

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE FORMACIÓN DE TECNÓLOGOS

**RECONSTRUCCIÓN MECÁNICA DEL SISTEMA DE AGITACIÓN
DEL TANQUE DE MEZCLA (BLONGER) 2 ETAPAS PARA
DESMENUSACIÓN DE SILICE, PENDESPATO Y CAOLINES
EMPRESA EDESA S.A.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE TECNÓLOGO EN
ELECTROMECAÁNICA**

SARCO TORRES JESUS DAVID

Jdst_david@hotmail.com

DIRECTOR: ING. VICENTE TOAPANTA

vicentoapanta@yahoo.es

QUITO, FEBRERO DEL 2009

DECLARACIÓN

Yo, Sarco Torres Jesús David, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada por ningún grado o calificación profesional; y que he consultado las referencias bibliográficas que s incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad, intelectual correspondiente a este trabajo, LA ESCUELA POLITECNICA NACIONAL, según lo establecido por la ley de propiedad intelectual, por sus reglamentos y por normativa institucional vigente.

SARCO TORRES JESUS DAVID

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el Sr. Sarco Torres Jesús David bajo mi supervisión.

Ing. Vicente Toapanta
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A DIOS por permitirme vivir estos momentos de tanta dicha y alegría.

A mis queridos padres por estar siempre junto a mi, por sus consejos, y sobretodo por su incondicional amor.

A mis hermanos Luis, Mayra y Tatiana que estuvieron en los momentos más importantes de mi vida.

A mis amigos de toda mi vida Oscar Pineda y su esposa Tatiana.

Mis grandes compañeros de la empresa EDESA que me apoyaron en la realización de este proyecto.

A mis profesores por sus enseñanzas y consejos.

Al Ing. Vicente Toapanta por su confianza, y dirección para el desarrollo del presente proyecto.

A la carrera más extraordinaria ELECTROMECHANICA por formarme como profesional.

DEDICATORIA

A Carlos Sarco y Cecilia torres mis queridos padres.

A Mayra, Tatiana y Luis, mis hermanos.

Mariana Araujo y Valery Sarco mi familia

Mis amigos y compañeros.

INDICE

INDICE	5
INDICE DE TABLAS	10
INDICE DE FIGURAS	11
GLOSARIO.....	14
PREPARACIÓN DE PASTA PARA FABRICACIÓN DE SANITARIOS MAQUINARIA UTILIZADA CLASIFICACIÓN DE LOS AGITADORES	16
1.1. GENERALIDADES	16
1.2. PREPARACIÓN DEL MATERIAL DE LA PASTA.....	17
1.2.1. PREPARACIÓN DE PASTA Y MAQUINARIA UTILIZADA.....	18
1.2.2. FABRICACIÓN DE PASTA PARA PRODUCCIÓN:	22
1.2.3. MEZCLA PLÁSTICA.....	22
1.2.3.1. Arcillas:.....	23
1.2.3.2. Caolín.....	24
1.2.4. MEZCLA NO PLÁSTICA	24
1.2.4.1. Feldespato:	24
1.2.4.2. Sílice:	25
1.2.4.3. Aditivos:.....	25
1.3. EL AGITADOR:	25
1.3.1. RESEÑA HISTÓRICA DE LOS AGITADORES:.....	26
1.3.2. CLASIFICACIÓN DE LOS AGITADORES.....	29
1.3.2.1. Agitadores de paletas.....	29
1.3.2.2. Agitadores de hélices	31
1.3.2.3. Agitadores de turbina	32
1.4. TIPOS DE FLUJOS EN TANQUES AGITADOS	33
1.5. COMPONENTES ELECTROMECÁNICOS	35
1.5.1. EQUIPOS ELÉCTRICOS	35
• EL CONTACTOR.....	35
• RELES.....	35
• FUSIBLE.....	35
1.5.1.1. El contactor:	35
1.5.1.2. Reles	38

1.5.1.3. Fusible.....	39
1.5.2. EQUIPOS MECÁNICOS.....	41
1.5.2.1. Acoplamientos:.....	41
1.5.3. CAJAS REDUCTORAS:.....	43
1.5.4. TIPOS DE RUEDAS DENTADAS PARA ENGRANAJES.....	46
1.5.4.1. Ruedas cilíndricas de dientes rectos:.....	46
1.5.4.2. Ruedas dentadas helicoidales:	47
1.5.4.3. Ruedas dentadas Cónicas:	47
1.5.5. TIPOS DE ENGRANAJES VENTAJAS Y DESVENTAJAS	48
1.5.5.1. ENGRANAJES RECTOS:	48
1.5.5.2. ENGRANAJES HELICOIDALES	49
1.5.5.3. ENGRANAJES CONICOS	51
1.6. OTROS TIPOS DE ENGRANES	52
1.6.1. ENGRANES HELICOIDALES DE EJES CRUZADOS.....	52
1.6.2. ENGRANES HELICOIDALES DOBLES	53
1.7. LAS VIGAS.....	54
1.7.1. DEFINICIÓN.....	54
1.7.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL	54
1.7.3. TIPOS DE ESTRUCTURAS	55
1.7.3.1. Estructura Hipostática	56
1.7.3.2. Estructura Isostatica.....	56
1.7.3.3. Estructura Híper estática.....	57
1.7.4. CÁLCULOS DE VIGAS	58
1.7.4.1. Calculo estructural.....	58
1.7.4.2. Piezas simples solicitadas a compresión axial.....	59
1.7.4.3. Longitud de pandeo.....	65
1.7.5. PESOS SOBRE VIGAS	69
1.7.5.1. Carga crítica.....	69
1.7.5.2. Carga de pandeo p_{ki} (Euler)	70
1.7.5.3. Radio de giro.....	70
1.7.5.4. Esbeltez mecánica (λ),.....	71
1.7.5.5. Tensión de trabajo (σ),.....	72
1.7.5.6. Coeficiente de seguridad (n).	72

