras clases de discontinuidades, los cuales alteran la distribución del esfuerzo.

De acuerdo a las fórmulas siguientes:

$$\sigma_{\max} = k_t . \sigma_o \qquad \text{y} \qquad \tau_{\max} = K_{ts} . \tau_o$$

Ec.[2.20]

Los valores de K_t y K_{ts} se determinan en la Tabla Nº A-26 del anexo del Manual de diseño mecánico; J. Shigley.

En *diseño estático* los materiales dúctiles no experimentan concentrador de tensiones; pero, los aceros de alta resistencia y baja ductilidad, aceros endurecidos superficialmente, y los materiales frágiles si les afecta el concentrador de tensiones.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1), \quad \text{ó} \qquad k_{fs} = 1 + q_s (k_{ts} - 1)$$

Ec.[2.21]

donde: $k_e = \dfrac{1}{k_f}$, ó $k_{es} = \dfrac{1}{k_{ts}}$

Ec.[2.22]

A flexión o carga axial:

$$k_e = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{1 + q(k_t - 1)}$$ Ec.[2.23]

Donde, q = sensibilidad a la ranura o entalles a flexión

Si $q = 0$ $k_f = 1$

Si $q = 1$ $k_f = k_t$

A torsión:

$$k_{es} = \frac{1}{k_{fs}} = \frac{1}{1 + q_s (k_{ts} - 1)} \qquad \text{Ec.[2.24]}$$

Donde, q_s = sensibilidad a la ranura o entalles a torsión

Si $q_s = 0$ $k_{fs} = 1$

Si $q_s = 1$ $k_{fs} = k_{ts}$

En el caso de flexión y torsión, el factor sería: $k_e = k_{ef} * k_{es}$.

El valor de q se obtiene de la Figura 7-18 para cargas axial y flexión y Figura 7-19 para torsión del Manual de Diseño Mecánico; J. Shigley.

2.2.8.2.6. Factor de efectos diversos

Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles

Se considera este valor solo en el caso de análisis de engranes, como un mejoramiento al límite de resistencia a la fatiga ($kf > 1$), por lo tanto, en general se considera $kf = 1$.

2.2.8.3. Componentes de los esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias, por lo tanto es conveniente descomponer los esfuerzos, tanto normales como cortantes, de la siguiente manera:

$\tau_{\max}, \sigma_{\max}$ = *esfuerzos máximos*
$\tau_{\min}, \sigma_{\min}$ = *esfuerzos mínimos*
τ_a, σ_a = *amplitud del esfuerzos*
τ_m, σ_m = *esfuerzos medios*
τ_r, σ_r = *intervalo total del esfuerzo*
τ_s, σ_s = *esfuerzos estáticos*

Las siguientes relaciones se deducen de la Figura Nº 2.12:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{máx} + \sigma_{mín})}{2}$$

Ec.[2.25]

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{máx} - \sigma_{mín})}{2}$$

Ec.[2.26]

$$\sigma_r = 2\sigma_a$$

Ec.[2.27]

$$\tau_m = \frac{(\tau_{máx} + \tau_{mín})}{2}$$

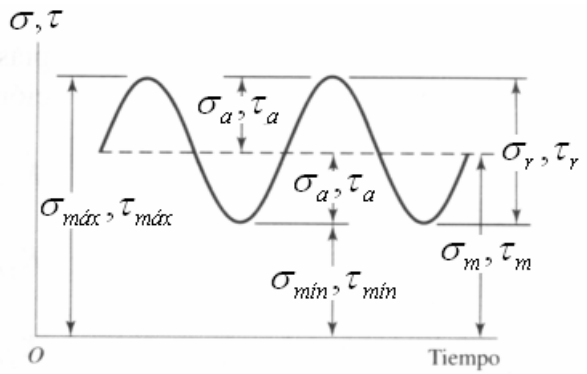
Ec.[2.28]

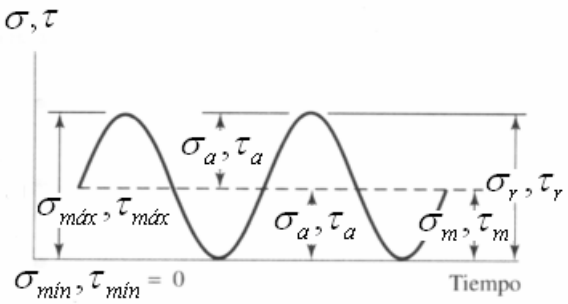
$$\tau_a = \frac{(\tau_{máx} - \tau_{mín})}{2}$$

Ec.[2.29]

$$\tau_r = 2\tau_a$$

Ec.[2.30]





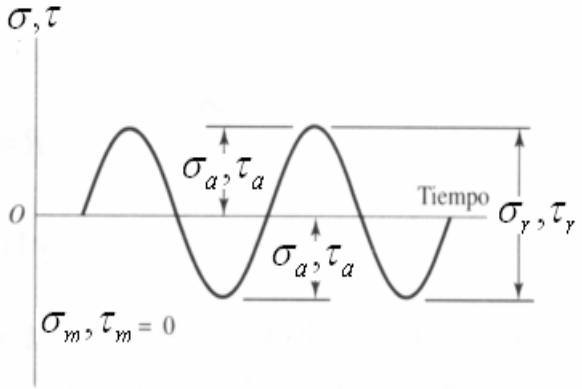


Figura Nº 2.12 *Relaciones esfuerzos normales y cortantes-tiempo*

2.2.8.4. Resistencia en esfuerzos fluctuantes normales

Una vez definidas las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzo fluctuante, conviene variar el esfuerzo medio y su amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos.

Por lo general se emplean los siguientes métodos:

a) Diagrama de Goodman modificado
b) Diagrama en el que se indica la línea modificada de Goodman
c) Línea de Soderberg

Los esfuerzos normales puros a tensión y compresión se observan en el diagrama de Goodman modificado, Figura Nº 2.13

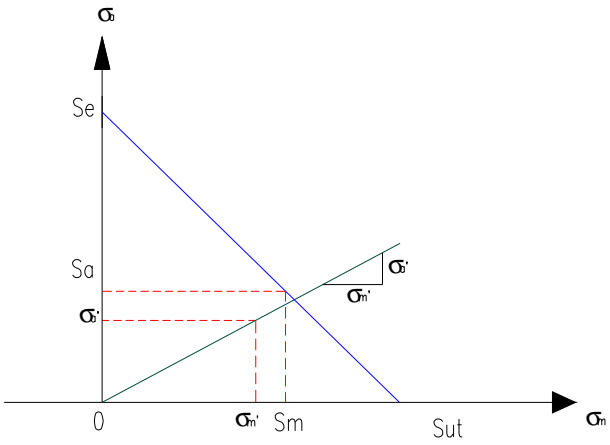


Figura Nº 2.13 *Diagrama de fatiga para encontrar* σ_a y σ_m

De la Figura Nº 2.13 se tienen la siguiente ecuación:

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'}\right)}$$

Ec.[2.31]

Donde:

S_m = resistencia media

σ_a' = esfuerzo de von Mises alternante

σ_m' = esfuerzo de von Mises medio

2.2.8.5. Factor de seguridad

En este caso el factor de seguridad contra la falla por fatiga está dado por la ecuación:

$$F.S. = \frac{S_m}{\sigma_m'}$$

Ec.[2.32]

2.2.8.6. Esfuerzos debidos a cargas combinadas

Para aplicar la teoría se determinan dos elementos de esfuerzos: uno para los esfuerzos medios y otro para los alternantes. Luego se trazan dos círculos de Mohr, uno para cada elemento, y se evalúa los esfuerzos medios principales con un círculo, y los alternantes principales mediante el otro. A continuación se definen los esfuerzos de von Mises, medio y alternante.

$$\sigma_a' = \sqrt{(\sigma_{x_a})^2 + 3(\tau_{xy_a})^2} = \sigma_{x_a} \qquad \text{Ec.[2.33]}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{(\sigma_{x_m})^2 + 3(\tau_{xy_m})^2} = \tau_{xy_m} \cdot \sqrt{3} \qquad \text{Ec.[2.34]}$$

2.3. DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS

2.3.1. EJES DE TRANSMISIÓN

Ejes de transmisión son elementos cilíndricos de sección circular, que pueden estar fijos o girando, sobre los que se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, así como otros elementos de fuerza o potencia. Están sometidos a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión que actúan individualmente o combinadas.

2.3.1.1. Diseño para cargas estáticas

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo circular, sometido a cargas combinadas de flexión y de torsión, Figura Nº 2. 14, son:

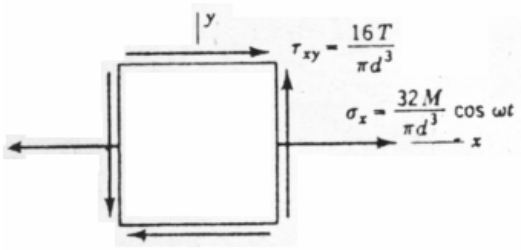


Figura Nº 2.14 *Elemento de esfuerzo de espesor unitario,* [SHIGLEY, Pág. 733]

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi \cdot d^3} \qquad \tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi . d^3}$$

Ec.[2.35]

Donde:

σ_x = esfuerzo de flexión

τ_{xy} = esfuerzo de torsión

d = diámetro del eje

M = momento flexionante en la sección crítica

T = momento torsionante en la sección crítica

Para determinar las dimensiones requeridas de un elemento de máquina que debe soportar un esfuerzo continuo y uno alternante de la misma clase, se emplea el método de Soderberg, de éste método se deduce algunas de sus ecuaciones.

Para determinar el diámetro aproximado de un eje de transmisión se emplea la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{16FS}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Ec.[2.36]

2.3.1.2. Cálculo de la potencia

Para determinar la potencia que se va a transmitir al eje por lo general se necesita encontrar el momento de torsión T y la velocidad del eje rotatorio.

A continuación se incluye la fórmula correspondiente para determinar la potencia.

$$P = \frac{2\pi * T * N}{(33000)(12)}[hp]$$

Ec.[2.37]

Donde:

T = Momento torsor [lb.pulg]

N = Velocidad de rotación [rpm]

2.3.2. ENGRANAJES RECTOS

Los engranajes o ruedas dentadas constituyen uno de los mejores medios para la transmisión de movimiento de rotación de un eje a otro.

2.3.2.1. Nomenclatura

En la Figura Nº 2.15 se determinan los elementos importantes en la nomenclatura de las ruedas dentadas de dientes rectos.

Circunferencia de paso.- Es aquella en la que se basa los cálculos, las circunferencias de paso de los engranajes rectos conectados son tangentes como se indica en la Figura Nº 2.15.

Paso circular (p).- Es la medida del arco sobre la circunferencia de paso entre puntos homólogos entre dos dientes consecutivos.

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N} = \pi \cdot n \qquad \text{Ec.[2.38]}$$

Donde:

d= Diámetro de paso de la rueda.

N= Número de dientes por pulgada.

M= Módulo [mm]

Paso diametral (P).- Es la relación del número de dientes al diámetro de paso expresado en pulgadas.

$$P = \frac{N}{d} \qquad \text{Ec.[2.39]}$$

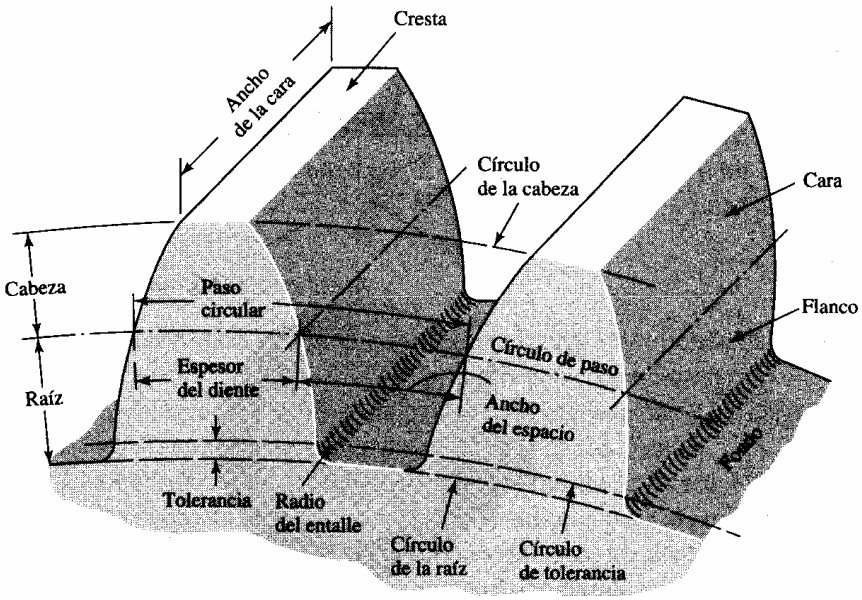


Figura Nº 2.15 *Nomenclatura de los dientes de los engranajes rectos*

Se determinan las dimensiones más importantes en base a las siguientes fórmulas:

- Número de dientes [z]: $z = \frac{Dp}{m}$

Ec.[2.40]

- Paso p]: $p = m * \pi$

Ec.[2.41]

- Anchura del diente [F]: $F = 6 * m$

Ec.[2.42]

- Paso diametral [P]: $P = \frac{\pi}{p}$

Ec.[2.43]

2.3.2.2. Análisis de fuerzas en los engranajes de dientes rectos

Para análisis de las fuerzas en los engranajes de dientes rectos se le asigna el número 1 al bastidor, el 2 al engranaje de entrada y por el número

3,4,…etc, a los demás engranajes, los ejes con las letras a,b,c,…,etc, las fuerzas F_{23}, fuerza del engranaje 2 contra el engranaje 3, la fuerza F_{a2}, fuerza del árbol contra el engranaje 2, torque $T_{a2,}$ es el torque del eje “a” sobre el engranaje 2, etc, las reacciones entre dientes ocurren a lo largo de la línea de presión, como se indica en la Figura Nº 2.16:

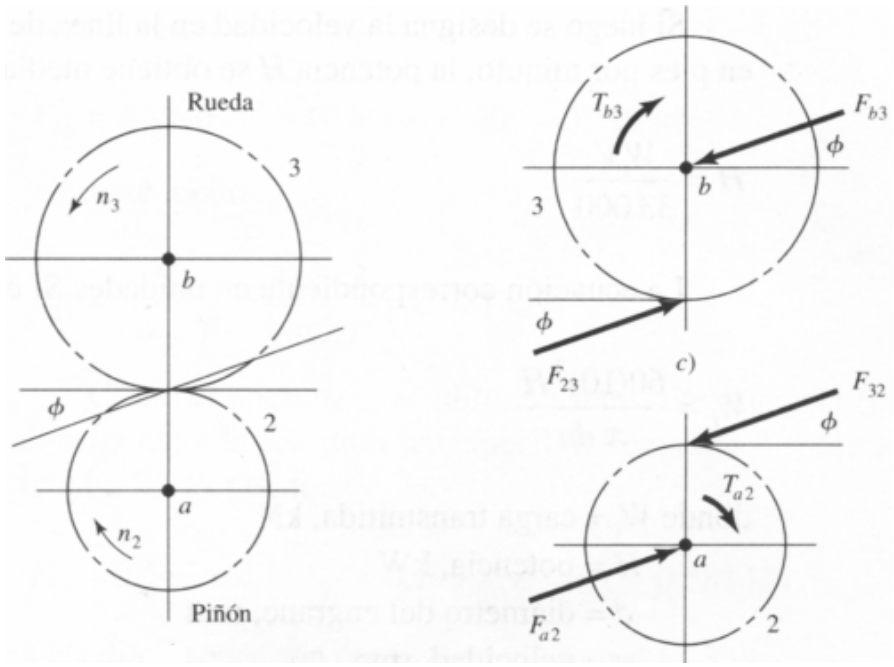


Figura Nº 2.16 *Diagrama de cuerpo libre de fuerzas y momentos*

Para encontrar los valores de las fuerzas normales aplicadas sobre los cilindros y mazas se determinan a través de la fuerza normal ejercida en cada una de estas sobre la longitud de las mismas.

$$F_{Nxy} = F_{Nyx} = \frac{P}{L}\left[Kgf\ /\ mm\right]$$

Ec.[2.44]

Donde:

$F_{Nxy} = F_{Nyx}$ = fuerzas normales distribuidas sobre los cilindros ó mazas.

P = fuerza normal total

L = longitud de cilindros ó mazas.

Debido al contacto entre el cilindro ó maza y la caña se produce un rozamiento que se debe a las irregularidades microscópicas de las superficies. Por lo tanto la ecuación para la fuerza de rozamiento, viene dado por:

$$F_r = \mu.N$$

Ec.[2.45]

Siendo:

$\mu = 0.4$ (caña - acero); [HUGOT E., Pág. 189]

$N =$ fuerza normal ejercida sobre los cilindros

Dado que los engranes transmiten par de torsión cuando se conjugan se determina su momento torsor.

Momento torsor en los cilindros ó mazas:

$$T_M = F_r * R_M$$

Ec.[2.46]

Siendo:

F_r la fuerza de rozamiento entre engranajes

R_M el radio de cilindros ó mazas

El momento torsor en los engranajes, viene dado por:

$$T_E = F_E{}^t * R_E$$

Ec.[2.47]

Siendo:

$F_E{}^t$ la componente tangencial de la fuerza aplicada en el engranajes

R_E el radio de los engranajes

Las fuerzas radiales, se determinan por:

$$F_E{}^r = F_E{}^t * \tan\theta$$

Ec.[2.48]

Siendo:

$F_E{}^t$ la componente radial de la fuerza aplicada en el engrane

θ el ángulo de presión en un engranaje [20º]

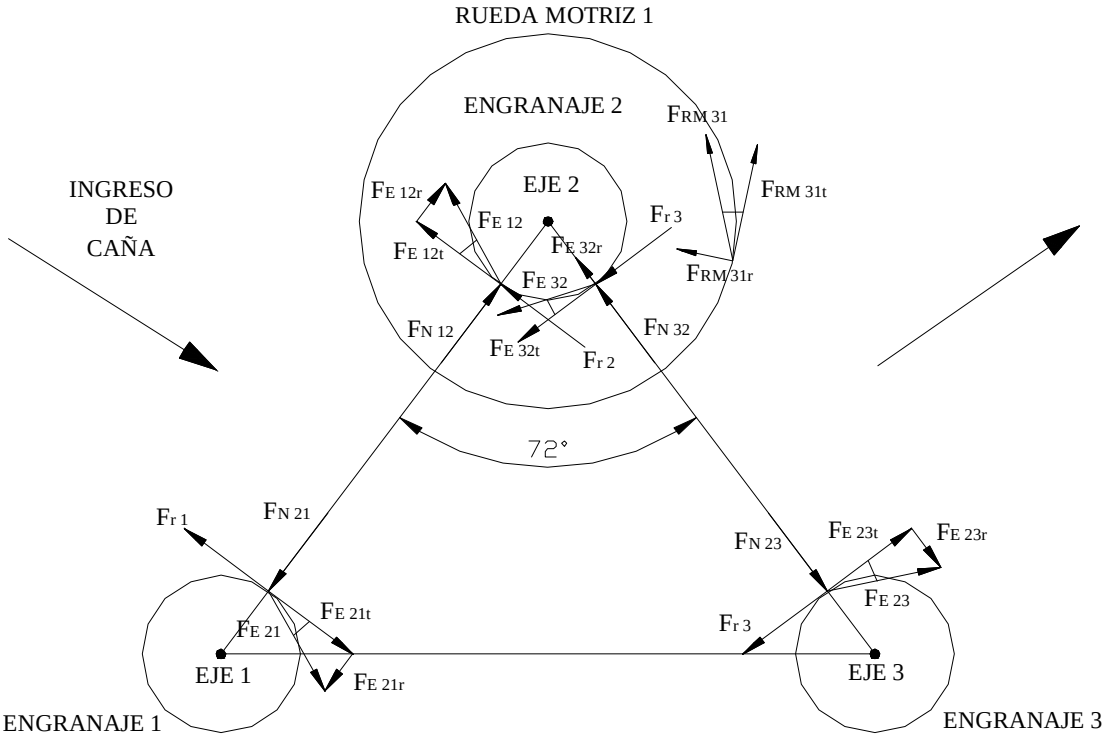


Figura Nº 2.17 *Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [desmenuzadora]*

De acuerdo a la Figura Nº 2.17, se obtienen las distintas fuerzas que actúan en la desmenuzadora, a través de un diagrama de equilibrio para los distintos ejes.

Para encontrar el momento torsor producido en la rueda motriz Nº 1, se lo realiza de la siguiente manera:

$$T_{RM1} = T_{E2} + T_{M2}$$

Ec.[2.49]

Siendo:

T_{E2} el momento torsor producido en el engranaje Nº 2

T_{M2} el momento torsor producido en la maza Nº 2

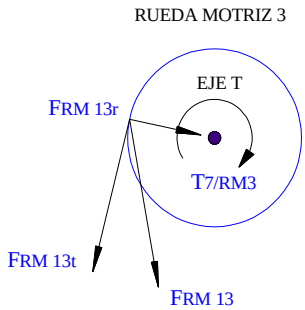


Figura Nº 2.18 *Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 3.*

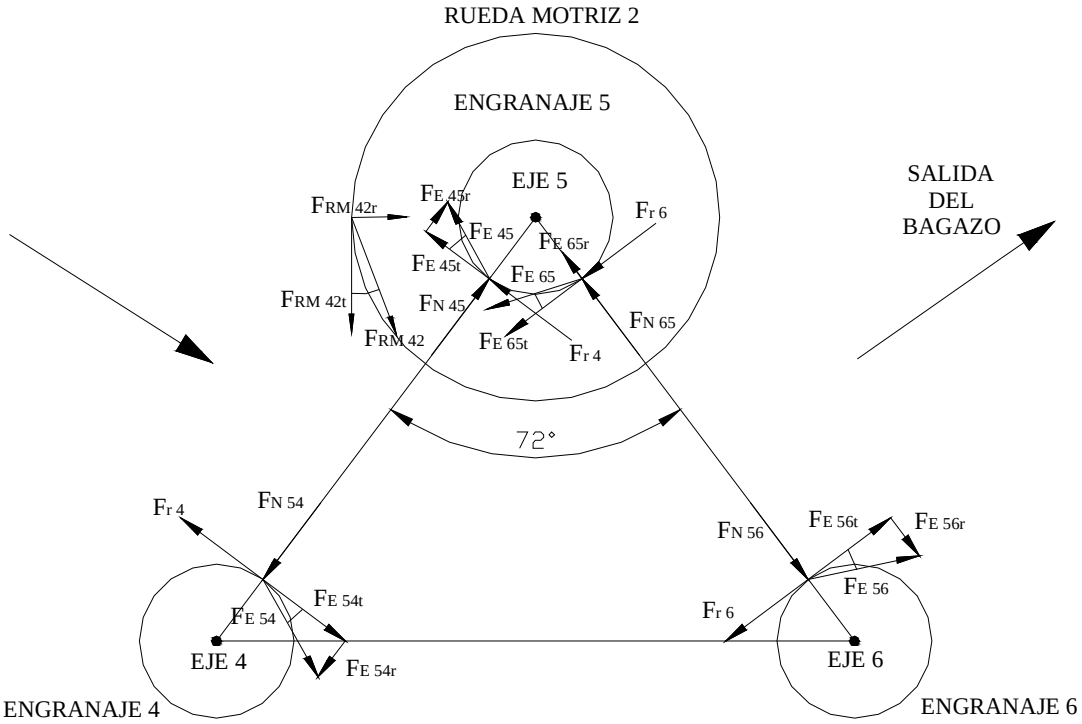


Figura Nº 2.19 *Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [molino]*

De acuerdo al Figura Nº 2.19, para encontrar el momento torsor producido en la rueda motriz Nº 2, se lo realiza de la siguiente manera:

$$T_{RM\,2} = T_{E5} + T_{M\,5}$$

Ec.[2.50]

Siendo:

T_{E5} el momento torsor producido en el engranaje Nº 5

$T_{M\,5}$ el momento torsor producido en la maza Nº 5

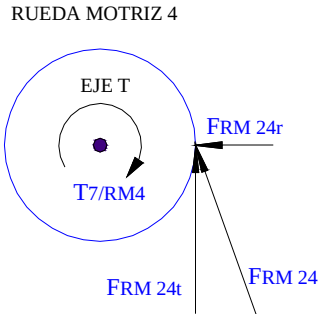


Figura Nº 2.20 *Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 4.*

2.3.2.3. Diseño estático

Mediante la utilización de la Figura Nº 2.21, se puede determinar su factor de seguridad.

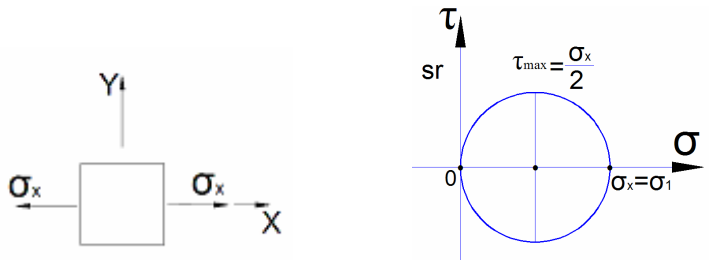
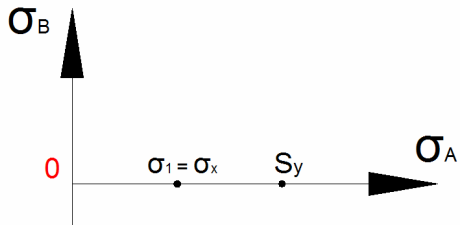


Figura Nº 2.21 *Elemento ordinario de esfuerzos y círculo de Mohr.*

Considerando un material dúctil y la teoría del la Energía de la Distorsión, se tiene:



Se determina el factor de seguridad estático mediante la siguiente ecuación:

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_x} \qquad \text{Ec.[2.51]}$$

Entonces:

$$\sigma_x = \frac{W_t \cdot P}{F \cdot Y \cdot K_v} \qquad \text{Ec.[2.52]}$$

Donde:

W_t = Carga transmitida $[lbf]$

Y = Factor de forma de Lewis

K_v = Factor estático

P = Paso diametral $[dientes / plg]$

F = Ancho de cara $[plg]$

2.3.2.4. Determinación de los esfuerzos (flexión)

Los esfuerzos en una rueda de diente recto se los estudia en el diente como se indica en la Figura Nº 2.22 se desprecia los esfuerzos producidos por la fuerza radial, y solo se diseña el diente a flexión, a cambio de esto se eleva el factor de diseño.

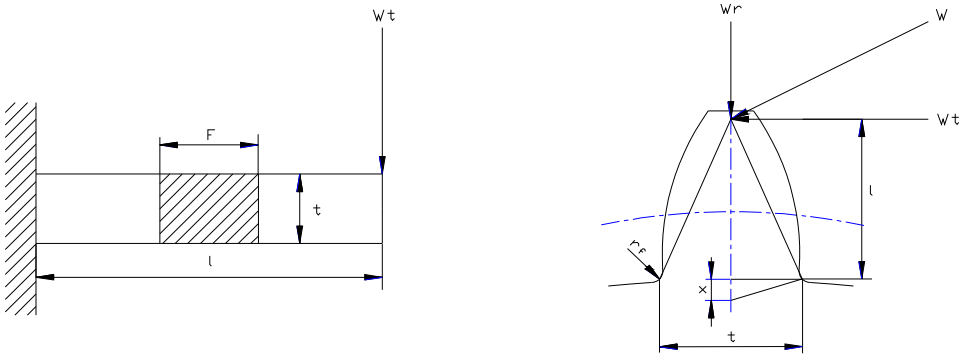


Figura Nº 2.22*Sección transversal de un diente*

Se establece una fórmula para el diseño estático a flexión y otra expresión para el diseño dinámico.

Debido a los efectos dinámicos que generan los engranes por las velocidades variadas que emiten ruido, se debe considerar un factor K_v, donde:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{k_v \cdot F \cdot Y}$$

Ec.[2.53]

Donde:

W_t = Carga transmitida $[lbf]$

Y = Factor de forma de Lewis

K_v = Factor dinámico

P = Paso diametral $[dientes / plg]$

F = Ancho de cara $[plg]$

El factor dinámico K_v, se determina de la ecuación:

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V}; \qquad V = \frac{\pi d \cdot n}{12}$$

Ec.[2.54]

Donde:

V = velocidad en la línea de paso $[pies/minuto]$

d = diámetro primitivo $[plg]$

n = número de revoluciones $[rpm]$

2.3.2.5. Esfuerzos dinámicos

Debido a la concentración de esfuerzos en la base del diente se aumenta el esfuerzo a un esfuerzo máximo, que en este caso se le va a considerar en la fórmula de los esfuerzos, como se indica a continuación:

$J \rightarrow$ factor geométrico de concentración de esfuerzos, determinado en base a la geometría del diente del engrane.

$$J = \frac{Y}{k_f}$$

Ec.[2.55]

Donde:

Y = Factor de forma de Lewis

k_f = Concentrador de esfuerzo

Por lo tanto:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{K_v \cdot F \cdot J}$$

Ec.[2.56]

2.3.2.6. Factor de diseño dinámico n_G para engranes

Para calcular el factor de seguridad n_G de los engranes puede emplearse la fórmula: $n_G = K_0 \cdot K_m \cdot F.S.$

Ec.[2.57]

Donde:

F.S. = Factor ordinario de seguridad

K_o= Factor de sobrecarga

K_m= Factor de distribución de carga

De acuerdo a la ecuación [2.57] se puede determinar:

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma}$$

Ec.[2.58]

2.3.2.7. Durabilidad fatiga superficial

La resistencia a la fatiga en la superficie que corresponde a los aceros está dado por:

$$S_C = 0.4HB - 10\,[kpsi]$$

Ec.[2.59]

$HB =$ Dureza Brinell de la superficie más suave en contacto.

Según la AGMA recomienda modificar el límite de fatiga de superficie con la ecuación:

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_C$$

Ec.[2.60]

Donde:

$S_H = Límite\ de\ \ fatiga\ \text{sup}\ erficial$

$C_L = Factor\ de\ duración\ o\ vida$

$C_H = Factor\ de\ relación\ de\ dureza$

$C_T = Factor\ de\ temperatura$

$C_R = Factor\ de\ confiabilidad$

El factor de seguridad para los engranes, está definido por:

$$n_G = \frac{Wtp}{Wt}$$

Ec.[2.61]

Siendo:

$Wtp =$ Carga tangencial permisible

$Wt =$ Carga tangencial

La ecuación [2.60] depende también de factores de seguridad contra fallas en la superficie y está dado por:

$$n_G = C_o \cdot C_m \cdot F.S.$$

Ec.[2.62]

$C_o = K_o$ = factor de sobrecarga

$C_m = K_m$ = factor de distribución de la carga

Entonces para calcular la carga tangencial permisible se lo realiza con la ecuación:

$$Wtp = \left(\frac{S_H}{Cp}\right)^2 \times Cv \cdot F \cdot dp \cdot I$$

Ec.[2.63]

Donde:

Cp = coeficiente elástico

Cv = factor de velocidad

I = factor de configuración geométrica

El factor de configuración geométrica para engranes rectos está definido por:

$$I = \frac{Sen\phi \cdot Cos\phi}{2} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Ec.[2.64]

Donde:

m_G = relación de velocidad

ϕ = ángulo de presión

2.3.3. JUNTAS SOLDADAS

Debido a que la soldadura utiliza calor en la operación esto produce por lo general esfuerzos es por ello que se debe realizar un procedimiento de mejora de calidad para garantizar su diseño[2.1].

2.3.3.1. Soldaduras a tope

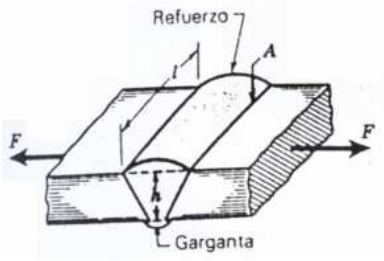


Figura Nº 2.23 *Soldadura típica a tope*. [SHIGLEY, Pág. 440]

[2.1] Fuente; TESIS: Diseño y construcción de un prototipo de molino de rodillos para cacao.

En base a la Figura Nº 2.23, para cargas de tensión o de compresión el esfuerzo normal medio está definido por:

$$\sigma = \frac{F}{hl}$$

Ec.[2.65]

Donde:

h = medida de la garganta

l = longitud de la soldadura

2.3.3.2. Torsión en juntas soldadas

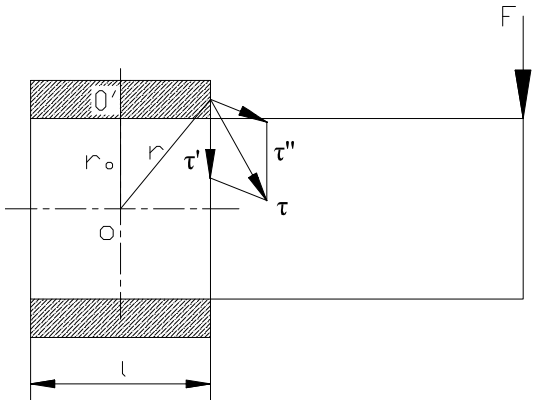


Figura Nº 2.24 *Junta con momento de torsión*. [SHIGLEY, Pág. 446]

De acuerdo al Figura Nº 2.24, la reacción en el soporte o empotramiento de un voladizo consiste siempre en una fuerza cortante V y un momento M. La fuerza produce cortante primario en las juntas, dado por:

$$\tau = \frac{V}{A_f}$$

Ec.[2.66]

Donde:

A_f = área efectiva de un cordón de soldadura

2.4. ENERGÍA HIDRÁULICA

Para convertir la energía hidráulica en energía mecánica se utiliza una máquina hidráulica, utilizando para el caso máquinas motrices conocidas como turbinas[2.2].

A continuación se realiza una exposición de los principios simples y fundamentales en los cuales se basa el diseño de la turbina Banki.

2.4.1. DISEÑO HIDRÁULICO DE LA TURBINA BANKI

El diseño de esta turbina se lo realiza en base al Manual de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), que contiene los criterios técnicos necesarios para diseñar, establecer series estandarizadas, y fabricar este tipo de turbinas.

2.4.2. PARÁMETROS Y ECUACIONES FUNDAMENTALES

El parámetro necesario para el diseño de la turbina lo constituye el número óptimo de revoluciones con que operará la turbina, y se tiene a través de la siguiente fórmula:

$$N = \frac{39.85 * H^{1/2}}{De}$$

Ec.[2.67]

Donde:

N es el número de revoluciones óptimas en RPM

De es el diámetro exterior del rodete, en metros

H es el salto neto aprovechable, en metros

2.4.2.1. Rango de aplicación de las turbinas

El número específico de revoluciones Nq y Ns para determinar que valores se encuentren dentro del rango permitido para turbina Michell-Banki,

[2.2] Fuente; Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas.

están dados por las siguientes ecuaciones:

$$N_q = N.\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad N_s = N.\frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Ec.[2.68]

Donde:

Q es el caudal máximo que fluye por la turbina, en m^3/s.

P es la potencia de la turbina, en C.V.

Nq es el número específico de revoluciones expresado en función del caudal Q.

Ns es el número específico de revoluciones expresado en función del salto neto H.

TIPO DE TURBINA	Nq	Ns
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4-13	14-42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5-22	17-73
Turbina Michell-Banki	*18-60*	*60-200*
Turbina Francis Lenta	18-38	69-125
Turbina Francis Normal	38-68	125-225
Turbina Francis Rápida	68-135	225-450
Turbinas Axiales	105-300	350-1000

Tabla Nº 2.3 *Rango de aplicación de turbinas hidráulicas*, [OLADE; Pág.9]

2.4.2.2. Diagramas de velocidad

Para obtener las dimensiones y geometría de la turbina se determinan las siguientes características.

Considerando que el rodete recibe un doble impulso, se tiene dos entradas y dos salidas para generar potencia en el eje, obteniendo el triángulo de velocidades de la Figura Nº 2.25

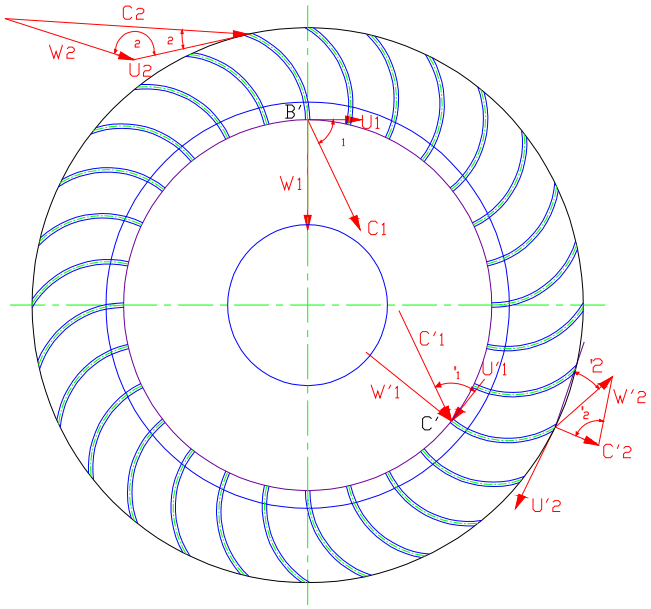


Figura 2.25 *Triángulo de velocidades del rodete,* [INE; Pág.5]

Donde:

C = Componente total de la velocidad del fluido.

U = Velocidad periférica del rodete.

W = Velocidad relativa del fluido respecto al álabe.

2.4.2.3. Altura de Euler

Según la teoría de las turbomáquinas, se tiene la ecuación de Euler[2.3], de la cual una de sus formas es la siguiente:

$$g.H_E = \frac{u_2^{\ 2} - u_2'^{2}}{2} + \frac{w_2'^{2} - w_2^{\ 2}}{2} + \frac{c_2^{\ 2} - c_2'^{2}}{2}$$ Ec.[2.69]

El primer término de esta ecuación representa la variación de energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la máquina; el segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma; el tercer término, finalmente, traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida.

Por ser una turbina de acción, H_p altura de presión; se tiene

$$H_p = \frac{u_2^{\ 2} - u_2'^{2}}{2} + \frac{w_2'^{2} - w_2^{\ 2}}{2}$$ Ec.[2.70]

Para una turbina de acción $H_p = 0$

Entonces, la altura de Euler es:

$$H_E = \frac{c_2^{\ 2} - c_2'^{2}}{2g}$$

Ec.[2.71]

Los perfiles de los álabes del rodete de una turbina, se determinan en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar estos diagramas, es necesario definir la velocidad de salida del agua del inyector, la que se determina en base a la Ecuación de Bernoulli aplicada entre la superficie del reservorio y la salida del inyector.

$$\frac{P_O}{\gamma} + \frac{C_O^{\ 2}}{2g} + Z_O = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^{\ 2}}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i$$

Ec.[2.72]

En donde:

- Co y Ci, representan la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente, Figura Nº 26.
- Po y Pi, representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente. En este caso ambas presiones se pueden considerar iguales a la atmósfera cuando la descarga de la turbina se realiza sin tubo de succión.

- Zo y Zi, representan los niveles topográficos, en la superficie del reservorio y la posición del inyector respectivamente, y su diferencia es igual al salto bruto.
- γ y g, representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad respectivamente.
- ΔH_t, es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión.
- ΔH_i, es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las

[2.3] Fuente; Resumen: http://fain.uncoma.edu.ar/centraleshidraulicas/archivos/UNIDAD6-3.PDF

paredes del inyector.

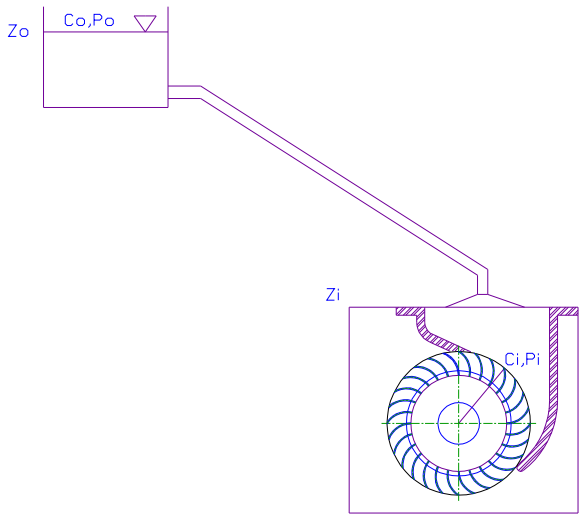


Figura Nº 2.26 *Reservorio e inyector.*

La velocidad de salida del agua del inyector queda expresada por:

$$C_i = Kc * \sqrt{2gH}$$

Ec.[2.73]

Siendo:

Kc: coeficiente de velocidad del inyector

La velocidad se expresa por;

$$U_2 = Ku * C_2 * Cos\alpha_2$$

Ec.[2.74]

Siendo:

Ku: coeficiente de velocidad tangencial.

Con estas velocidades se determina la velocidad relativa.

$$W_2 = C_2.\sqrt{1 - Ku.(2 - Ku).Cos^2\alpha_2}$$

Ec.[2.75]

Y con el ángulo β_2 se concluye la construcción del diagrama de velocidades, mostrado en la Figura Nº 2.27, en la entrada del rodete.

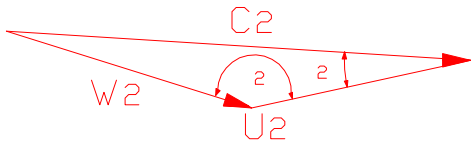


Figura Nº 2.27 *Triángulo de velocidades en la entrada del rodete*

En el interior del rodete, se cumple que los triángulos de velocidades son iguales, por lo tanto se llega a la conclusión de que:

$$\beta'_1 = \beta_1 = 90^o$$

A la salida del agua del rodete, se forma un diagrama de velocidades, Figura Nº 2.28 en el que:

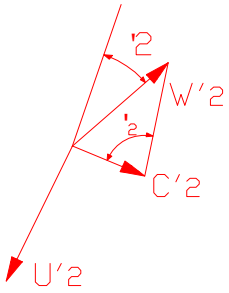


Figura Nº 2.28 *Triángulo de velocidades en la salida del rodete*

$$U'_2 = U_2 = Ku * C_2 * Cos\alpha_2 \qquad \text{Ec.[2.76]}$$

$$\beta_2 = 180 - \beta'_2$$

Ec.[2.77]

$$\beta'_2 = arcSen\left[\frac{Sen\alpha_2}{(1 - Ku(2 - Ku)Cos^2\alpha_2)^{1/2}}\right]$$

Ec.[2.78]

La velocidad relativa estaría expresada por:

$$W'_2 = K_f . W_2$$

Ec.[2.79]

Donde:

K_f: es el coeficiente de velocidad relativa

Con estas velocidades se obtiene la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, expresada por:

$$C'_2 = C_2 \sqrt{K_f{}^2 \,(1 - Ku\,(2 - Ku)\,Cos^2\,\alpha_2 + Ku^2\,Cos^2\alpha_2 \;- 2\,K_f Cos^2\,\alpha_2\,(1 - Ku)\,Ku)}$$

Ec.[2.80]

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión:

$$\alpha'_2 = \text{arcSen}\left|\frac{K_f .Sen^2\,\beta_2 .\sqrt{1 - Ku\,(2 - Ku)\,Cos^2\,\alpha_2}}{\sqrt{K_f{}^2 + Ku.Cos^2\alpha_2\,(Ku - K_f{}^2\,(2 - Ku) - K_f)}}\right|$$

Ec.[2.81]

2.4.2.4. Dimensionamiento del inyector

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor [Figura Nº 2.29], una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo óptimo constante óptimo en cada punto de la curva. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto.