1.7.5.7. Carga real (pr).....	73
1.7.6. CALCULO DE VIGAS PRINCIPALES UTILIZANDO EL PESO TOTAL. ...	73
1.7.6.1. Esfuerzo total de vigas IPN y UPN acero estable A-36 (δ_t)	73
1.7.6.2. Calculo de peso total utilizando (ANEXO 4.8) para vigas UPN e IPN. 74	
1.7.6.3. Comparación de ecuaciones para determinar la fuerza permisible.....	74
1.8. APOYOS	74
1.8.1. PIEZAS SOMETIDAS A FLEXIÓN	76
1.8.2. PIEZAS SOMETIDAS A TENSIÓN.....	78
1.8.3. TIPOS DE VIGAS.....	79
1.8.3.1. Vigas de Alma Llena	79
1.8.3.2. Vigas de Celosía	80
1.9. BRIDAS	82
CÁLCULO Y SELECCIONAMIENTO PARA LA HABILITACIÓN DEL SISTEMA	84
2.1. CAJAS REDUCTORAS	84
2.1.1. UTILIZACIÓN DE REDUCTORES Y MOTOREDUCTORES1	84
2.1.2. MOTO REDUCTORES.....	85
2.1.3. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL REDUCTOR O MOTO REDUCTOR.....	85
2.1.4. CARACTERÍSTICAS DEL TRABAJO A REALIZAR.....	85
2.2. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE CAJAS REDUCTORAS	85
2.2.1. ALTERNATIVA N°1: CAJA REDUCTORA FALK MODELO 1008	85
2.2.1.1. Ventajas	87
2.2.1.2. Desventajas	88
2.2.2. ALTERNATIVA N°2 CAJA REDUCTORA LIGHTNIN MIXER Modelo # 85C40CMX, Serie 862688100-1	88
2.2.2.1. Ventajas	89
2.2.2.2. Desventajas	90
2.2.3. LUBRICANTES PARA VARIOS TIPOS DE ENGRANES.....	90
2.2.3.1. LUBRICACIÓN DE ENGRANAJES ENCERRADOS	90
2.2.3.2. TIPOS DE LUBRICANTES PARA ENGRANAJES CERRADOS	91
2.2.3.3. Aceites inhibidos contra la Herrumbre y la Oxidación	91
2.2.3.4. ACEITES COMPUESTOS	92

2.2.3.5. ACEITES DE EXTREMA PRESIÓN (EP) PARA ENGRANAJES	92
2.2.4. SELECCIÓN DE LUBRICANTE PARA UTILIZAR EN LA CAJA REDUCTORA.....	93
2.2.4.1. Lubricantes para engranajes –cerrados.....	93
2.2.5. SELECCIONAMIENTO DEL TIPO DE ACOPLE (MOTOR-CAJA REDUCTORA)	95
2.2.5.1. CONSTRUCCIÓN BRIDA DEL EJE PARA ACOPLE CON CAJA REDUCTORA.....	95
2.3. CALCULO DE LA ESTRUCTURA	96
2.3.1. DETERMINACIÓN DE FUERZAS Y REACCIONES.....	96
2.3.1.1. Cargas que soporta vigas IPN 140.....	98
2.3.1.2. Cálculo del peso para vigas IPN y UPN	101
2.3.1.3. Perfiles de meza IPN 140.....	104
2.3.2. SELECCIONAMIENTO DEL FUSIBLE UTILIZADO EN EL PROYECTO	107
2.3.3. SELECCIONAMIENTO DEL CONTACTOR UTILIZADO EN EL PROYECTO	108
CAPITULO III	109
MONTAJE Y FUNSIONAMIENTO DEL SISTEMA SELECCIONAMIENTO DE CAJA -MOTOR HERRAMIENTAS UTILIZADAS PRUEBAS.....	109
3.1. HABILITACIÓN DEL SISTEMA AGITACIÓN	109
3.1.1. SELECCIÓN DE POTENCIA DE LOS REDUCTORES.....	110
3.1.2. SELECCIÓN DE LA CAJA REDUCTORA.....	111
3.2. SELECCIÓN DEL TIPO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN	111
3.2.1. TIPO DE CAJA REDUCTORA	112
3.2.2. MANTENIMIENTO DE REDUCTORES.....	112
3.2.2.1. MONTAJE DE REDUCTOR.....	114
3.3. SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR	116
3.3.1. TIPO DE MOTOR.....	118
3.4. ALINEACIÓN DE EJES:.....	118
3.4.1. FUNCIONAMIENTO DEL CIRCUITO DE CONTROL (BLONGERS)	120
3.4.2. DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL	123
3.5. ESQUEMA INTERNO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN	127
3.6. ESQUEMA EXTERNO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN	128

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	129
4.1. CONCLUSIONES.....	129
4.2. RECOMENDACIONES.....	131
ANEXOS	134
ANEXO 4.1 Base Modificada Alineación Motor – Caja reductora	134
ANEXO 4.2 Medidas de brida Caja reductora.....	135
ANEXO 4.3 Medidas de brida Antigua eje Principal.....	136
ANEXO 4.4 Lubricantes para engranajes Abiertos y Cerrados.....	137
ANEXO 4.5 Tabla de comparación Viscosidad SAE Agma e ISO.....	138
ANEXO 4.6Viscocidad ISO aceite 4EP	139
ANEXO 4.7Grado ASTM- ASLE 4Ep	140
ANEXO 4.8 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO	141
PERFILES IPN	141
ANEXO 4.9 Propiedades de acero ASTM A-36 y A42	142
ANEXO 4.10 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO	
PERFILES UPN	143
ANEXO 4.11 Dato informativo peso caja- motor	144
ANEXO 4.12 PLANO DEL SISTEMA	145

INDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1.1 Valores de coeficiente de seguridad según la esbeltez (λ).....</i>	<i>72</i>
TABLA 1.2. LIMITACIONES DE LAS FLECHAS DE LAS VIGAS.....	77
<i>Tabla 1.3 Producto laminado.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 2.1Valores para asignación de reductores mecánicos.....</i>	<i>87</i>
<i>Tabla 2.2Valores de viscosidad en los tipos de aceites.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 3.1 Valores característicos de la caja reductora.....</i>	<i>116</i>
<i>Tabla 3.2Valores característicos del motor seleccionado.....</i>	<i>117</i>

INDICE DE FIGURAS

Fig.: 1.1 Preparación de los materiales.....	19
Fig.: 1.2 Pailodors maquinaria Automotriz.....	20
Fig.: 1.3 Sistema de agitación o Blongers.	20
Fig.: 1.4 Sistema de agitación Turbo Mixers.....	21
Fig.: 1.5 Cisternas para almacenamiento de pasta.....	22
Fig.: 1.6 Sistema de Tamizado para cernir la pasta	22
Fig.: 1.7 Sistema de bombeo Neumático	23
Fig.: 1.8 Tanque de agitación con bordes redondeados.....	27
Fig.:1.9. Partes del sistema de agitación (AGITADOR DE PALETAS)	29
Fig.: 1.10. Agitador de flujo Axial.....	30
Fig.: 1.11. Agitador de flujo Radial.....	30
Fig.: 1.12 Agitador de Ancla.....	32
Fig.: 1.13 Agitador de hélice.....	33
Fig.: 1.14 Agitador de turbina.....	34
Fig. 1.15 El contactor y sus Partes.....	38
Fig. 1.16 Relés equipo eléctrico para bajas potencias.....	40
Fig. 1.17 Relés equipo eléctrico para altas potencias.....	40
Fig. 1.18 Fusibles de protección.....	42
Fig. 1.19 Acoplamiento Sencillo.....	43
Fig. 1.20 Acople de Mayor Rigidez.....	43
Fig. 1.21-a Engranaje Cilíndrico.....	45
Fig. 1.21-b Engranaje Cónico.....	45
Fig. 1.22 Engranaje Tipo Tornillo sin Fin.....	46
Fig. 1.22-a Combinación de Engranajes.....	47
Fig. 1.23 Ruedas Dientes Rectos.....	47
Fig. 1.24 Ruedas Dientes Helicoidales.....	48

Fig. 1.25 Ruedas Dientes Cónicos.....	49
Fig. 1.26-a Dentados helicoidales.....	51
Fig. 1.26-b Dentados Helicoidales empuje axial.....	51
Fig. 1.27 Engranés Cónicos.....	52
Fig. 1.28 Engranés Helicoidales ejes Cruzados.....	53
Fig. 1.29 Engranés helicoidales dobles.....	54
Fig. 1.30 Estructuras para viga y columna.....	56
Fig. 1.31 Estructuras Estructura para placa o loza.....	56
Fig. 1.32 Estructura Hipostática.....	57
Fig. 1.33 Estructura Isostática.....	58
Fig. 1.34 Estructura Híper estática.....	58
Fig. 1.35 Diagrama de Cuerpo Libre.....	59
Fig. 1.36 Tipos de Equilibrios Aplicación de fuerzas.....	61
Fig. 1.37 Viga para ensayo de tracción.....	62
Fig. 1.38 Maquina para ensayo de tracción.....	63
Fig. 1.39 Diagrama Esfuerzo- Deformación material dúctil.....	64
Fig. 1.40 Pieza sometida a compresión uniforme.....	67
Fig. 1.41 Viga bi empotrada.....	67
Fig. 1.42 Pieza Articulada.....	68
Fig. 1.43 Pieza Empotrado libre.....	69
Fig. 1.44 Empotrado con desplazamiento.....	69
Fig. 1.45-a Apoyo de primer genero.....	76
Fig. 1.45-b Apoyo de segundo genero o Articulación.....	76
Fig. 1.45-c Apoyo de tercer genero o empotramiento.....	76
Fig. 1.46 Viga deformada.....	77
Fig. 1.47 Ensayo Esfuerzo deformación.....	79
Fig. 1.48 Viga de Alma Llena.....	80
Fig. 1.49 Viga de Celosia.....	81
Fig. 1.50 Bridas de Acoplamiento.....	83
Fig. 1.51 Acople o Brida de Plato.....	84
Fig. 2.1-A Caja Reductora Modelo#1008FALK.....	87
Fig. 2.1-B Estructura de la caja reductora.....	88

Fig. 2.2 Caja Reductora Lightnin Mixer Modelo#85C40MX.....	90
Fig. 2.3 Engranajes internos o cerrados.....	91
Fig. 2.4 Acople tipo Rejilla.....	96
Fig. 2.5 Brida para eje tanque principal.....	97
Fig. 2.6 Viga de refuerzo.....	98
Fig. 2.7 Vigas de refuerzo bases de tanque.....	102
Fig. 2.8 Vigas de base IPN 300.....	103
Fig. 2.9 Vigas UPN 180.....	104
Fig. 2.10 Perfil soporte de meza IPN 140.....	105
Fig. 2.11 Tipo de fusible utilizado.....	108
Fig. 2.12 Contactor Utilizado en el proyecto.....	109
Fig. 3.1-A Válvula de Salida.....	110
Fig. 3.1-B Orificios de desfogue.....	110
Fig. 3.2 Eje de agitación con sus partes.....	111
Fig. 3.3 Aletas de agitación.....	111
Fig. 3.4 Caja reductora Utilizada en el proyecto.....	114
Fig. 3.5 Descripción montaje caja reductora.....	116
Fig. 3.6 Tipos de Alineación.....	120
Fig. 3.7 Alineación Motor-Caja reductora.....	121
Fig. 3.8 Sistema completo con cintas.....	122
Fig. 3.9 Cinta vertical Labrada.....	122
Fig. 3.10 Tolva de vibración.....	123
Fig. 3.11 Tablero de control cintas Blonger.....	124
Fig. 3.12 Circuito de control funcionamiento del sistema.....	126
Fig. 3.13 PLC utilizado en el proyecto LOGO 230RC.....	127
Fig. 3.14 Esquema interno del sistema de Agitación.....	128
Fig. 3.15 Esquema externo del sistema de Agitación.....	129