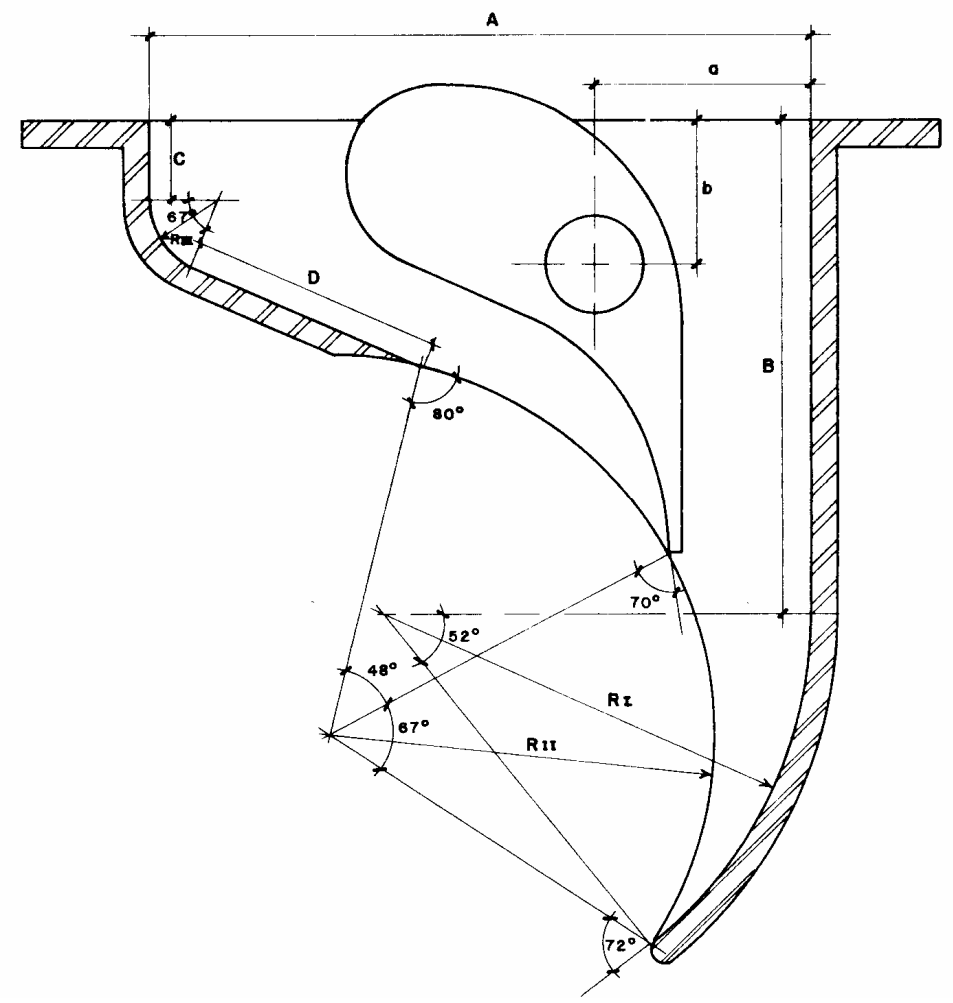


Figura Nº 2.29 *Geometría del inyector,* [OLADE, Pág. 24]

Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como también una adecuada orientación y regulación de este flujo hacia los álabes del rodete.

La única dimensión que varía en función del salto y caudal con que se diseña la turbina es el ancho del inyector, una fórmula práctica para determinar el ancho del inyector, se expresa por:

$$Bi = \frac{0.96\mathrm{Q}}{\mathrm{De}.\sqrt{\mathrm{H}}}$$

Ec.[2.82]

Tabla Nº 2.4 *Dimensiones del perfil del rodete e inyector,* [OLADE, Pág. 26]

DIMENSIONES DEL PERFIL DEL RODETE

COTA (mm)	DIÁMETRO DE RODETE - De (mm)			
	300	400	500	600
Di	100	133	167	200
Rc	110	147	183	220
r	49	65	82	98

DIMENSIONES DEL PERFIL DEL INYECTOR

COTA (mm)	DIÁMETRO DE RODETE - De (mm)			
	300	400	500	600
A	261	348	435	522
C	31	41	52	62
D	102	136	170	204
a	85	113	142	170
b	55	73	92	10
R_I	168	224	280	336
R_{II}	151	201	252	302
R_{III}	28	37	47	56
R_1	94	125	157	188
R_2	39	52	65	78
R_3	31	41	52	62
R_4	60	80	100	120
R_5	100	133	167	200
R_6	70	93	117	140
R_7	133	177	222	266
x	35	47	58	70
y	116	155	193	232
ℓ_1	51	6 8	85	102
ℓ_2	98	131	163	196
ℓ_3	20	27	33	40

De la Tabla Nº 2.4 se selecciona todas las dimensiones del perfil del rodete y del perfil del inyector para poder estructurar su geometría tomando como base el diámetro exterior del rodete.

2.4.2.5. Ancho del rodete

El siguiente paso es determinar el ancho de la turbina de acuerdo con el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H y $Q^{2.3}$.

Tenemos por lo tanto el ancho del rodete [Br], Figura Nº 2.30 tiene la siguiente expresión:

$$Br = 0.259.\frac{Q}{k_c.De.\sqrt{H}.x_z}$$

Ec.[2.83]

El coeficiente x_z varía entre 0,05 y 0,35.

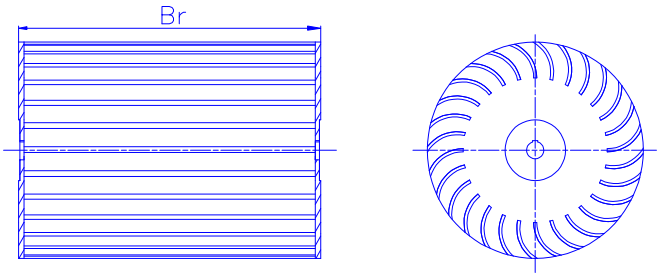


Figura Nº 2.30 *Geometría del rodete*

2.4.2.6. Eficiencia de la turbina

La eficiencia de la turbina viene dado por:

$$\eta_T = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v$$

Ec.[2.84]

Donde:

η_h = eficiencia hidráulica (debido a la fricción)

η_m = eficiencia mecánica (debido a pérdidas mecánicas se considera despreciable)

η_v = eficiencia volumétrica (debido a pérdidas en los intersticios del rodete es aproximadamente 82%).

Determinamos la eficiencia hidráulica de la turbina, mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_h.g.H = U_2.C_2.\text{Cos}\,\alpha_2 - U'_2.C'_2.\text{Cos}\,\alpha'_2$$

Ec.[2.85]

2.4.2.7. Fuerzas en los álabes

La fuerza en el álabe está dada por el flujo que recibe[2.4]. El cálculo de esta fuerza se basa en la Figura Nº 2.31.

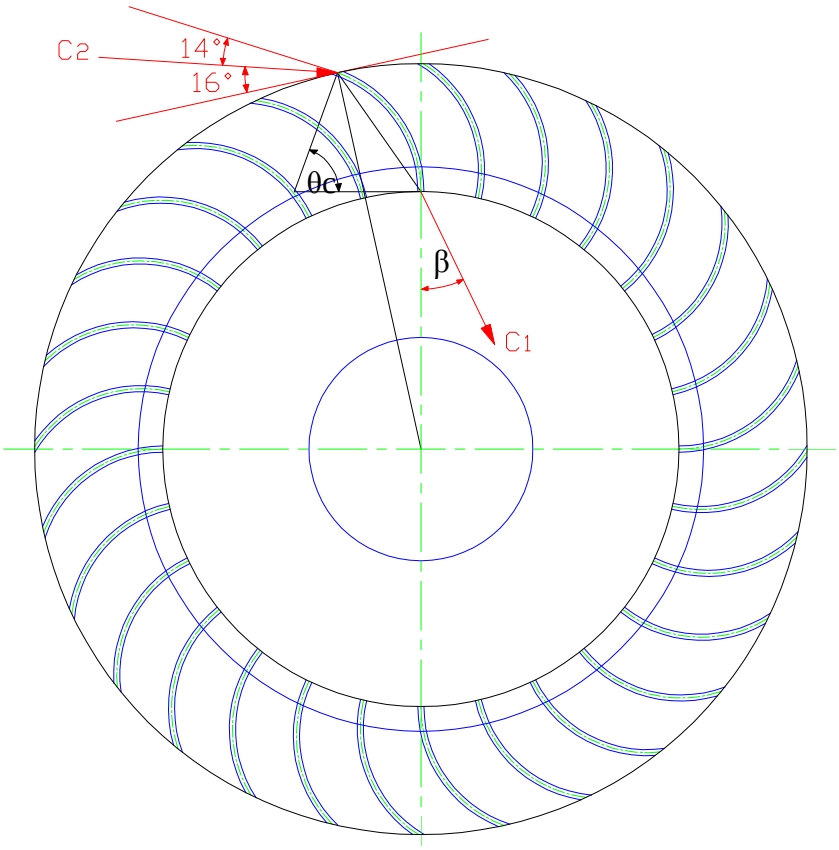


Figura Nº 2.31 *Valor de los ángulos de los álabes,* [INE, Pág. 11]

De la ecuación de cantidad de movimiento:

$$F = \int \rho . \bar{V} . \bar{V} . dA$$

Ec.[2.86]

Se obtienen las componentes de la fuerza aplicada en el álabe.

$$\sum Fx = 429.38 * Qa * \sqrt{H} * (Cos14^{o} - Sen\beta) \quad [Kgf]$$

Ec.[2.87]

[2.4] Fuente; Turbinas Banki, Norma INE, 1989

$$\sum Fy = 429.38 * Qa * \sqrt{H} * (Sen14^{o} + Cos\beta) \quad [Kgf]$$

Ec.[2.88]

Donde:

$$Qa = \frac{Q_T}{W}$$

Ec.[2.89]

Qa = caudal que ingresa en un álabe

Q_T = caudal total

$$W = \frac{z * \varphi}{360}$$

Ec.[2.90]

φ = ángulo de admisión = 110º

z = número de álabes

2.4.2.7.1. Efectos de la fuerza centrífuga

Se tiene la siguiente relación:

$$Pa = k.l \qquad \text{Ec.[2.91]}$$

Donde:

Pa = peso de cada álabe $[Kgf]$

k = factor de correción: 5.9181

l = longitud del álabe $[m]$

Entonces:

$$l = Br + \frac{Np + 0.5}{100} \qquad \text{Ec.[2.92]}$$

Br = ancho del rodete

Np = número de platos del rodete

La fuerza centrífuga está expresada por:

$$Fc = m.w^2.\mathrm{Re} \qquad \text{Ec.[2.93]}$$

Donde:

m = masa del álabe $[Kg]$

w = velocidad angular $[rad/s]$

Re = radio exterior del rodete = De/2 $[m]$

Entonces:

$$Fc = 3.61\frac{Pa * H}{De} \qquad \text{Ec.[2.94]}$$

La fuerza en el álabe en un caso crítico se obtiene según la Figura Nº 2.32.

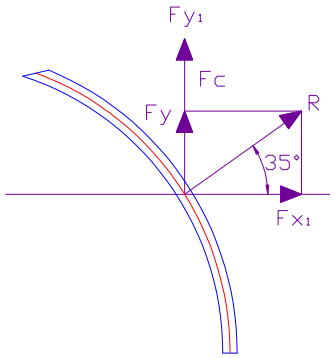


Figura Nº 2.32 *Fuerza total sobre el álabe,* [INE, Pág.13]

Donde:

R = Resultante total de las fuerzas en el álabe = $R = \sqrt{\sum Fx^2 + \sum Fy^2}$

Sus componentes en los ejes están dados por:

$$\sum Fx_1 = R * Cos35^o \qquad \text{Ec.[2.95]}$$

$$\sum Fy_1 = Fc + R.Sen35^o \qquad \text{Ec.[2.96]}$$

2.4.2.7.2. Torques en los álabes

El momento torsor producido en el álabe se debe a la fuerza tangencial y está dado por:

$$Mt = F_{Ta}{}^{t} * \mathrm{Re} \qquad \text{Ec.[2.97]}$$

Donde:

$F_{Ta}^{\ t}$ = componente tangencial de la fuerza total sobre el álabe.

Re = radio de rodete.

2.4.2.8. Fuerzas en el inyector

Las fuerzas presentes en el inyector[2.5] están representadas en la Figura Nº 2.33.

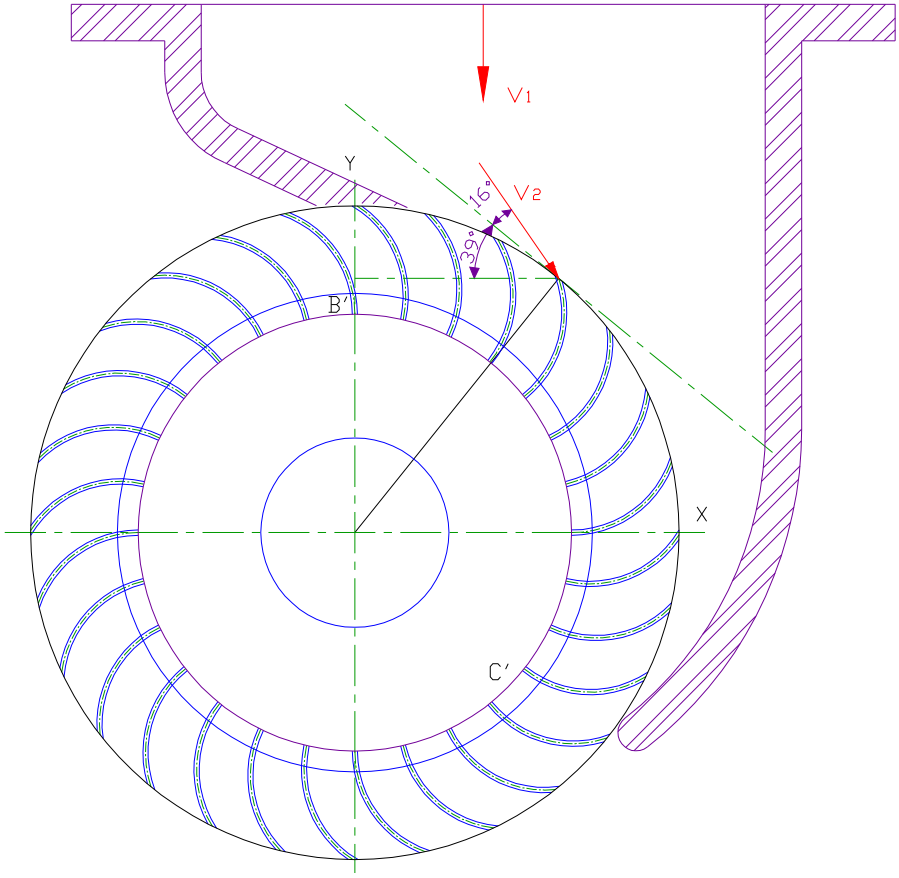


Figura Nº 2.33 *Fuerzas en el inyector*

Según la ecuación de cantidad de movimiento

$$F = \int \rho . \bar{V} . \bar{V} . dA$$

Obtenemos las componentes de las fuerzas en *x* e *y.*

$$Fx = \frac{\rho \cdot Q}{g}\left(V_2 . \cos 55^o\right)$$
$$Fy = \frac{\rho \cdot Q}{g}\left(V_1 - V_2 . sen 55^o\right) \qquad \text{Ec.[2.98]}$$

Se conoce los valores de las velocidades, por:

$$V_1 = \sqrt{2gH}$$
$$V_2 = 0.95\sqrt{2gH} \qquad \text{Ec.[2.99]}$$

[2.5] Fuente; Tesis: Turbina Michell-Banki de 10 Kw; Cevallos-Merino, Marzo 1982

2.5. DISEÑO DE LA CHAVETA

La selección de la chaveta se la realiza en función del diámetro del eje, según el prontuario de metales [Tablas para la Industria Metalúrgica; Pág. 139] y se tiene los siguientes parámetros (Figura Nº 2.34).

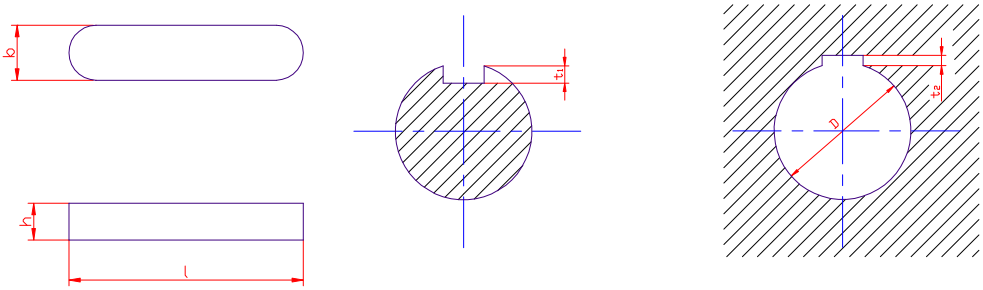


Figura Nº 2.34 *Parámetros de la chaveta*

Donde:

D = Diámetro del eje [mm]

b = Ancho de la chaveta [mm]

h = Altura de la chaveta [mm]

l = Longitud de la chaveta [mm]

2.5.1. DISEÑO ESTÁTICO

De acuerdo a la Figura Nº 2.35, obtenemos el valor de la fuerza aplicada en la chaveta.

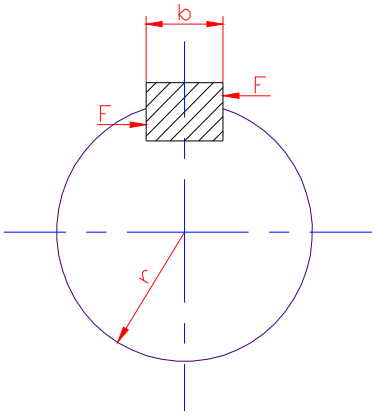


Figura Nº 2.35 *Diagrama de fuerzas en la chaveta*

Entonces la fuerza aplicada en la chaveta está dada por la siguiente ecuación:

$$F = \frac{T_{E5}}{r} \qquad \text{Ec.[2.100]}$$

Donde:

T_E = Torque producido en el engrane

r = radio del eje

El factor de seguridad determinamos a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{S_{Sy}}{F.S.} = \frac{F}{b*l} \qquad \text{Ec.[2.101]}$$

Donde:

S_{Sy} = Resistencia a la cizalladura

2.6. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

2.6.1. SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA

La duración de un rodamiento se puede calcular con diferentes niveles de sofisticación, que dependen de la precisión que se pueda alcanzar en la definición de las condiciones de funcionamiento.

2.6.1.1. Fórmula de la vida nominal

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la fórmula ISO de la vida nominal, es decir.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \quad \text{ó} \quad \frac{C}{P} = L_{10}{}^{1/p} \qquad \text{Ec.[2.102]}$$

Donde:

L_{10}= vida nominal, en millones de revoluciones

C = capacidad de carga dinámica, en N

P = carga dinámica equivalente, en N

p =exponente de la fórmula de la vida

p = 3 para los rodamientos de bolas

p = 10/3 para los rodamientos de rodillos

En la Tabla 1 del Manual SKF para rodamientos se dan los valores de la seguridad de carga C/P en función de la duración L_{10}.

Para rodamientos que funcionen a velocidad constante, será más conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio usando para ello la ecuación

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n}\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \quad \text{ó} \quad L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} L_{10} \qquad \text{Ec.[2.103]}$$

Donde:

L_{10}= vida nominal, en horas de servicio

n = velocidad de giro, en r/min

La vida L_{10} en función de la seguridad de carga C/P y velocidad de rotación n puede obtenerse también en la Tabla 2 del Manual SKF (rodamientos de bolas) y 3 (rodamientos de rodillos).

2.7. SELECCIÓN DE PERNOS

La fracción de *P* tomado por los elementos unidos se determina a través de:

$$P_m = \left(\frac{k_m}{k_b + k_m}\right) \cdot P \qquad \text{Ec.[2.104]}$$

Siendo:

$K_b =$ Constante de rigidez del perno

$K_m =$ Constante de rigidez de los elementos

$P =$ Carga externa sobre la unión del perno

Con: $$\frac{k_b}{k_b + k_m} = C$$

Ec.[2.105]

$$P_b = C \cdot P$$
$$P_m = (1 - C) \cdot P \qquad \text{Ec.[2.106]}$$

$P_b =$ Fracción de *P* tomado por el perno

$P_m =$ Fracción de *P* tomado por los elementos unidos

Así, se tiene, la carga resultante sobre el perno (tensión) y la carga resultante sobre los elementos (compresión) respectivamente.

$$F_b = F_i + C \cdot P \qquad \text{Ec.[2.107]}$$

$$F_m(-) = F_i - (1 - C) \cdot P \qquad \text{Ec.[2.108]}$$

Entonces la determinación de K_b y K_m está dado por:

$$K_b = \frac{A \cdot E}{l} \qquad \text{Ec.[2.109]}$$

Donde:

A = Sección del perno

E = Módulo de elasticidad

l = Longitud del perno sometido

$$K_m = \frac{k}{2} \approx k_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d}{2 \ln\left[5 \frac{(l + 0.5d)}{(l + 2.5d)}\right]} \qquad \text{Ec.[2.110]}$$

La precarga de pernos, se relaciona por:

$$0.6Fp \leq F_i \leq 0.9F_p \qquad \text{Ec.[2.111]}$$

Donde:

$F_p =$ Fuerza de prueba

$F_i =$ Precarga del perno debido al apriete y que existe antes de aplicar P

$$F_p = A_t \cdot S_p \qquad \text{Ec.[2.112]}$$

Donde:

$$S_p \approx 0.85 \cdot S_y \qquad \text{Ec.[2.113]}$$

El torque para subir la carga, se ha determinado mediante pruebas que el valor de k es de 0.2, entonces:

$$T_i = 0.2 \cdot F_i \cdot d \qquad \text{Ec.[2.114]}$$

2.7.1. DISEÑO ESTÁTICO

El valor de Se' está corregido por tamaño, pero no por concentración de esfuerzo. Por lo tanto, para roscas laminadas se tiene un factor de reducción $K_f = 2.2$, se obtiene:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \qquad \text{Ec.[2.115]}$$

El límite de fatiga del perno para carga axial es:

$$Se = K_e * Se' \qquad \text{Ec.[2.116]}$$

Determinamos la constante de rigidez del perno:

$$k_b = \frac{A \cdot E}{l} = \frac{\pi . d^2 . E}{4l} \qquad \text{Ec.[2.117]}$$

La rigidez de los elementos es:

$$k_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d}{2 \ln\left[5 \frac{(l + 0.5d)}{(l + 2.5d)}\right]} \qquad \text{Ec.[2.118]}$$

La constante C está dado por:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \qquad \text{Ec.[2.119]}$$

La carga de prueba es: $F_p = A_t . S_p$ Ec.[2.120]

Los límites superior e inferior de F_i son:

$$F_i(mín) = 0.6F_p$$
$$F_i(máx) = 0.9F_p \qquad \text{Ec.[2.121]}$$

Considerando la $F_i(mín)$ debido al apriete, se tiene el factor de seguridad:

$$F.S. = \frac{2N}{C.P}\left[\frac{A_t.S_{ut} - F_i(mín)}{\left(\frac{S_{ut}}{S_e}+1\right)}\right] \qquad \text{Ec.[2.122]}$$

Para comprobar la posibilidad de falla estática:

$$F.S. = \frac{S_y \cdot A_t - F_i(mín)}{C \cdot P} \qquad \text{Ec.[2.123]}$$

2.7.2. DISEÑO DINÁMICO

Para el sujetador se tiene:

$$F_{b\,mín} = F_i$$
$$F_{b\,máx} = F_i + C \cdot P \qquad \text{Ec.[2.124]}$$

Finalmente se tiene el factor de seguridad dinámico:

$$F.S. = \frac{2\left(A_t \cdot S_{ut} - F_i(mín)\right)}{C \cdot P \cdot \left(\frac{S_{ut}}{S_e}+1\right)} \qquad \text{Ec.[2.125]}$$

2.8. COSTOS

En el análisis y evaluación del proyecto se define el aspecto económico que marcará el criterio para realizar la implantación del mismo, a través de un estudio de mercado analizando la disponibilidad de materiales y tecnología existentes.

El costo es un desembolso en efectivo o en especie hecho en el pasado, en el presente, en el futuro o en forma virtual.

2.8.1. COSTOS DE PRODUCCIÓN

Los costos de producción no son más que un reflejo de las determinaciones realizadas en el estudio técnico y están formados por siguientes elementos[2.6].

1. Materias primas.- Son aquellos materiales que de hecho entran y forman parte del producto terminado. Estos costos incluyen fletes de compra, de almacenamiento y de manejo. Los descuentos sobre compras se pueden deducir del valor de la factura de las materias primas adquiridas.

2. Mano de obra directa.- Es la que se utiliza para transformar la materia prima en producto terminado. Se puede identificar en virtud de que su

[2.6] Fuente; Baca Urbina, G; Evaluación de Proyectos; Edit. McGraw-Hill; México 1987.

monto varía casi proporcionalmente con el número de unidades producidas.

3. Mano de obra indirecta.- Es aquella necesaria en el departamento de producción, pero que no interviene directamente en la transformación de las materias primas. En este rubro se incluyen: personal de supervisión, jefes de turno, todo el personal de control de calidad, y otros.

4. Materiales indirectos.- Éstos forman parte auxiliar en la presentación del producto terminado, sin ser el producto en si. Aquí se incluyen: envases primarios y secundarios y etiquetas.

A la suma de la materia prima, mano de obra directa y materiales indirectos, se le llama "costo primo".

5. Costo de los insumos.- Excluyendo, por supuesto, los rubros mencionados, todo proceso productivo requiere una serie de insumos para su funcionamiento. Estos pueden ser: agua, energía eléctrica, combustibles (diesel, gas, gasolina, petróleo pesado); detergentes; gases industriales especiales, como freón, amoniaco, oxígeno, acetileno; reactivos para control de calidad, ya sean químicos o mecánicos. La lista

puede extenderse más, todo dependerá del tipo de proceso que se requiera para producir determinado bien o servicio,

6. Costo de mantenimiento.- Este es un servicio que se contabiliza por separado, en virtud de las características especiales que puede presentar. Se puede dar mantenimiento preventivo y correctivo al equipo y a la planta. El costo de los materiales y la mano de obra que se requieran, se cargan directamente a mantenimiento, pues puede variar mucho en ambos casos. Para fines de evaluación, en general se considera un porcentaje del costo de adquisición de los equipos. Este dato normalmente lo proporciona el fabricante y en él se especifica el alcance del servicio de mantenimiento que se proporcionará.

7. Otros costos.- Se han mencionado los principales conceptos relacionados con los costos de producción, pero éstos no son todos los costos que se originan en esa área. Su importe es tan pequeño en relación con los demás costos.

CAPÍTULO 3

PREFACTIBILIDAD

3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

3.1.1. SITUACIÓN ACTUAL

Uno de los objetivos de este proyecto es el de ayudar al mejoramiento de las pequeñas industrias dedicadas a la elaboración de panela, porque representan un elevado porcentaje del sector industrial. Para cumplir con este objetivo se ha identificado que el principal problema es la limitación de recursos y condiciones en que operan la mayoría de estas pequeñas empresas, por lo

cual se ha creído conveniente, que la manera más adecuada de llevarlo a cabo es la de proponer y brindar soluciones.

3.1.2. SITUACIÓN INICIAL

El problema fundamental de las fincas productoras de caña y en especial de los paneleros es la baja capacidad de extracción en peso y el elevado porcentaje de humedad del bagazo de la caña de azúcar, así como también se tiene la dificultad de la regulación y manipulación del ajuste de las mazas, ya que de éstas depende todo el proceso.

3.1.3. SITUACIÓN FINAL

El presente trabajo contará con las especificaciones que por el momento resultan las más adecuadas para conseguir el mejoramiento de su producción con la disponibilidad de recursos hídricos para el accionamiento del trapiche, sin mayores inversiones o modificaciones sustanciales en el proceso de molienda, pero que permiten mayores rendimientos y mejorar la calidad de los productos.

3.2. ESTUDIO DE MERCADO

Según el Ministerio de Agricultura y Ganadería, MAG, hasta el año 2006 en el país, la producción de caña creció hasta 5.928.000 TM, ver Anexo 1.

Las superficies de cultivo según regiones se encuentran en el Anexo 1. En las hectáreas de caña actualmente sembradas para aguardiente y panela, el rendimiento obtenido es muy bajo, y llega apenas a 25 ó 30 toneladas por hectárea de caña debido principalmente a las prácticas de zafra y al poco componente tecnológico que se incorpora.

Razón por la cual, se pretende producir 50 mil nuevas Ha de caña, y se encuentran emplazadas en la cuenca del Guayas (20 mil Ha), la Península de Santa Elena (10 mil Ha), e Imbabura (8 mil Ha), principalmente. Extensiones menores se pueden utilizar en Pastaza, Los Ríos, Loja, Esmeraldas

(aproximadamente 5 mil Ha en cada provincia), y la zona del noroccidente de Pichincha (3 mil Ha),

Se espera que con asesoría y tecnología adecuadas, la 50 mil nuevas hectáreas de caña necesarias, produzcan 70 toneladas de caña por Ha. Ya que los precios de la caña de azúcar van en constante crecimiento como se observa en el Anexo 1.

Uno de los objetivos es ayudar al mejoramiento de las pequeñas industrias y artesanías, ya que representan en el Ecuador un elevado porcentaje del sector industrial, razón por la cual se hace este estudio en zonas donde se tiene grandes extensiones de cultivo de caña que no pueden dedicarse a la producción de azúcar, ni de alcohol, por no existir ingenios, por lo que se pretende ayudar al desarrollo de la industria panelera.

Es muy importante destacar que las propiedades alimenticias de la panela son superiores a las del azúcar como se muestra en un análisis que se acompaña en el Anexo 1, y constituye un elemento esencial en la dieta de los sectores de bajos ingresos.

El siguiente estudio ha considerado como referencia la ciudad del Puyo y principalmente a sus sectores aledaños como las Parroquias: Veracruz, Tarqui y Fátima, ya que en éstos lugares se dedican a la producción de panela en gran cantidad.

Según datos proporcionados[3.1], se calcula que en la región, existen un total del 2435 hectáreas de terreno cultivadas de caña de azúcar, y de éstas 75 fábricas son paneleras, con una producción de 4280 toneladas de caña por año, 641 UPAS (Unidad de Producción Agrícola) y 16 fábricas de agua ardiente.

El objetivo de éste estudio de mercado es cubrir las necesidades de los productores paneleros, incrementado la capacidad de extracción de jugo de caña, ya que la eficiencia de los trapiches utilizados en la molienda es sumamente baja.

3.2.1. ENCUESTA AL MERCADO PRODUCTOR DE PANELA

Para la elaboración de este trabajo, se ha realizado una investigación del mercado productor de panela, específicamente en el Puyo provincia del Pastaza. En esta consulta, se ha utilizado un modelo de encuesta (Anexo 2).

En la visita a las fincas productoras de panela se ha realizado esta encuesta y también observado esencialmente: los aspectos constructivos de los trapiches y la disponibilidad de recursos hídricos, por ser estos una importante herramienta de productividad.

3.2.1.1. Evaluación de Encuestas

Para la evaluación de estas encuestas se ha tomado como muestra a 8 fincas productoras de panela, que representan el 10% del total de las paneleras existentes en la ciudad del Puyo.

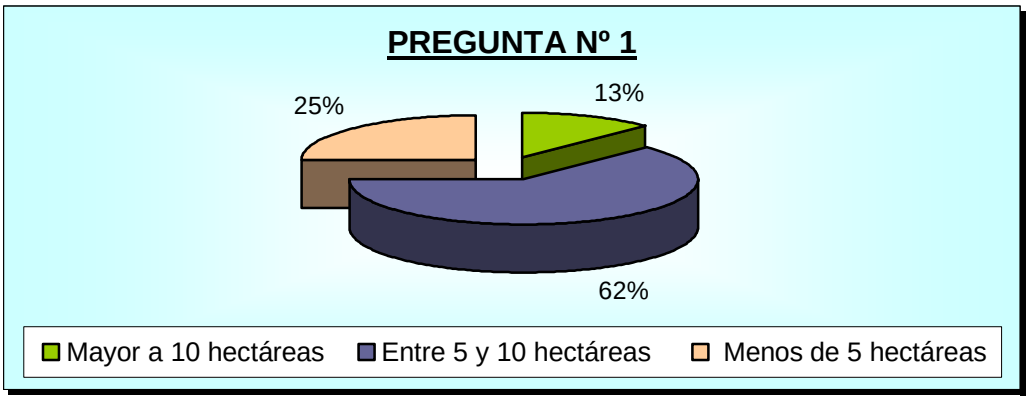
En muchas de las cuestiones contempladas en el diálogo con los productores, se ha establecido, que las condiciones técnicas e higiénicas en las que se realiza esta producción, han determinado que la demanda de panela sea muy reducida y que los productores no obtengan el máximo de rendimiento con los trapiches tradicionales.

En base a las encuestas obtenidas, se realiza un análisis detallado de cada pregunta evaluadas de la siguiente manera:

[3.1] Fuente; Ministerio de Agricultura y Ganadería de Pastaza.

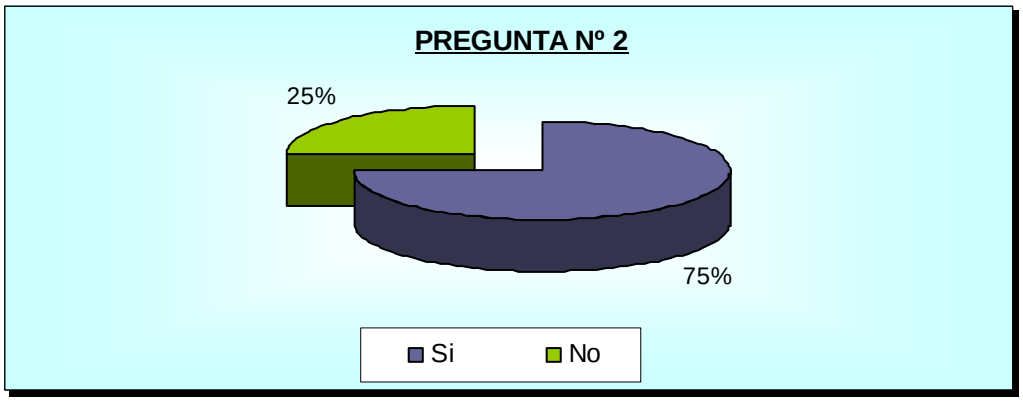
Pregunta Nº 1

¿Cuál es la extensión cultivada de caña de su finca?



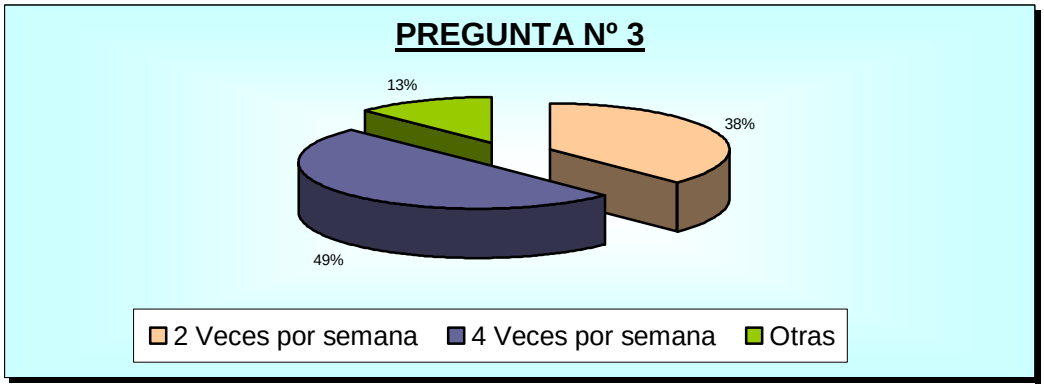
Pregunta Nº 2

¿Posee su finca recursos hídricos (ríos, riachuelos, etc)?



Pregunta Nº 3

¿Con qué frecuencia se realiza la molienda de caña en su localidad?



Pregunta Nº 4

¿Qué cantidad de caña muelen?

- ❑ Mayor a 5000 Kg/día
- ❑ Entre 2000 y 5000 Kg/día
- ❑ Menos de 2000 Kg/día

En esta pregunta las personas encargadas de la molienda de la caña, no supieron darnos un valor determinado de la cantidad de caña que se muele,

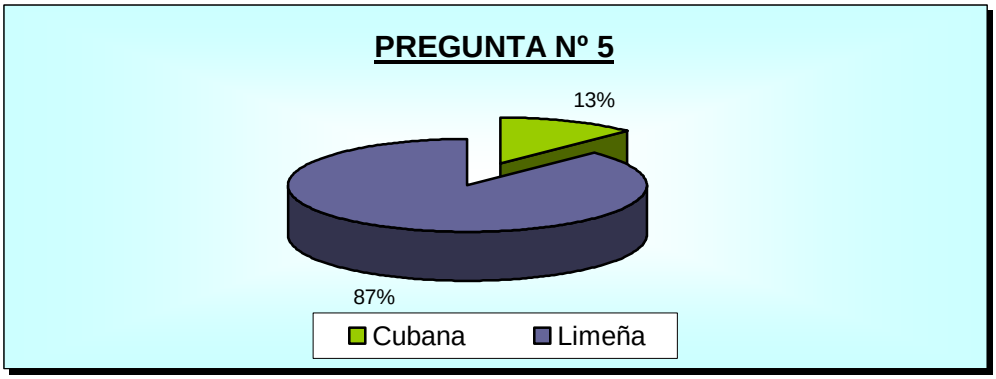
tampoco de la capacidad horaria de molienda, debido al desconocimiento de las especificaciones dadas por el fabricante.

Según experiencias realizadas por CENDES[3.2] en las plantas del Puyo y sus alrededores, los principales rendimientos considerados son:

a) 1 hectárea de cultivo produce 100 toneladas métricas de caña.
b) 1 quintal de caña produce 17 litros de jugo.
c) 1 litro de jugo produce 0.44 libras de panela.

Pregunta Nº 5

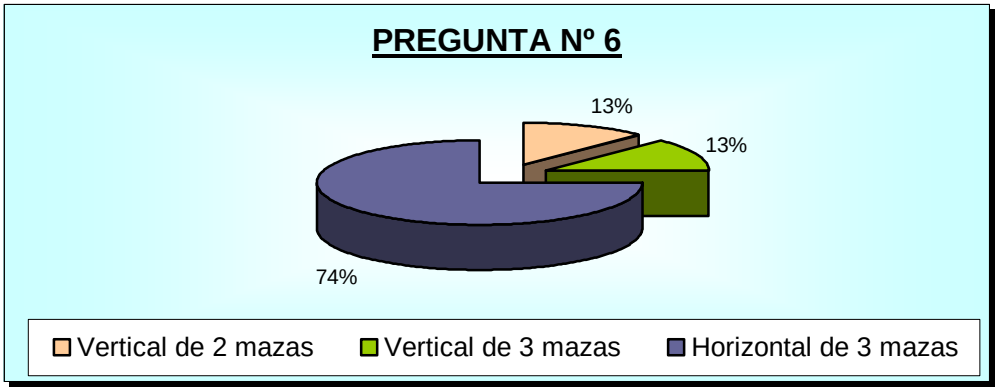
¿Cuál es la variedad de caña que se utiliza para la molienda de caña?



Pregunta Nº 6

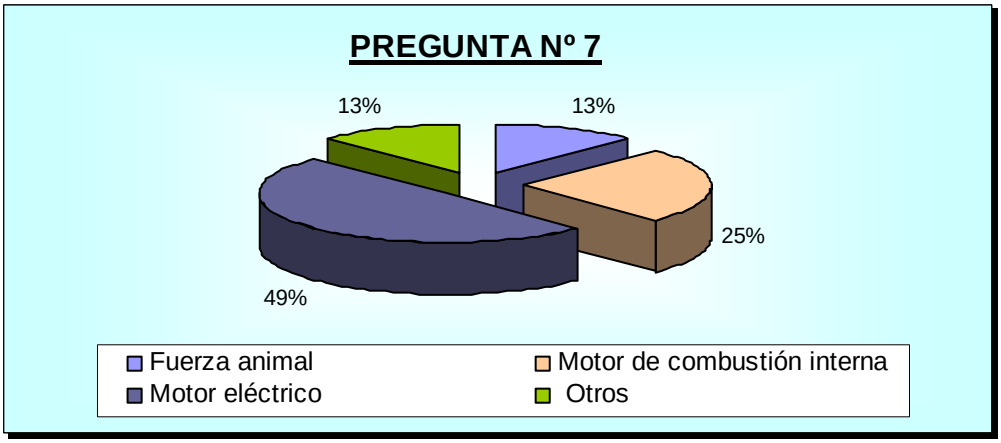
¿Qué tipo de trapiche utiliza para la molienda?

[3.2] Fuente; CENDES, Mejoramiento de la producción de panela.



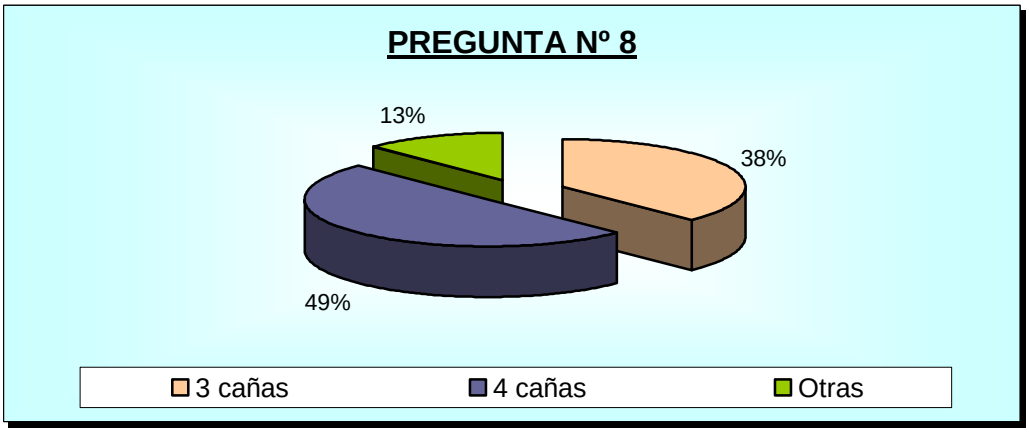
Pregunta Nº 7

¿Qué tipo de energía utiliza para el accionamiento del trapiche?



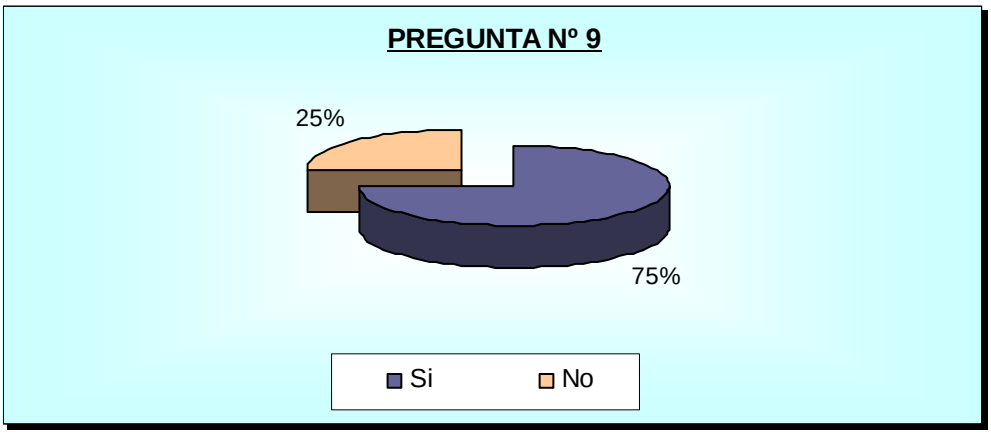
Pregunta Nº 8

En la alimentación al trapiche, cuántas cañas ingresan a las mazas?



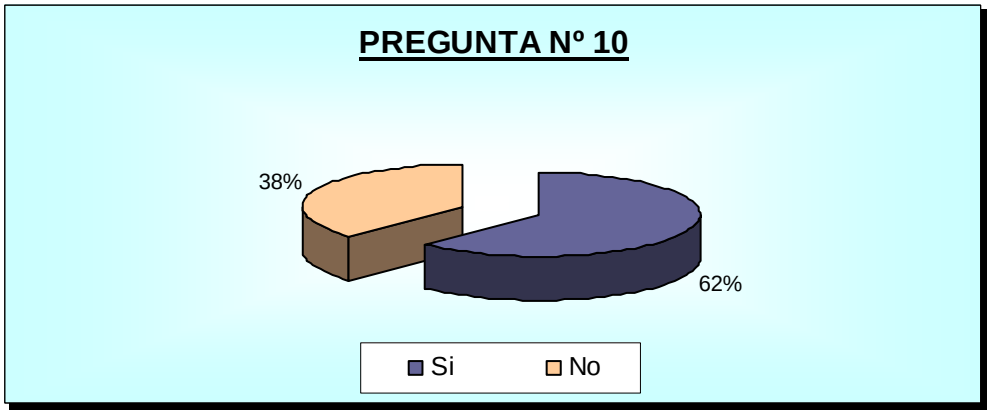
Pregunta Nº 9

Le gustaría mejorar y aumentar el rendimiento en capacidad, extracción y potencia de su trapiche?



Pregunta Nº 10

Le gustaría implementar en su localidad un trapiche accionado mediante energía hidráulica aprovechando los recursos hídricos y conservando nuestro medio ambiente sin la utilización de energía contaminante?



3.2.1.2. Conclusiones de las Encuestas Realizadas

- La extensión cultivada de caña de azúcar de la mayoría de los productores paneleros posee entre 5 y 10 hectáreas, de estas según una investigación se tiene datos de producción de 100 ton. de caña por hectárea.

- Un 75% de las fincas tienen recursos hídricos, lo cual permite implementar nuestro proyecto que va encaminado a la utilización de recursos renovables y con ello obtener la energía hidráulica necesaria.
- La frecuencia de la molienda de caña en promedio está alrededor de 4 veces por semana. Es común encontrar trapiches que procesan o muelen caña de fincas vecinas, ya que la extensión cultivada es baja, y por cuyo uso se paga el alquiler del trapiche, en el cual se establece un valor en dinero por cada carga de panela producida, o un porcentaje de la panela procesada; pero esta molienda se la realiza una vez por semana.
- No se obtuvo un valor específico de la cantidad en peso de las cañas molidas, pero de las observaciones realizadas, el rendimiento en jugo varía entre 30 y 65% del peso de la caña, y en la mayoría de las paneleras el rendimiento se halla cercano al límite inferior.
- Para la producción de panela, las variedades de caña que se utilizan son las conocidas como: “Cubana” y “Limeña”. De estas dos variedades se ha observado que la “Limeña” es la más apta en la producción de panela de buena calidad.
- El trapiche más utilizado en la molienda de caña es del tipo horizontal de 3 mazas, puesto que éste aumenta la capacidad de extracción de jugo en relación a los trapiches verticales de 2 y 3 mazas, que son bastante rudimentarios.
- Para el accionamiento del trapiche un 49% de las fincas utiliza un motor eléctrico, ya que estas localidades disponen de fuentes de energía eléctrica. Alrededor del 25% utilizan motores de combustión interna por la facilidad de instalación y mantenimiento. También se sigue utilizando trapiches impulsados directamente por animales, debido a los bajos recursos disponibles por propietarios de las fincas.
- La cantidad de cañas que ingresan en los molinos varía de acuerdo al tamaño del trapiche, la media está entre 4 cañas. También depende de la persona encargada de alimentar al molino, ya sea para aumentar o disminuir la extracción del jugo.
- Muchas de las personas productoras y encargados de la elaboración de panela, han visto la necesidad de incrementar el rendimiento en

jugo en el proceso de extracción, ya que los métodos empleados en la molienda son muy deficientes.

- Es de gran importancia el análisis de esta pregunta, ya que la aceptabilidad del proyecto ha tenido gran acogida en los productores, aproximadamente un 62% cree que el trapiche accionado mediante energía hidráulica permitirá mayores beneficios en la producción.

3.3. ESTUDIO DE RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Para llevar a cabo el desarrollo del presente proyecto de una manera óptima, se han definido las siguientes restricciones y limitaciones:

- El número de cañas a moler está en función de la longitud de las mazas o cilindros.
- La máquina tendrá una capacidad de molienda de 1200 kg de caña/h.
- El costo no debe exceder los 5000 USD, ya que este es un valor bajo respecto a los trapiches de similares características que se encuentran dentro del mercado.
- El tamaño de la máquina se diseñará para una fácil manipulación, siendo la altura máxima de 700 mm.
- El número de mazas no debe exceder de tres en el molino y en la desmenuzadora, ya que al incrementarlos se eleva el costo de la máquina.
- El caudal que ingresará a la turbina deberá estar libre de impurezas ya sean piedras y palos, ya que ocasionarán daños a los álabes.

3.4. ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO

3.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES

Dentro de los principales parámetros que influyen en el diseño de la máquina, se consideran los siguientes, teniendo estos una aproximación:

- Dimensiones de las mazas (diámetro y longitud); (D≈150mm, L≈250mm)

- Velocidad de rotación de las mazas; (n≈18rpm)
- Abertura de entrada de los molinos; (K_{DE}≈0.5cm)
- Capacidad nominal de molienda; (Cm≈1000 Kg caña/h)
- Potencia requerida; (P≈3Hp)
- Caudal; (Q≈0.5m^3/s)
- Altura neta; (H≈3m)

3.4.2. AMBIENTE DE TRABAJO

La máquina debe trabajar bajo techo para así evitar la corrosión de sus elementos constitutivos, así como también se considera[3.3]:

- La altitud: a nivel de la Amazonía que se encuentra cerca de los 950 msnm.
- La temperatura ambiental de trabajo: varía de 24 a 26 ºC
- La humedad relativa del lugar de trabajo: de 70%.

3.4.3. VIDA ÚTIL

La máquina en sí debe ser diseñada para que todos sus elementos en especial el crítico, tenga una vida útil de 10 años y con ello obtener repercusiones económicas interesantes[3.4]. Este valor dependerá también de las condiciones de trabajo, por ejemplo del tiempo de producción, cantidad de producción, y del cuidado a través de un control adecuado de mantenimiento que se le brinda a la máquina, principalmente en los elementos que están sometidos a desgaste y vibraciones.

Los parámetros fundamentales que determinan la vida útil del producto son los tipos de materiales empleados en el diseño y la construcción, así como el grado de instrucción del operador al momento de abastecer la materia prima al trapiche.

3.4.4. COSTO DEL PRODUCTO

Para la cuantificación de la máquina se ha tomado en cuenta varios aspectos como son: costo de materia prima [2800 USD], costo de mano de

[3.3] Fuente; Biblioteca de consulta Microsoft Encarta 2005.
[3.4] Fuente; Tesis: Diseño de una trituradora para desechos sólidos en los mercados, 2006

obra directa [1000 USD], costo de mano de obra indirecta [1000 USD], costo de materiales indirectos [30 USD].

Por lo tanto para el análisis, se considera la suma total de estos valores dando una estimación aproximada del costo total del trapiche alrededor de los 5000 USD., este valor es un promedio según investigaciones realizadas en varios lugares, la mayoría de trapiches oscilan entre 600 USD y 9000 USD, de acuerdo a las especificaciones que realiza el cliente[3.5].

Las ciudades más comunes donde se realiza la elaboración de estos productos son: Ambato, Ibarra, Santo Domingo, Loja y Quito específicamente en la Empresa Metalúrgica Ecuatoriana.

Un factor fundamental es la verificación de la existencia de todos los materiales en el mercado y comprobando el precio más conveniente.

3.4.5. COSTO DE DISEÑO

El costo total del diseño mecánico depende especialmente del tiempo brindado a la elaboración de la máquina y del valor promedio por hora de trabajo empleado, valor que se encuentra en un aproximado de 600 USD, el cual equivale a dos salarios de un ayudante de laboratorio.

3.4.6. EMPACADO Y TRANSPORTE

El costo del transporte es de gran importancia, ya que depende esencialmente del sitio o lugar a donde se quiera llevar el producto. Varios de los pedidos son de ciudades aledañas razón por la cual se estima cierto porcentaje por hora de viaje.

3.4.7. CANTIDAD Y PERÍODO DE VENTA

La máquina a diseñarse primordialmente es de una sola cantidad, pero lo que se quiere es ampliar el mercado con la implementación de nuestro producto.

La inversión que se va realizar puede ser costosa al momento de adquirirla, pero a futuro va a resultar muy beneficiosa.

[3.5] Fuente; Ing. Romel Figueroa; Gerente de la Empresa Metalúrgica Ecuatoriana.

3.4.8. TAMAÑO Y PESO

Una apreciación en las dimensiones extremas acerca del tamaño de la máquina son: ancho 1,2 m; longitud 2 m; altura 1,5 m; requiere de un área cubierta que brinde comodidad.

El peso neto aproximado se considera de 1100 Kg.

3.4.9. APARIENCIA

Es de gran importancia la apariencia de la máquina debido a que esto influye mucho en el comprador, razón por la cual esta pregunta se la efectúa al cliente al momento de realizar el pedido.

3.4.10. MATERIALES

La selección de los materiales que se requiere para su construcción, específicamente varían de acuerdo al tamaño de la máquina, entre los cuales podemos citar los principales: Acero SAE 1018, Acero ASTM A36, Acero 147M, Tubería para Vapor Cédula 40, Rodamientos Catálogo SKF, entre otros.

Se realiza un estudio previo de los materiales existentes en el mercado, los diferentes proveedores y distribuidores o empresas afines a este proyecto.

Sus Hojas Técnicas se encuentran en el Anexo 4.

3.4.11. PROCESOS

Se describen varios procesos constructivos en los cuales se indican detalles importantes de los elementos constitutivos de la máquina. La fabricación del trapiche accionado mediante energía hidráulica requiere de procesos como: trazado, corte manual y mecánico, torneado, fresado, soldado, limado, esmerilado, forjado, taladrado, corte con plasma, rectificado y pintado.

Todos estos procesos se los puede realizar en cualquier taller mecánico o fábricas de la construcción que cuenten con la infraestructura adecuada, por lo tanto no se tiene ninguna dificultad en el momento de su construcción. Las

hojas de procesos para las diferentes piezas que constituyen la máquina se encuentra en el Anexo 3.

3.4.12. PROTOCOLO DE PRUEBAS

La realización de este protocolo tiene como finalidad observar y verificar los aspectos operacionales de la máquina, para los cuales se ha diseñado, dentro de estas pruebas tenemos:

- Debe comprobarse como aspecto fundamental la potencia máxima entregada por la turbina para el correcto funcionamiento del trapiche. Según pruebas realizadas en una Turbina Banki, en el Laboratorio de Fluidos de la Escuela Politécnica Nacional[3.6], se obtuvieron los siguientes resultados; a partir de un caudal de 9,6 lts/seg se estableció el siguiente cuadro:

Tabla Nº 3.1 *Valores experimentados en el laboratorio*

F_2-F_1 [Kg]	N [rpm]	P [Kw]	η_T
0,0	1020	0,00	-
1,9	800	0,19	0,23
2,4	760	0,23	0,30
3,3	700	0,29	0,33
4,2	615	0,33	0,44
5,1	485	0,31	0,40
6,0	290	0,32	0,29
6,5	210	0,17	0,22
5,5	370	0,26	0,34
4,2	545	0,32	0,42
3,8	650	0,31	0,40
3,3	730	0,30	0,34
2,3	780	0,23	0,30
1,9	830	0,20	0,26
1,4	940	0,16	0,21
0,0	1010	0,00	-

Donde:

[3.6] Fuente; Tesis: Turbina Michell-Banki del laboratorio (OLADE) Modelo 1; Paez-Proaño, 1982.

F_2-F_1 es la carga en Kg

N es el número de revoluciones en rpm

P es la potencia obtenida en Kw

η_T es la eficiencia de la turbina

Estos valores servirán como referencia para demostrar que se puede obtener la potencia necesaria requerida por el trapiche.

- Verificar el adecuado ajuste y alineación de los engranajes, así como el acoplamiento en la transmisión entre la turbina y trapiche, para evitar pérdidas de potencia. Es importante que estos sistemas de transmisión tengan la debida protección.
- Se debe revisar que el ajuste de las mazas en el trapiche sea el adecuado, para evitar pérdidas de jugo. La abertura entre los rodillos debe ser la correcta para que permita la fácil alimentación de la caña y así obtener un alto rendimiento de molienda.
- La regulación de la cuchilla central debe ser la apropiada para evitar ruidos y atascamientos en la molienda.
- Se debe verificar el correcto montaje de los componentes, para determinar el perfecto funcionamiento de la máquina, esto se lo realiza con pruebas en vacío, es decir sin carga.
- Se debe analizar el trabajo de la máquina con carga, esto se lo hace con el ingreso de la caña, para comprobar la eficiencia y capacidad de producción del trapiche, y con esto lograr un elevado rendimiento de la molienda.
- Comprobar que la extracción en peso del jugo de caña tenga un alto porcentaje.
- Es importante comprobar que las dimensiones de los elementos constitutivos obtenidos en el diseño sean las mismas que las construidas, para evitar problemas en el montaje y por ende un mal funcionamiento de la máquina.

CAPÍTULO 4

FACTIBILIDAD

4.1. FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la formulación de alternativas, se realiza una investigación de los diferentes tipos de trapiches existentes en el mercado, y cuales son los más requeridos, para conocer los requerimientos del cliente y a través de ello proponer una máquina que brinde los beneficios en cantidad y calidad.

En fábricas y talleres donde se construyen estos tipos de trapiches, el costo es elevado de acuerdo al tamaño especificado.

Para la solución de estos inconvenientes se plantean varias alternativas, de entre las cuales se escogerá la que cumpla con los parámetros de funcionamiento más adecuados y que necesariamente sea de bajo costo.

A continuación para la selección de la alternativa más conveniente se analiza la disponibilidad de los materiales para su fabricación, y de la información de los productos existentes en el mercado.

El procedimiento a seguir, es observar las diferencias de las alternativas planteadas a través de sus ventajas y desventajas. Luego realizar un cuadro comparativo entre éstas y proceder a escoger la mejor, de acuerdo al tipo de funcionalidad que desempeña cada dispositivo.

4.1.1. MAQUINARIA PARA LA MOLIENDA

De acuerdo a una variedad de combinaciones de aparatos empleados para la molienda de caña, se tienen las siguientes alternativas:

4.1.1.1. Alternativa 1

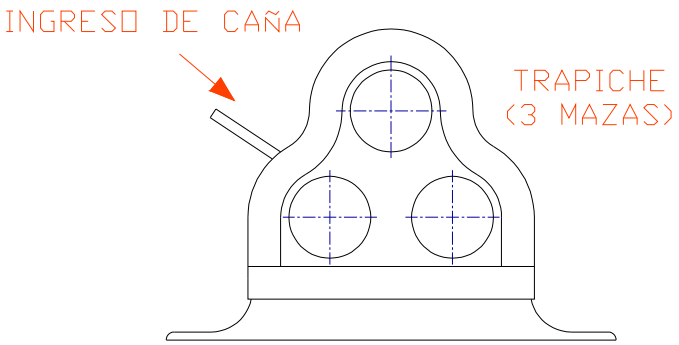


Figura Nº 4.1 *Trapiche horizontal de 3 mazas*

Funcionamiento

El proceso de extracción del jugo de la caña en este trapiche se lo realiza mediante la compresión cuando se hace pasar la caña entre las mazas. La caña es conducida desde la abertura entre el rodillo superior y el rodillo de alimentación hasta la abertura que se encuentra entre el rodillo superior y el rodillo de descarga por medio de una cuchilla bagacera.

Ventajas

- Facilidad de diseño y construcción
- Es muy económica comparada con otras existentes en el mercado.
- Facilidad en el montaje y mantenimiento de sus elementos, para la alineación correcta de sus componentes.
- Es muy versátil, ya que ocupa un lugar muy reducido en todo su conjunto.

Desventajas

- La extracción de jugo es muy bajo.
- Cuando se reciben cañas enteras las mazas tienden al atascamiento.
- No es posible introducir más dos cañas en el molino.
- La mayoría de estas máquinas no posee la protección adecuada de sus elementos, por lo que sus partes quedan expuestas al ambiente y propensas a la corrosión.

4.1.1.2. Alternativa 2

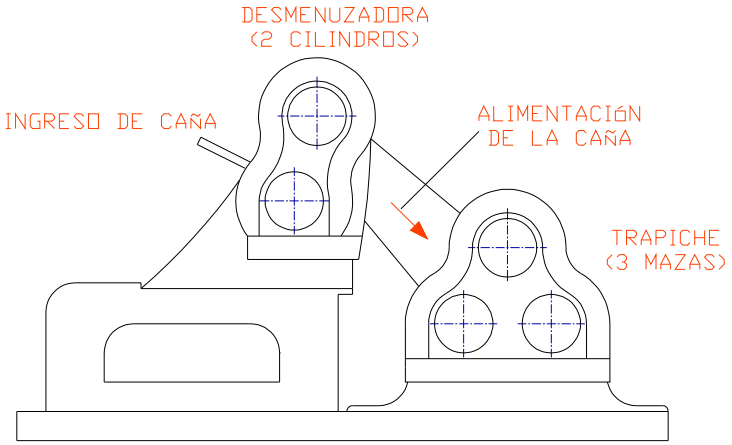


Figura Nº 4.2 *Desmenuzadora de 2 cilindros con trapiche de 3 mazas.*

Funcionamiento

Esta máquina consta de una desmenuzadora de dos cilindros que tienen la función de preparar y desintegrar a la caña, para facilitar la extracción del jugo en el molino de tres cilindros cuyo funcionamiento se ha descrito en alternativa 1.

Ventajas

- La desmenuzadora prepara la caña, facilitando la toma de ésta por los molinos del trapiche y la extracción en ellos.
- El porcentaje en extracción de jugo se incrementa entre 45-55%, en comparación con el de 3 mazas.
- Se puede introducir de 2 a 3 cañas en la desmenuzadora, y disminuir el tiempo de extracción.
- Aumenta la capacidad del tonelaje molido.

Desventajas

- Dificultad en la construcción de algunas de sus partes.
- La máquina requiere para su funcionamiento de la atención de 2 o más operadores.

- La instalación de sus componentes es dificultosa y al producirse fallas en algunas de sus piezas el desmontaje es bastante complicado.
- El ingreso de la caña al molino no es el apropiado luego de salir de la desmenuzadora.

4.1.1.3. Alternativa 3

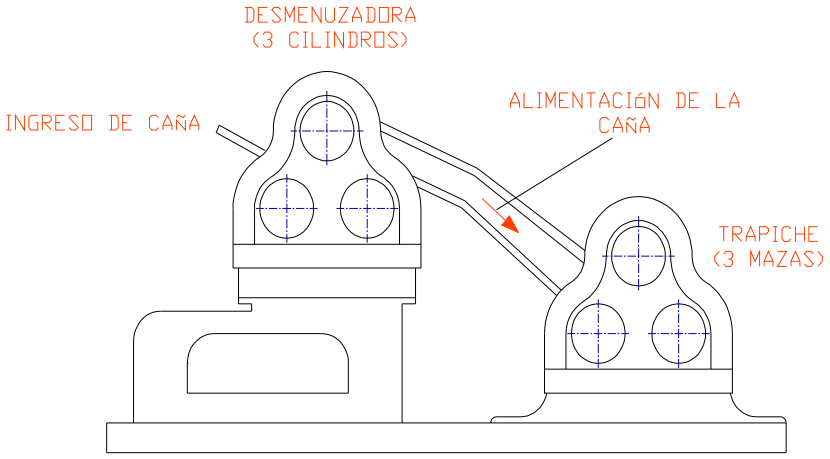


Figura Nº 4.3 *Desmenuzadora de 3 cilindros con trapiche de 3 mazas.*

Funcionamiento

Este trapiche consta de una desmenuzadora de 3 cilindros con muescas profundas que es la primera máquina con presión entre sus cilindros, exprimiendo de un 40 a un 70% del jugo que encuentra la caña al llegar al molino.

La desmenuzadora y el molino poseen una cuchilla bagacera que sirve de guía para conducir la caña entre la entrada y la salida de los rodillos y mazas.

Entre el proceso de desmenuzado y de molienda existe una bandeja que guía el bagazo.

Se encuentran conectados por medio de dos ruedas motrices y poseen un eje, el cual generalmente va acoplado a un motor.

Ventajas

- La desmenuzadora de 3 cilindros prepara la caña a través de una superficie con ranurajes profundos y chevrones numerosos.
- El porcentaje en extracción de jugo se incrementa entre 60-80%, en comparación con los otros trapiches.

- Se puede introducir de hasta 4 cañas en la desmenuzadora, y disminuir el tiempo de extracción.

Desventajas

- Dificultad en la construcción de algunas de sus partes.
- La instalación de sus componentes es dificultosa y al producirse fallas en algunas de sus piezas el desmontaje es bastante complicado.
- El ingreso de la caña al molino no es el apropiado luego de salir de la desmenuzadora; y requiere de gran espacio para su instalación.
- Problemas al momento de regular la abertura en la desmenuzadora y trapiche.
- Aumenta la potencia media absorbida por el trapiche en comparación a la de un trapiche ordinario.

4.1.1.4. Alternativa 4

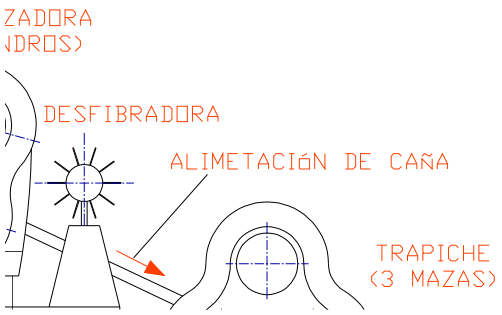


Figura Nº 4.4 *Desmenuzadora de 2 cilindros más desfibradora y trapiche de 3 mazas*

Funcionamiento

Esta máquina está compuesta por una desmenuzadora de dos cilindros que preparan la caña para luego pasar a una desfibradora que completa esta preparación y desintegración de la caña, a continuación el bagazo es conducido por un canal de alimentación hasta el molino completando así su extracción.

Generalmente está dispuesta por dos motores, uno para el molino y otro para la desmenuzadora y desfibradora.

Ventajas

- Aumenta la capacidad del tonelaje molido.
- Al colocar la desfibradora precedida de la desmenuzadora, se permite una alimentación más uniforme de los molinos.
- El porcentaje en extracción de jugo se incrementa de 1-5%, en comparación con la desmenuzadora de 2 cilindros y trapiche de 3 mazas.
- Se puede introducir de hasta 4 cañas en la desmenuzadora, y disminuir el tiempo de extracción.

Desventajas

- Dificultad en la construcción de algunas de sus partes.
- La instalación de sus componentes es dificultosa y al producirse fallas en algunas de sus piezas el desmontaje es bastante complicado.
- El ingreso de la caña al molino no es el apropiado luego de salir de la desmenuzadora; y requiere de gran espacio para su instalación.
- Problemas al momento de regular la abertura en la desmenuzadora y trapiche.
- Aumenta la potencia media absorbida por el trapiche en comparación a la de un trapiche ordinario.
- Se requiere de buena calidad del personal responsable del ajuste y conservación de los molinos.

4.1.2. ENERGÍA HIDRÁULICA

Para el accionamiento del trapiche se procede a realizar un análisis de la energía hidráulica que se obtiene de la caída del agua desde cierta altura a un nivel inferior lo que provoca el movimiento de ruedas hidráulicas o turbinas.

4.1.2.1. Alternativa 1

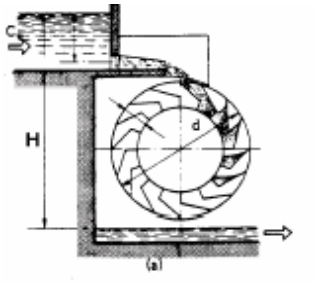


Figura Nº 4.5 *Rueda Hidráulica*

Funcionamiento

La rueda hidráulica está constituida por una serie de palas dispuestas en forma de rueda; en la cual el agua, al caer, choca contra las palas e impulsa a éstas con lo que se consigue el movimiento de la rueda.

Ventajas

- Facilidad de diseño y construcción
- Su costo de fabricación es relativamente bajo.
- No se consume. Se toma el agua en un punto y se devuelve a otro en una cota inferior.
- La transmisión del movimiento se hace de forma directa sin recurrir a mecanismos de engranajes.

Desventajas

- La potencia suministrada es demasiada baja.
- No es posible controlar su velocidad de giro cuando el caudal se incrementa.
- Su rendimiento es muy bajo (15 a 20 %).

4.1.2.2. Alternativa 2

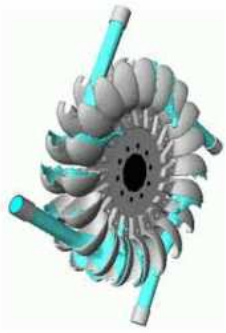


Figura Nº 4.6 *Turbina Pelton*

Funcionamiento

En este tipo de turbinas, el agua se conduce desde un depósito a gran altura a través de un canal o una conducción forzada hasta una boquilla eyectora que convierte la energía cinética del agua en un chorro a presión.

Ventajas

- La energía de ese chorro es totalmente cinética y no hay energía de presión o potencial utilizada.
- Con este tipo de turbina no se utiliza tubería de aspiración.
- Elevadas potencias requeridas con una alta eficiencia de operación.

Desventajas

- Su construcción es bastante compleja y especial.
- Se utiliza generalmente con cargas muy altas.
- Su costo es demasiado alto.
- El control del caudal se lo debe realizar a través de un regulador de presión lo cual representa mayor costo y el mantenimiento debe ser permanente.

4.1.2.3. Alternativa 3

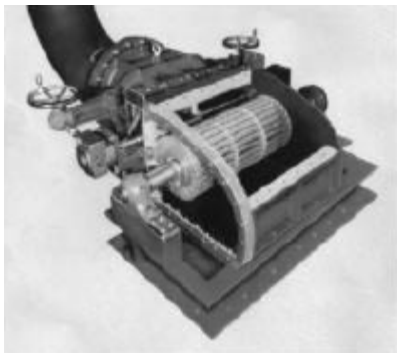


Figura Nº 4.7 *Turbina Banki*

Funcionamiento

La turbina Michell-Banki es una turbina de acción, de flujo transversal, de admisión parcial y de doble efecto, que posee como elementos principales un

inyector o tobera que regula y orienta el flujo de agua que ingresa a la turbina y un rodete que genera potencia al eje de la turbina al recibir doble impulso del flujo de agua que circula por la misma.

Ventajas

- Utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos.
- Fundamentalmente en un sencillo diseño y fácil construcción lo que la hace especialmente atractiva en el balance económico de un aprovechamiento en pequeña escala.
- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende del caudal.
- Su eje se acopla por correa a otros dispositivos mecánicos, y la energía mecánica obtenida se utiliza directamente en trabajos de taller.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un alabe ajustable

Desventajas

- Es determinar los datos del salto neto aprovechable y el caudal máximo que fluirá por ella.
- Para el diseño de la turbina se debe conocer el número óptimo de revoluciones con que deberá operar la turbina.
- Colocación apropiada de los perfiles de los alabes del rodete en la turbina.
- Su eficiencia puede alcanzar el 82% cuando se obtienen buenos acabados en su fabricación.
- Sistemas adecuados de montaje, así como aspectos de hermeticidad y lubricación.

4.1.2.4. Alternativa 4

Figura Nº 4.8 *Turbina Francis*

Funcionamiento

Este tipo de turbina funciona debido a la expansión del agua mientras fluye a través de los espacios entre las palas, lo que produce una fuerza neta, o reacción, con un componente tangencial que pone la rueda en movimiento.

Ventajas

- Con un número reducido de alabes se aumenta el gasto de descarga.
- Utiliza un tubo de aspiración ya que permite la colocación de la máquina arriba del nivel de las aguas de desfogue sin sacrificar la carga.
- La potencia suministrada al eje es mayor compara con la Turbina Banki.

Desventajas

- El peso de las partes rotatorias es grande.
- La construcción de la carcasa, rodete móvil y el tubo de aspiración son muy complicados.
- Con cargas extremadamente bajas, esta turbina tiene la velocidad y capacidad necesarias para la producción de energía a bajo costo.
- Con carga parcial la eficiencia disminuye rápidamente con la posición de la compuerta.

4.1.3. TIPO DE TRANSMISIÓN

Para la transmisión de potencia a distancias pequeñas o grandes se emplean los elementos de máquina flexibles.

Por la cual se tienen las siguientes alternativas:

4.1.3.1. Alternativa 1

Figura Nº 4.9 *Bandas Planas*

Funcionamiento

Trasmiten la potencia entre dos ejes paralelos, tales ejes deben estar situados a cierta distancia mínima para trabajar con mayor eficiencia.

Ventajas

- Tiene una eficiencia aproximadamente 98% comparada con las bandas V.
- Son más silenciosas y absorben más vibraciones.
- No tienen límite alguno para las distancias entre los ejes.

Desventajas

- Se produce mucho deslizamiento entre banda y polea.
- Estas bandas tienden a producir estiramiento debido a una mala tensión.
- Las velocidades angulares no son constantes.

4.1.3.2. Alternativa 2

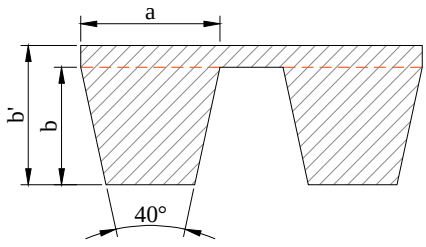


Figura Nº 4.10 *Bandas V ó Trapeciales (Sección Transversal)*

Funcionamiento

Tienen el mismo funcionamiento que las bandas planas, descritas en la alternativa 2.

Ventajas

- Permiten mayores velocidades.
- Costo es reducido en comparación con las correas comunes de sección trapecial.
- Los motores de impulsión son más eficientes

Desventajas

- Operan con poleas de pequeño diámetro.
- La fricción que existe entre banda y polea hace que se desgaste los ángulos de las ranuras.
- Produce grandes vibraciones cuando existe grandes distancias entre centros de eje.

4.1.3.3. Alternativa 3

Figura Nº 4.11 *Cadena de rodillos*

Funcionamiento

Tiene una capacidad para impulsar un cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz.

Ventajas

- Tienen una relación constante de velocidad.
- Posee una larga vida o duración.
- Tiene la capacidad de impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz.

Desventajas

- Producen demasiado ruido.
- Son más costosas.
- El mantenimiento debe ser constante.

4.1.3.4. Alternativa 4

Figura Nº 4.12 *Engranes*

Funcionamiento

Los engranes son empleados para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra. Los engranajes se utilizan sobre todo para transmitir movimiento giratorio, pero usando engranajes apropiados y piezas dentadas planas pueden transformar movimiento alternativo en giratorio y viceversa.

Ventajas

- Poseen una relación de velocidad constante.
- La velocidad del eje impulsado depende del número de dientes de cada engranaje.
- Tiene la capacidad de impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz.
- Empleando un tren de varios engranajes puede variarse la relación de velocidades dentro de unos límites muy amplios.

Desventajas

- El mantenimiento debe ser constante.
- La inexactitud en el contacto entre dientes aumenta la posibilidad de choques elevando el nivel de ruido.

- Los engranes de gran tamaño son más costosos en su fabricación debido a que requieren de máquinas mayores para formar los dientes.

4.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

A continuación se utiliza el Método de Ponderación para calificar las alternativas en una escala de valores de 1 – 10 y poder seleccionar la mejor, de acuerdo a los requerimientos de cliente.

4.2.1. MAQUINARIA PARA LA MOLIENDA

Se tienen las siguientes alternativas:

A1: *Trapiche de 3 mazas*

A2: *Desmenuzadora de 2 cilindros con trapiche de 3 mazas.*

A3: *Desmenuzadora de 3 cilindros con trapiche de 3 mazas.*

A4**:** *Desmenuzadora de 2 cilindros más desfibradora y trapiche de 3 mazas.*

FACTORES	A1	A2	A3	A4	IDEAL
Costos de los elementos	9	8	8	7	10
Rendimiento	5	6	8	7	9
Potencia requerida	6	7	6	7	8
Facilidad de construcción o disponibilidad en el mercado	5	4	4	4	6
Mantenimiento	4	4	4	4	5
Fiabilidad	2	3	4	3	4
SUMATORIA	31	32	34	32	42
PORCENTAJE	73.8	76.2	80.1	76.2	100

Tabla Nº 4.1 *Valores comparativos de las alternativas de la maquinaria para la molienda*

CONCLUSIÓN

En base a los datos obtenidos en el cuadro comparativo la mejor alternativa para este caso es la alternativa A3, con un porcentaje del 80.1%.

4.2.2. ENERGÍA HIDRÁULICA

Se tienen las siguientes alternativas:

A1: *Rueda Hidráulica*

A2: *Turbina Pelton*

A3: *Turbina Banki*

A4**:** *Turbina Francis*

FACTORES	A1	A2	A3	A4	IDEAL
Costo (construcción e instalación)	8	6	7	6	10
Eficiencia	5	7	6	8	9
Potencia suministrada	5	7	6	7	8
Facilidad de construcción o disponibilidad en el mercado	5	4	5	4	6
Mantenimiento	4	3	4	3	5
Fiabilidad y seguridad	1	3	3	2	4
SUMATORIA	28	30	31	30	42
PORCENTAJE	66.6	71.4	73.8	71.4	100

Tabla Nº 4.2 *Valores comparativos de las alternativas de la energía hidráulica.*

CONCLUSIÓN

En base a los datos obtenidos en el cuadro comparativo la mejor alternativa para este caso es la alternativa A3, con un porcentaje del 73.8%.

4.2.3. TIPO DE TRANSMISIÓN (TURBINA-TRAPICHE)

Se tienen las siguientes alternativas:

A1: *Bandas Planas*

A2: *Bandas V ó Trapezoidales*

A3: *Cadena de rodillos*

A4: *Engranes*

FACTORES	A1	A2	A3	A4	IDEAL
Costo	8	8	6	7	10
Potencia suministrada	6	6	5	8	9
Velocidad de rotación	7	7	5	6	8
Disponibilidad en el mercado	6	6	5	6	7
Facilidad de montaje	4	4	3	5	6

Fiabilidad y seguridad	3	3	2	4	5
Mantenimiento	3	3	2	3	4
SUMATORIA	37	37	28	39	49
PORCENTAJE	75.5	75.5	57.1	79.6	100

Tabla Nº 4.3 *Valores comparativos de las alternativas del tipo de transmisión*

CONCLUSIÓN

En base a los datos obtenidos en el cuadro comparativo la mejor alternativa para este caso es la alternativa A4, con un porcentaje del 79.6%.

4.3. ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

De las consideraciones mostradas en las tablas anteriores y después del análisis respectivo se puede concluir que la máquina a diseñar está constituida por un trapiche de 3 mazas con una desmenuzadora de 3 cilindros cuya potencia es generada por una turbina Banki, los cuales van a estar acoplados por medio de engranajes colocados en el eje motriz de la turbina; esta máquina va con los requerimientos planteados que son aumentar la cantidad de jugo extraído e incrementar la capacidad de molienda.

Las partes no especificadas en la selección de alternativas tales como: ranurado de mazas y cilindros, engranajes para la transmisión del trapiche a la desmenuzadora se los diseñará de acuerdo a las especificaciones más convenientes.

4.4. DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

4.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES DEL TRAPICHE

Para el diseño de la máquina se consideran las siguientes características, ver Figura Nº 4.13:

- Longitud de agarre de cilindros y mazas: L = 250 mm.
- Diámetro de los cilindros de la desmenuzadora: D = 164 mm
- Diámetro de las mazas del molino: D = 164 mm
- Velocidad de rotación de las mazas: N = 20 rpm

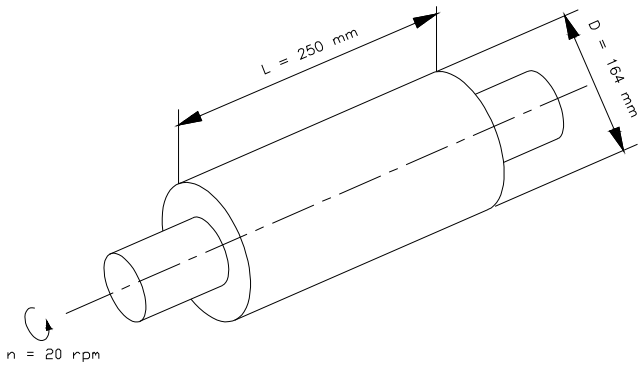


Figura Nº 4.13 *Parámetros funcionales del trapiche.*

4.4.2. CAPACIDAD DE MOLIENDA

Los productores de panela en las encuestas realizadas manifestaron que no tienen datos específicos acerca del peso de la caña a ser molida, pero se realizó una estimación aproximada en base a la capacidad de carga del camión que transporta la caña hasta el lugar o sitio de molienda. Esto en promedio tiene un valor de 3 toneladas de caña y realizan de 2 viajes con su capacidad máxima, entonces:

3 toneladas de caña x 2 viajes = 6 toneladas de caña a moler.

Para encontrar la capacidad de molienda del trapiche se conoce que los productores trabajan al día un promedio de 5 horas.

Por lo tanto; la capacidad de molienda [Cm] está determinada por:

$$Cm = \frac{6 \cdot Toneladas \cdot de \cdot caña}{5 \cdot horas} x \frac{1000 \cdot kg \cdot de \cdot caña}{1 \cdot Tonelada \cdot de \cdot caña}$$

$$Cm = 1200 \cdot kg \cdot caña / h$$

4.4.2.1. La presión en los molinos

A continuación se analizan y describen los distintos parámetros que se requieren para el dimensionamiento de la máquina.

Para obtener el valor de q (carga fibrosa = peso de la fibra por unidad de superficie del cilindro), se expresa el trabajo de un molino en función de la

carga fibrosa, y dado el valor de *f* (fibra de la caña en relación con la unidad) igual a 0.125 [HUGOT E.; Pág. 161].