GLOSARIO

- **ACCION O CARGA:** Es una fuerza que causa un efecto sobre un cuerpo, provocando que este experimente cambios de posición o forma.
- **ALINEAMIENTO:** Colocar en forma paralela dos o más objetos.
- **CELOSÍA:** Enrejado de pequeños listones de madera o de hierro, que se ponen en las ventanas de los edificios.
- **COLUMNA:** soporte vertical de gran altura respecto a su sección transversal.
- **EMPOTRAMIENTO:** Sujetar algo en la pared o en el suelo, generalmente asegurándolo con concreto o tornillos.
- **FLECHA:** Longitud que se deforma un elemento por la acción de una carga medida desde su eje neutro.
- **FLEXIÓN:** Encorvamiento elástico que experimenta un sólido por la acción de una fuerza que lo deforma elásticamente.
- **MICRA:** Unidad de longitud, submúltiplo del metro ($1\mu = 10^{-6}$ m).
- **PANDEO:** Flexión de una viga, provocada por un esfuerzo lateral.
- **PERFIL:** Barra metálica obtenida por laminación, forja, estampación o estirado cuya sección transversal tiene diversas formas, tales como simples, dobles, cuadradas, redondas, rectangulares, triangulares, etc.
- **POTENCIA:** Energía que absorbe o sede un dispositivo en la unidad de tiempo.

- VIGA: Barras que está sometidas a fuerzas o momentos situados en un plano que contiene a su eje longitudinal.

RESUMEN

La habilitación del sistema de agitación se realizó con la finalidad de proporcionar una mayor cantidad de pasta mezclada y agitada la misma que pasará por el sistema de tamizado, para por medio de bombas neumáticas ser enviadas a las máquinas que contienen moldes utilizados para el llenado.

En el primer capítulo se resalta los materiales y maquinaria a utilizarse en una mezcla o agitación, así como una reseña de los tipos de agitadores existentes y los flujos producidos.

Los componentes electromecánicos como son equipos eléctricos y equipos mecánicos además una definición y análisis de estructuras, se realiza un cálculo utilizando fórmulas para determinar el peso permisible en las vigas IPN con el peso aplicado y una comparación con ensayos experimentales.

En el segundo capítulo se realiza un análisis, ventajas y desventajas de dos tipos de cajas reductoras las cuales cumplen con los parámetros necesarios para el funcionamiento del proyecto, se realiza una investigación de los diferentes tipos de aceites utilizados y con una idea de la caja reductora a utilizar se selecciona el tipo de aceite necesario para su funcionamiento basándose en tablas.

La aplicación de cálculos utilizando datos reales de peso para determinar la resistencia de las vigas.

Se selecciona el contactor utilizado en el proyecto con sus datos específicos.

En el capítulo III se selecciona la caja reductora entre las 2 alternativas presentadas en el capítulo anterior, también la selección del tipo de motor en base

a datos de placas, se describe el montaje y pruebas así como la descripción del circuito de control, utilización de tablas y anexos.

CAPITULO I

PREPARACIÓN DE PASTA PARA FABRICACIÓN DE SANITARIOS MAQUINARIA UTILIZADA CLASIFICACIÓN DE LOS AGITADORES

1.1. GENERALIDADES

En el Ecuador existen empresas que utilizan diferentes métodos de mezclado los mismos que son necesarios para formar compuestos con determinadas propiedades, estos compuestos son adquiridos por la cantidad y las características de los elementos, además del tiempo de mezcla utilizado.

Estas mezclas son utilizadas por todo tipo de Empresas que cuentan con un laboratorio encargado de realizar pruebas o ensayos que determinan el resultado al mezclar varios elementos, este tipo de empresas pueden ser: Empresas químicas, farmacéuticas, de refinamiento, Empresas de fundición y en el caso de la Empresa EDESA. S. A. que necesita de un agitador que proporcione la mezcla de varios elementos como son; Materiales plásticos y materiales no plásticos comúnmente conocidos como mezcla o (SLURRY).

La mezcla plástica está constituida por; Arcillas y Caolines.

La mezcla no plástico está constituida por; Sílice y Feldespato.

1.2. PREPARACIÓN DEL MATERIAL DE LA PASTA

Para la obtención de la pasta se procede a moler los materiales duros (Feldespatos, Sílice y Caolín), (**Fig. 1.1**) como estos materiales no pueden ingresar al molino con una humedad mayor al 1%, se carga en una tolva de acuerdo al peso establecido por laboratorio, esto es=180Kg x pala y se procede a transportar al secadero giratorio, ya que estos elementos llegan con humedades del 8% al 14%.

Para poder prender el secadero, primero se enciende el sistema de candilones, luego el material sale del secadero con una humedad inferior al 1%, por medio de los candilones que son unas cucharitas se envía el material a una tolva, pasa por un vibrador al molino.

Por medio de succión pasa a un separador dinámico, donde solo pasan las partículas muy finas, las partículas gruesas retornan a través de una tubería al molino para que se vuelva a moler hasta que este dentro de la norma.

En el separador dinámico se forma un ciclón en el que las partículas finas forman una nube y por medio de presión son enviadas a un filtro, las partículas de acuerdo a la norma pasan a los silos de almacenamiento.