Reemplazando todos los valores en la ecuación [2.8], se determina la carga fibrosa:

$$q = 0.97046 \cdot [kg / m^2]$$

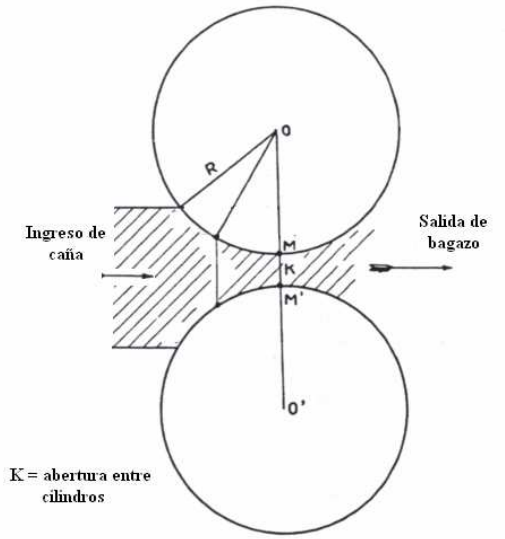


Figura Nº 4.14 *Abertura entre cilindros*

Para hallar los valores de las aberturas de entrada y salida tanto en la desmenuzadora como en el molino, ver Figura Nº 4.14, se dan los valores de *f:*

- Para la desmenuzadora *f* = 0.50 [HUGOT E.; Pág. 170]
- Para el molino *f* = 0.50

Procedemos a encontrar los valores de compresión; con estos datos se basarán los siguientes cálculos (Tabla Nº 4.4)

	Presión en kgf/cm^2 [P_M]	Compresión
Desmenuzadora (entrada)	6	0,2591
Desmenuzadora (salida)	50	0,1076
Molino (entrada)	10	0,2059
Molino (salida)	80	0,0975

Tabla Nº 4.4 *Valores de la compresión del bagazo en función de la presión*

A través de la ecuación [2.7] determinamos los valores de las aberturas K, Tabla Nº 4.5:

	Abertura [cm]
Desmenuzadora (entrada) K_{DE}	0.54
Desmenuzadora (salida) K_{DS}	0.22
Molino (entrada) K_{ME}	0.43
Molino (salida) K_{MS}	0.20

Tabla Nº 4.5 *Valores de las aberturas en el molino y desmenuzadora*

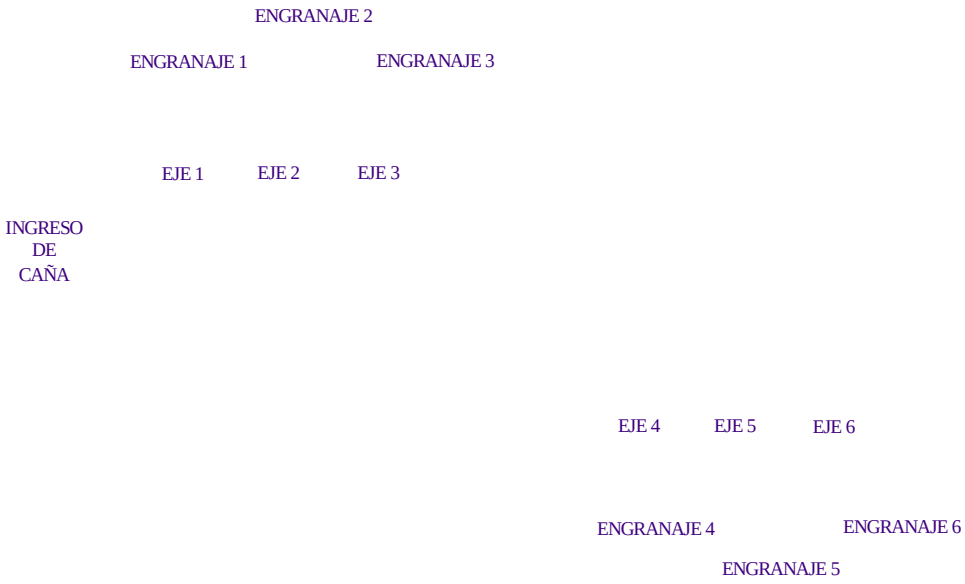
Por lo tanto, mediante la ecuación [2.1], encontramos los valores de la Fuerza Normal Total tanto en la desmenuzadora como en el molino, Tabla Nº 4.6:

	Fuerza Normal [Kgf]
Desmenuzadora (entrada) P_{DE}	127.54
Desmenuzadora (salida) P_{DS}	678.38
Molino (entrada) P_{ME}	189.68
Molino (salida) P_{MS}	1034.90

Tabla Nº 4.6 *Valores de la Fuerza Normal en el molino y desmenuzadora*

4.4.3. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES RECTOS

La máquina consta de una desmenuzadora y un molino accionados mediante 3 engranajes cada uno, y se encuentran acoplados a través de 2 ruedas motrices (Figura Nº 4.15). La velocidad de la desmenuzadora será semejante a la del molino.


ENGRANAJE 2
ENGRANAJE 1
ENGRANAJE 3
EJE 1
EJE 2
EJE 3
INGRESO
DE
CAÑA
EJE 4
EJE 5
EJE 6
ENGRANAJE 4
ENGRANAJE 6
ENGRANAJE 5

$$F_{N45} = F_{N54} = \frac{P_{ME}}{L} = \frac{189.68[Kgf]}{250[mm]} = 0.7587[Kgf/mm]$$

$$F_{N56} = F_{N65} = \frac{P_{MS}}{L} = \frac{1034.9[Kgf]}{250[mm]} = 4.1396[Kgf/mm]$$

Entonces, dados los valores de la fuerza normal total tanto en la desmenuzadora como en el molino, se obtienen las fuerzas de rozamiento, con la ecuación [2.45]:

$$F_{r_1} = \mu.P_{DE} = 0.4(127.54) = 51.016[Kgf]$$

$$F_{r_3} = \mu.P_{DS} = 0.4(678.38) = 271.35[Kgf]$$

$$F_{r_4} = \mu.P_{ME} = 0.4(189.68) = 75.87[Kgf]$$

$$F_{r_6} = \mu.P_{MS} = 0.4(1034.9) = 413.96[Kgf]$$

4.4.3.2. Condiciones de equilibrio [desmenuzadora]

Para los distintos ejes de la desmenuzadora se determinan los valores de momento torsor en los cilindros ó mazas, el momento torsor en los engranajes y las fuerzas radiales, utilizando las ecuaciones [2.46], [2.47] y [2.48]. De acuerdo a la Figura Nº 4.16. Se tienen:

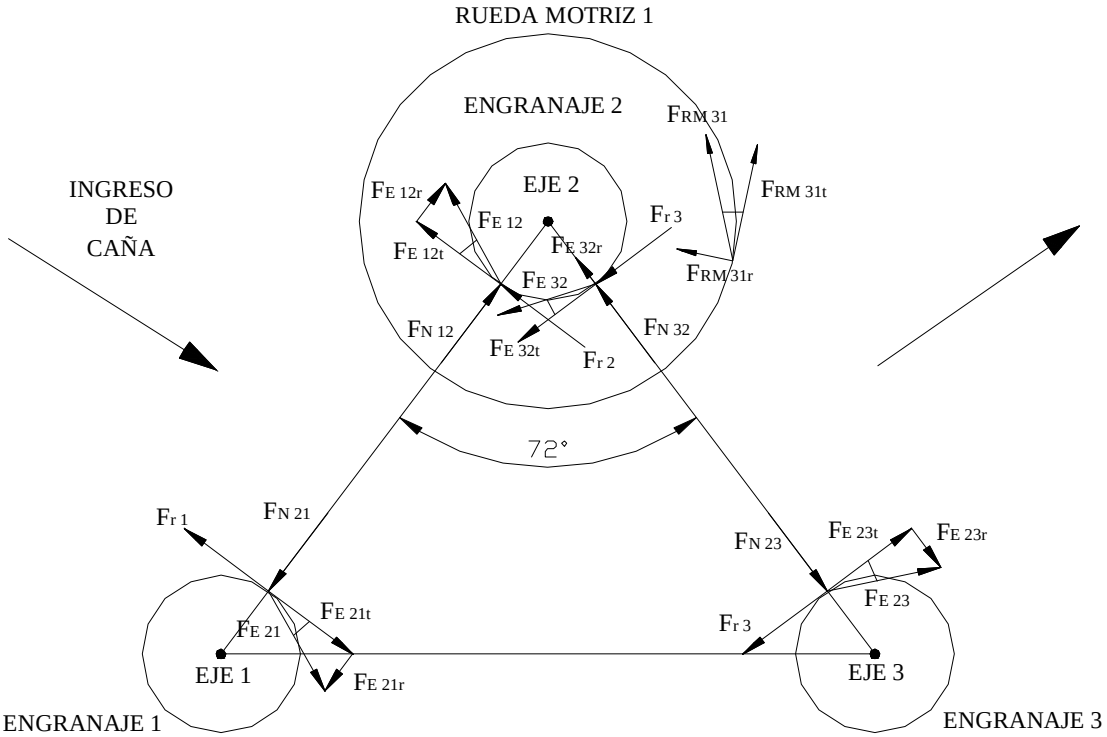


Figura Nº 4.16 *Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [desmenuzadora]*

- **PARA EL EJE Nº 1:**

$$T_{M1} = T_{E1}$$

$$F_E{}^t{}_{21} = F_{r_1} = 51.016[Kgf]$$

$$F_E{}^r{}_{21} = 51.016 * \tan 20^o = 18.568[Kgf]$$

- **PARA EL EJE Nº 3:**

$$T_{M3} = T_{E3}$$

$$F_E{}^t{}_{23} = F_{r_3} = 271.35[Kgf]$$

$$F_E{}^r{}_{23} = 271.35 * \tan 20^o = 98.763[Kgf]$$

- **PARA EL EJE Nº 2:**

Para encontrar el momento torsor producido en la rueda motriz Nº 1, se lo realiza utilizando la ecuación [2.49]

Por lo tanto encontramos sus valores de a través de la ecuación [2.47]:

$$T_{E2} = T_{E1} + T_{E3} = \left(F_E{}^t{}_{12} * R_E\right) + \left(F_E{}^t{}_{32} * R_E\right)$$
$$T_{E2} = (51.016 * 82) + (271.35 * 82)$$
$$T_{E2} = 26434.012[Kgf \cdot mm]$$

$$T_{M2} = T_{M1} + T_{M3} = \left(F_{r_1} * R_M\right) + \left(F_{r_3} * R_M\right)$$

$$T_{M2} = (51.016 * 82) + (271.35 * 82)$$

$$T_{M2} = 26434.012[Kgf \cdot mm]$$

- **PARA LA RUEDA MOTRIZ Nº 1:** El Momento Torsor producido por la Rueda Motriz 1, Figura Nº 4.16, es:

  $$T_{RM1} = 52868.024[Kgf \cdot mm]$$

  Sus componentes radial y tangencial son:

  $$T_{RM1} = F_{RM}{}^{t}{}_{31} * R_{RM1}$$

  $$F_{RM}{}^{t}{}_{31} = \frac{52868.024[Kgf \cdot mm]}{250[mm]} = 211.472[Kgf]$$

  $$F_{RM}{}^{r}{}_{31} = 211.472 * \tan 20^{o} = 76.969[Kgf]$$

- **PARA LA RUEDA MOTRIZ Nº 3:** El momento torsor producido se lo determina a través de la Figura 4.17, obteniendo el siguiente valor:

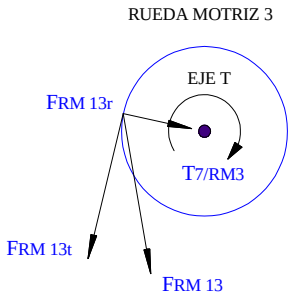


Figura Nº 4.17 *Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 3*

$$F_{RM}{}^{t}{}_{31} = F_{RM}{}^{t}{}_{13}$$

$$F_{RM}{}^{t}{}_{31} = 211.472[Kgf]$$

$$T_{7/RM3} = F_{RM}{}^{t}{}_{31} * \frac{Dp_{RM3}}{2}$$

$$T_{7/RM3} = 211.472 * \frac{80}{2}$$

$$T_{7/RM3} = 8458.88[Kgf \cdot mm]$$

4.4.3.3. Condiciones de Equilibrio [Molino]

Procedemos a determinar los valores de momento torsor en los cilindros ó mazas, el momento torsor en los engranajes y las fuerzas radiales en los distintos ejes del molino, con las ecuaciones [2.46], [2.47] y [2.48]. Así se tienen en base a la Figura Nº 4.18, las distintas fuerzas que actúan, a través de un diagrama de equilibrio para los distintos ejes.

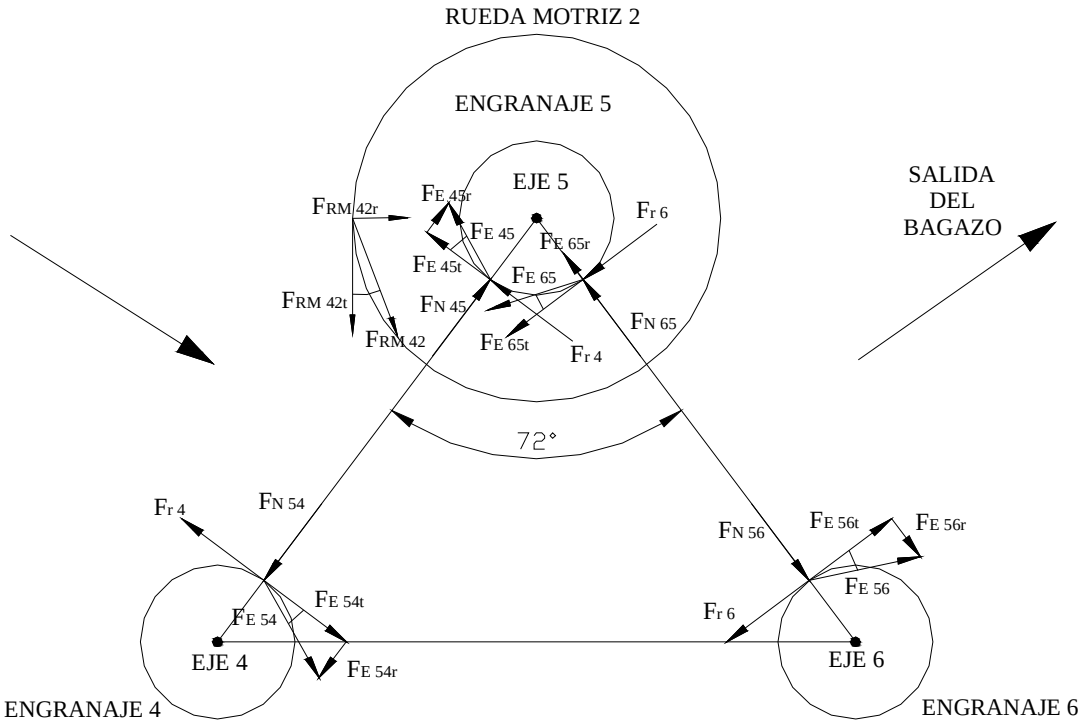


Figura Nº 4.18 *Diagrama de fuerzas en ejes y engranajes [molino]*

- **PARA EL EJE Nº 4:**

$$T_{M4} = T_{E4}$$

$$F_E{}^t{}_{54} = F_{r_4} = 75.87[Kgf]$$

$$F_E{}^r{}_{54} = 75.87 * \tan 20^o = 27.61[Kgf]$$

- **PARA EL EJE Nº 6:**

$$T_{M6} = T_{E6}$$

$$F_E{}^t{}_{56} = F_{r_6} = 413.96[Kgf]$$

$$F_E{}^r{}_{56} = 413.96 * \tan 20^o = 150.66[Kgf]$$

PARA EL EJE Nº 5: Para encontrar el momento torsor producido en la rueda motriz Nº 2, se lo realiza utilizando la ecuación [2.50]

Por lo tanto encontramos sus valores de a través de la ecuación [2.47]:

$$T_{E5} = T_{E4} + T_{E6} = \left(F_E{}^t{}_{45} * R_E\right) + \left(F_E{}^t{}_{65} * R_E\right)$$

$$T_{E5} = (75.87 * 82) + (413.96 * 82)$$

$$T_{E5} = 40166.06[Kgf \cdot mm]$$

$$T_{M5} = T_{M4} + T_{M6} = \left(F_{r_4} * R_M\right) + \left(F_{r_6} * R_M\right)$$

$$T_{M5} = (75.87 * 82) + (413.96 * 82)$$

$$T_{M5} = 40166.06[Kgf \cdot mm]$$

- **RUEDA MOTRIZ 2:** El Momento Torsor producido por la Rueda Motriz 2, es:

  $$T_{RM2} = 80332.12[Kgf \cdot mm]$$

  Sus componentes radial y tangencial son:

  $$T_{RM2} = F_{RM}{}^t{}_{42} * R_{RM2}$$

  $$F_{RM}{}^t{}_{42} = \frac{80332.12[Kgf \cdot mm]}{250[mm]} = 321.32[Kgf]$$

  $$F_{RM}{}^r{}_{42} = 321.32 * \tan 20^o = 116.95[Kgf]$$

- **PARA LA RUEDA MOTRIZ Nº 4:** El momento torsor producido se lo determina a través de la Figura 4.19, obteniendo el siguiente valor:

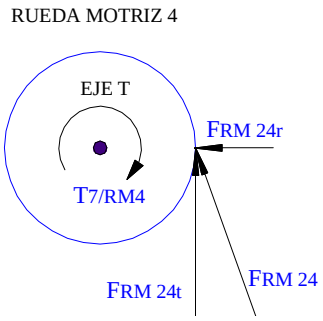


Figura Nº 4.19 *Diagrama de fuerzas en la rueda motriz 4.*

$$F_{RM}{}^t{}_{42} = F_{RM}{}^t{}_{24}$$

$$F_{RM}{}^t{}_{24} = 321.32[Kgf]$$

$$T_{7/RM4} = F_{RM}{}^{t}{}_{24} * \frac{Dp_{RM4}}{2}$$

$$T_{7/RM4} = 321.32 * \frac{80}{2}$$

$$T_{7/RM4} = 12852.8[Kgf \cdot mm]$$

4.4.4. CÁLCULO DE REACCIONES [DESMENUZADORA]

Para el análisis de fuerzas se consideran todas las cargas actuantes en los distintos ejes.

4.4.4.1. Eje Nº 1

Este eje conjuntamente con el eje Nº 2, permiten la admisión de la caña a la desmenuzadora, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre.

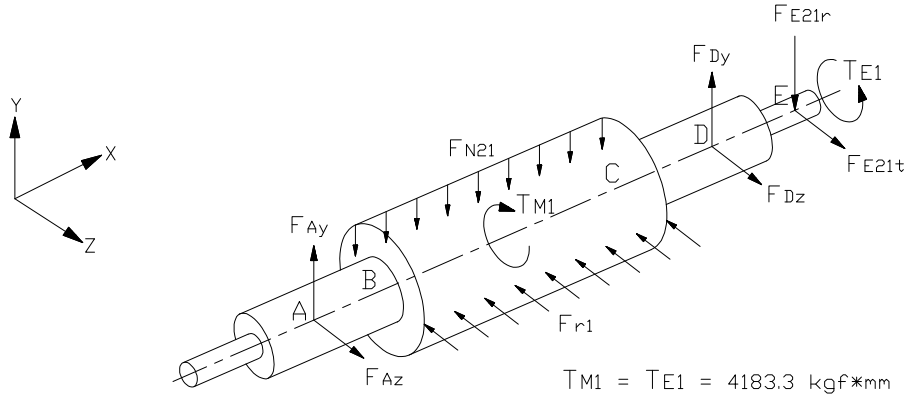


Figura Nº 4.20 *Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 1*

Geometría del eje [mm]: AB = 30; BC = 250; CD = 30; DE = 32

De los datos obtenidos en las condiciones de equilibrio, se tienen:

Las componentes tangencial y radial del momento torsor producido en los engranajes, son:

$$F_{E}{}^{t}{}_{21} = 51.016[Kgf]$$

$$F_{E}{}^{r}{}_{21} = 18.568[Kgf]$$

La fuerza normal ejercida en el eje tiene el valor de:

$$F_{N21} = 0.5101[Kgf\ /\ mm]$$

La fuerza de rozamiento es:

$$F_{r_1} = 0.204[Kgf\ /\ mm]$$

- **PLANO XY:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fy = 0$$

$$F_{Ay} - F_{N21}(250) + F_{Dy} - F_{E21}{}^{r} = 0$$

$$\cup \Sigma M_A = 0$$

$$-(F_{N21} * 250 * 155) + (F_{Dy} * 310) - (F_{E21}{}^{r} * 342) = 0$$

$$F_{Dy} = 84.25[Kgf]$$

$$F_{Ay} = 61.843[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.21.

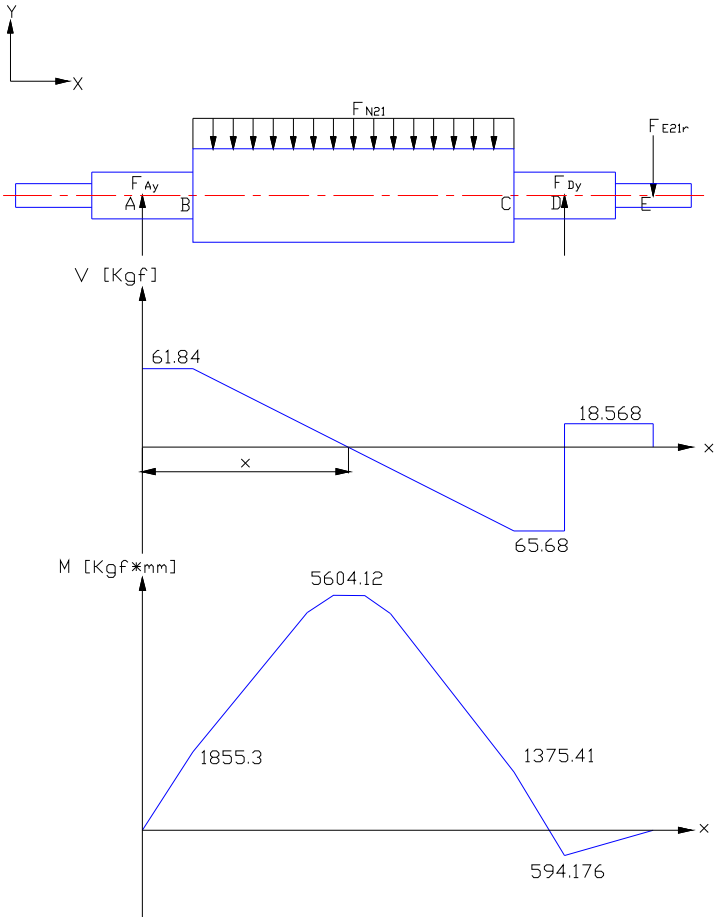


Figura 4.21 *Diagrama de cortante y momento flector*

- **PLANO XZ:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fz = 0$$

$$F_{Az} - F_{r_1}(250) - F_{Dz} + F_{E21}{}^{t} = 0$$

$$\cup \Sigma M_A = 0$$

$$-(F_{r_1} * 250 * 155) - (F_{Dz} * 310) + (F_{E21}{}^{t} * 342) = 0$$

$$F_{Dz} = 30.782[Kgf]$$

$$F_{Az} = 30.766[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.22.

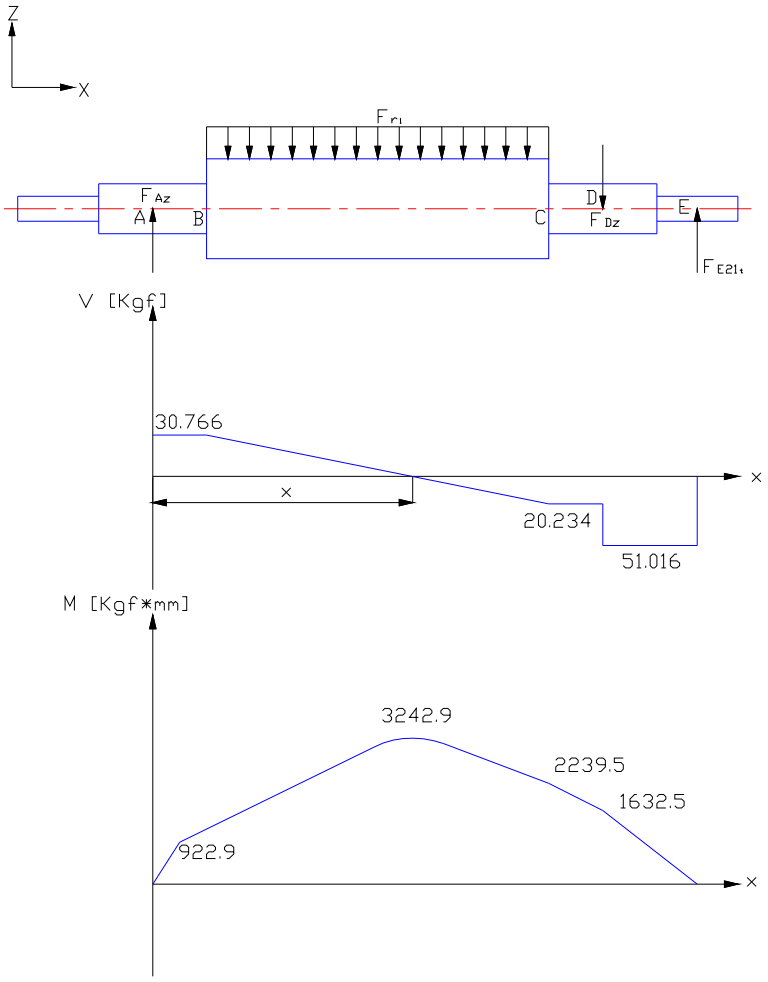


Figura 4.22 *Diagrama de cortante y momento flector*

4.4.4.2. Eje Nº 2

Este eje conjuntamente con el eje Nº 1, permiten la admisión de la caña y con el eje Nº 3 permiten descarga de la caña en la desmenuzadora, y tiene la influencia de la cuchilla bagacera, por lo tanto se determinan sus reacciones actuantes de la Figura Nº 4.23.

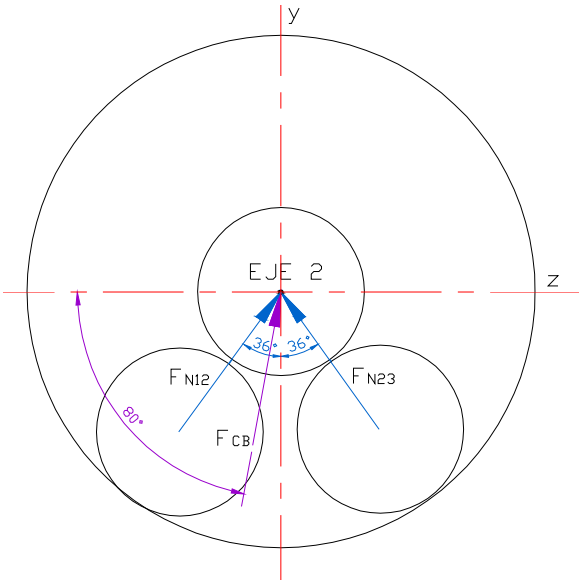


Figura Nº 4.23 *Reacciones en el eje Nº 2*

Dados los siguientes valores de fuerza normal, descomponemos en el eje *y* y eje *z*, obteniendo de la Figura Nº 4.23 los respectivos ángulos.

$$F_{N12} = 0.5101[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N12}{}^{y} = 0.5101 * \cos 36^{o} = 0.412[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N12}{}^{z} = 0.5101 * sen36^{o} = 0.3[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N32} = 2.7135[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N32}{}^{y} = 2.7135 * \cos 36^{o} = 2.195[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N32}{}^{z} = 2.7135 * sen36^{o} = -1.595[Kgf\ /\ mm]$$

La reacción de la cuchilla central o cuchilla bagacera [F_{CB}] se estima en un 20% de la fuerza aplicada sobre el cilindro superior. Así se tiene:

$$F_{CB}{}^{y} = F_{CB} * sen80^{o}$$
$$F_{CB}{}^{z} = F_{CB} * \cos 80^{o}$$

Entonces, la fuerza normal para el eje Nº 2, tiene:

$$F_{N2}{}^{y} = F_{N12}{}^{y} + F_{N32}{}^{y} + F_{CB}{}^{y}$$
$$F_{N2}{}^{z} = F_{N12}{}^{z} + F_{N32}{}^{z} + F_{CB}{}^{z}$$

Y se tiene, que:

$$F_{N2} = \sqrt{F_{N2}{}^{y} + F_{N2}{}^{z}}$$
$$F_{CB} = 0.2F_{N2}$$

Por lo tanto, se tiene los valores de F_{CB} y F_{N2}:

$$F_{CB} = 0.8[Kgf\ /\ mm]$$

$$F_{N2} = 4.0[Kgf\ /\ mm]$$

De acuerdo a la Figura Nº 4.23 se tienen las proyecciones de la fuerza normal F_{N2}:

$$F_{N2}{}^{y} = 3.4[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N2}{}^{z} = -1.16[Kgf\ /\ mm]$$

La fuerza total ejercida por los engranajes Nº 1 y Nº 3, es:

$$F_{E1} = \sqrt{\left(F_{E12}{}^{t}\right)^2 + \left(F_{E12}{}^{r}\right)^2} = 54.28[Kgf]$$
$$F_{E1}{}^{y} = F_{E1} * sen56^{o} = 45[Kgf]$$
$$F_{E1}{}^{z} = -F_{E1} * \cos 56^{o} = -30.35[Kgf]$$

$$F_{E3} = \sqrt{\left(F_{E23}{}^{t}\right)^2 + \left(F_{E23}{}^{r}\right)^2} = 288.76[Kgf]$$
$$F_{E3}{}^{y} = -F_{E3} * \cos 74^{o} = -79.6[Kgf]$$
$$F_{E3}{}^{z} = -F_{E3} * sen74^{o} = -277.57[Kgf]$$

Entonces los valores de las reacciones del engranaje Nº 2.

$$F_{E2}{}^{y} = -34.6[Kgf]$$
$$F_{E2}{}^{z} = -307.92[Kgf]$$

La fuerza producida por la rueda motriz 3 es:

$$F_{RM31} = \sqrt{\left(F_{RM31}{}^{t}\right)^2 + \left(F_{RM31}{}^{r}\right)^2} = 225.04[Kgf]$$
$$F_{RM31}{}^{y} = F_{RM31} * sen80^{o} = 221.6[Kgf]$$
$$F_{RM31}{}^{z} = F_{RM31} * \cos 80^{o} = 39.07[Kgf]$$

Por lo tanto, se establecen las fuerzas actuantes en el eje Nº 2, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre.

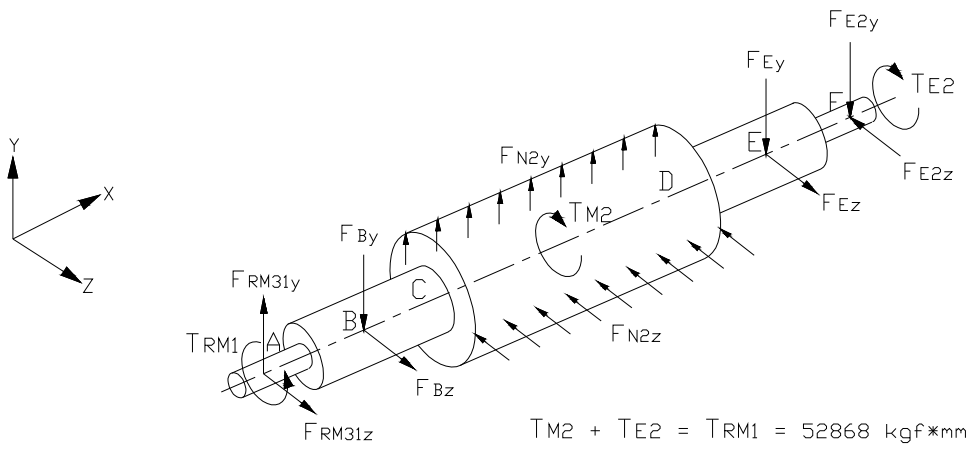


Figura Nº 4.24 *Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 2*

Geometría del eje [mm]: AB = 32; BC = 30; CD = 250; DE = 30; EF = 32

$$F_{N2}{}^{y} = 3.4[Kgf\ /\ mm]$$

$$F_{E2}{}^{y} = -34.6[Kgf]$$

$$F_{N2}{}^{z} = -1.16[Kgf\ /\ mm]$$

$$F_{E2}{}^{z} = -307.92[Kgf]$$

$$F_{RM31}{}^{y} = 221.6[Kgf]$$

$$F_{RM31}{}^{z} = 39.07[Kgf]$$

- **PLANO XY:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fy = 0$$

$$F_{RM31}{}^{y} - F_{By} - F_{N2}{}^{y}(250) - F_{Ey} - F_{E2}{}^{y} = 0$$

$$\cup \Sigma M_{B} = 0$$

$$-F_{RM31}{}^{y}(32) + (F_{N2}{}^{y} * 250 * 155) - (F_{Ey} * 310) - (F_{E2}{}^{y} * 342) = 0$$

$$F_{Ey} = 363.953[Kgf]$$

$$F_{By} = 673.047[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.25.

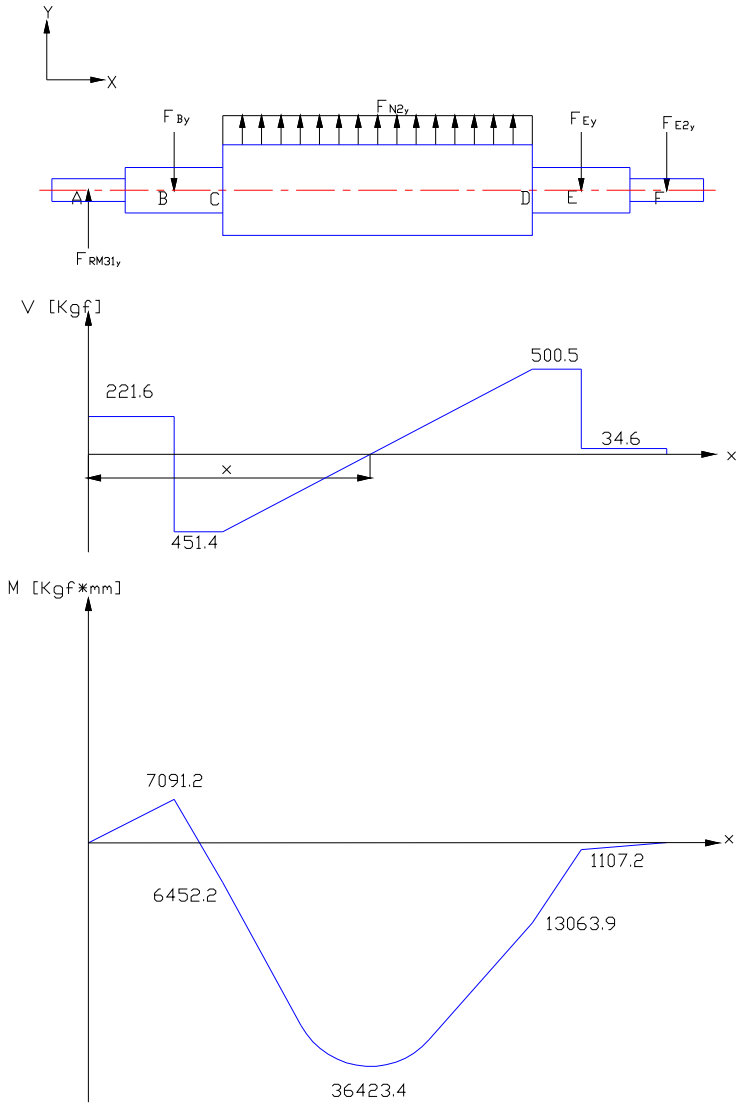


Figura 4.25 *Diagrama de cortante y momento flector*

- **PLANO XZ:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fz = 0$$

$$F_{RM31}{}^{z} + F_{Bz} - F_{N2}{}^{z}(250) + F_{Ez} - F_{E2}{}^{z} = 0$$

$$\cup \Sigma M_B = 0$$

$$-F_{RM31}{}^{z}(32) - (F_{N2}{}^{z} * 250 * 155) + (F_{Ez} * 310) - (F_{E2}{}^{z} * 342) = 0$$

$$F_{Ez} = 488.74[Kgf]$$

$$F_{Bz} = 70.11[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.26.

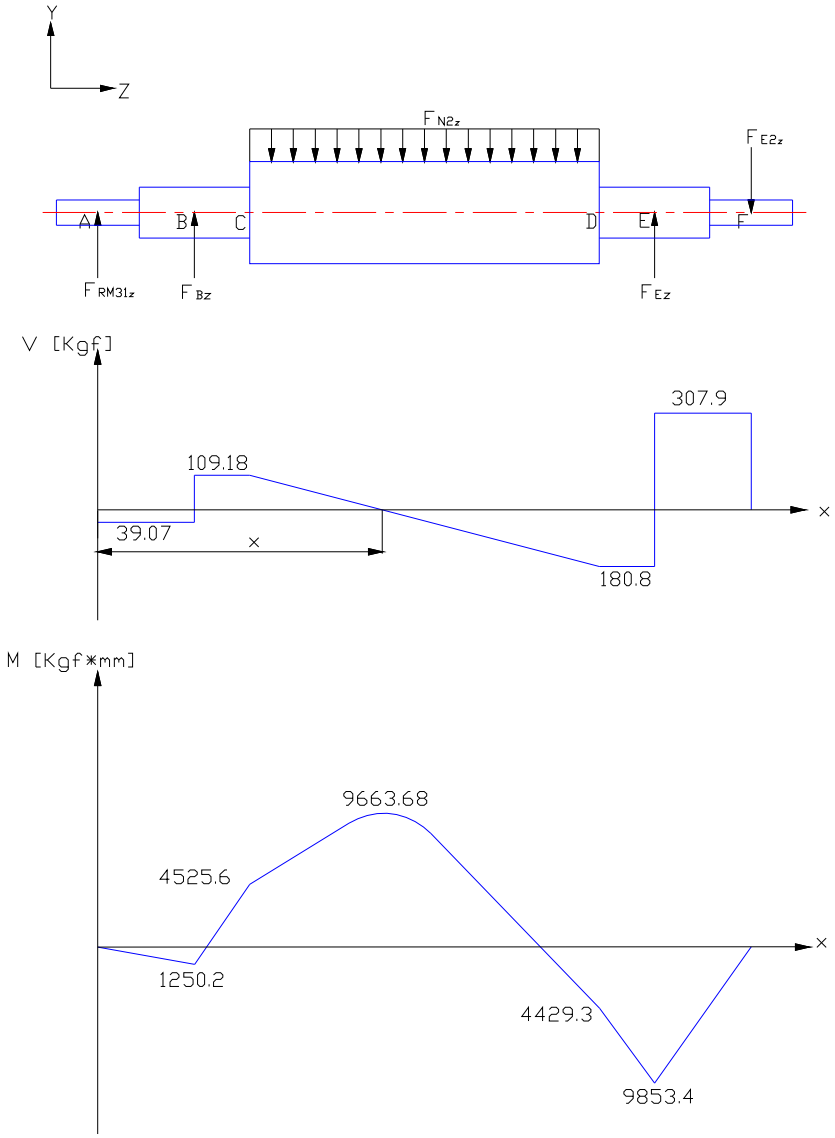


Figura 4.26 *Diagrama de cortante y momento flector*

4.4.4.3. Eje Nº 3

Este eje conjuntamente con el eje Nº 2, permiten la descarga de la caña en la desmenuzadora, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre.

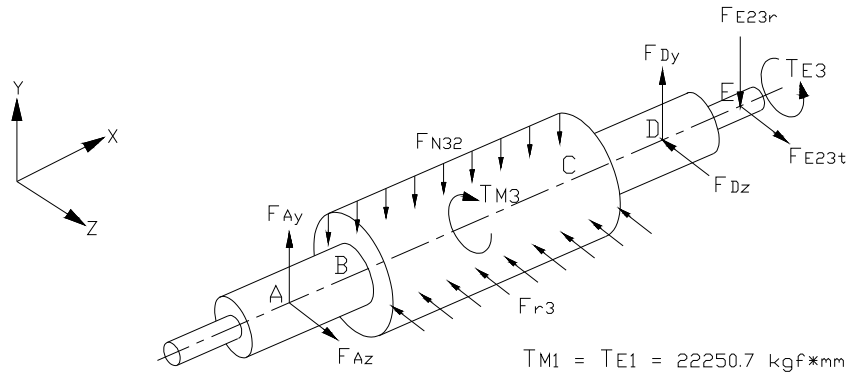


Figura Nº 4.27 *Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 3*

Geometría del eje [mm]: AB = 30; BC = 250; CD = 30; DE = 32

De los datos obtenidos en las condiciones de equilibrio, se tienen:

$$F_{E}{}^{t}{}_{23} = 271.35[Kgf]$$

$$F_{E}{}^{r}{}_{23} = 98.76[Kgf]$$

$$F_{N32} = 2.7135[Kgf/mm]$$

$$F_{r_3} = 1.085[Kgf/mm]$$

- **PLANO XY:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fy = 0$$

$$F_{Ay} - F_{N32}(250) + F_{Dy} - F_{E23}{}^{r} = 0$$

$$\cup \Sigma M_A = 0$$

$$-(F_{N32} * 250 * 155) + (F_{Dy} * 310) - (F_{E32}{}^{r} * 342) = 0$$

$$F_{Dy} = 448.14[Kgf]$$

$$F_{Ay} = 329[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.28.

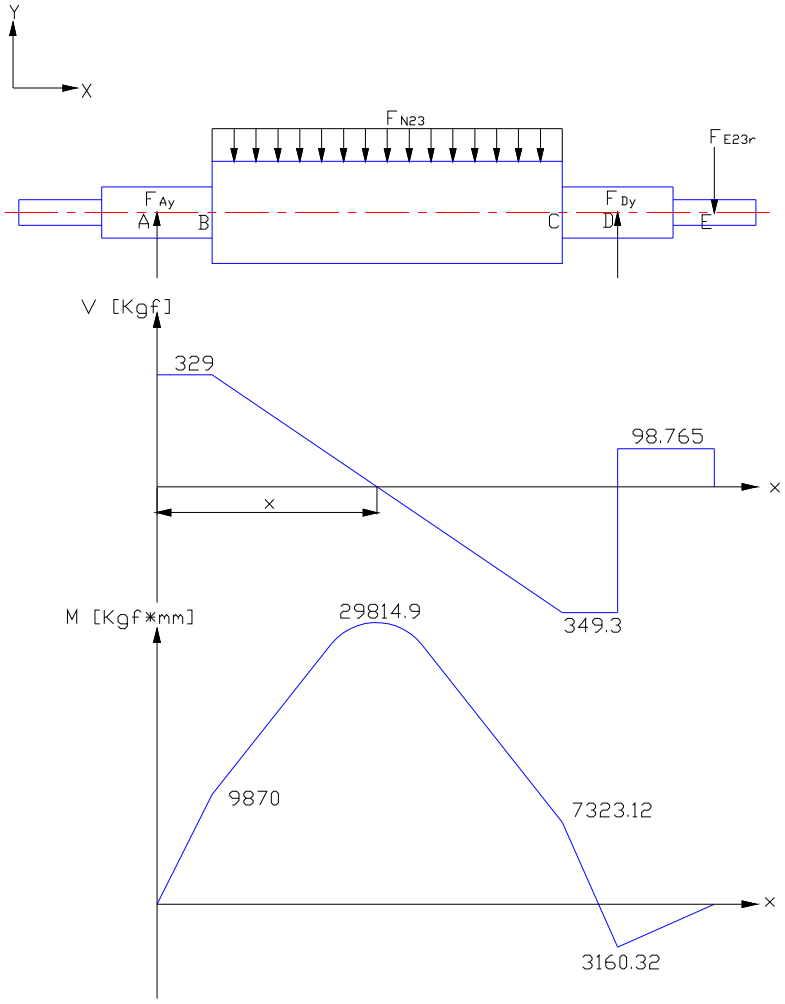


Figura 4.28 *Diagrama de cortante y momento flector*

- **PLANO XZ:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fz = 0$$

$$F_{Az} - F_{r_3}(250) - F_{Dz} + F_{E23}{}^{t} = 0$$

$$\cup \Sigma M_A = 0$$

$$-(F_{r_3} * 250 * 155) - (F_{Dz} * 310) + (F_{E23}{}^{t} * 342) = 0$$

$$F_{Dz} = 163.73[Kgf]$$

$$F_{Az} = 163.63[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.29.

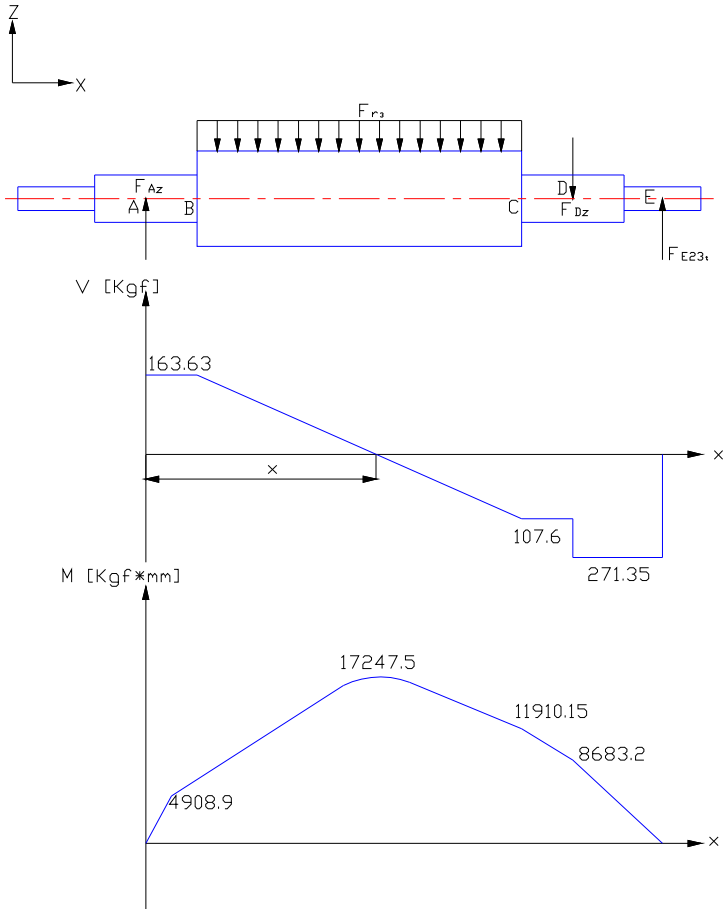


Figura 4.29 *Diagrama de cortante y momento flector*

4.4.5. CÁLCULO DE REACCIONES [MOLINO]

Para el análisis de fuerzas se consideran todas las cargas actuantes en los distintos ejes.

4.4.5.1. Eje Nº 4

Este eje conjuntamente con el eje Nº 5, permiten la admisión de la caña al molino, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre.

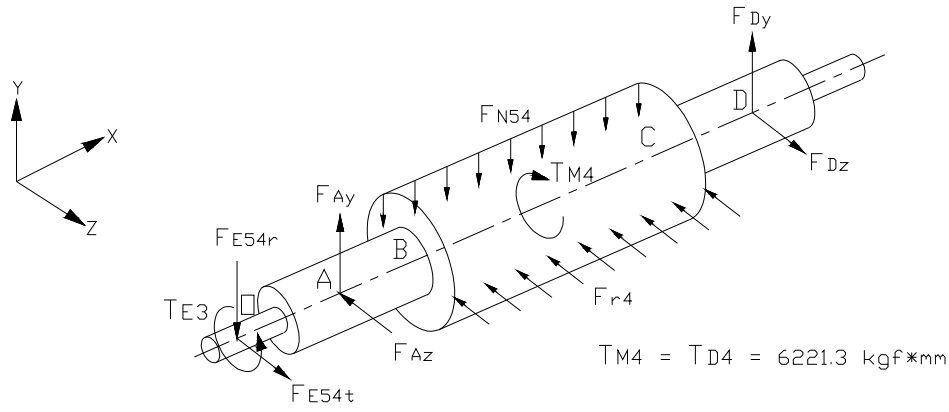


Figura Nº 4.30 *Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 4*

Geometría del eje [mm]: AB = 30; BC = 250; CD = 30; DE = 32

De los datos obtenidos en las condiciones de equilibrio, se tienen:

$F_{E}{}^{t}{}_{54} = 75.87[Kgf]$

$F_{E}{}^{r}{}_{54} = 27.61[Kgf]$

$F_{N54} = 0.7587[Kgf/mm]$

$F_{r_4} = 0.3035[Kgf/mm]$

- **PLANO XY:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$\Sigma Fy = 0$

$F_{Ay} - F_{N54}(250) + F_{Dy} - F_{E54}{}^{r} = 0$

$\cup \Sigma M_A = 0$

$-(F_{N54} * 250 * 155) + (F_{Dy} * 310) + (F_{E32}{}^{r} * 32) = 0$

$F_{Dy} = 91.99[Kgf]$

$F_{Ay} = 125.3[Kgf]$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.31.

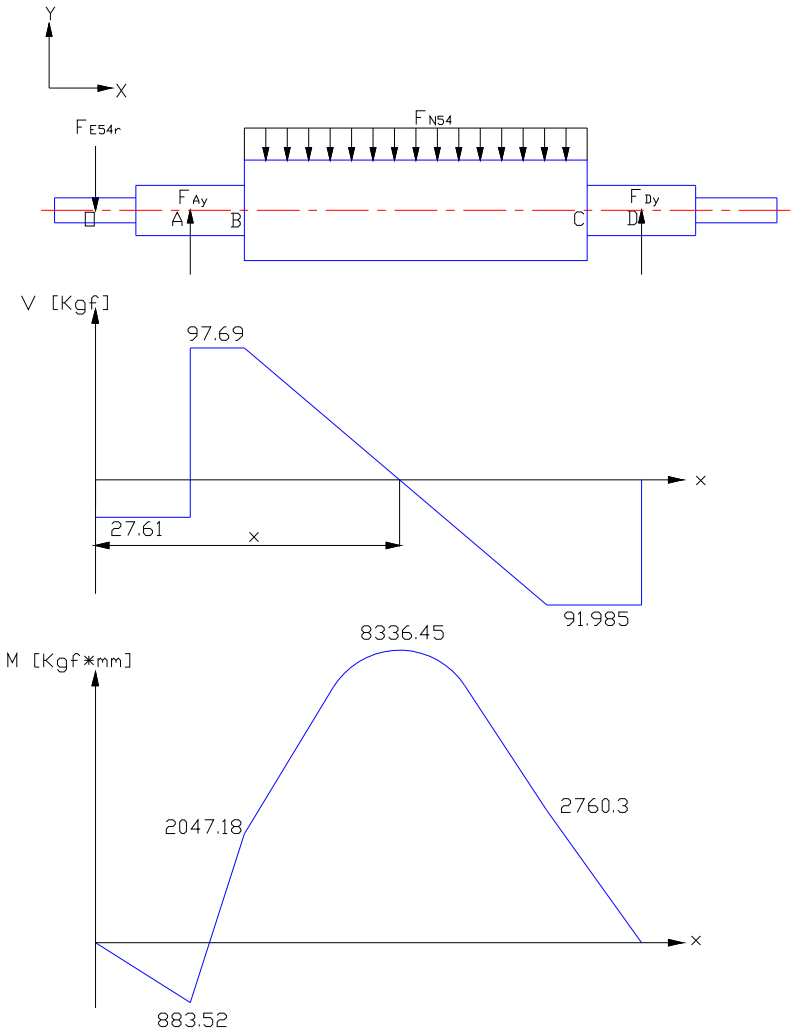


Figura 4.31 *Diagrama de cortante y momento flector*

- **PLANO XZ:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fz = 0$$

$$-F_{Az} - F_{r_4}(250) + F_{Dz} + F_{E54}{}^{t} = 0$$

$$\cup \Sigma M_A = 0$$

$$-(F_{r_4} * 250 * 155) + (F_{Dz} * 310) - (F_{E54}{}^{t} * 32) = 0$$

$$F_{Dz} = 45.7[Kgf]$$

$$F_{Az} = 45.7[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.32.

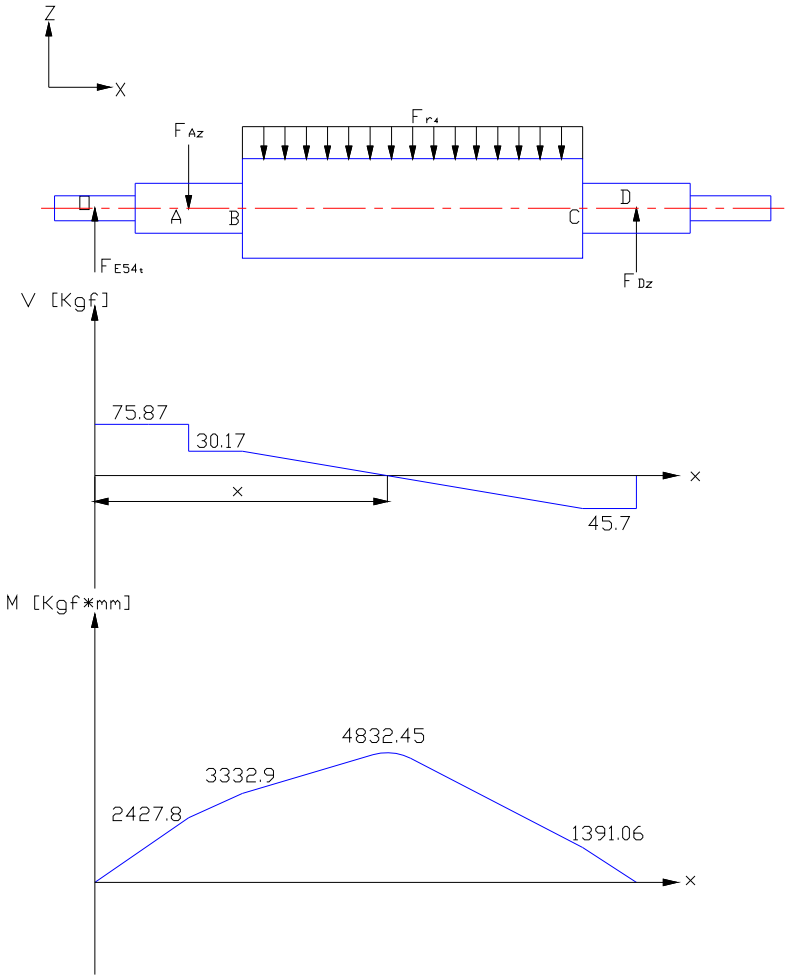


Figura 4.32 *Diagrama de cortante y momento flector*

4.4.5.2. Eje Nº 5

Este eje conjuntamente con el eje Nº 4, permiten la admisión de la caña y con el eje Nº 5 permiten descarga de la caña en el molino, y tiene la influencia de la cuchilla bagacera, por lo tanto se determinan sus reacciones actuantes de la Figura Nº 4.33.

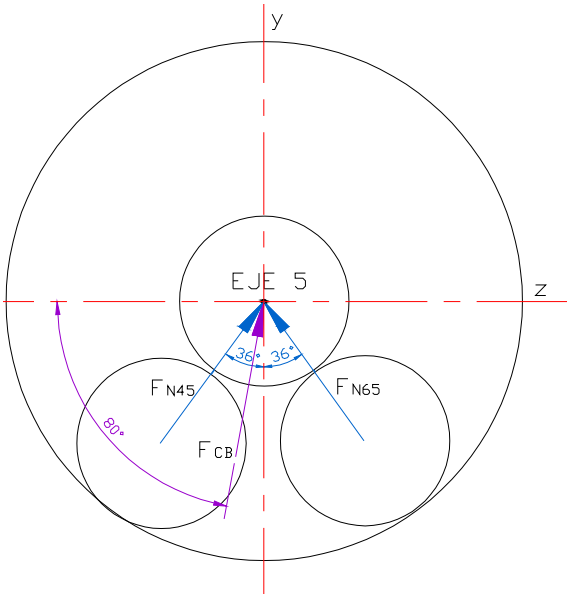


Figura Nº 4.33 *Reacciones en el eje Nº 5*

Se procede de la misma manera que con el eje Nº 2, de la Figura Nº 4.33 se tienen los respectivos ángulos y se establecen las reacciones.

$$F_{N45} = 0.7587[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N45}{}^{y} = 0.7587 * \cos 36^{o} = 0.6138[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N45}{}^{z} = 0.7587 * sen36^{o} = 0.446[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N65} = 4.1396[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N65}{}^{y} = 4.1396 * \cos 36^{o} = 3.35[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N65}{}^{z} = 4.1396 * sen36^{o} = -2.433[Kgf\ /\ mm]$$

La reacción de la cuchilla central o cuchilla bagacera [F_{CB}] se estima en un 20% de la fuerza aplicada sobre el cilindro superior.

$$F_{CB}{}^{y} = F_{CB} * sen80^{o}$$
$$F_{CB}{}^{z} = F_{CB} * \cos 80^{o}$$

Entonces, la fuerza normal para el eje Nº 5, tiene:

$$F_{N5}{}^{y} = F_{N45}{}^{y} + F_{N65}{}^{y} + F_{CB}{}^{y}$$
$$F_{N5}{}^{z} = F_{N45}{}^{z} + F_{N45}{}^{z} + F_{CB}{}^{z}$$

Y se tiene:

$$F_{N2} = \sqrt{F_{N2}{}^{y} + F_{N2}{}^{z}}$$
$$F_{CB} = 0.2F_{N2}$$

Por lo tanto, se tiene los valores de F_{CB} y F_{N2}:

$$F_{CB} = 1.202[Kgf\ /\ mm]$$

$$F_{N5} = 6.0[Kgf\ /\ mm]$$

De acuerdo a la Figura Nº 4.33 se tienen las proyecciones de la fuerza normal F_{N2}:

$$F_{N5}{}^{y} = 5.147[Kgf\ /\ mm]$$
$$F_{N5}{}^{z} = -1.778[Kgf\ /\ mm]$$

La fuerza total ejercida por los engranajes Nº 1 y Nº 3, es:

$$F_{E4} = \sqrt{\left(F_{E45}{}^{t}\right)^2 + \left(F_{E45}{}^{r}\right)^2} = 80.737[Kgf]$$
$$F_{E4}{}^{y} = F_{E4} * sen56^{o} = 66.93[Kgf]$$
$$F_{E4}{}^{z} = -F_{E4} * \cos 56^{o} = -45.14[Kgf]$$

$$F_{E6} = \sqrt{\left(F_{E65}{}^{t}\right)^2 + \left(F_{E65}{}^{r}\right)^2} = 440.52[Kgf]$$
$$F_{E6}{}^{y} = -F_{E6} * \cos 56^{o} = -246.33[Kgf]$$
$$F_{E6}{}^{z} = -F_{E6} * sen56^{o} = -365.21[Kgf]$$

Entonces los valores de las reacciones del engranaje Nº 5.

$$F_{E5}{}^{y} = -179.4[Kgf]$$
$$F_{E5}{}^{z} = -410.35[Kgf]$$

La fuerza producida por la rueda motriz 4 es:

$$F_{RM42} = \sqrt{\left(F_{RM42}{}^{t}\right)^2 + \left(F_{RM42}{}^{r}\right)^2} = 341.94[Kgf]$$
$$F_{RM42}{}^{y} = F_{RM42} * \cos 20^{o} = 321.32[Kgf]$$
$$F_{RM42}{}^{z} = F_{RM42} * sen20^{o} = 116.95[Kgf]$$

Por lo tanto, se establecen las fuerzas actuantes en el eje Nº 5, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre.

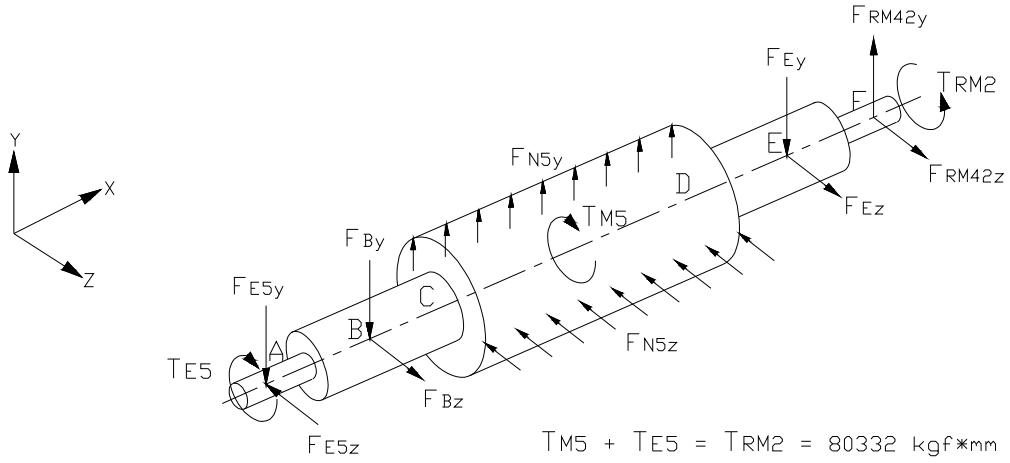


Figura Nº 4.34 *Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 5*

Geometría del eje [mm]: AB = 32; BC = 30; CD = 250; DE = 30; EF = 32

$$F_{N5}{}^{y} = 5.147[Kgf\ /\ mm]$$

$$F_{E5}{}^{y} = -179.4[Kgf]$$

$$F_{N5}{}^{z} = -1.778[Kgf\ /\ mm]$$

$$F_{E5}{}^{z} = -410.3[Kgf]$$

$$F_{RM42}{}^{y} = 312.32[Kgf]$$

$$F_{RM42}{}^{z} = 116.95[Kgf]$$

- **PLANO XY:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fy = 0$$

$$F_{RM42}{}^{y} - F_{By} + F_{N5}{}^{y}(250) - F_{Ey} - F_{E5}{}^{y} = 0$$

$$\cup \Sigma M_{B} = 0$$

$$F_{RM42}{}^{y}(342) + (F_{N5}{}^{y} * 250 * 155) - (F_{Ey} * 310) + (F_{E5}{}^{y} * 32) = 0$$

$$F_{Ey} = 1006.45[Kgf]$$

$$F_{By} = 413.22[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.35.

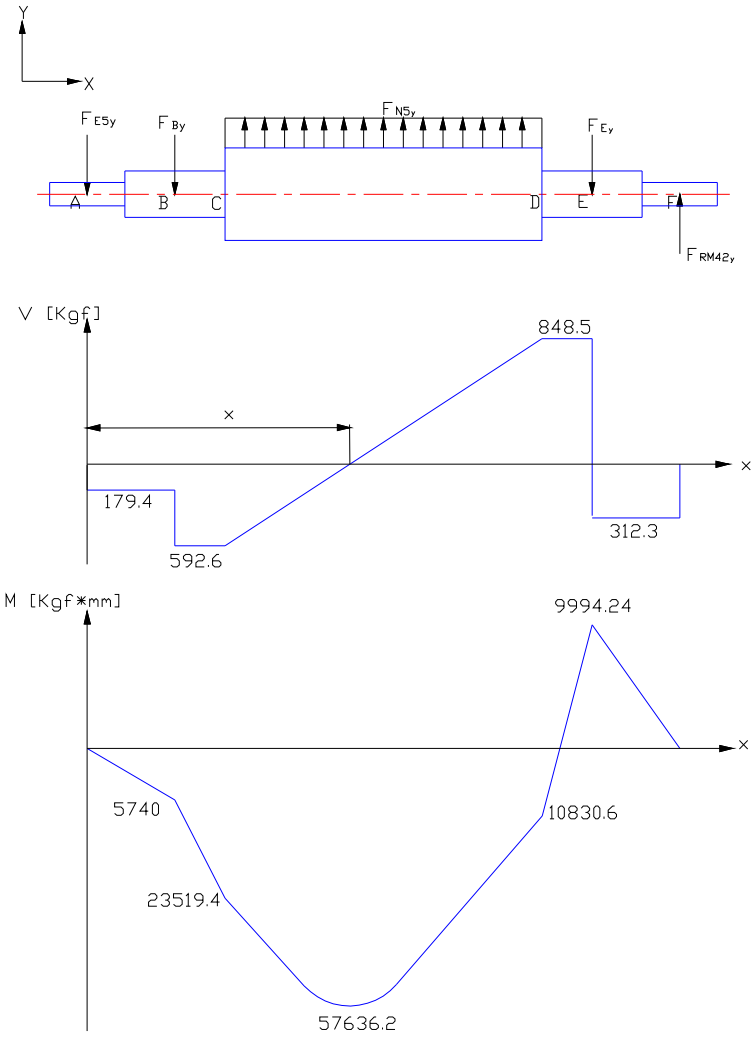


Figura 4.35 *Diagrama de cortante y momento flector*

- **PLANO XZ:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fz = 0$$

$$F_{RM42}{}^{z} + F_{Bz} - F_{N5}{}^{z}(250) + F_{Ez} - F_{E5}{}^{z} = 0$$

$$\cup \Sigma M_B = 0$$

$$F_{RM42}{}^{z}(342) - (F_{N5}{}^{z} * 250 * 155) + (F_{Ez} * 310) - (F_{E5}{}^{z} * 32) = 0$$

$$F_{Ez} = 50.87[Kgf]$$

$$F_{Bz} = 686.98[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.36.

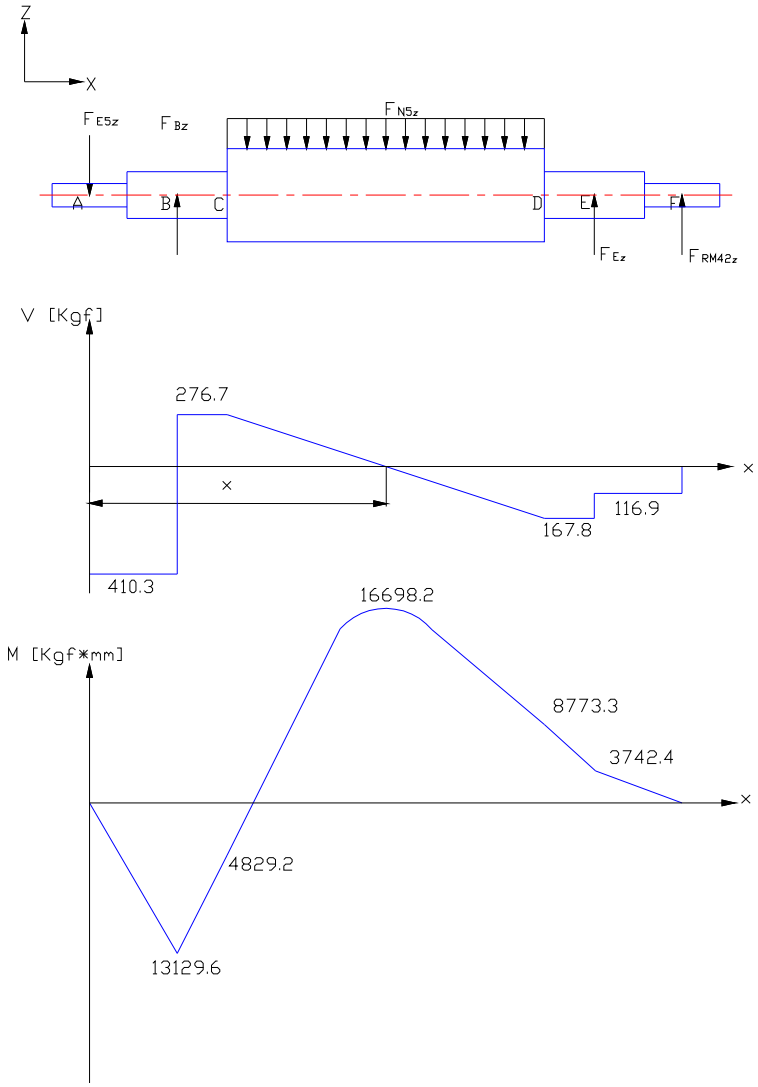


Figura 4.36 *Diagrama de cortante y momento flector*

4.4.5.3. Eje Nº 6

Este eje conjuntamente con el eje Nº 5, permiten la descarga de la caña en el molino, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre.

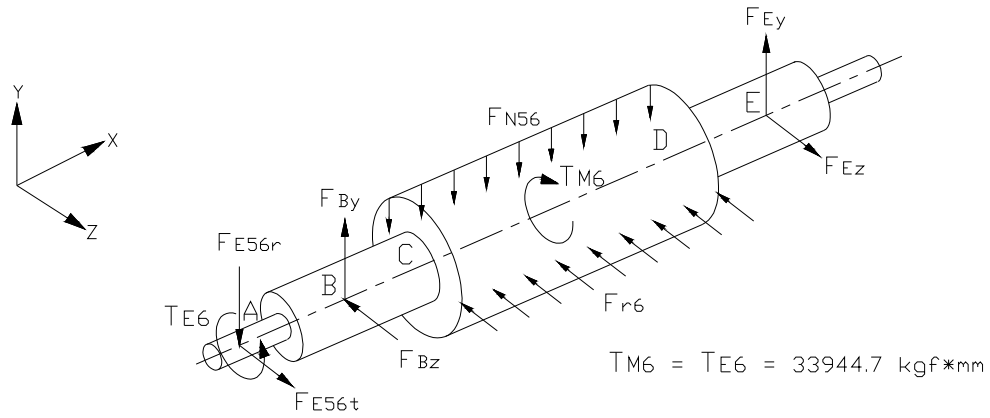


Figura Nº 4.37 *Diagrama de cuerpo libre del eje Nº 6*

Geometría del eje [mm]: AB = 32; BC = 30; CD = 250; DE = 30

De los datos obtenidos en las condiciones de equilibrio, se tienen:

$F_{E}{}^{t}{}_{56} = 413.96[Kgf]$

$F_{E}{}^{r}{}_{56} = 150.66[Kgf]$

$F_{N56} = 4.1396[Kgf / mm]$

$F_{r_6} = 1.656[Kgf / mm]$

- **PLANO XY:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$\Sigma Fy = 0$

$F_{By} - F_{N56}(250) + F_{Dy} - F_{E56}{}^{r} = 0$

$\cup \Sigma M_{B} = 0$

$-(F_{N56} * 250 * 155) + (F_{Dy} * 310) + (F_{E56}{}^{r} * 32) = 0$

$F_{Dy} = 501.9[Kgf]$

$F_{By} = 683.66[Kgf]$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.38.

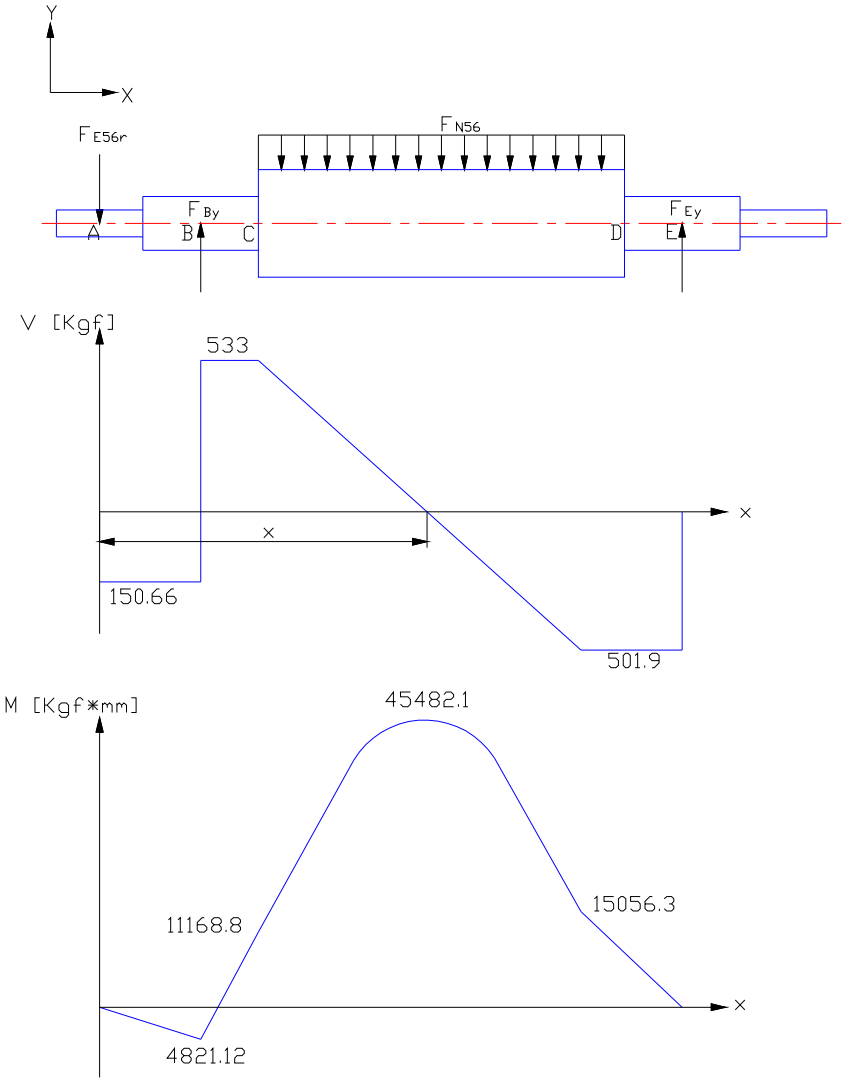


Figura 4.38 *Diagrama de cortante y momento flector*

- **PLANO XZ:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma Fz = 0$$

$$-F_{Bz} - F_{r_6}(250) + F_{Ez} + F_{E56}{}^{t} = 0$$

$$\cup \Sigma M_B = 0$$

$$-(F_{r_6} * 250 * 155) + (F_{Ez} * 310) - (F_{E56}{}^{t} * 32) = 0$$

$$F_{Ez} = 249.73[Kgf]$$

$$F_{Bz} = 249.73[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura 4.39.

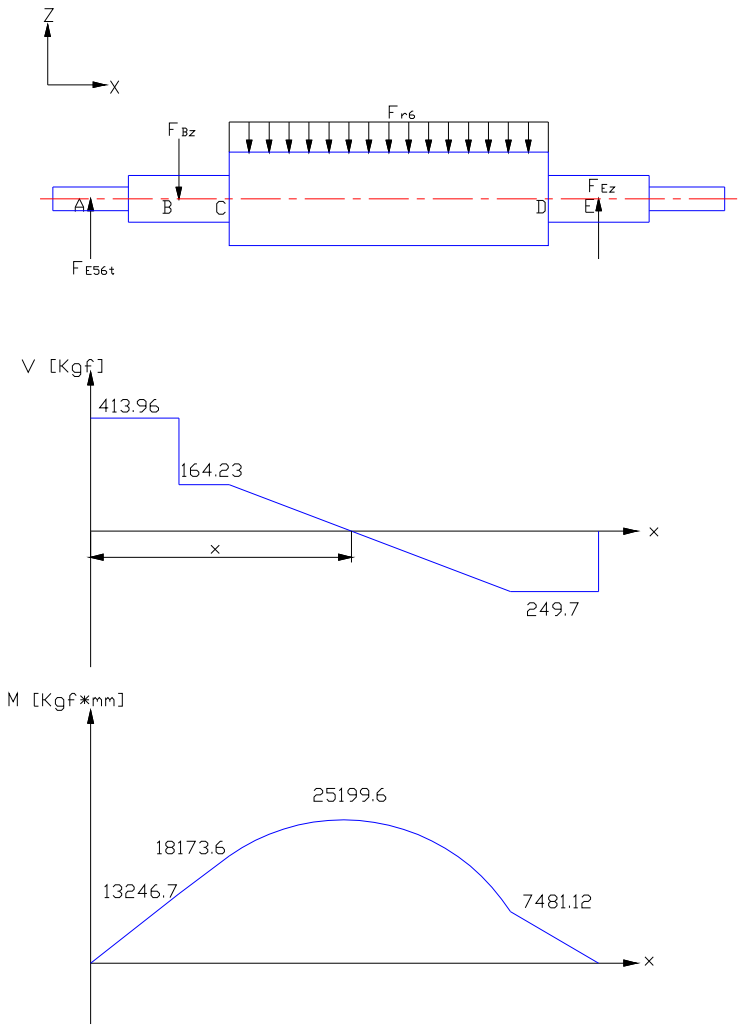


Figura 4.39 *Diagrama de cortante y momento flector*

4.4.6. CÁLCULO A FATIGA DEL EJE

En base a los diagramas de momento flector se considera al eje Nº 5 como crítico, y el momento máximo concentrado en el punto C.

$$M_{máx} = 24010[Kgf \cdot mm]$$

Por lo tanto el momento torsor es:

$$T = 40166.06[Kgf \cdot mm]$$

Para encontrar el diámetro del eje en una primera aproximación, aplicamos el método de Soderberg para ejes de transmisión, ecuación [2.36]

$$d = \left\{ \frac{16FS}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

El material empleado para el diseño de los ejes es: acero de transmisión SAE 1018 (estirado en frío), con las siguientes características:

$S_{ut} = 71\left[Kgf / mm^2\right] \approx 100.9[Kpsi]$

$S_y = 31\left[Kgf / mm^2\right] \approx 44[Kpsi]$

El límite de resistencia a la fatiga viene dado por la ecuación [2.19]:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

De la Tabla Nº 2.1 se tiene para material dúctil: $S_{ut} < 200\,kpsi$

El límite de resistencia a la fatiga del eje, está determinado en base a la Tabla Nº 2.1:

$\therefore S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 35.5\left[kgf / mm^2\right]$

Se encuentran los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$k_a = 0.74$ (Figura 2.8)

$k_b = 1.189 d^{-0.097} : 8mm < d \leq 250mm; k_b = 0.83$ (Sección 2.2.8.2.2.)

$k_c = 0.897$ confiabilidad de 90 % (Tabla Nº 2.2)

$k_d = 1 \quad T < 450^o C$ (sección 2.2.8.2.4.)

$k_e = 0.1778$ (eje con cambio de sección, Tabla Nº A-26 del anexo del Manual de diseño mecánico; J. Shigley.)

$k_f = 1$ (efectos varios, Ec. [2.23])

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, mediante la ecuación [2.19], es:

$S_e = 3.477\left[kgf / mm^2\right]$

Considerando un factor de seguridad F.S. igual a 2 se obtiene, de la ecuación [2.36]:

$d = 41[mm]$

Entonces, el diámetro exterior del eje será de 40 [*mm*].

Si se considera un eje hueco, se asume un diámetro interior de 20 [*mm*], para lo cual se comprobará su F.S.

Se determina el esfuerzo máximo de flexión, con la ecuación [2.10]

$$\sigma = \frac{MD/2}{I}$$

Entonces, se encuentra el valor del momento de inercia del eje hueco con:

$$I = \frac{\pi}{64}\left(40^4 - 20^4\right) = 117809.72\left[mm^4\right]$$

Se obtiene, de la ecuación [2.10], el esfuerzo:

$$\sigma = 4.08\left[Kgf/mm^2\right]$$

Se halla el valor del esfuerzo cortante máximo dado por la ecuación [2.11]:

$$\tau = \frac{T \cdot D}{2W} = 3.41\left[Kgf/mm^2\right]$$

Se determina el módulo de la sección, con:

$$W = \frac{\pi}{32}\left(D^4 - d^4\right) = 235620\left[mm^4\right]$$

A través del círculo de Mohr se definen las siguientes ecuaciones de esfuerzo, ecuación [2.12]:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2}\left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right]$$

$$\sigma_1 = 6.01\left[Kgf/mm^2\right]$$

$$\sigma_2 = -1.93\left[Kgf/mm^2\right]$$

Aplicando la teoría de la Energía de la distorsión, ecuación [2.15]:

$$\sigma^2 = \sigma_1{}^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2{}^2$$

$$\sigma = 7.172\left[Kgf/mm^2\right]$$

Se tiene, por lo tanto el factor de seguridad estático de la ecuación [2.17]:

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$F.S. = 4.32$$

Valor que asegura el eje.

Con la nueva configuración del rodillo se realiza el análisis a fatiga, entonces se considera que el eje está sometido a flexión y compresión, obteniendo los siguientes diagramas:

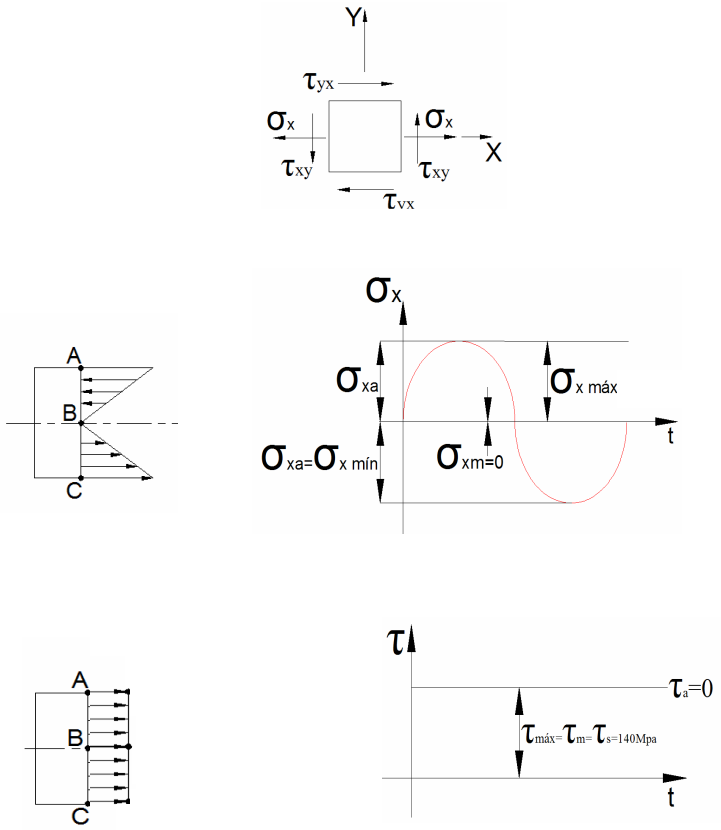


Figura 4.40 *Diagrama de valores alternantes de los esfuerzos principales*

Se deduce por lo tanto, los esfuerzos fluctuantes, dados por la ecuación [2.35]:

$$\sigma_{x_a} = \sigma_{x_{máx}} = \frac{32M_{máx}}{\pi\left(D^4 - d^4\right)}$$

$$\sigma_{x_m} = 0; \quad \tau_{xy_a} = 0$$

$$\tau_{xy_m} = \tau_{xy_{máx}} = \frac{16 \cdot T \cdot D}{\pi\left(D^4 - d^4\right)}$$

Los esfuerzos uniaxiales están determinados por las ecuaciones [2.33] y [2.34].

$$\sigma_{x_a} = 4.07\, kgf/mm^2 = \sigma_a'$$

$$\tau_{xy_m} = 3.41 kgf/mm^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de Von Mises medio, es:

$$\sigma_m' = 5.9\, kgf/mm^2$$

El límite de resistencia a la fatiga se determina por la ecuación [2.19]:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

El material empleado para su diseño es: SAE 1018HR, con las siguientes características:

$$S_{ut} = 71[Kgf / mm^2] \approx 100.9[Kpsi]$$
$$S_y = 31[Kgf / mm^2] \approx 44[Kpsi]$$

De la Tabla Nº 2.1 se tiene para material dúctil:

$$S_{ut} < 200\, kpsi$$

El límite de resistencia a la fatiga del eje se encuentra en la Tabla Nº 2.1:

$$\therefore S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 35.5[kgf / mm^2]$$

Se hallan los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$k_a = 0.73$ (Figura 2.8)

$k_b = 1.189 d^{-0.097} : 8mm < d \leq 250mm; k_b = 0.83$ (sección 2.2.8.2.2.)

$k_c = 0.897$ confiabilidad de 90 % (Tabla Nº 2.2)

$k_d = 1 \quad T < 450^o C$ (sección 2.2.8.2.4.)

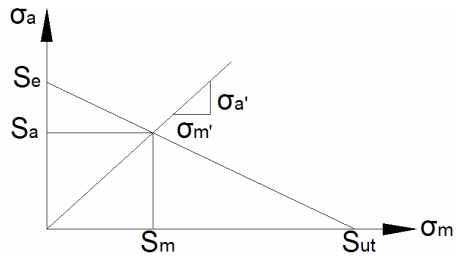
$k_e = 0.5753$ (eje con cambio de sección, Tabla Nº A-26 del anexo del Manual de diseño mecánico; J. Shigley.)

$k_f = 1$ (efectos varios, Ec. [2.23])

Por lo tanto, se aplica la Ec. [2.19] para el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e = 12.21[kgf / mm^2]$$

Del diagrama de Goodman, Figura [2.10]; se tiene:



De la ecuación [2.31], encontramos la resistencia media;

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'}\right)}$$

$$S_m = 14.16[kg / mm^2]$$

Por lo tanto, se aplica la Ec. [2.32] para hallar su factor de seguridad dinámico:

$$F.S. = \frac{S_m}{\sigma_m'}$$

$$F.S. = 2.4$$

Se observa que este valor cumple con lo requerido.

4.4.7. CÁLCULO A FATIGA DEL RODILLO

Se analiza los diagramas de momento de los ejes, encontrando que el eje Nº 5 es el crítico, dada su sección CD, específicamente el punto X como máximo.

$$M_{máx} = 60006.3[Kgf \cdot mm]$$

Se considera un eje hueco con D = 164 mm y se asume un d = 118 mm.