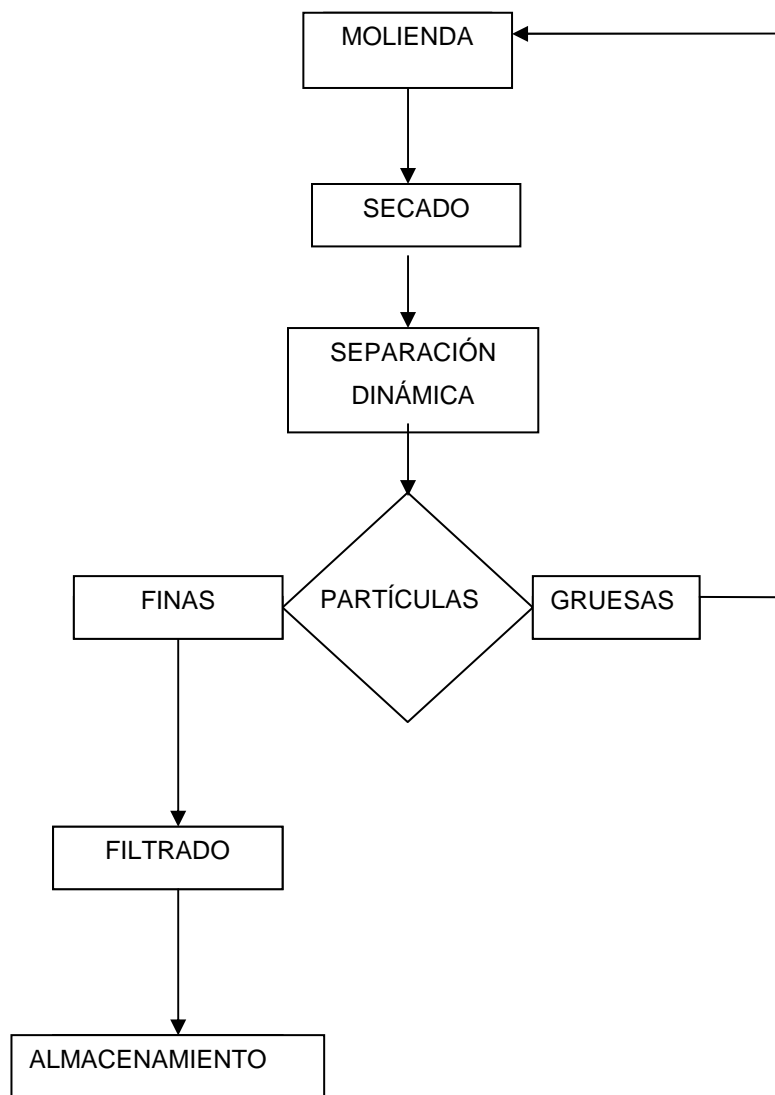


Fig.: 1.1 DIAGRAMA DE PREPARACIÓN DE LOS MATERIALES

1.2.1. PREPARACIÓN DE PASTA Y MAQUINARIA UTILIZADA

La pasta es una mezcla de materiales plásticos (arcillas y caolines) y materiales no plásticos (feldespato sílice y caolín) con H₂O, el laboratorio emite la orden de producción con la formulas adecuadas de acuerdo a las características de las materias primas, para este proceso, se cuenta con la siguiente maquinaria de mezcla.

- **PAILODERS:** Son máquinas automotrices que por medio de su pala hidromecánica sirven para cargar el material en tolvas (**Fig. 1.2**), la cantidad es previamente pesada en balanzas y luego mezclada.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS: Potencia motor= 40hp y capacidad= 1800Kg



Fig.: 1.2 Pailoders maquinaria Automotriz

- **BLONGERS:** Son tanques de gran capacidad que utilizan un sistema de agitación adecuado para la disolución y mezclas de distintos materiales (Son licuadoras gigantes) **Fig.: 1.3**



Fig.: 1.3 Sistema de agitación o Blongers.

- **TURBOS:** Son sistemas similares a los blongers pero constan de una turbina proporcionada de dientes para poder desmenuzar los materiales ver **Fig. 1.4**. Además tiene una velocidad mayor que los blongers.



Fig.: 1.4 Sistema de agitación Turbo Mixers

- **CISTERNAS PARA ALMACENAMIENTO:** Son cuartos subterráneos, con capacidades: 5 de 40 Ton y 5 de 80 Ton, en los cuales se almacena la pasta ya preparada, este cuarto tiene un agitador pequeño en el techo con el eje y las aletas a la mitad del cuarto, este sistema sirve para no permitir que la pasta repose, esto ocasiona asentamiento y endurecimiento de la pasta como se muestra en la **Fig.: 1.5**



Fig.: 1.5 Cisternas para almacenamiento de pasta

- **TAMICES:** Con sistemas de vibración, esta vibración se produce por medio de motores en los cuales a su eje van acoplados contrapesos, nivelados de tal manera que la vibración es notoria. Sobre ellos se colocan mallas de acero en 2 medidas de (80micras y 150micras) las cuales sirven para cernir la pasta y separar los residuos de gran volumen ver **Fig.: 1.6**



Fig.: 1.6 Sistema de Tamizado para cernir la pasta

1.2.2. FABRICACIÓN DE PASTA PARA PRODUCCIÓN:

Se pesa los materiales de acuerdo a la orden emitida por laboratorio, para preparación del eslurry (material plástico + agua) en los blongers.

En los turbos de agitación, se pesan los caolines y arcillas más aditivos, se mezclan por dos horas, se descarga haciéndola pasar por un tamiz primario, se almacena en una cisterna de descarga de 20 Tons.

Luego por un sistema neumático (bombas neumáticas) que se muestra en la **Fig. 1.7** pasa al pulpo y este distribuye a los tamices de doble malla y pasa a las cisternas de 30 Ton.



Fig.: 1.7 Sistema de bombeo Neumático

Finalmente pasan a las cisternas de maduración para ser inspeccionadas por laboratorio y emitir la orden de uso en la fabricación de sanitarios.

1.2.3. MEZCLA PLÁSTICA

La elaboración de pasta cerámica para la fabricación de sanitarios es un proceso complejo y prolongado, debido a los requisitos que se deben cumplir en la obtención del producto final.