Entonces se comprobará su F.S., hallando sus valores de esfuerzo normal y cortante:

$$I = \frac{\pi}{64}\left(D^4 - d^4\right) = 26 * 10^6 \left[mm^4\right]$$

Se determina el esfuerzo mediante la Ec. [2.10]

$$\sigma = \frac{MD/2}{I} = 0.189\left[Kgf / mm^2\right]$$

$$W = \frac{\pi}{32}\left(D^4 - d^4\right) = 52 * 10^6 \left[mm^4\right]$$

El esfuerzo cortante se lo halla con la Ec. [2.11]

$$\tau = \frac{T \cdot D}{2W} = 0.0932\left[Kgf / mm^2\right]$$

Del círculo de Mohr, se aplica la Ec. [2.12], para encontrar los esfuerzos principales:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2}\left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right]$$

$$\sigma_1 = 0.227\left[Kgf / mm^2\right]$$

$$\sigma_2 = -0.0386\left[Kgf / mm^2\right]$$

Se aplica la teoría de la Energía de la distorsión, con la Ec. [2.15]:

$$\sigma^2 = \sigma_1^{\ 2} - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^{\ 2}$$
$$\sigma = 0.3409\left[Kgf\ /\ mm^2\right]$$

Se aplica la Ec. [2.17] para determinar el factor de seguridad:

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma}$$
$$F.S. = 129$$

Para la nueva configuración del rodillo se diseña para el Momento máximo, en el punto X:

$$M_{máx} = 60006.3\left[Kgf \cdot mm\right]$$

El momento torsor, igual a:

$$T = 80332.12\left[Kgf \cdot mm\right]$$

El rodillo está sometido a flexión y compresión:

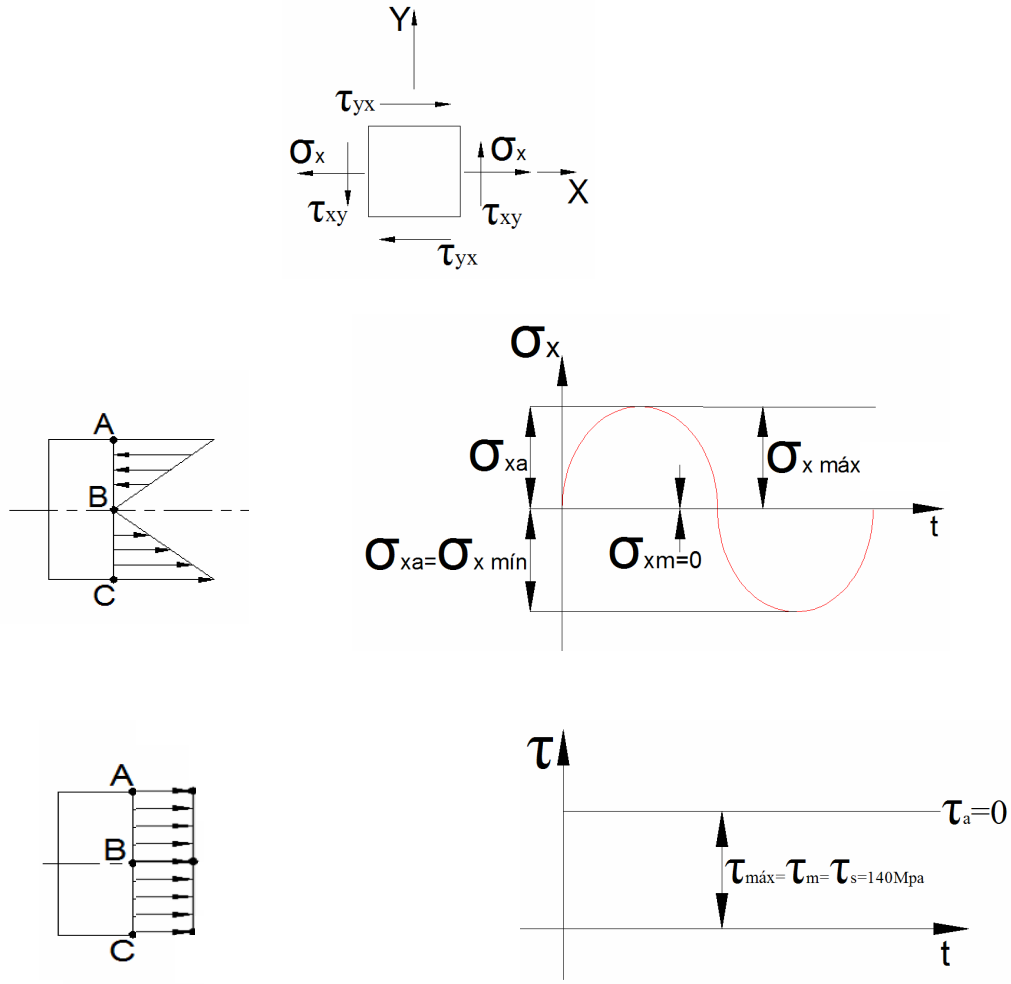


Figura 4.41 *Diagrama de valores alternantes de los esfuerzos principales*

Entonces, los esfuerzos fluctuantes, vienen dados por la Ec. [2.35]:

$$\sigma_{x_a} = \sigma_{x_{máx}} = \frac{32 M_{máx} . D}{\pi\left(D^4 - d^4\right)}$$

$$\sigma_{x_m} = 0; \quad \tau_{xy_a} = 0$$

$$\tau_{xy_m} = \tau_{xy_{máx}} = \frac{16 \cdot T \cdot D}{\pi\left(D^4 - d^4\right)}$$

Los esfuerzos uniaxiales están determinados por las ecuaciones [2.33] y [2.34]

$$\sigma_{x_a} = 0.19\, kgf / mm^2 = \sigma_a'$$

$$\tau_{xy_m} = 0.126\, kgf / mm^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de von Mises medio, es:

$$\sigma_m' = 0.22\, kgf / mm^2$$

El límite de resistencia a la fatiga se determina por la ecuación [2.19]:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

Material empleado: barra perforada 147M, con las siguientes propiedades:

$$S_{ut} = 48\left[Kgf / mm^2\right] \approx 68.2[Kpsi]$$
$$S_y = 66\left[Kgf / mm^2\right] \approx 93.8[Kpsi]$$

De la Tabla Nº 2.1 se tiene para material dúctil: $S_{ut} < 200\, kpsi$

El límite de resistencia a la fatiga del eje se encuentra en la Tabla Nº 2.1:

$$\therefore S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 33\left[kgf / mm^2\right]$$

Se encuentran los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$k_a = 0.75$ (Figura 2.8)

$k_b = 1.189 d^{-0.097} : 8mm < d \leq 250mm; k_b = 0.73$ (sección 2.2.8.2.2.)

$k_c = 0.897$ confiabilidad de 90 % (Tabla Nº 2.2)

$k_d = 1 \quad T < 450^o C$ (sección 2.2.8.2.4.)

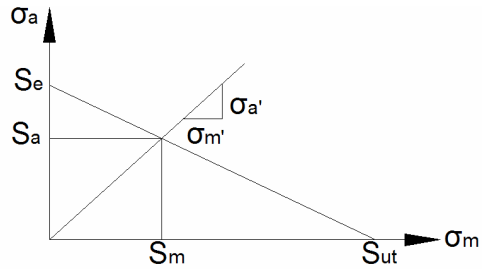
$k_e = 0.5753$ (eje con cambio de sección Tabla Nº A-26 del anexo del Manual de diseño mecánico; J. Shigley.)

$k_f = 1$ (efectos varios, Ec. [2.23])

Se obtiene, de la Ec. [2.19] el límite de resistencia a la fatiga::

$$S_e = 10.25\left[kgf / mm^2\right]$$

Del diagrama de Goodman Figura [2.10];; se tiene:



De la ecuación [2.31], encontramos la resistencia media;

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right)+\left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'}\right)}$$

$$S_m = 10.05\left[kg / mm^2\right]$$

Por lo tanto, se aplica la Ec. [2.32] para hallar su factor de seguridad:

$$F.S. = \frac{S_m}{\sigma_m'}$$

$$F.S. = 45.7$$

4.4.8. CÁLCULO DE ENGRANAJES

El diseño de los engranajes se lo realiza teniendo en cuenta la carga a transmitir, siendo la componente útil la fuerza tangencia, ya que la fuerza radial no es efectiva y no transmite potencia. Por lo que se considera al engranaje Nº 5 como crítico ya que esta sometido a una mayor fuerza tangencial, Ver Figura Nº 4.42

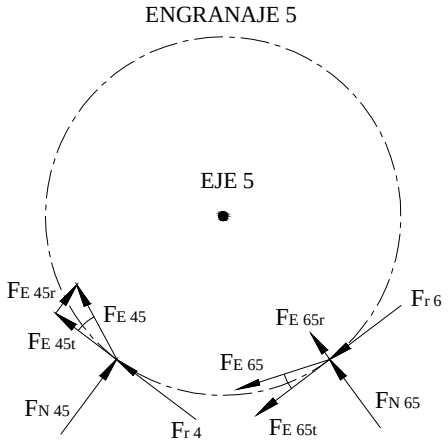


Figura 4.42 *Diagrama de fuerzas en engrane Nº 5*

$$F_{E56}{}^{t} = 413.96[Kgf] \approx 910.7[lbs]$$

El diámetro primitivo del engranaje es de:

$$D_p = 164[mm]$$

Y el número de revoluciones (N) requerido es:

$$N = 20[rpm]$$

De la Tabla 4.7 se tienen los siguientes datos:

- *m = 4[mm]*
- *Dp = 164[mm] ≈ 6.4567[pulg]*
- *z = 41*
- *p = 15.7[mm] ≈ 0.6181[pulg]*
- *F = 24[mm] ≈ 0.945[pulg]*
- *P = 5[dientes/pulg]*

El material empleado es el AISI 2330, con las siguientes propiedades:

$S_{ut} = 127[Kpsi]$
$S_y = 97[Kpsi]$
$HB = 268$

4.4.8.1. Esfuerzos en los dientes

4.4.8.1.1. Diseño estático (flexión)

Considerando un material dúctil y la Teoría del la Energía de la Distorsión, se tiene el factor de seguridad estático aplicando la Ec. [2.51]

De la ecuación [2.52], encontramos el valor del esfuerzo:

$$\sigma_x = 12.931[Kpsi] \approx 9.093[Kgf\ /\ mm^2]$$

Y por lo tanto se determina el valor de factor de seguridad estático aplicando la Ec. [2.51]

$$F.S. = 7.4$$

4.4.8.1.2. Diseño a fatiga (flexión)

Partiendo de la ecuación útil para el esfuerzo a flexión en un diente de engranaje, se aplica la ecuación de Lewis [2.49]

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{k_v \cdot F \cdot J}$$

Para determinar el valor del factor dinámico k_v, primero procedemos a encontrar la velocidad, dado por la ecuación [2.50]:

$$V = \frac{\pi d \cdot n}{12}$$

$V = 33.8$ [pie/min]

Por lo tanto,

$$K_v = \frac{600}{600 + V}$$

$$K_v = 0.946$$

Se tienen los siguientes datos, para encontrar el valor del factor geométrico:

$$\phi = 20^o$$

$$a = 1$$

$$b = 1.25$$

$$N_P = 41\ dientes$$

$$J = 0.38312$$

Para hallar el factor de seguridad n_G se aplica la ecuación [2.54], dado por:

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma}$$

De la ecuación [2.52], encontramos el valor del esfuerzo:

$\sigma = 13.295[Kpsi] \approx 9.35[Kgf\ /\ mm^2]$

El límite de resistencia a la fatiga, se lo halla con la Ec. [2.19]:

$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$

El límite de resistencia a la fatiga del engranaje, está dado por la Tabla Nº 2.1:

$S_e' = 0.5Sut = 63.5[Kpsi]$

Se encuentran los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$k_a = 0.715$ (Figura 2.8)

$k_b = 0.909$ (sección 2.2.8.2.2.)

$k_c = 0.897 \rightarrow R = 90\%$ (Tabla Nº 2.2)

$k_d = 1 \quad T < 450^o C$ (sección 2.2.8.2.4.)

$k_e = 1$ (engranajes rectos)

$k_f = 1.33$ [Ec. 2.23]

Entonces, se tiene la resistencia a la fatiga:

$S_e = 49.236Kpsi$

Con la Ec. [2.57] se encuentra el factor de seguridad para el engranaje:

$n_G = 3.8$

$n_G = F.S. * Ko * Km$

Se consideran los valores de:

Ko = factor de corrección por sobrecarga: 1.25

Km = factor de corrección de la carga: 1.6

Entonces el factor de seguridad es:

$F.S. = 1.9$

Valor que se encuentra dentro del límite permitido.

4.4.8.2. Diseño a fatiga superficial

La resistencia a la fatiga en la superficie corresponde a la ecuación [2.59]:

$S_C = 0.4HB - 10 = 97.2[Kpsi]$

$S_H = 133.65[Kpsi]$

La resistencia hertziana, se lo halla con la ecuación [2.60], obteniendo los valores de las constantes:

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_C$$

$S_H = Límite\ de\ \ fatiga\ \text{sup}\, erficial$

$C_L = Factor\ de\ duración\ o\ vida : C_L = 1.1$

$C_H = Factor\ de\ relación\ de\ dureza : C_H = 1\ para\ engranes\ rectos$

$C_T = Factor\ de\ temperatura : C_T = 1\ si\ T < 250^{o} C$

$C_R = Factor\ de\ confiabilidad : C_R = 0.8$

Se determina el valor del factor de seguridad para los engranajes, con la ecuación [2.61]:

$$n_G = \frac{Wt.p}{Wt}$$

A continuación, se empleará la ecuación [2.63], para hallar la carga transmitida permisible:

$$Wt.p = \left(\frac{S_H}{Cp}\right)^2 * F.I.dp.Cv$$

Dados:

$Cp = 23000$ *Acero sobre acero*

El factor geométrico, se determina con la Ec. [2.64]:

$$I = \frac{Sen\phi \cdot Cos\phi}{2} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$m_G = \frac{d_G}{dp} = \frac{N_G}{N_p} = 1$$

$$I = \frac{Sen20 \cdot Cos20}{2} = 0.16$$

El factor dinámico, es:

$Cv = Kv = 0.9726$

Por lo tanto, reemplazando todos los datos en la ecuación [2.63]

$Wt.p = 3206.11\,[lbs]$

Se encuentra el factor de seguridad para engranajes:

$n_G = 3.52$

Resolviendo la ecuación [2.62], se tiene:

$$F.S. = \frac{n_G}{Co * Cm}$$

$$F.S. = 1.8$$

Como se puede ver los engranes son más críticos a fatiga superficial.

4.4.9. CÁLCULO DE RUEDAS MOTRICES

Se considera la rueda motriz Nº 2 como crítico ya que esta sometido a una mayor fuerza tangencial, Figura Nº 4.43

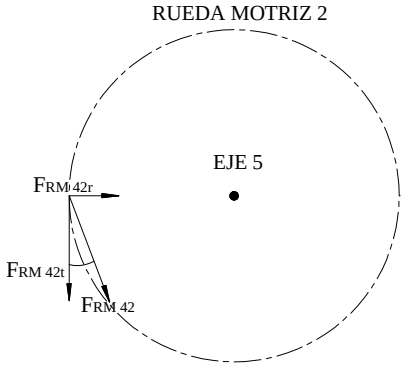


Figura 4.43 *Diagrama de fuerzas en la rueda motriz Nº 2*

$$F_{RM\,42}{}^{t} = 321.32[Kgf] \approx 706.9[lbs]$$

De la Tabla 4.7 se tienen los siguientes datos:

- *m = 4[mm]*
- *Dp = 500[mm] ≈ 19.685[pulg]*
- *z = 200*
- *p = 7.85415.7[mm] ≈ 0.31 [pulg]*
- *F = 40[mm] ≈ 1.96[pulg]*
- *P = 10[dientes/pulg]*

El material empleado es el ASTM 60 (hierro fundido gris):

$$S_{ut} = 62.5[Kpsi]$$

$$HB = 302$$

4.4.9.1. Esfuerzos en los dientes

4.4.9.1.1. Diseño estático

Considerando un material dúctil y la Teoría del la Energía de la Distorsión, se tiene el factor de seguridad estático aplicando la Ec. [2.51]

De la ecuación [2.52], encontramos el valor del esfuerzo:

$\sigma = 10[Kpsi] \approx 7.55[Kgf\ /\ mm^2]$

Y por lo tanto se determina el valor de factor de seguridad estático aplicando la Ec. [2.51]

$F.S. = 9.7$

4.4.9.1.2. Diseño a fatiga (flexión)

Se realiza el mismo procedimiento que para el cálculo de los engranes, así se tiene los siguientes valores:

Factor dinámico, con la Ec. [2.54]:

$K_v = 0.946$

Factor geométrico:

$J = 0.45408$

El valor del esfuerzo se lo encuentra con la Ec. [2.56]:

$\sigma = 8.39[Kpsi] \approx 5.9[Kgf\ /\ mm^2]$

El límite de resistencia a la fatiga, se lo halla con la Ec. [2.19]:

$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$

El límite de resistencia a la fatiga del engranaje, está dado por la Tabla Nº 2.1:

$S_e' = 0.5Sut = 31.25[Kpsi]$

Se encuentran los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$k_a = 1$ (Figura 2.8)

$k_b = 0.972$ (sección 2.2.8.2.2.)

$k_c = 0.897 \rightarrow R = 90\%$ (Tabla Nº 2.2)

$k_d = 1 \quad T < 450^o C$ (sección 2.2.8.2.4.)

$k_e = 1$ (engranajes rectos)

$k_f = 1.33$ [Ec. 2.23]

Entonces, se tiene la resistencia a la fatiga:

$S_e = 36.23[Kpsi]$

Con la Ec. [2.53] se encuentra el factor de seguridad para el engranaje:

$n_G = 4.3$

$n_G = F.S. * Ko * Km$

Dados los valores de:

Ko = factor de corrección por sobrecarga: 1.25

Km =factor de corrección de la carga: 1.6

Entonces el factor de seguridad es:

$F.S. = 2.1$

Valor que se encuentra dentro del límite permitido.

4.4.9.2. Diseño a fatiga superficial

En la superficie la resistencia a la fatiga, está dada por la Ec. [2.59]:

$$S_C = 0.4HB - 10 = 120.8[Kpsi]$$

La resistencia hertziana, se lo halla con la ecuación [2.60], obteniendo los valores de las constantes:

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_C$$

$S_H = Límite\ de\ \ fatiga\ \text{sup}erficial$

$C_L = Factor\ de\ duración\ o\ vida : C_L = 1.1$

$C_H = Factor\ de\ relación\ de\ dureza : C_H = 1\ para\ engranes\ rectos$

$C_T = Factor\ de\ temperatura : C_T = 1\ si\ T < 250^o C$

$C_R = Factor\ de\ confiabilidad : C_R = 0.8$

$S_H = 166.1[Kpsi]$

La carga transmitida permisible, es igual:

$Cp = 1800 \quad hierro.fundido / hierro.fundido$

El factor geométrico, se determina con la Ec. [2.64]:

$$I = \frac{Sen\phi \cdot Cos\phi}{2} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$m_G = \frac{d_G}{dp} = \frac{N_G}{N_p} = 6.1$$

$$I = 0.14$$

El factor dinámico, es:

$$Cv = Kv = 0.921$$

Por lo tanto, reemplazando todos los datos en la ecuación [2.63]

$$Wt.p = 34580\,[lbs]$$

Se determina el factor de seguridad para engranajes:

$$n_G = 48$$

Resolviendo la ecuación [2.62], se tiene:

$$F.S. = \frac{n_G}{Co * Cm}$$

$$F.S. = 24.4$$

4.4.10. CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA SOLDADURA

Para realizar los cálculos respectivos se considera el cilindro Nº 5 (eje 5), que tiene un momento torsor total igual a:

$$T_T = T_{RM2} + T_{E5} + T_{M5}$$

Donde:

T_{RM2} = Momento torsor producido por la rueda motriz Nº2.

T_{E5} = Momento torsor producido por el engranaje Nº5.

T_{M5} = Momento torsor producido por la maza Nº5.

$$T_T = 160664{,}24\,[Kgf - mm]$$

De acuerdo a la Figura Nº 4.44 se observa:

El cilindro del molino es hueco con:

De = 164 mm

Di = 118 mm

El eje del cilindro del molino tiene:

De = 40 mm

Di = 20 mm

La tapa del cilindro se considera de un espesor igual a 12,7 mm.

El material de los cilindros que se encuentra en el mercado es: Barra Perforada 147M

El material de los ejes que se encuentra en el mercado es: Acero SAE 1018

Figura Nº 4.44 *Cilindro del molino*

En la Figura Nº 4.44 se observa todo el cilindro con 4 cordones de soldadura, dos entre la tapa y el cilindro, y dos entre la tapa y el eje del cilindro.

Para el análisis se considera la sección transversal de un cordón de soldadura Figura Nº 4.45 y el mayor momento torsor producido en el eje $T_{T.}$

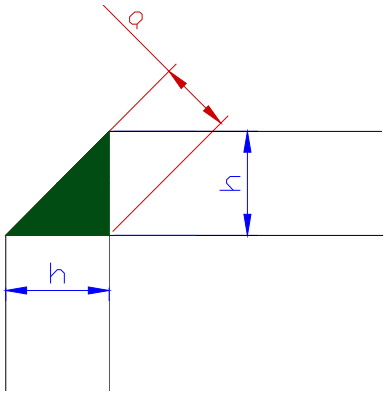


Figura Nº 4.45 *Sección transversal del cordón de soldadura.*

Para establecer el esfuerzo aplicado en el cordón de soldadura realizamos el análisis según la AWS D1.1:2000

Determinamos el área efectiva (Af) del cordón de soldadura de la Figura Nº 4.45 que depende de:

a = Garganta efectiva (a = h*sen45º)

h = Altura del filete de soldadura (6,35 mm)

D = Diámetro del eje del cilindro (40 mm)

Entonces, se aplica la Ec.[2.66], para hallar el área efectiva:

$$A_f = \frac{\pi}{4}\left[(D+a)^2 - D^2\right]$$

$$A_f = 297{,}95\left[mm^2\right]$$

Para hallar el factor de seguridad[4.1], en el cordón de soldadura de acuerdo al criterio de falla de la energía de distorsión, encontramos el valor de la resistencia a la tensión del material de aporte del que está hecho el electrodo de soldadura, para este caso utilizamos:

- ***AWS -*** *Número de electrodo :* E7018
- *Resistencia a la tensión, Kpsi:* 70 (Sut)
- *Resistencia de fluencia, Kpsi: 5*7 (Sy)
- *Porcentaje de alargamiento:* 22

$$\eta_{FS} = \frac{[\tau]}{\tau}$$

Donde, el esfuerzo cortante primario, debido a la fuerza cortante transversal, es, Ec. [2.66]:

$$\tau = \frac{V}{A_f}$$

El valor de V es:

$$V = \frac{T_T / 4}{r} = \frac{40166.06(Kgf - mm)}{16.825(mm)} = 2387.28[Kgf]$$

Por lo tanto:

$$\tau = 8.01\left[\frac{Kgf}{mm^2}\right]$$

y, la resistencia al cortante es:

[4.1] Fuente; TESIS: Diseño y construcción de un prototipo de molino de rodillos para cacao.

$$[\tau] = 0.577Sy = 0.577 * 57 = 31.75[kpsi] \approx 22.34\left[\frac{Kgf}{mm^2}\right]$$

Entonces el factor de seguridad en el cordón de soldadura es:

$$\eta_{FS} = \frac{22.34}{8.01} = 2.79$$

Con ello comprobamos que el cordón de soldadura es seguro.

4.5. DIMENSIONAMIENTO DE LA TURBINA BANKI

El diseño de esta turbina se lo realiza en base al Manual de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE).

A continuación se desarrollan los distintos parámetros de funcionamiento de la turbina, partiendo de los siguientes datos:

- Potencia: Realizados los cálculos correspondientes se determinó que la potencia requerida para la molienda de la caña tiene un valor equivalente a 4 HP.
- Caudal: Debido a la gran riqueza hídrica que posee la provincia del Pastaza se cuenta con grandes caudales y estima un aproximado de 1 m^3/s hasta en riachuelos más pequeños, por lo que para nuestro proyecto se determinó un caudal de 0.4 m^3/s.
- Altura neta: De las observaciones realizadas se encontró que no se cuenta con grandes caídas de caudal, se estima un aproximado de 3 metros de altura, por lo que para nuestro proyecto se determinó una altura neta de 2.6 metros.

Potencia = 4 HP
Caudal = 0.4 m^3/s
Altura neta = 2.6 m

Otro parámetro necesario para el diseño de la turbina lo constituye el número óptimo de revoluciones con que operará la turbina, y se lo obtiene de la ecuación [2.67].

Se considera un diámetro del rodete igual a 0.5 metros. Por lo tanto de acuerdo a la ecuación [2.67], se tiene:

N = 128 RPM

4.5.1. RANGO DE APLICACIÓN DE LAS TURBINAS

Calculamos el número específico de revoluciones Nq y Ns para determinar que nuestros valores se encuentren dentro del rango permitido para turbina Michell-Banki, a través de la ecuación [2.68].

Entonces reemplazando en la ecuación, se tiene los siguientes valores:

$$N_q = 25$$

$$N_s = 77.54$$

De acuerdo a la Tabla Nº 2.3, se observa que estos valores se encuentran dentro del rango de aplicación para turbinas Banki, por cual se procede a realizar los cálculos hidráulicos de la turbina.

4.5.2. DISEÑO HIDRÁULICO

Para obtener las dimensiones y geometría de la turbina se determinan las siguientes características.

4.5.2.1. Diagramas de velocidad

De acuerdo a la Figura Nº 2.24 de la sección 2.4.2.2., se realiza el análisis respectivo, obteniendo el triángulo de velocidades de la Figura Nº 4.46, con sus variables.

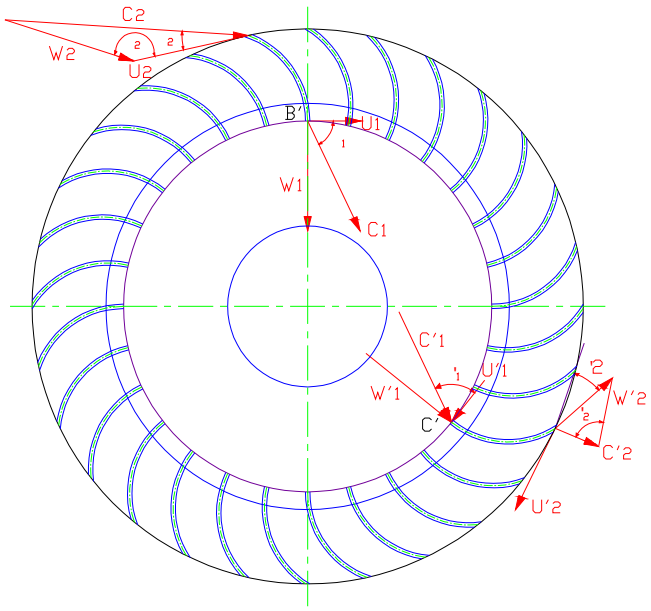


Figura Nº 4.46 *Variables del triángulo de velocidades*

4.5.2.2. Altura de Euler

A partir de la sección 2.4.2.3., para la construcción del diagrama de velocidades del diseño se definen las siguientes constantes (según OLADE):

- Ángulo promedio α_2 igual a 16°.
- Coeficiente de velocidad Kc igual a 0.98.
- Coeficiente de velocidad tangencial Ku igual a 0,5.
- Coeficiente de velocidad relativa K_f igual a 0.98.

Por lo tanto, se obtienen los valores de las siguientes variables:

C_2 = 6.99 m/s

U_2 = 3.37 m/s

W_2 = 3.87 m/s

W'_2 = 3.79 m/s

C'_2 = 1.93 m/s

β'_2 = 30º

β_1 = 90º

4.5.2.3. Dimensionamiento del inyector

Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como también una adecuada orientación y regulación de este flujo hacia los álabes del rodete.

Seleccionamos el perfil que se muestra en la Figura Nº 4.47, en base al Manual de la OLADE que es función del diámetro del rodete y no sufre variación cuando se le diseña para diferentes saltos y caudales.

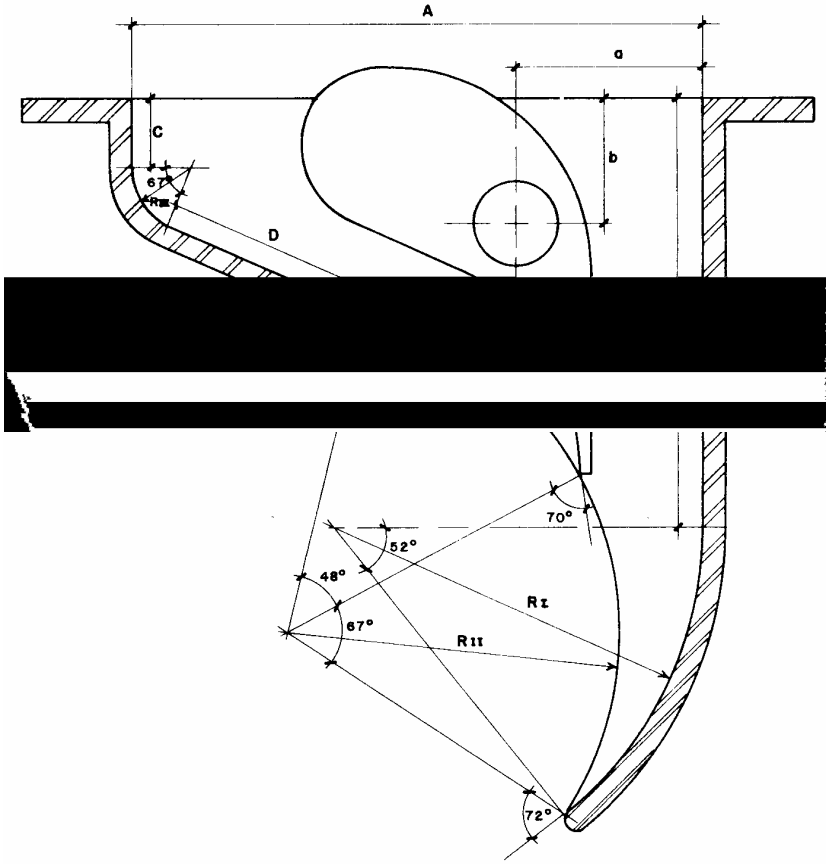


Figura Nº 4.47 *Geometría del inyector*

La única dimensión que varía en función del salto y caudal con que se diseña la turbina es el ancho del inyector. Por lo tanto, aplicando la ecuación [2.78], se tiene:

$$Bi = 0.48[\mathrm{m}]$$

De la Tabla Nº 2.4 seleccionamos todas las dimensiones del perfil del rodete y del perfil del inyector para poder estructurar su geometría tomando como base el diámetro exterior del rodete.

4.5.2.4. Dimensionamiento de los álabes

De acuerdo a la Tabla Nº 2.4 se obtiene un radio de curvatura del álabe igual a 82 mm, con el diámetro exterior del rodete de 500 mm

Para la construcción de los álabes se escoge de la tabla Nº 4.8 el tipo de tubería de acuerdo a la disponibilidad de materiales en el mercado, obteniendo así el espesor del álabe.

Rodete De (mm)	Tubería Ø Nominal (mm)	Tubería Ø Exterior (mm)	Tubería Espesor (mm)	Tubería Peso (Kgf/m)
200	2 1/2	73	5,16	8,62
300	4	114,3	6,02	16,07
400	5	141,3	6,55	21,78
500	6	168,3	7,11	28,26

Tabla Nº 4.8 *Características de las tuberías*

Por lo tanto:

Espesor del álabe = 7.11 mm

4.5.2.4.1. Número de álabes

En base a la norma INEN, con un diámetro exterior del rodete de 500 mm se tiene un número de álabes igual a 28.

$$Z = 28$$

4.5.2.5. Ancho del rodete

El ancho de la turbina de acuerdo con el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H y Q, se obtiene de la ecuación [2.83].

Entonces con un valor de $x_z = 0.185$, tenemos:

$$Br = 0.70[m]$$

Este valor se encuentra dentro del rango que permite la OLADE, el cual especifica que el ancho del rodete debe ser un 50% mayor que el ancho del inyector.

4.5.2.6. Eficiencia de la turbina

Se determina la eficiencia hidráulica de la turbina, con la Ec. [280]

$$\eta_{\mathrm{h}} = 87\,\%$$

Se considera una eficiencia volumétrica de η_{v} = 82%

Despreciando la eficiencia mecánica, se tiene la eficiencia total, con la ecuación [2.84] igual a:

$$\eta_{\mathrm{T}} = 71\%$$

Este valor de eficiencia es razonable como válido para dicho propósito.

4.5.3. FUERZAS EN LOS ÁLABES

De la Figura Nº 2.26, se obtienen se tienen los siguientes datos:

$$\theta c = 70^{\mathrm{o}}$$
$$\beta = 26^{\mathrm{o}}$$

A través de la ecuación [2.89], se tiene, el caudal que ingresa al álabe:

$$Qa = 0.046\left[m^3 / s\right]$$

Aplicando las ecuaciones [2.87] y [2.88], es tiene las componentes en los ejes requeridos de la fuerza aplicada al álabe.

$$\sum Fx = 16.94 \quad [Kgf]$$

$$\sum Fy = 36.33 \quad [Kgf]$$

Por lo tanto:

$$R^2 = \sum Fx^2 + \sum Fy^2$$
$$R = 40[Kgf]$$

Con un ángulo de la resultante δ, igual a:

$$\delta = 65^{\mathrm{o}}$$

4.5.3.1. Efectos de la fuerza centrífuga

Se tienen el valor de la longitud del álabe, con la Ec. [2.92]

$$l = 0.725\,[m]$$

Por lo que, aplicando la ecuación [2.91 se tiene el peso de cada álabe:

$$Pa = 4.29[Kg]$$

Entonces, la fuerza centrífuga, ecuación [2.93es:

$$Fc = 80.54[Kgf]$$

Dada la fuerza en el álabe en un caso crítico se obtiene de la Figura Nº 4.48.

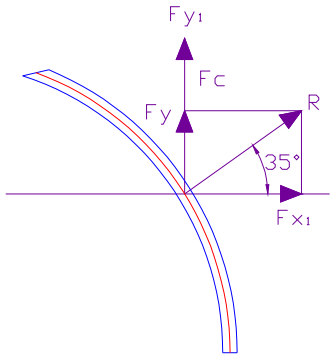


Figura Nº 4.48 *Fuerza total sobre el álabe*

De las ecuaciones [2.95] y [2.96] sus componentes, tienen los siguientes valores:

$$\sum Fx_1 = 32.76 \quad [Kgf] \quad \sum Fy_1 = 103.48 \quad [Kgf]$$

Por lo tanto la fuerza total sobre el álabe viene a ser:

$$F_{Ta} = 108.8[Kgf]$$

4.5.3.2. Torques en los álabes

El momento torsor producido en el álabe se debe a la fuerza tangencial y se tiene de la ecuación [2.97] así se tiene:

$$F_{Ta}{}^{t} = F_{Ta} * \cos 35^{o} = 89.12[Kgf]$$

Por lo tanto, el momento torsor es:

$$Mt = 22280.9[Kgf \cdot mm]$$

4.5.4. FUERZAS EN EL INYECTOR

Las fuerzas presentes en el inyector están dadas en la Figura Nº 4.49.

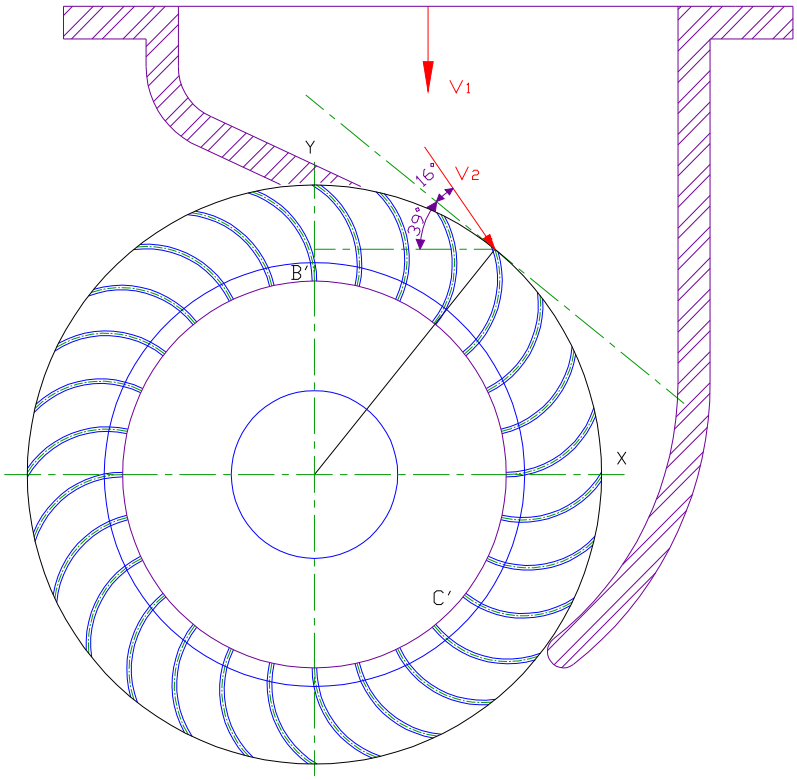


Figura Nº 4.49 *Fuerzas en el inyector*

Según la ecuación de cantidad de movimiento, obtenemos las componentes de las fuerzas en *x* e *y,* de la ecuación [2.98].

$$Fx = 158.76[Kgf]$$
$$Fy = 64.62[Kgf]$$

Se conoce que, la velocidad a la entrada al rodete está dada por la Ec. [2.99]

$$V_1 = \sqrt{2gH}$$
$$V_1 = 7.138[m/seg]$$
$$V_2 = 0.95\sqrt{2gH}$$
$$V_2 = 6.781[m/seg]$$

Entonces, la fuerza total aplicada en el inyector es:

$$F_{Ti} = 171.4[Kgf]$$

4.5.5. DISEÑO MECÁNICO DE ÁLABES

Para el diseño mecánico de los álabes se tiene la fuerza total sobre el álabe: F_{Ta} y el ancho del rodete Br [Figura Nº 4.50]; se realiza el análisis de esfuerzo, considerándolo como una viga empotrada en sus extremos, por efecto de la soldadura y cargada uniformemente.

La fuerza que actúa en cada uno de los álabes se presenta cuando el rodete es frenado y la turbina se encuentra en apertura total.

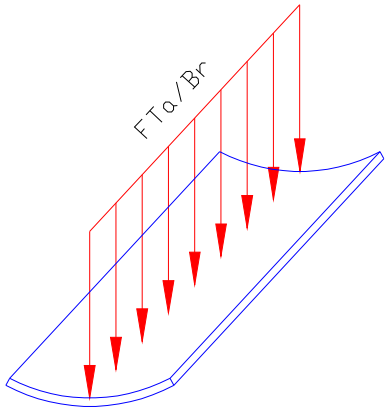


Figura Nº 4.50 *Fuerzas en el álabe del rodete.*

4.5.5.1. Diseño estático

Se tiene el valor de la fuerza total en el álabe y el ancho del rodete.

$$F_{Ta} = 108.8[Kgf]$$

$$Br = 0.70[m]$$

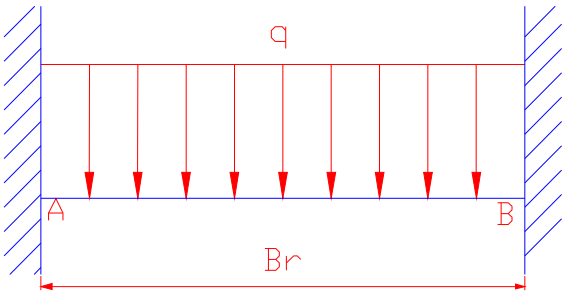


Figura Nº 4.51 *Álabe empotrado*

De acuerdo a la Figura Nº 4.51 se tiene:

$q =$ carga distribuida a lo largo del álabe.

Donde:

$$q = 0.155[Kgf\ /\ mm]$$

Entonces los valores de las reacciones en A y B son:

$$R_A = 5.42[Kgf]$$
$$R_B = 5.42[Kgf]$$

Los valores de momento flector son:

$$M_A = -6.33[Kgf \cdot mm] = M$$
$$M_B = -6.33[Kgf \cdot mm]$$

El área del álabe[4.2], donde actúan los esfuerzos está dado por:

$$A_a = \frac{\theta c}{360}\left(\mathrm{Re}^2 - Ri^2\right)$$

De la Figura Nº 2.26 se tiene los valores:

Re = 250 [mm]

Ri = 167 [mm]

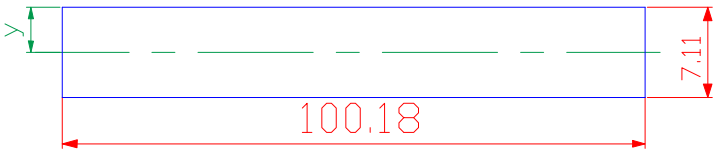
θ_c = 70º

Por lo tanto:

El área del álabe es:

$$A_a = 6730[mm^2]$$

El álabe desarrollado tiene las siguientes dimensiones:



Donde:

y = distancia al centroide = 3.555 [mm]

Entonces, el momento máximo[4.2], está en los extremos está expresado por:

$$\sigma = \frac{3 * M}{Aa * y}[Kgf \cdot mm^2]$$

[4.2] Fuente; Tesis: Turbina Michell-Banki de 10 Kw; Cevallos-Merino, Marzo 1982

Reemplazando valores se tiene el valor del momento máximo

$$\sigma = 7.94\left[Kgf\ /\ mm^2\right]$$

El material utilizado es:

Tubería para vapor cédula 40; Norma: ASTM A53 GR B

Donde:

Resistencia a la tracción	60000 psi(42,2kgf/mm^2)
Límite de elasticidad	35000 psi(24,6kgf/mm^2)
Alargamiento	0,5%

Obtenemos por lo tanto, el factor de seguridad estático, con la Ec. [2.17]:

$$F.S. = \frac{Sy}{\sigma}$$

$$F.S. = 3.098$$

4.5.5.2. Diseño a Fatiga

El álabe se encuentra sometido a la acción de la fuerza total y también a la fuerza centrífuga, Figura Nº 4.52.

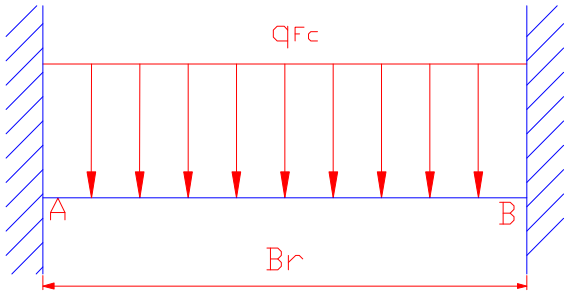


Figura Nº 4.52 *Fuerzas en el Álabe*

q_{Fc} = carga distribuida a lo largo del álabe.

Donde:

$$q_{Fc} = 0.115\left[Kgf\ /\ mm\right]$$

Entonces los valores de las reacciones en A y B son:

$$R_A = 4.025[Kgf]$$
$$R_B = 4.025[Kgf]$$

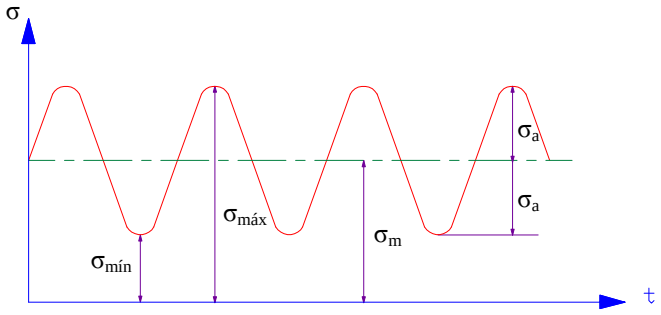
Los valores de momento flector son:

$$M_A = -4.7[Kgf \cdot mm] = M$$
$$M_B = -4.7[Kgf \cdot mm]$$

El valor del momento máximo debido a la fuerza centrífuga:

$$\sigma_{Fc} = 5.9[Kgf / mm^2]$$

Debido a los esfuerzos de cargas combinadas, aplicamos la teoría de la energía de la distorsión, donde se encuentran esfuerzos equivalentes tanto para la amplitud esfuerzos como para los esfuerzos medios, y con estos esfuerzos determinar el factor de diseño en el diagrama que contiene la línea de Goodman modificada.



Por lo tanto, a través de las ecuaciones [2.25] y [2.26] se encuentra los esfuerzos principales:

$$\sigma_m = 10.89[Kgf / mm^2]$$
$$\sigma_a = 2.95[Kgf / mm^2]$$

Los esfuerzos equivalentes según teoría de la energía de distorsión Ec. [2.33] son:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma^2_{xa} - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + \sigma^2_{ya} + 3\tau^2_{xya}}$$

donde:

$\sigma_{xa} = 0$

σ_{ya} = 0

τ^2_{xya} = 0

Entonces, se tienen los esfuerzos de von Mises medio y alternante, ecuaciones [2.33] y [2.34]:

$\sigma'_m = 10.89\left[Kgf / mm^2\right]$

$\sigma'_a = 2.95\left[Kgf / mm^2\right]$

El límite de resistencia a la fatiga está dado por la Ec. [2.19]:

$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$

El Material empleado: Tubería para vapor cédula 40; Norma: ASTM A53 GR B, con las siguientes características:

$S_{ut} = 42.2\left[Kgf / mm^2\right] \approx 60\left[Kpsi\right]$

$S_y = 24.6\left[Kgf / mm^2\right] \approx 35\left[Kpsi\right]$

De la Tabla Nº 2.1 se tiene para material dúctil:

$S_{ut} < 200\, kpsi$

El límite de resistencia a la fatiga del eje se lo encuentra con la Tabla Nº 2.1:

$\therefore S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 21.1\left[kgf / mm^2\right]$

Se determinan los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$k_a = 0.84$ (Figura 2.8)

$k_b = 0.88$ (sección 2.2.8.2.2.)

$k_c = 0.897$ confiabilidad de 90 % (Tabla Nº 2.2)

$k_d = 1 \quad T < 450^o C$ (sección 2.2.8.2.4.)

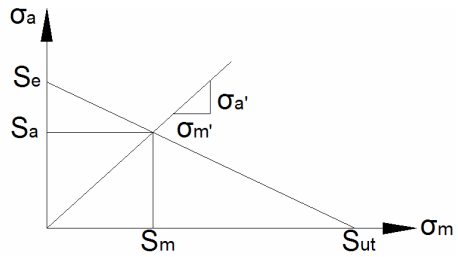
$k_e = 1$ (sección 2.2.8.2.5.)

$k_f = 1$ (efectos varios, Ec. [2.23])

Por lo tanto, la resistencia a la fatiga es:

$S_e = 13.99\left[kgf / mm^2\right]$

Del diagrama de Goodman, Figura [2.10]; se tiene:



La resistencia media, está dada por la Ec. [2.30]:

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'}\right)}$$

$$S_m = 23.22\left[kg/mm^2\right]$$

Por lo tanto, se encuentra su factor de seguridad, con la Ec. [2.32]:

$$F.S. = \frac{S_m}{\sigma_m'}$$

$$F.S. = 2.13$$

Valor que cumple lo especificado.

4.5.6. DISEÑO DEL EJE

Para el diseño se consideran los siguientes elementos que actúan en el eje, [Figura Nº 4.53]

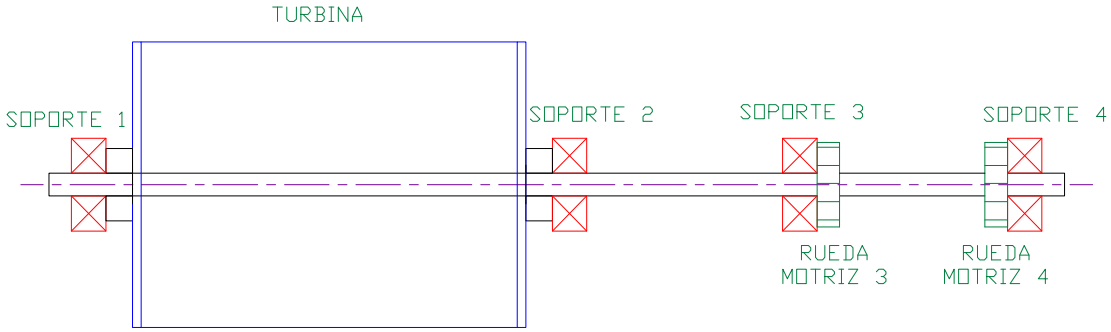


Figura Nº 4.53 *Elementos presentes en el eje principal*

El diagrama de fuerzas que actúan en el eje está dado en la Figura Nº 4.54.

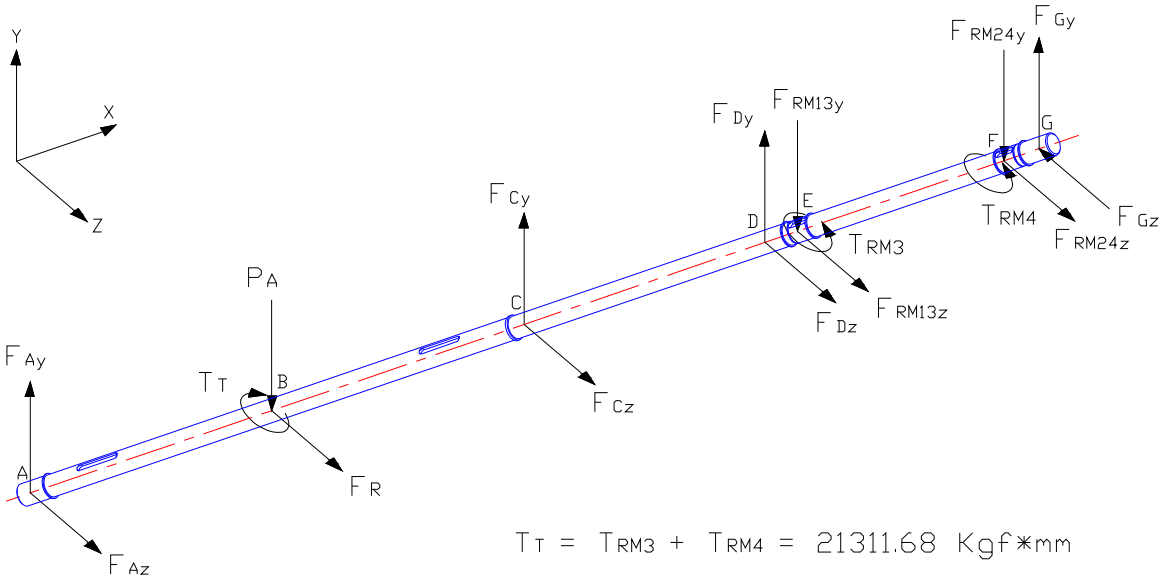


Figura Nº 4.54 *Diagrama de fuerzas*

Geometría del eje [mm]: AB = 510; BC = 510; CD = 630; DE = 50; EF = 462; FG = 50

De las condiciones de equilibrio realizados se tiene:

- **PLANO XY:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos, obteniendo los siguientes resultados:

$$F_{Ay} = 60.84[Kgf]$$
$$F_{Cy} = 113.7[Kgf]$$
$$F_{Dy} = 250.7[Kgf]$$
$$F_{Gy} = 266.78[Kgf]$$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura Nº 4.55.

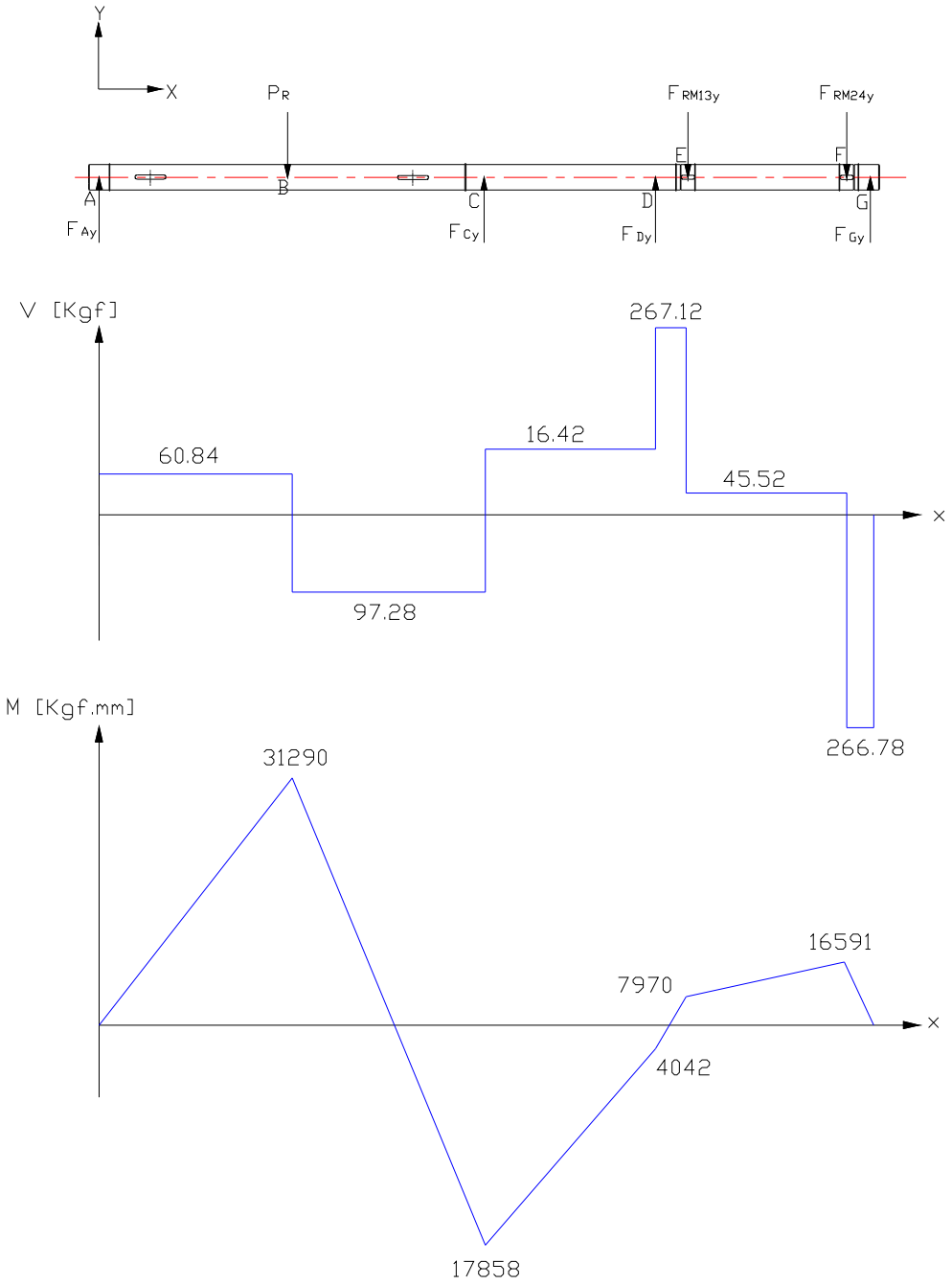


Figura Nº 4.55 *Diagrama de cortante y momento flector*

- **PLANO XZ:** se obtienen los valores de las reacciones, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos

$F_{Az} = 34.1[Kgf]$

$F_{Cz} = 74.6[Kgf]$

$F_{Dz} = 28.52[Kgf]$

$F_{Gz} = 109.6[Kgf]$

Entonces, con los valores obtenidos se realiza los diagramas de cortante y momento flector, Figura Nº 4.56.

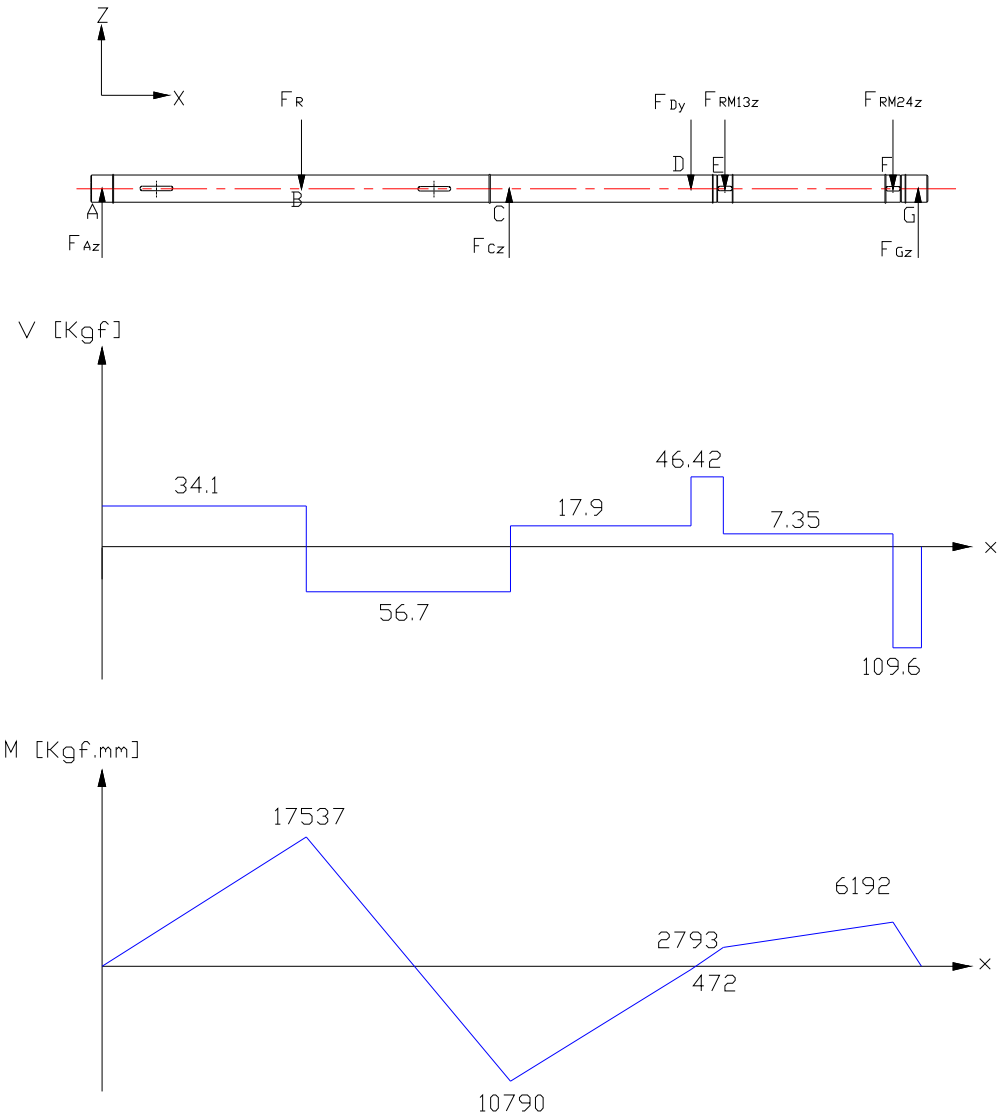


Figura Nº 4.56 *Diagrama de cortante y momento flector*

De los diagramas de momento flector, obtenemos el momento máximo que se encuentra concentrado en el punto B, cuyo valor es:

$$M_{máx} = 35869.35[Kgf \cdot mm]$$

El momento torsor, se obtiene a través de la suma de:

$$T_T = T_{7/RM3} + T_{7/RM4}$$
$$T_T = 21311.68[Kgf \cdot mm]$$

Para encontrar el diámetro del eje en una primera aproximación, aplicamos la fórmula:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot Sd}\sqrt{(KmM_{máx})^2 + (KtT_{máx})^2}$$ [OLADE; Pág. 38]

Siendo:

Km = factor de momento flector para carga estable estimado con un valor de 1.5.

Kt = factor de momento flector para carga estable estimado con un valor de 1.0

Sd = esfuerzo de diseño, en kg/mm^2, del material utilizado para el eje, que se estima como un 20% del valor de esfuerzo de fluencia cuando se utiliza canal chavetero.

El material empleado para el diseño del eje es: Acero de transmisión SAE 1018 (estirado en frío), tiene las siguientes características:

Sy = 31 [kg/mm^2]

Por lo tanto:

Sd = 6.2 [kg/mm^2]

Entonces el diámetro mínimo del eje es:

$$d = 36.22[mm]$$

4.5.6.1. Diseño estático

Para nuestro diseño se considera el diámetro del eje igual $d = 40[mm]$.

Se analiza que la sección crítica se encuentra en el punto B, ya que en este se encuentra el momento flector máximo. Este eje va a estar sometido a esfuerzos normales por flexión y de torsión, a continuación se hallan sus valores:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$I = 125663.7\left[mm^4\right]$$

$$\sigma = \frac{Md}{2I} \rightarrow \sigma = 5.7\left[Kgf\ /\ mm^2\right]$$

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = 251327.4\left[mm^4\right]$$

$$\tau = \frac{T \cdot d}{2J} = 1.7\left[Kgf\ /\ mm^2\right]$$

Se determina los esfuerzos principales del eje, con la Ec. [2.12]:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2}\left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right]$$

$$\sigma_1 = 6.17\left[Kgf\ /\ mm^2\right]$$

$$\sigma_2 = -0.47\left[Kgf\ /\ mm^2\right]$$

Aplicando la teoría de la Energía de la distorsión, con la Ec. [2.15]:

$$\sigma^2 = \sigma_1{}^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2{}^2$$

$$\sigma = 6.418\left[Kgf\ /\ mm^2\right]$$

Se aplica la Ec. [2.17] para determinar el factor de seguridad:

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$F.S. = 4.8$$

Valor que asegura el eje.

4.5.6.2. Cálculo a fatiga del eje

Se diseña para el Momento máximo concentrado en el punto B.

$$M_{máx} = 35869.35\left[Kgf \cdot mm\right]$$

Momento torsor:

$$T_T = 21311.68\left[Kgf \cdot mm\right]$$

El eje está sometido a flexión y torsión, por lo que se deducen los esfuerzos fluctuantes, que vienen dados por la Ec. [2.35]:

$$\sigma_{x_a} = \sigma_{x_{máx}} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_{x_m} = 0; \quad \tau_{xy_a} = 0$$

$$\tau_{xy_m} = \tau_{xy_{máx}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

Los esfuerzos uniaxiales están determinados por las ecuaciones [2.33] y [2.34]:

$\sigma_{x_a} = 6.24\, kgf / mm^2 = \sigma_a'$

$\tau_{xy_m} = 1.7\, kgf / mm^2$

Por lo tanto el esfuerzo de Von Mises medio, es:

$\sigma_m' = 2.94\, kgf / mm^2$

El límite de resistencia a la fatiga se determina por la ecuación [2.19]:

$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$

El material empleado para su diseño es: SAE 1018HR con las siguientes propiedades

$S_{ut} = 71[Kgf / mm^2] \approx 100.9[Kpsi]$

$S_y = 31[Kgf / mm^2] \approx 44[Kpsi]$

De la Tabla Nº 2.1 se tiene para material dúctil:

$S_{ut} < 200\, kpsi$

El límite de resistencia a la fatiga del eje se encuentra en la Tabla Nº 2.1:

$\therefore S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 35.5[kgf / mm^2]$

Se determinan los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$k_a = 0.73$ (Figura 2.8)

$k_b = 1.189 d^{-0.097} : 8mm < d \leq 250mm; k_b = 0.83$ (sección 2.2.8.2.2.)

$k_c = 0.897$ confiabilidad de 90 % (Tabla Nº 2.2)

$k_d = 1 \quad T < 450^o C$ (sección 2.2.8.2.4.)

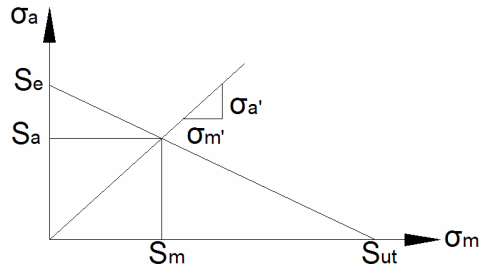
$k_e = 1$ (no existe cambio de sección en el eje)

$k_f = 1$ (efectos varios, Ec [2.23])

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga se obtiene, de la Ec. [2.19]:

$S_e = 19.29[kgf / mm^2]$

Del diagrama de Goodman, Figura [2.10]; se tiene:



De la ecuación [2.31], encontramos la resistencia media;

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right)+\left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'}\right)}$$

$$S_m = 8.05\left[kg/mm^2\right]$$

Por lo tanto, se aplica la Ec. [2.32] para hallar su factor de seguridad:

$$F.S. = \frac{S_m}{\sigma_m'}$$

$$F.S. = 2.74$$

4.6. DISEÑO DE LA CHAVETA

4.6.1. DISEÑO DE LA CHAVETA PARA EL TRAPICHE

La selección de la chaveta se la realiza en función del diámetro del eje, según el prontuario de metales [Tablas para la Industria Metalúrgica; Pág. 139] y se tiene los siguientes parámetros (Figura Nº 4.57).

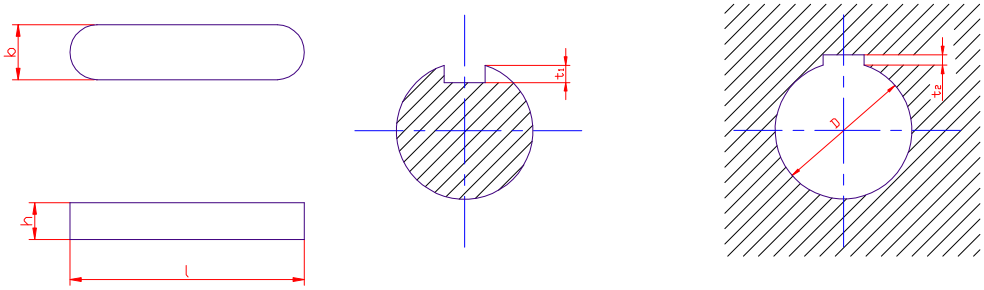


Figura Nº 4.57 *Parámetros de la chaveta*

Donde:

D = 40 mm

b = 12 mm

h = 8 mm

$t_1 = 5^{+0.2}$ mm

$t_2 = 2.4^{+0.2}$ mm

l = 24 mm

4.6.1.1. Diseño estático

Se diseña para el engranaje que soporta el mayor torque, en este caso el engrane Nº 5:

T_{E5} = 40166.06 [Kgf.mm]

De acuerdo a la Figura Nº 4.58, obtenemos el valor de la fuerza aplicada en la chaveta.

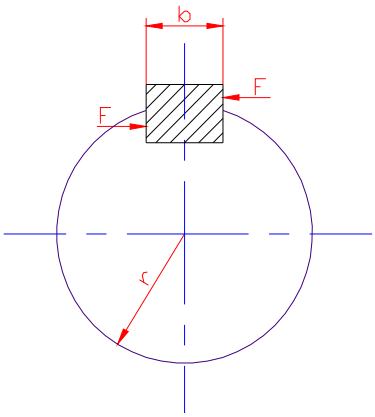


Figura Nº 4.58 *Diagrama de fuerzas en la chaveta*

Entonces, con la Ec. [2.100], se encuentra el valor de fuerza que se aplica:

$$F = \frac{T_{E5}}{r}$$

Donde:

r = 20 [mm]

Por lo tanto:

$F = 2008.3[Kgf]$

El material empleado es el AISI 1018, con las siguientes caractrísticas:

Sy = 54 [Kpsi] ≈ 38 [Kgf/mm^2]

Se encuentra el factor de seguridad con la Ec. [2.101], Donde:

S_{Sy} = 0.577 Sy (S_{Sy} : Resistencia a la cizalladura)

S_{Sy} = 21.926 [Kgf/mm^2]

Por lo tanto, el factor de seguridad es:

$F.S. = 3.1$

Para el cálculo de la chaveta en las ruedas motrices se analiza la rueda que soporte mayor torque, en este caso rueda motriz Nº 2.

T_{RM2} = 80332.12 [Kgf.mm]

En base al diámetro del eje D = 40 mm, se obtiene los mismos parámetros que para el engranaje.

A continuación se obtiene el factor de seguridad:

$F.S. = 2.62$

4.6.2. DISEÑO DE LA CHAVETA EN EL EJE DE LA TURBINA

La selección de la chaveta se la realiza en base a la Figura Nº 4.58, así se tiene los siguientes parámetros.

Donde:

D = 40 mm

b = 12 mm

h = 8 mm

$t_1 = 5^{+0.2}$ mm

$t_2 = 2.4^{+0.2}$ mm

l = 40 mm

4.6.2.1. Diseño estático

Se diseña para el engranaje que soporta el mayor torque, para este caso rueda motriz Nº 4.

$T_{7/RM4}$ = 12852.8 [Kgf.mm]

De acuerdo a la Figura Nº 4.58, se obtiene el valor de la fuerza aplicada en la chaveta con la Ec. [2.100]:

Donde:

r = 20 [mm]

Por lo tanto:

$$F = 642.64[Kgf]$$

El material empleado es el AISI 1018 con las siguientes características:

Sy = 54 [Kpsi] ≈ 38 [Kgf/mm^2]

Se encuentra el factor de seguridad con la Ec. [2.101],

Donde:

S_{Sy} = 0.577 Sy (S_{Sy} : Resistencia a la cizalladura)

S_{Sy} = 21.926 [Kgf/mm^2]

Por lo tanto, el factor de seguridad es:

$$F.S. = 16.3$$

4.7. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

4.7.1. RODAMIENTOS PARA EL TRAPICHE

La mayor carga máxima lo soporta el eje Nº 5 en el soporte E.

Calculando la capacidad nominal en este punto se tiene:

$$P = F_{Ey}{}^2 + F_{Ez}{}^2$$
$$P = 1007.73[Kgf] \approx 9875.75[N]$$

Del manual de rodamientos SKF se tiene:

Para 2000 horas de servicio (Trabajo diario 8 horas)

$$n = 20[rpm]$$
$$L_{10h} = 200000$$

Se escoge un rodamiento rígido de bolas, con:

$$L_{10} = 25$$

A través de la Ec. [2.102]; se encuentra la relación de carga dinámica, donde P = 3 (para rodamiento de bolas)

$$\frac{C}{P} = 2.99$$

Entonces con la Ec. [2.102], se determina capacidad de carga dinámica

$C = 28876.8[N] < 31500[N]$

Para un diámetro del eje d = 40 [mm]

Se escoge del Manual de Rodamientos SKF, Pág. 60, un rodamiento con placas de protección 6308-2Z con una carga dinámica de: $C = 31500[N]$

4.7.2. RODAMIENTOS PARA LA TURBINA

La mayor carga máxima en el eje de la turbina se encuentra en el soporte G de la Figura Nº 4.59

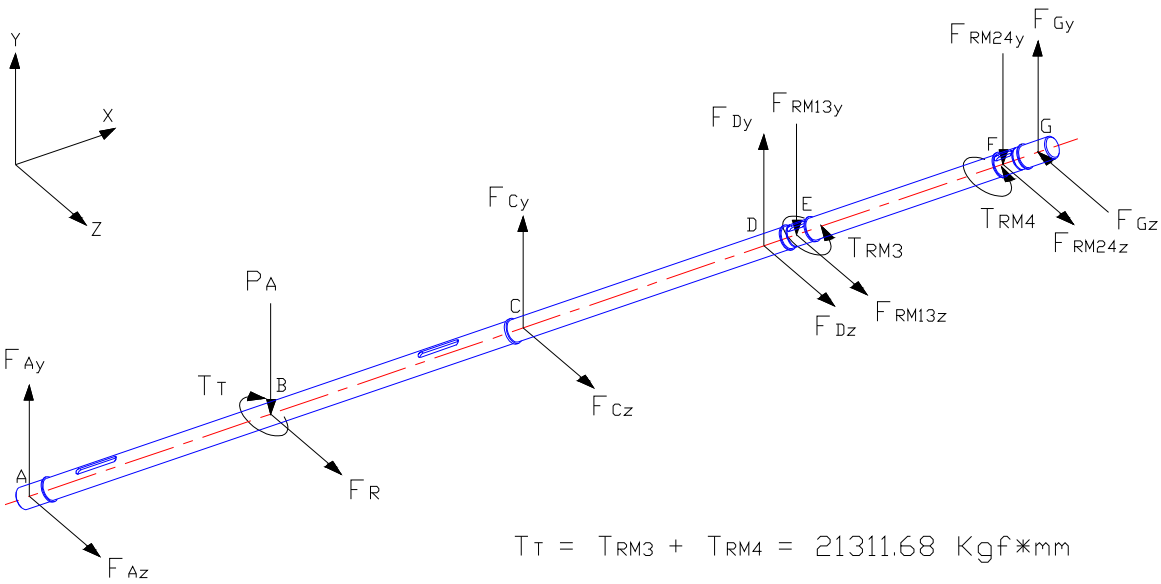


Figura Nº 4.59 *Diagrama de fuerzas en el eje de la turbina*

Calculando la capacidad nominal en este punto se tiene:

$$P = F_{Gy}{}^2 + F_{Gz}{}^2$$

$$P = 302.5[Kgf] \approx 2964.5[N]$$

Del manual de rodamientos SKF se tiene:

Para 2000 horas de servicio (Trabajo diario 8 horas)

$$n = 128[rpm]$$

$$L_{10h} = 200000$$

Se escoge un rodamiento rígido de bolas, con:

$L_{10} = 280$

A través de la Ec. [2.102], se encuentra la relación de carga dinámica, donde P = 3 (para rodamiento de bolas)

$$\frac{C}{P} = 6.54$$

Entonces con la Ec. [2.102], se determina capacidad de carga dinámica

$$C = 19394.15[N] < 23600[N]$$

Para un diámetro del eje d = 40 [mm]

Se escoge del Manual de Rodamientos SKF, Pág. 800, un soporte de pie SNH 208 TG incluido un rodamiento 2208E con una carga dinámica de:

$$C = 31900[N]$$

4.8. SELECCIÓN DE PERNOS

4.8.1. PERNOS PARA EL TRAPICHE

Para la selección de los pernos se considera al molino ya que soporta mayor presión.

De los diagramas de carga se observa que la mayor fuerza aplicada sobre los soportes se lo realiza en el punto E, de esto se obtienen las siguientes reacciones, para los ejes *y* e *z*:

$$F_{Ey} = 1006.45[Kgf]$$

$$F_{Ez} = 50.87[Kgf]$$

Por lo tanto, la fuerza aplicada en la estructura del molino se analiza según la Figura Nº 4.60:

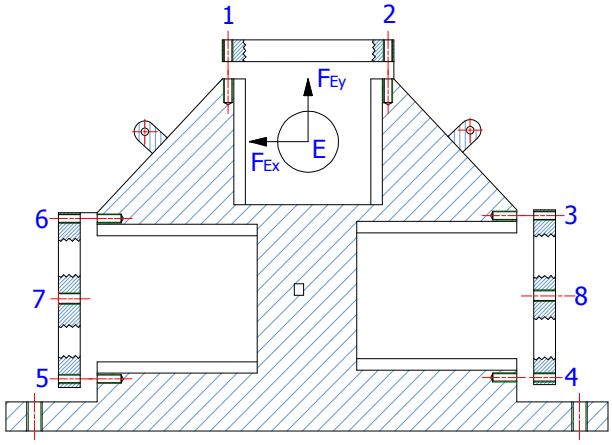


Figura Nº 4.60 *Pernos sujetadores de la estructura del molino*

Así se tiene:

$$P = 1007.73[Kgf] \approx 2217[lbf]$$

Entonces, se realiza el análisis según las tablas: A-29 y A-30, del Manual de diseño mecánico; J. Shigley, para determinar el tamaño de los pernos.

4.8.2. DISEÑO ESTÁTICO

Para calcular el factor seguridad para el diseño estático, partimos de la consideración del uso de pernos M10x1.5 Grado SAE 2:

La resistencia a la prueba es:

$S_p = 55[Kpsi]$

Entonces, se tienen las siguientes propiedades:

$S_{ut} = 74[Kpsi]$

$S_y = 57[Kpsi]$

El límite de resistencia a la fatiga se determina por:

$Se' = 19.2 + 0.314 S_{uc}$]

Siendo: $S_{uc} = S_{ut}$

Entonces;

$Se' = 42.43[Kpsi]$

El valor de Se' está corregido por tamaño, pero no por concentración de esfuerzo.

Por lo tanto, para roscas laminadas se tiene un factor de reducción con la Ec. [2.115] $K_f = 2.2$, se obtiene $K_e = \frac{1}{K_f} = 0.4545$.

El límite de fatiga del perno para carga axial está dado por la Ec. [2.116]:

$Se = K_e * Se' = 19.28[Kpsi]$

Se determina la constante de rigidez del perno, con la Ec. [2.117]

$$k_b = \frac{\pi.(0.3125)^2\left(30*10^6\right)}{4*1.57} = 1.46x10^6\left[lb/\ pu\,\mathrm{lg}\right]$$

La rigidez de los elementos se determina con la Ec. [2.118]:

$$k_m = \frac{\pi.30*10^6\ *0.3125}{2\ln\left\{\frac{5[1.57+0.5(0.3125)]}{1.57+2.5(0.3125)}\right\}} = 11.32x10^6\left[lb/\ pu\,\mathrm{lg}\right]$$

La constante C está dado por la Ec.[2.120]:

$$C = \frac{1.46}{1.46+11.32}0.1142$$

Para pernos 5/16" se tiene $A_t = 0.058\left[pu\,\mathrm{lg}^2\right]$

La carga de prueba está dada por la Ec. [2.120]:

$$F_p = 3.19[Kpsi]$$

Los límites superior e inferior de F_i se determinan mediante la Ec. [2.121]:

$$F_i(mín) = 0.6F_p = 0.6(3.19) = 1.914[Kpsi]$$
$$F_i(máx) = 0.9F_p = 0.9(3.19) = 2.871[Kpsi]$$

Considerando la $F_i(mín)$ debido al apriete, para N = 2 se obtiene el factor de seguridad con la Ec. [2.122]:

$$F.S. = \frac{2N}{C.P}\left[\frac{A_t.S_{ut} - F_i(mín)}{\left(\frac{S_{ut}}{S_e}+1\right)}\right]$$

$$F.S. = 14$$

Para comprobar la posibilidad de falla estática, se aplica la Ec. [2.123]

$$F.S. = \frac{S_y \cdot A_t - F_i(mín)}{C \cdot P}$$

$$F.S. = 3.88$$

4.8.3. DISEÑO DINÁMICO

Se determina finalmente el valor del factor de seguridad, mediante la Ec. [2.125] y reemplazando todos sus datos:

$$F.S. = 5.5$$

4.9. COSTOS

Los materiales que entran y forman parte del producto terminado, se detallan en el siguiente cuadro:

4.9.1. COSTO DE MATERIA PRIMA

DESCRIPCIÓN ARTÍCULOS	Cantidad	Precio Unitario	Total
Tubo Cuadrado 80x80x8	1	66,15	66,15
Perfil Estructural en L60x60x6	1	25,25	25,25
Perfil Estructural en L50x50x5	2	17,25	34,50
Platinas PLT ¼" x 2"	1	13,79	13,79
Platinas PLT ½" x 1"	1	87,10	87,10
Planchas PL ¼" 2x2 m	3	135,0	405,00
Planchas PL 2mm 2x2 m	2	41,62	83,24
Planchas PL ½" 2x2 m	1	280,0	280,00
Placas de Hierro Fundido 1½" 6 x 3 m	4		
Placas de Hierro Fundido 1" 1 x 2 m	1		
Tubería para Vapor Cédula 40 - Ø 7"	2	426,0	852,00
Eje de Transmisión SAE 1018 Ø 1¾"	1	8,95	8,95
Barra Perforada 147M Ø 160x118mm	6	3,00	18,00
Soporte de pie SNH incluido rodamiento	4	70,0	280,00
Rodamiento Rígido de bolas	12	20,00	240,00
Pernos de acero M12x120 incluido (arandela, tuerca)	8	1,00	8,00
Pernos de acero M10x80 incluido (arandela, tuerca)	8	0,80	6,40
Pernos de acero M8x25 incluido (arandela, tuerca)	240	0,50	20,00
Pernos de acero M5x10 incluido (arandela, tuerca)	4	0,15	0,60
Anillo I35	20	0,60	18,00
		SUBTOTAL	**$** 2446,98

4.9.2. COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA

DESCRIPCIÓN	Costo por máquina	Tiempo empleado	Total [$]
Torno	8	20	160
Fresadora	10	30	300
Limadora	7	15	105
Rectificadora	10	10	100
Taladro	8	12	96
Amoladora	8	3	24
Cizalla	5	2	10
Soldaduras	30	12	360
		SUBTOTAL	1155

NOTA: Estos precios incluyen mano de obra y material.

4.9.3. COSTO DE MANO DE OBRA INDIRECTA

DESCRIPCIÓN	Total [$]
Costo de Ingeniería	600
Costo de Montaje	300
SUBTOTAL	900

4.9.4. COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS

DESCRIPCIÓN	Cantidad	Precio Unitario	Total
Electrodos	4 Kg.	2,0	8,0
Sierra	3	1,2	3,6
Pintura	2 Lt.	3,5	7,0
Lija	5	0,4	2,0
Thinner	2 Lt.	1,0	2,0
Guaype	2 Lb.	0,6	1,2
Brocha	2	1,8	3,6
		SUBTOTAL	27,4

4.9.5. COSTO TOTAL

DESCRIPCIÓN	Total [$]
COSTO DE MATERIA PRIMA	2446,98
COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA	1155
COSTO DE MANO DE OBRA INDIRECTA	900
COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS	27,4
SUBTOTAL	4529,38

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A continuación se señalan las siguientes conclusiones:

- La energía hidroeléctrica es una buena alternativa a energías agotables y contaminantes como el carbón, petróleo…Pero resulta cara ya que lleva consigo la construcción de grandes presas, grandes turbinas y equipamiento para generar electricidad, sin embargo es rentable en pueblos o zonas donde no llega la electricidad y disponen de recursos hidráulicos.

- Aunque sea cara la construcción de presas, turbinas, etc, también es cierto que una vez construida e instalada, su mantenimiento no requiere mucha más inversión y a largo plazo resulta una buena inversión.

- El equipo de molienda se selecciona con base en la capacidad, se podrá operar en forma conveniente para obtener una extracción de jugos y un consumo de potencia aceptables y permitirá moler la caña producida en el área de influencia del trapiche.

- Los principales factores que influyen en el desempeño de los molinos paneleros son el diámetro y la longitud de las mazas se denominan variables de diseño porque vienen definidas de fábrica. La velocidad, las aberturas de entrada y salida en las mazas son variables de operación y pueden ser cambiadas por el usuario. Además existen otras que son: el porcentaje de fibra de la caña, el número de mazas, el tipo de ranurado y la pericia y condiciones físicas del operario.

- Las dimensiones de la maza influyen sobre la capacidad y sobre a potencia requerida, mas no sobre la extracción.

- La estructura de la caña de azúcar tiene una marcada influencia sobre los resultados de la molienda.

- La desmenuzadora es un órgano de alimentación, de preparación y no de extracción, sin embargo, es ventajoso que ésta extraiga lo mayor posible en cantidad de jugo y deje lo menor posible de jugo en la caña que ingrese al molino.

- El mantenimiento de los molinos paneleros es muy sencillo y cuando se realiza adecuadamente se reducen las reparaciones costosas, la pérdida de tiempo, el desgaste prematuro de las piezas, los accidentes y la pérdida de caña cortada.

- La utilización de la turbina ha determinado que se puede aprovechar los recursos existentes de nuestra geografía sin la utilización de energía contaminante, ajustado a los requerimientos para este trabajo siendo de fácil manejo y mantenimiento.

- Los procesos para la construcción se los puede realizar en cualquier taller mecánico o fábricas que cuenten con la infraestructura adecuada, por lo tanto no se tiene ninguna dificultad en el momento de su construcción.

Las recomendaciones se describen a continuación:

- La implementación de este proyecto se lo debe realizar en lugares donde no exista creciente de caudal, ya que puede afectar el accionamiento de la máquina.

- Antes de poner a funcionar el molino, comprobar que todas las tuercas y tornillos estén bien ajustados.
- Se debe revisar frecuentemente el ajuste de las mazas en el trapiche ya que esto ocasiona pérdidas de jugo y además disminuye el poder calórico del bagazo y así aumentar el rendimiento de la molienda.

- Para evitar atascamientos se debe revisar en el proceso de molienda: si la punta de la cuchilla bagacera se encuentra desgastada o se encuentra mal apoyada sobre los dientes del rasurado del cilindro de entrada y observar que las aberturas de entada y salida se encuentren dentro de los límites permitidos.

- El desgaste de los cilindros tienen la necesidad de ser retorneados cada 2 ó 3 zafras para restablecer la regularidad de su forma.