Igualmente cuando se debe reemplazar uno de los componentes de la pasta original se realizan ensayos hasta encontrar resultados deseados.

En la industria cerámica cada planta tiene su propia fórmula de pasta cerámica, utilizando una gran variedad de materias primas de diversos tipos.

Una de las mezclas importantes para el proceso de agitación es la mezcla plástica que esta constituida de: Caolín y Arcilla. Esta mezcla con el agua debe presentar una densidad $\delta = 1670$ g/lit y una viscosidad de 350 cps, estos son datos obtenidos por el laboratorio debido a reservas exclusivas no se puede obtener su formulación.

1.2.3.1. Arcillas:

Proviene de rocas aluminosas preponderante del feldespato y mica la arcilla posee una singular propiedad de PLASTICIDAD son minerales que consisten esencialmente de hidrosilicato aluminico AL_2O_3 (0.3-8) SiO_2 (05-19) H_2O .

Casi siempre van acompañados de notables cantidades de materias extrañas y solo son constantes sus propiedades químicas cuando se encuentran en estado de pureza absoluta.

Las propiedades de las arcillas varían notable según el grado de plasticidad, lo cual depende de la proporción de hidrosilicato de aluminio que contienen;

Puesto que el caolín puro es poco plástico; se atribuye esta propiedad a la presencia en la arcilla de sustancias coloidales inorgánicas y orgánicas. Estas sustancias se encuentran en estado latente en la arcilla seca y se desarrollan cuando se amasan con agua, la contracción que experimenta la arcilla por desecación al aire y la resistencia a la compresión una vez seca está a razón directa de su plasticidad.

1.2.3.2. Caolín

Es un silicato de aluminio hidratado de gran poder, refractario su composición está representado en la caolinita ($Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$) la composición teórica de la caolinita es:

Si O ₂	46.64%
Al ₂ O ₃	39.45%
H ₂ O	13.91%

En forma general el color luego de la quema es blanco de baja plasticidad y alta refractariedad a unos (1750 – 1770° C).

1.2.4. MEZCLA NO PLÁSTICA

En pasta reducen la plasticidad y el tiempo de secado y la contracción durante el mismo; aumentan la resistencia en crudo y algunas veces la resistencia tras la quema; modifican el intervalo de la T° de envejecimiento y las propiedades del cuerpo quemado, entre los más importantes tenemos: Sílice y el Feldespato, se utilizan aditivos adicionales.

1.2.4.1. Feldespato:

Desempeña un papel importante en la composición de la pasta ya que son componentes fundentes y responsables de la vitrificación de la misma.

Los feldespatos son mezclas en proporciones variables de los silicatos de Al, Na, K, Ca, Li y ocasional Ba y Cs. ($K_2O \cdot Al_2O_3 \cdot 6SiO_2$).

1.2.4.2. Sílice:

Se encuentra en la naturaleza en diversas formas de cuarzo como un depósito cristalino. Son sustitutos que disminuyen la plasticidad excesiva de algunas arcillas, mejoran el comportamiento al secado del producto.

1.2.4.3. Aditivos:

Desfloculantes: Utilizados para la desfloculación, son sales de Na y Li de ácidos débiles, que por lo tanto son reacciones alcalinas. El resultado más beneficioso se obtiene con compuesto de Na, los más utilizados son el silicato de Na y el Na_2CO_3 este reduce la cantidad necesaria del floculante.

1.3. EL AGITADOR:

La agitación fuerza un fluido por medios mecánicos para que adquiera un movimiento circular en el interior de un recipiente. Con esto se consigue que dos o más compuestos se mezclen sean: Líquidos, sólidos o gaseosos por ejemplo tenemos:

- Mezcla de dos líquidos miscibles: (alcohol y agua)
- Disolución de sólidos en líquido (azúcar y agua)
- Mejorar la transferencia de calor (en calentamiento o enfriamiento)
- Dispersión de un gas en un líquido (oxígeno en caldo de fermentación)
Dispersión de partículas finas en un líquido
- Dispersión de dos fases no miscibles (grasa en la leche).

Generalmente el equipo consiste de un recipiente cilíndrico (cerrado o abierto), y una caja reductora la cual se acopla un eje de aletas cortantes, todo este conjunto es accionado por un motor el cual proporciona la potencia suficiente para el funcionamiento.

Las dimensiones del tanque varían ampliamente, dependiendo de la naturaleza del problema de agitación. El fondo del tanque debe ser redondeado, con el fin de eliminar los bordes rectos o regiones en las cuales no penetrarían las corrientes del fluido ver en la **Fig.: 1.8**.

La columna del líquido es aproximadamente igual al diámetro del tanque. El eje que se encuentra en la mitad del tanque de agitación tiene una velocidad igual a la velocidad que proporcione la caja reductora.

Esto es de 155RPM, en el proyecto, tomando en cuenta que la velocidad de entrada es = 1800 y un factor de relación = 11.5.

El agitador crea un cierto tipo de flujo dentro del sistema, dando lugar a que el líquido circule por todo el recipiente.

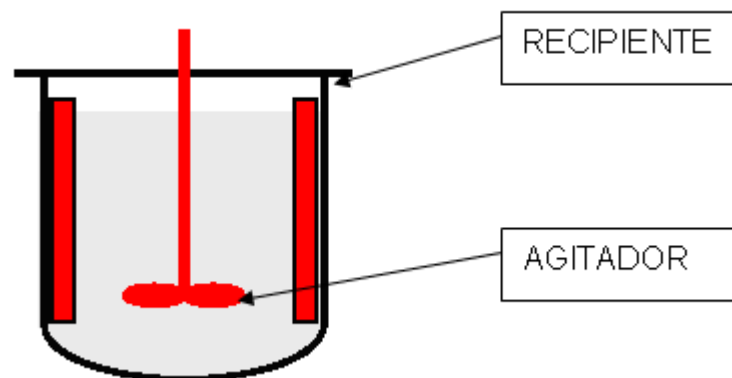


Fig.: 1.8 Tanque de agitación con bordes redondeados

1.3.1. RESEÑA HISTÓRICA DE LOS AGITADORES:

El primer agitador industrial fue usado hace unos cien años en una planta de fertilizantes. Se trataba de una hélice marina. Más adelante se inventaron agitadores de forma muy diversa, con geometría escogida a menudo más por su estética que por su eficiencia.