- Es importante lubricar el molino porque además de favorecer el movimiento, se reduce el consumo de potencia y el desgaste de las piezas, obteniéndose una mayor vida útil de la máquina.

- Los engranajes deben estar permanentemente lubricados y en lo posible protegidos con una cubierta metálica o de madera.

- Terminada la molienda se deben lavar las piezas del molino que han estado en contacto con el jugo y bañarlas con una lechada de cal.

- Conservar siempre limpia la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- BACA URBINA G.; Evaluación de Proyectos; Edit. McGraw-Hill, Tercera Edición; México 1995.

- BOHMAN IVÁN C.A.; Catálogo de Aceros, Quito 2005.

- CENDES; Mejoramiento de la Producción de Panela.

- DIPAC; Productos de Acero; Catálogo de Acero, Quito 2007.

- GÓMEZ NAVARRO J.; Saltos de Agua y Presas de Embalse; Tipografía Artística; Madrid 1952.

- HUGOT E.; Manual Para Ingenieros Azucareros; Editorial Continental; México 1976.

- INEN; Código de Dibujo Técnico-Mecánico, Quito 1989.

- INE; Estandarización de Turbinas Tipo Michell-Banki; Quito; INE; Año 1986.

- JAMES C.P.; Manual Del Azúcar de Caña; Editorial Limusa, Primera Edición, México 1991.

- JUTZ, SCHARCUS, LOBERT; Tablas para la Industria Metalúrgica; Tercera Edición, Reverté; Barcelona 1984.

- NORTON R.; Diseño de Máquinas; Editorial Prentice Hall, Primera Edición, México 1999.

- OLADE; Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

- REYES AGUIRRE M.; Curso de Máquinas Hidráulicas; Representaciones y Servicios de Ingeniería; México 1980.

- SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Edit. McGraw-Hill, Cuarta Edición, México 1989.

- SKF; Catálogo General de Rodamientos; Alemania 1982.

- www. www.perafan.com/ea02cana.html

- www.agronet.gov.co/www/docs_si2/Memorias%20primera%20capacitaci%C3%B3n.pdf

- www.uca.edu.sv/deptos/ccnn/dlc/pdf/turbinas.pdf

- www.sica.gov.ec

ANEXO 1

ESTUDIO DE MERCADO

SUPERFICIE DE CULTIVOS DE CAÑA POR REGIONES Y PROVINCIAS

REGIONES Y PROVINCIAS	CAÑA DE AZÚCAR PARA AZÚCAR		CAÑA DE AZÚCAR PARA OTROS USOS	
	UPAs	Superficie Plantada	UPAs	Superficie Plantada
TOTAL NACIONAL	**1,7**	**82,749**	**35,508**	**42,606**
REGIÓN SIERRA	581	30,83	26,678	32,596
REGIÓN COSTA	1,119	51,919	3,05	4,277
RESTO	.	5,78	5,733	602
REGION SIERRA				
Azuay	.	.	2,335	2,588
Bolívar	.	.	4,108	5,913
Cañar	79	21,678	610	1,381
Carchi	*	*	206	334
Cotopaxi	.	.	2,821	6,153
Chimborazo	*	*	270	459
Imbabura	286	6,745	1,04	2,637
Loja	140	2,097	13,633	8,681
Pichincha	.	.	1,628	4,337
Tungurahua	.	.	27	115
REGIÓN COSTA				
El Oro	.	.	1,881	2,693
Esmeraldas	.	.	520	448
Guayas	1,111	50,335	34	99
Los Ríos	7	1,584	84	114
Manabí	.	.	530	923
REGIÓN AMAZÓNICA				
Morona Santiago	.	.	2,247	1,611
Napo	.	.	138	114
Pastaza	.	.	1,324	2,158
Zamora Chinchipe	.	.	1,681	1,56
Sucumbíos	.	.	296	212
Orellana	.	.	*	*
REGIÓN INSULAR				
Galápagos	.	.	*	*
ZONAS EN CONFLICTO				
Las Golondrinas	.	.	*	*
La Concordia	.	.	*	*
Manga del Cura	.	.	.	.
El Piedrero	.	.	*	*
Resto = Amazónica + Insular + Zonas en conflicto				
**** La información correspondiente se oculta en salvaguarda de la confidencialidad estadística individual***				

Fuente: INEC-MAG-SICA
Elaboración: EV-SV

PRECIOS NOMINALES DE LA CAÑA DE AZÜCAR
2005 – 2006

2005	
ENERO	14,5
FEBRERO	14,5
MARZO	14,5
ABRIL	14,5
MAYO	15
JUNIO	15
JULIO	15
AGOSTO	15
SEPTIEMBRE	15
OCTUBRE	15
NOVIEMBRE	15
DICIEMBRE	15
2006	
ENERO	16,13
FEBRERO	16
MARZO	16
ABRIL	16
MAYO	16
JUNIO	16
JULIO	16
AGOSTO	18
SEPTIEMBRE	18
OCTUBRE	18
NOVIEMBRE	18
DICIEMBRE	18

Fuente: CCA.
Elaboración: SDEA/DPDA/VC

CONTENIDO NUTRITIVO DE LA PANELA

CONTENIDO NUTRITIVO EN 100 Grs. - PORCIÓN APROVECHABLE								
ALIMENTO	**HUMEDAD Gr.**	**CALORÍAS**	**PROTEÍNAS Gr.**	**EXTRACTO ETÉREO**	**CARBOHIDRATOS**		**CENIZA Gr.**	**CALCIO mgs.**
					TOTALES	**FIBRA**		
Azúcar	0,0	386	0,0	0,2	99,7	0,0	0,1	11
Caña de azúcar	81,6	70	0,1	0,1	18,1	0,0	0,1	4
Panela	8,2	348	0,6	0,2	90	0,2	1	39

ALIMENTO	**FÓSFORO mgs.**	**HIERRO mg.**	**CAROTENO mg.**	**TIAMINA mg.**	**RIBOFLAVINA mg.**	**NIACINA mg.**	**ÁCIDO ASCÓRBICO mg.**
Azúcar	1	0,2	0,0	0,0	0,0	0,03	-
Caña de Azúcar	7	0,3	0,01	0,01	0,01	0,10	3
Panela	57	5,1	0,01	0,02	0,17	0,42	-

Fuente: CENDES
Elaboración: EV-SV

ECUADOR: SUPERFICIE DE CAÑA SEMBRADA Y COSECHADA, PRODUCCIÓN DE CAÑA Y AZÚCAR RENDIMIENTOS DE CAMPO Y FÁBRICA (1990-2006)

Años 1/	Superficie Sembrada (ha)	Superficie Cosechada (ha)	Producción Caña (TM)	Producción Azúcar (TM)	Producción Azúcar Sacos 50 Kg.	Rendimientos TM Caña/ha	Rendimientos SC/has.	Rendimientos SC/TMc
1990	48.201	45.642	3.391.525	331.925	6.638.497	73	150	2.04
1991	50.264	48.200	3.612.678	325.656	6.513.124	75	135	1.80
1992	50.248	43.628	3.757.514	358.285	7.165.702	86	164	1.91
1993	54.011	49.893	3.666.270	338.031	6.760.620	73	126	1.71
1994	54.061	49.516	3.398.428	319.970	6.399.394	62	114	1.85
1995	56.793	53.280	3.895.744	364.923	7.298.469	66	127	1.92
1996	60.180	60.180	4.407.159	435.045	8.700.893	73	145	1.97
1997/2	67.068	21.866	2.468.611	180.414	3.608.270	113	165	1.46
1998	67.403	49.281	4.770.457	337.070	6.741.391	97	137	1.41
1999	67.240	64.806	4.529.238	393.946	7.878.916	70	122	1.70
2000	68.585	62.494	4.841.310	472.376	9.447.511	73	143	1.95
2001	68.822	66.000	4.744.230	467.417	9.348.335	72	142	1.97
2002	74.943	67.000	5.172.600	476.866	9.537.318	77	141	1.84
2003	75.500	68.000	5.300.000	462.303	9.246.050	78	136	1.74
2004	75.500	68.000	5.304.000	466.752	9.335.040	78	136	1.76
2005	75.500	70.000	5.460.000	480.480	9.609.600	78	136	1.76
2006	78.000	76.000	5.928.000	510.000	10.200.000	78	136	1.72

Notas: 1/ Los años corresponden a año agrícola de junio a julio.
2/ Año afectado por el fenómeno de El Niño

Fuente: FENAZUCAR
Elaboración: SDEA/DPDA/VC

GRÁFICO DE LA SUPERFICIE DE CAÑA COSECHADA EN EL ECUADOR

Fuente: FENAZUCAR
Elaboración: SDEA/DPDA/VC

ANEXO 2

MODELO DE ENCUESTA

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE TITULACIÓN

Por favor lea detenidamente las preguntas y marque el casillero correspondiente, si entre las opciones no está la que usted prefiere por favor escriba su opción en Otros/as.

1.- IDENTIFICACIÓN PERSONAL

Nombre:

Edad:

Domicilio:

Cédula de Identidad:

Estado Civil:

Ocupación:

2.- IDENTIFICACIÓN DE LA LOCALIDAD

2.1.- Cuál es la extensión cultivada de caña de su finca?

- ❑ Mayor a 10 hectáreas
- ❑ Entre 5 y 10 hectáreas
- ❑ Menos de 5 hectáreas

2.2.- Posee su finca recursos hídricos (ríos, riachuelos, etc)

- ❑ Si
- ❑ No

2.3.- Con qué frecuencia se realiza la molienda de caña en su localidad?

- ❑ 2 Veces por semana
- ❑ 4 Veces por semana
- ❑ Otras

…….

2.4.- Qué cantidad de caña muelen?

- ❑ Mayor a 5000 Kg/día
- ❑ Entre 2000 y 5000 Kg/día
- ❑ Menos de 2000 Kg/día

2.5.- Cuál es la variedad de caña que se utiliza para la molienda de caña?

- ❑ Cubana

- ❑ Limeña

3.- IDENTIFICACIÓN DE LA MÁQUINA

3.1.- Qué tipo de trapiche utiliza para la molienda?

- ❑ Vertical de 2 mazas
- ❑ Vertical de 3 mazas
- ❑ Horizontal de 3 mazas
- ❑ Otros

…….

3.2.- Qué tipo de energía utiliza para el accionamiento del trapiche?

- ❑ Fuerza animal
- ❑ Motor de combustión interna
- ❑ Motor eléctrico
- ❑ Otros

…….

3.3- En la alimentación al trapiche, cuántas cañas ingresan a las mazas?

- ❑ 3 cañas
- ❑ 5 cañas
- ❑ Otras

…….

3.4.- Le gustaría mejorar y aumentar el rendimiento en capacidad, extracción y potencia de su trapiche?

- ❑ Si
- ❑ No

3.5.- Le gustaría implementar en su localidad un trapiche accionado mediante energía hidráulica con el uso de nuestra geografía y conservando nuestro medio ambiente sin la utilización de energía contaminante?

- ❑ Si
- ❑ No

Comentarios……

¡Gracias por participar en nuestra encuesta!

ANEXO 3

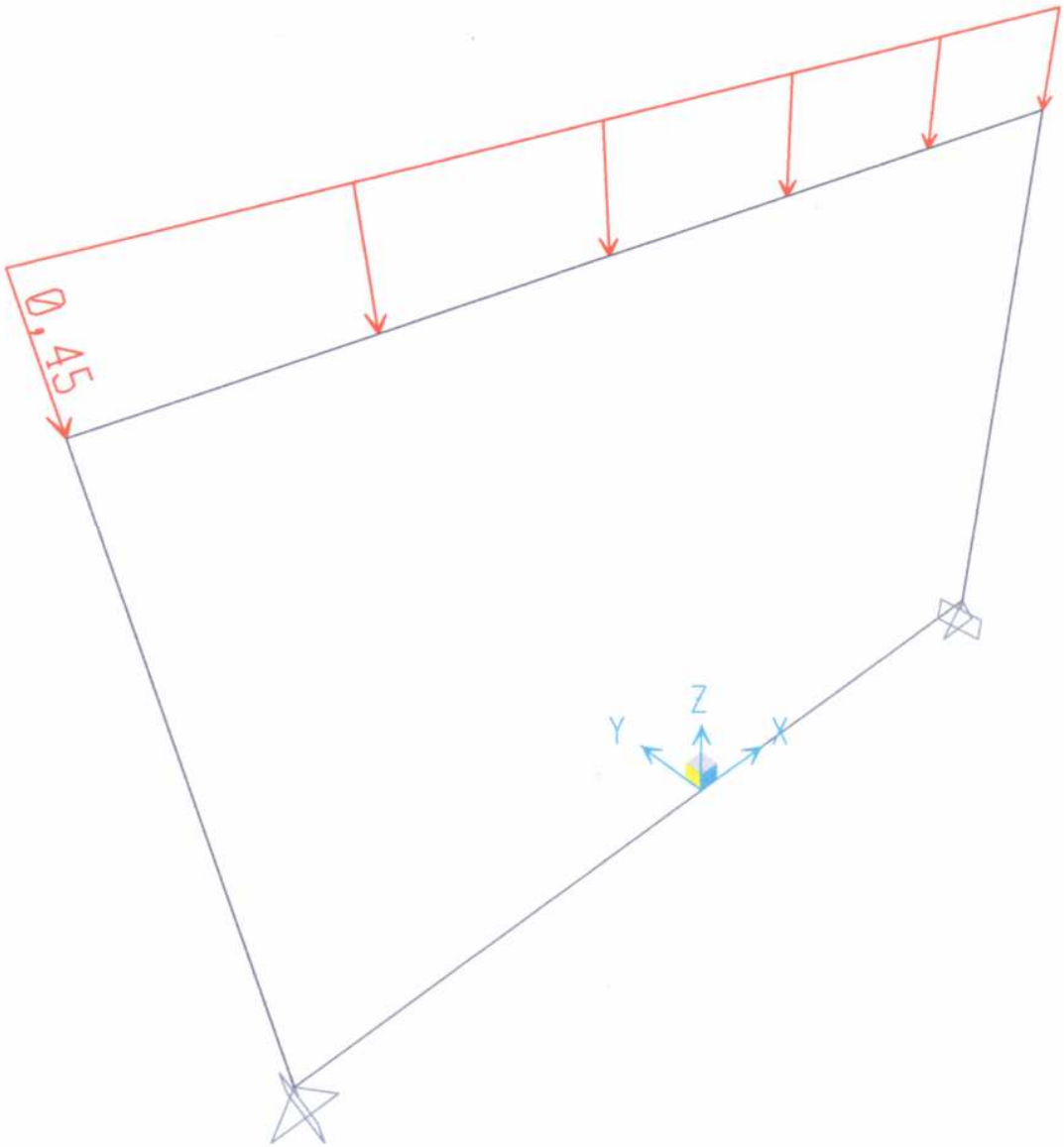
HOJAS DE PROCESOS

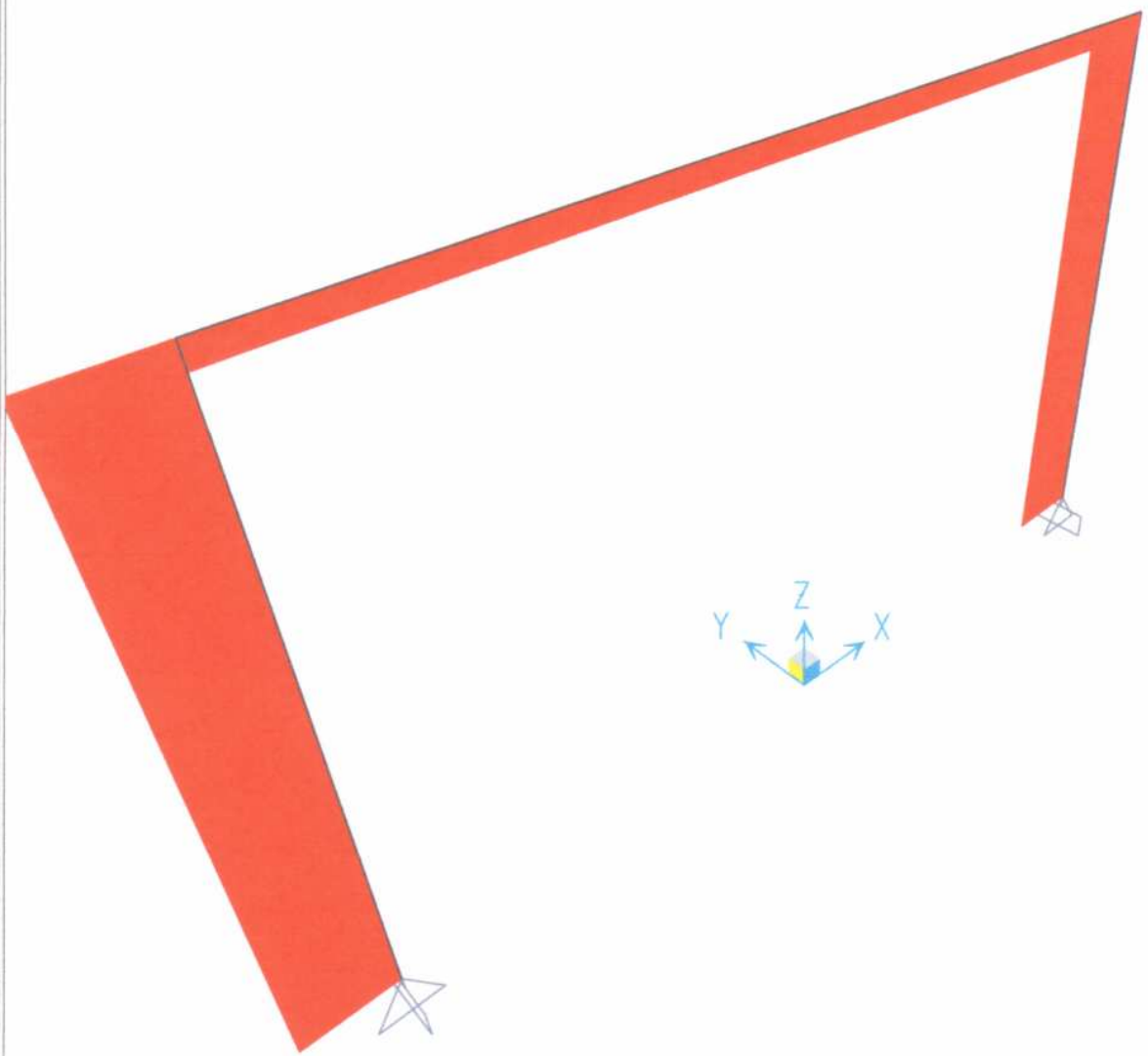
ANEXO 4

HOJAS TÉCNICAS

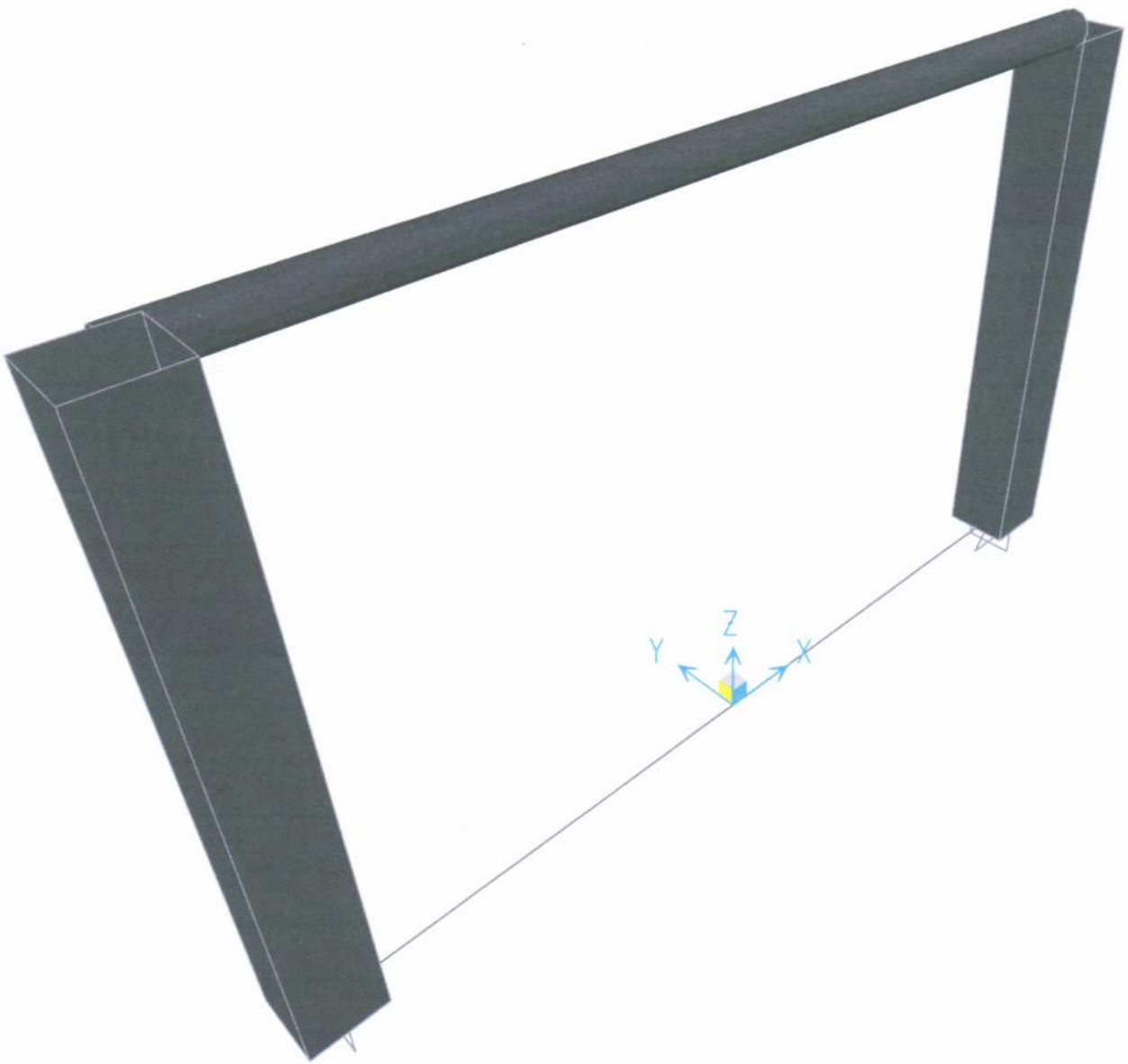
ANEXO 5

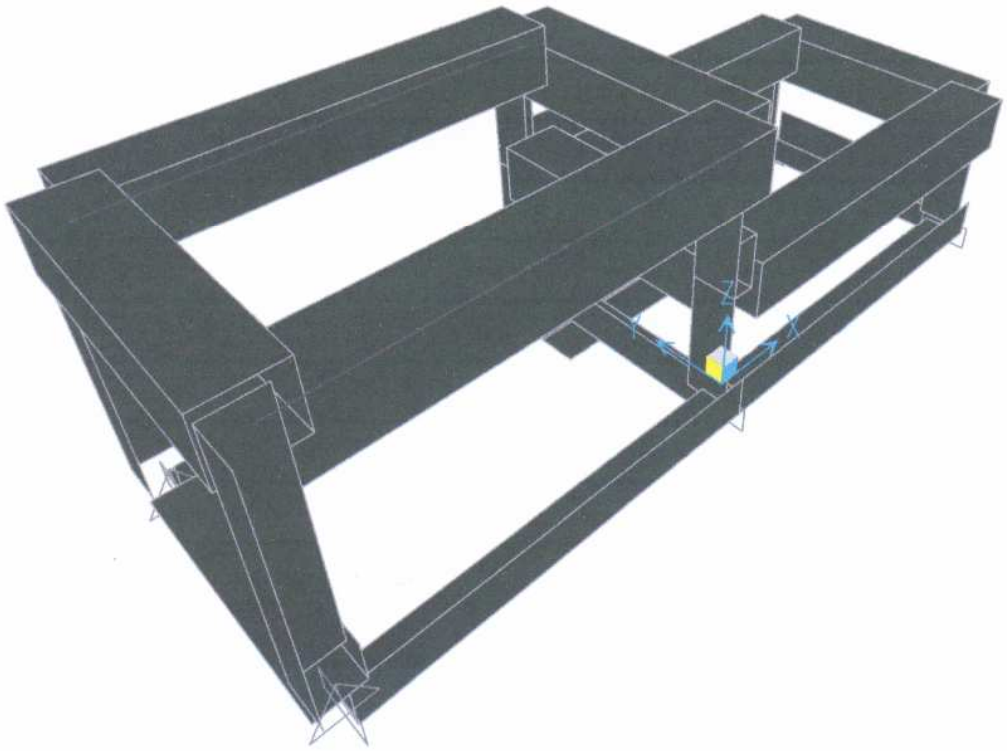
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE EL PROGRAMA SAP2000

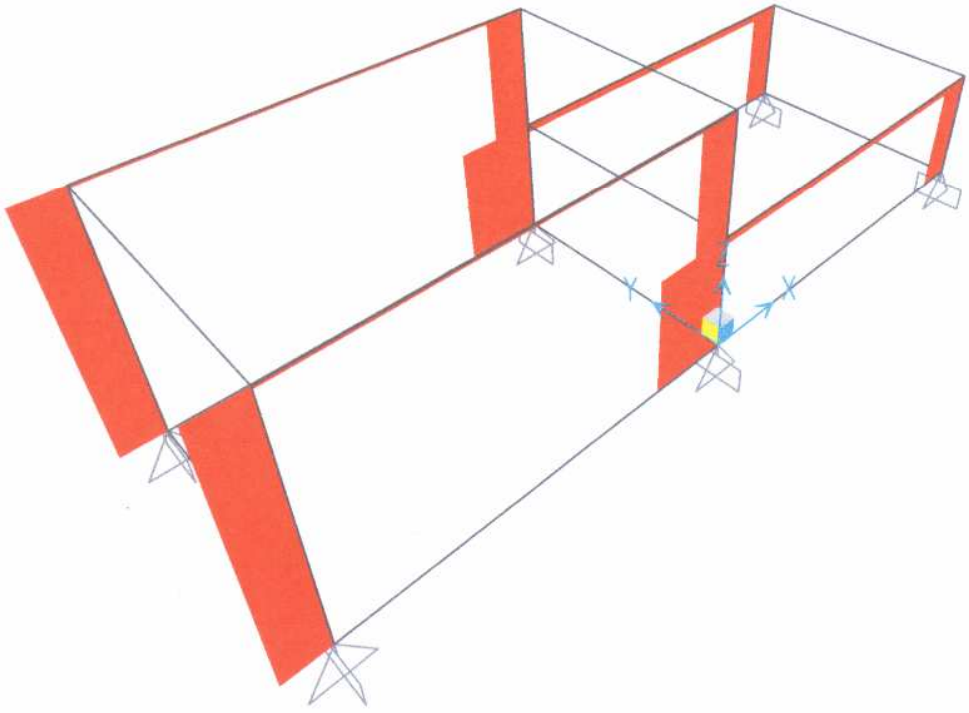

0,45
Z
Y
X

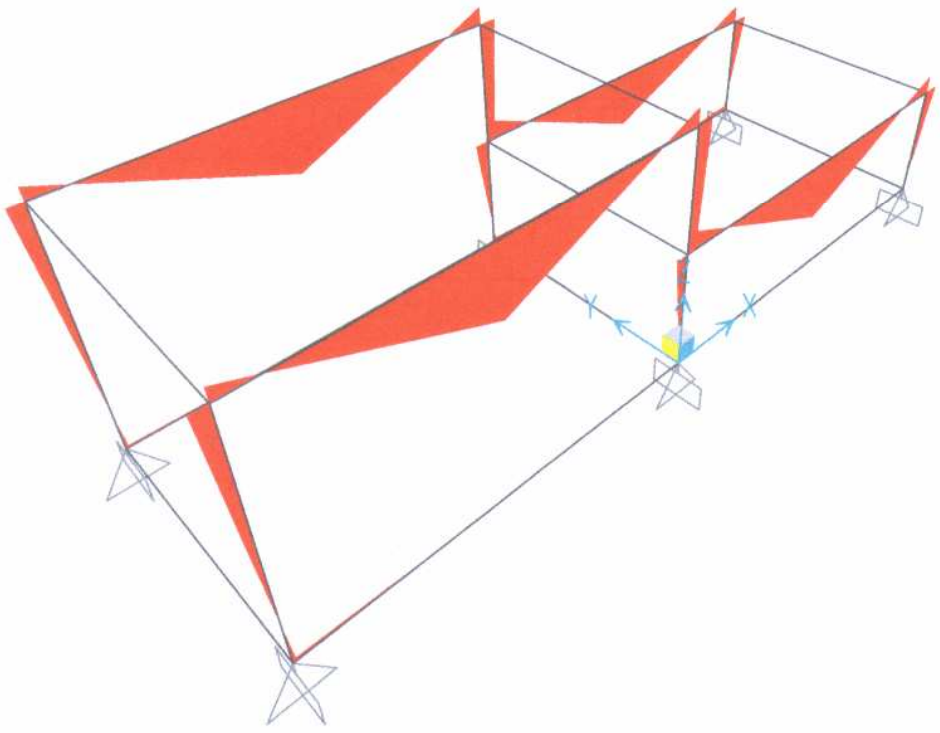

Z
Y
X

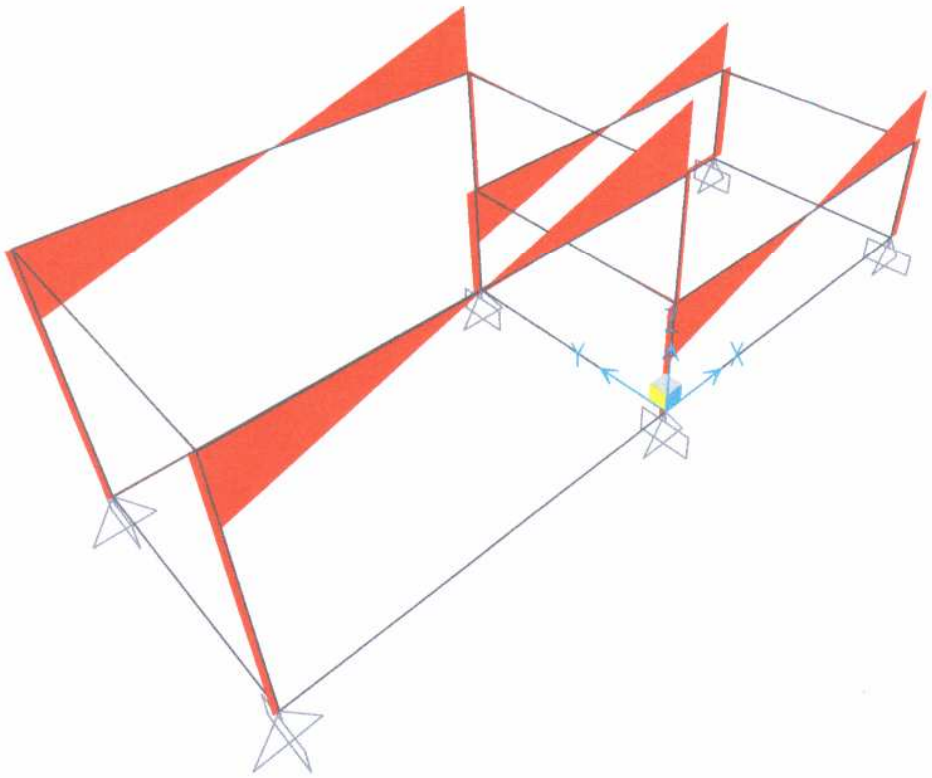
O80X80X8
L60X60X6
O80X80X8
L60X60X6
O80X80X8
L60X60X6
O80X80X8
L60X60X6
L60X60X6
L60X60X6
L60X60X6
L60X60X6
L60X60X6
L60X60X6
L60X60X6

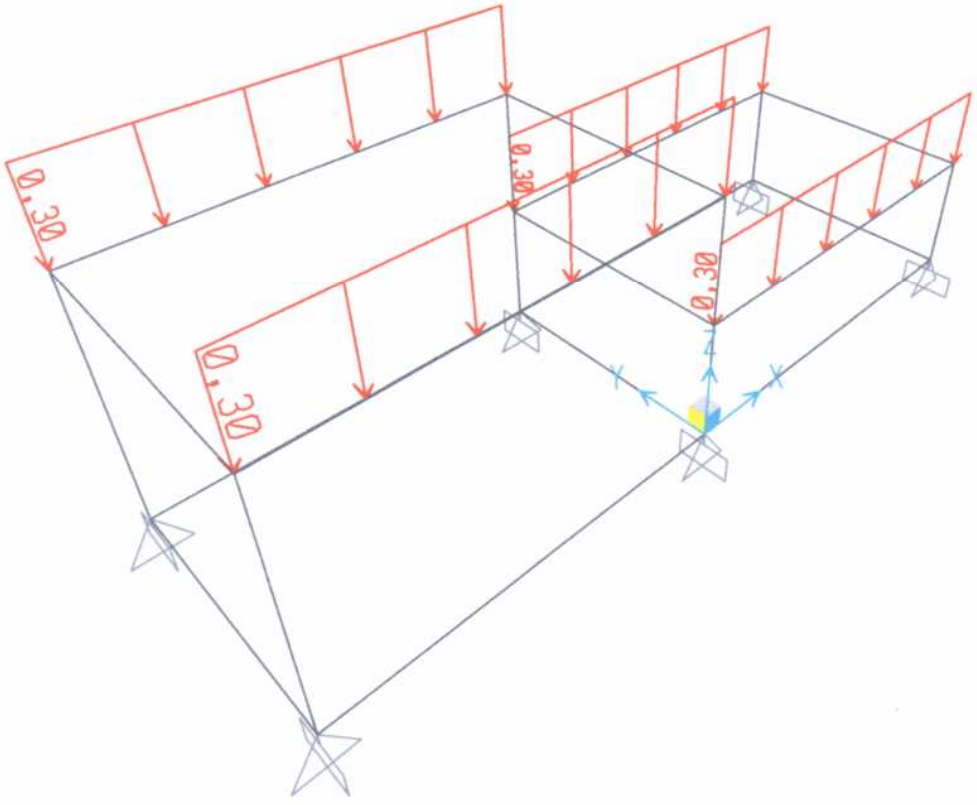

Z
Y
X










0,30
0,30
0,30
0,30

ANEXO 6

SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA

La selección del diámetro más económico es aquel en que en un incremento de su dimensión representa un costo que no quedará compensado con el aumento de potencia conseguido con la disminución de las pérdidas por rozamiento.

Por lo tanto, el diámetro debe ser tal que el valor de la energía anualmente perdida en rozamiento, más el interés anual y amortización del importe de la tubería instalada, más los gastos de conservación de la misma sea un mínimo. (Figura Nº A1).

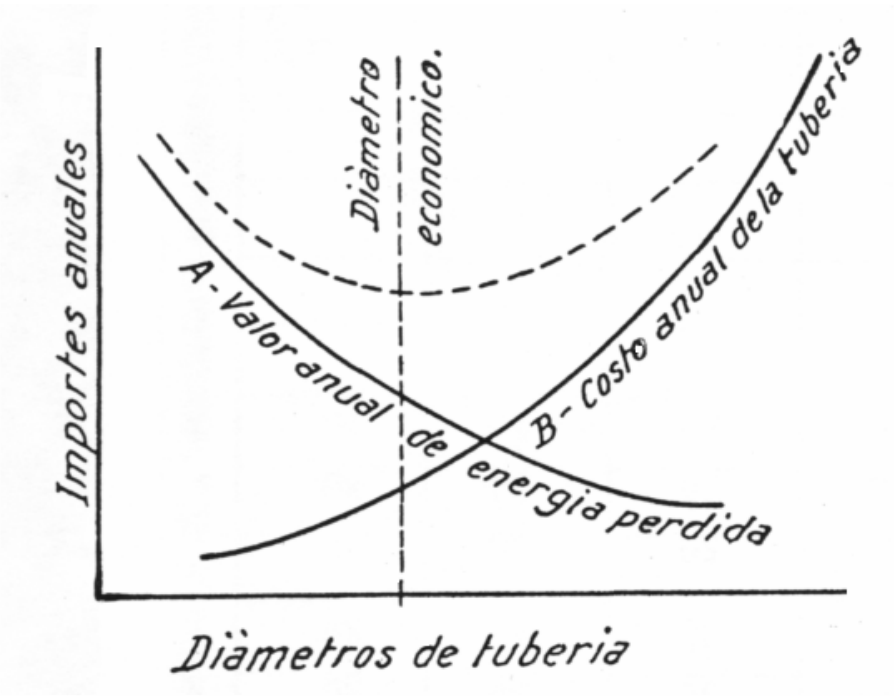


Figura Nº A1. *Curvas para la obtención del diámetro más económico de una tubería.*

De acuerdo a la sección 4.5.4. se conoce que, la velocidad a la entrada al rodete es:

$$V_1 = \sqrt{2gH}$$
$$V_1 = 7.138\left[m/seg\right]$$

Entonces, la fórmula para encontrar el diámetro de la tubería es:

$$Q = V.A$$

Donde:

Q = caudal [m^3/s]

V = velocidad al ingreso del rodete [m/s]

A = área [m]

Siendo, el área de la tubería igual a:

$$A = \pi * \frac{D^2}{4}$$

Se obtiene por lo tanto el diámetro:

$$D = \sqrt{\frac{4.Q}{V * \pi}}[m]$$

$$D = 0.267[m]$$

Para la instalación de la tubería que se acopla al inyector, se tiene entonces un diámetro aproximado igual a D = 10 [pulg.]

Se consideran las pérdidas alrededor de un 4%, por lo que su diámetro no varía significativamente.

ANEXO 7

FOTOS

FOTO Nº 1 *IMPLEMENTACIÓN DEL PROYECTO*

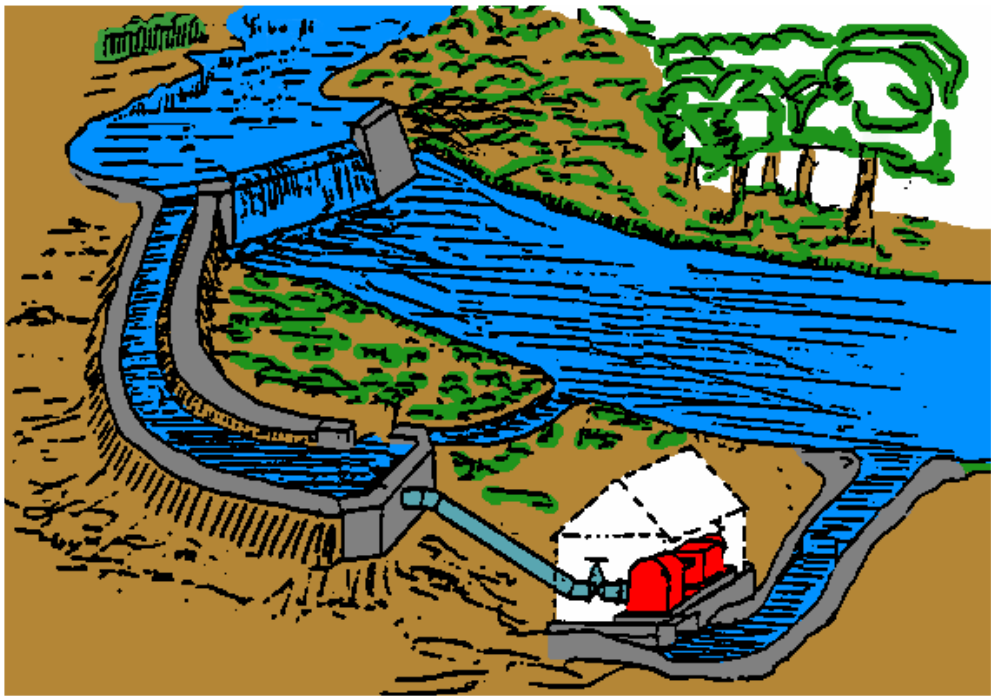
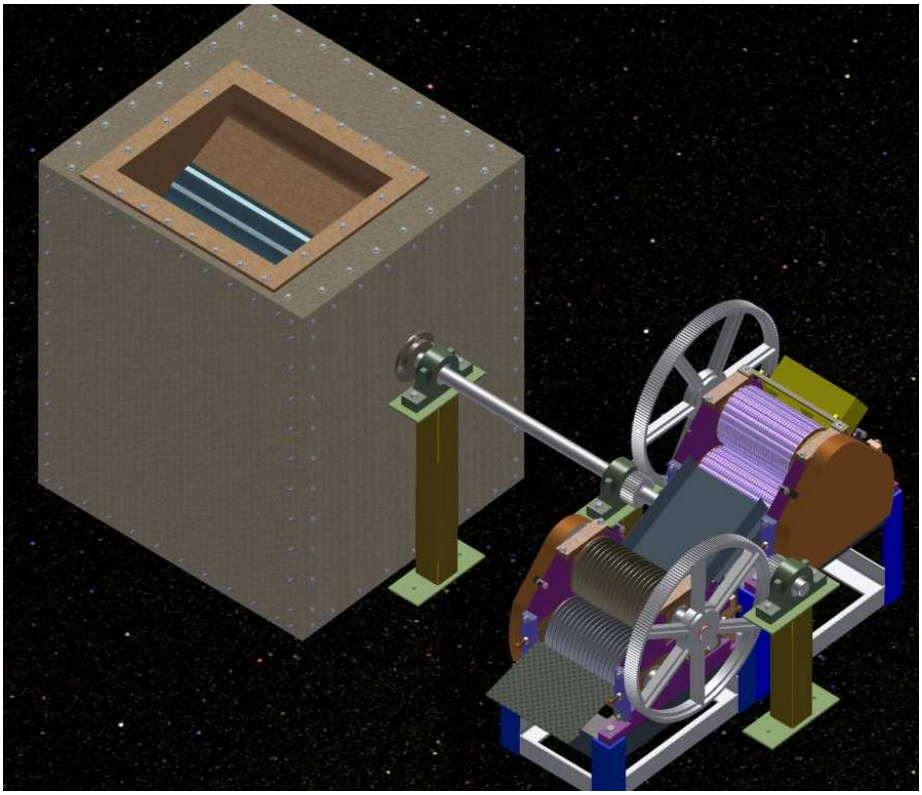


FOTO Nº 2 *CONJUNTO TRAPICHE TURBINA*



ANEXO 8

ELABORACIÓN DE PLANOS