Es solo a partir de los años 50 que se empezó a investigar las relaciones entre la herramienta de agitación y su resultado concerniente al grado de mezclado.

Hoy en día se entienden las reglas fundamentales de funcionamiento y de desempeño de los agitadores industriales.

Sin embargo se siguen las investigaciones para comprender en detalles las transferencias de cantidad de movimiento, masa y calor producidas por los muy variados métodos de inducción de la agitación, a saber: rotación, vibración, bombeo, flujo restringido, chorro, burbujeo, ultrasonido, etc.

Las investigaciones se han realizado en dos direcciones principales: de un lado hacia la creación y el desarrollo de nuevos sistemas y aparatos, y del otro lado hacia la cuantificación de la calidad del mezcla.

En la **Fig.: 1.9** se puede observar las partes que conforman un sistema de agitación el más común en la industria.

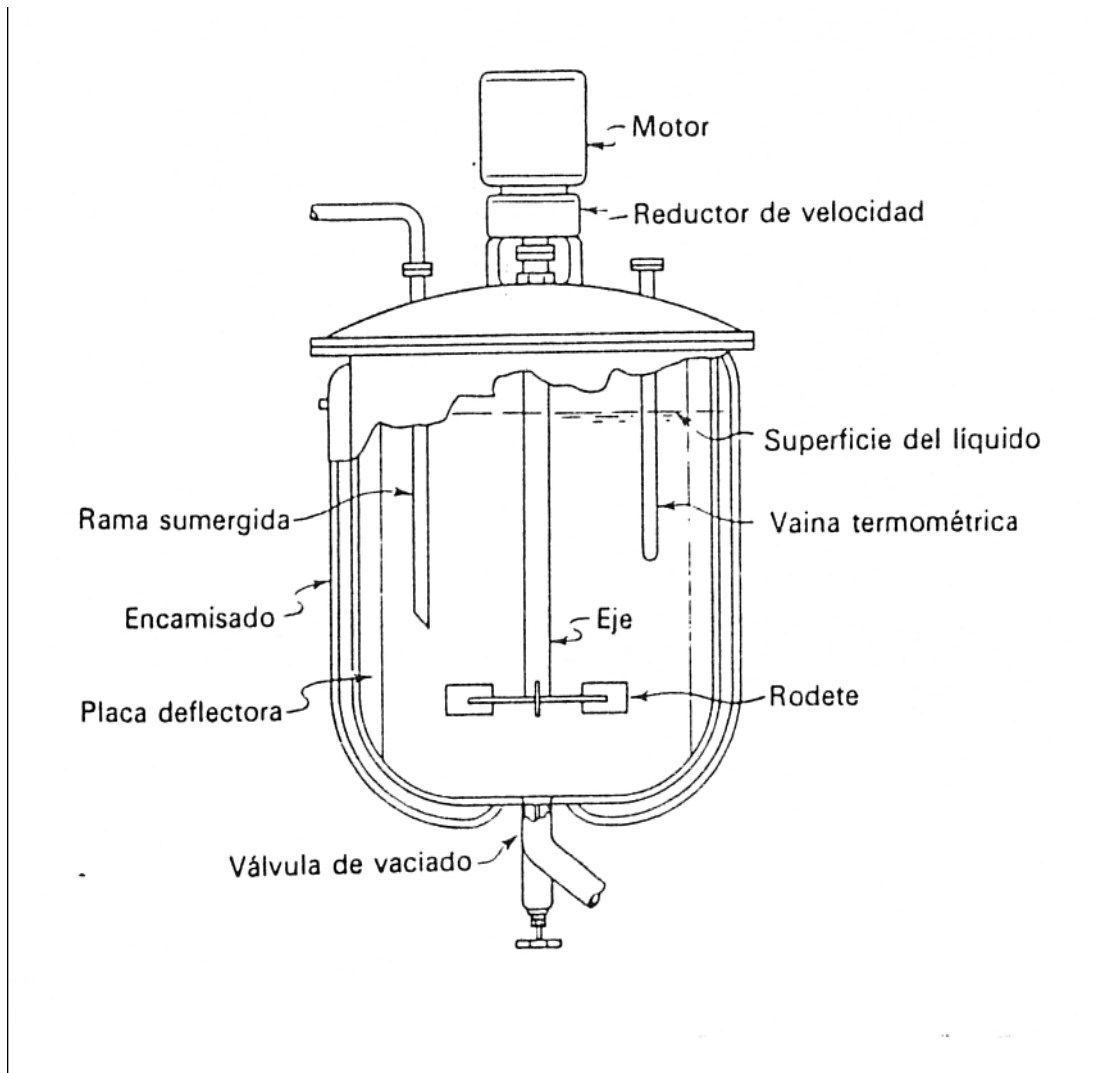


Fig.: 1.9. Partes del sistema de agitación (AGITADOR DE PALETAS)

El rodete o hélice suele estar acoplado a un eje vertical. La excentricidad e inclinación de este eje se pueden variar **para lograr** Rendimientos mayores¹.

¹ Información obtenida del laboratorio de la empresa EDESA.

1.3.2. CLASIFICACIÓN DE LOS AGITADORES

Los agitadores se dividen en dos clases: los que generan corrientes paralelas al eje del agitador y los que dan origen a corrientes en dirección tangencial o radial. Los primeros se llaman agitadores de flujo axial y los segundos agitadores de flujo radial como se pueden observar en las **Fig.: 1.10.y 1.11.**



Fig.: 1.10. Agitador de flujo Axial



Fig.: 1.11. Agitador de flujo Radial

Los tres tipos principales de agitadores son, de paletas, de hélices, y de turbina. Cada uno de estos tipos comprende muchas variaciones y subtipos que no consideraremos aquí. En algunos casos también son útiles agitadores especiales, pero con los tres tipos antes citados se resuelven, quizás, el 95% de los problemas de agitación de líquidos.

1.3.2.1. Agitadores de paletas

Para resolver problemas sencillos, un agitador eficaz está formado por una paleta plana, que gira sobre un eje vertical. Son corrientes los agitadores formados por dos o tres paletas. Las paletas giran a velocidades bajas o moderadas en el centro del tanque, impulsando al líquido radial y tangencialmente, existiendo un movimiento vertical respecto del agitador, ya que las paletas estén inclinadas.

Las corrientes de líquido que se originan se dirigen hacia la pared del tanque y después siguen hacia arriba o hacia abajo. Las paletas también pueden adaptarse

a la forma del fondo del tanque, de tal manera que en su movimiento rozan la superficie o pasan sobre ella con una holgura muy pequeña. Un agitador de este tipo se conoce como agitador de ancla. Estos agitadores son útiles cuando se desea evitar el depósito de sólidos sobre una superficie de transmisión de calor, como ocurre en un tanque enchaquetado, pero no son buenos mezcladores como se muestra en la **Fig.: 1.12...** Generalmente las empresas trabajan conjuntamente con un agitador de paletas de otro tipo, que se mueve con velocidad elevada y que gira normalmente en sentido opuesto.

Los agitadores industriales de paletas giran a una velocidad comprendida entre 20 y 150 rpm. La longitud del rodete de un agitador de paletas es del orden de 50% al 80% del diámetro interior del tanque. La anchura de la paleta es de un sexto a un décimo de su longitud del eje vertical. A velocidades muy bajas, un agitador de paletas produce una agitación suave, en un tanque sin placas deflectoras o cortacorrientes, las cuales son necesarias para velocidades elevadas. De lo contrario el líquido se mueve como un remolino que gira alrededor del tanque, con velocidad elevada pero con poco efecto de mezcla.²

² <http://www.monografias/agitadores.com/es>

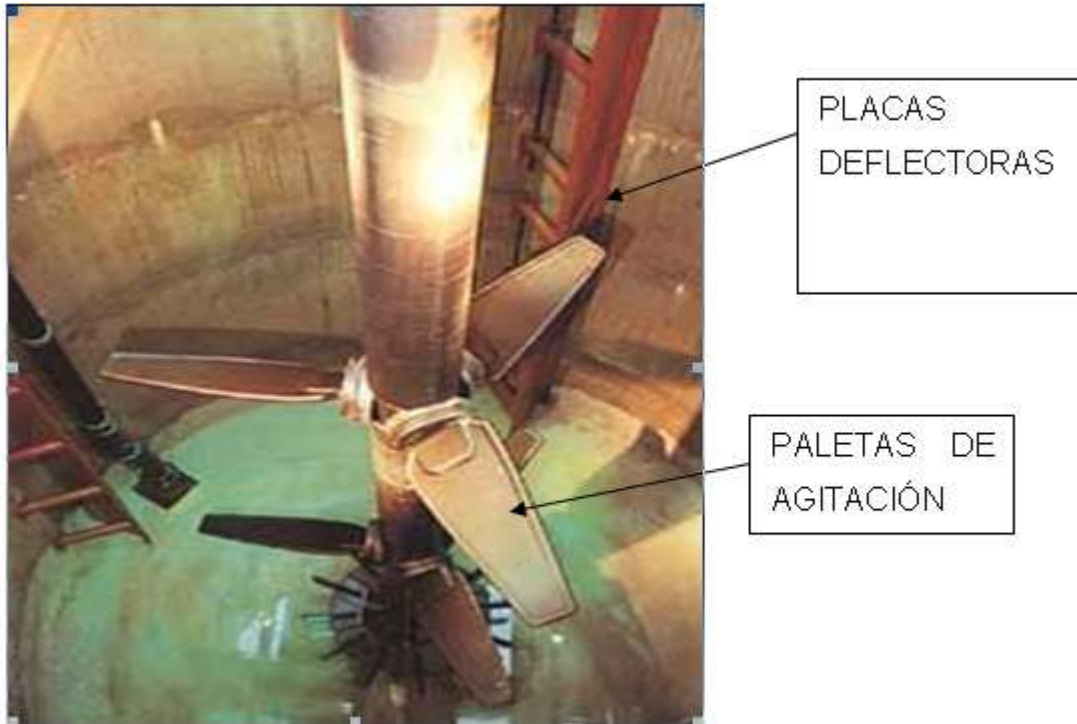


Fig.: 1.12 Agitador de Ancla

1.3.2.2. Agitadores de hélices

Un agitador de hélice **Fig.: 1.13**, es un agitador de flujo axial, que opera con velocidad elevada y se emplea para líquidos pocos viscosos. Los agitadores de hélice más pequeños, giran a toda la velocidad del motor, esto es a 1.150 ó 1.750 rpm; los mayores giran de 400 a 800 rpm. Las corrientes de flujo, que parten del agitador, se mueven a través del líquido en una dirección determinada hasta que son desviadas por el fondo o las paredes del tanque. La columna de remolinos de líquido de elevada turbulencia, que parte del agitador, arrastra en su movimiento al líquido estancado, generando un efecto considerablemente mayor que el que se obtendría mediante una columna equivalente creada por una boquilla estacionaria. Las palas de la hélice cortan o friccionan vigorosamente el líquido.

Debido a la persistencia de las corrientes de flujo, los agitadores de hélice son eficaces para tanques de gran tamaño. Para tanques extraordinariamente grandes, del orden de 1500m^3 se han utilizado agitadores múltiples, con entradas laterales al tanque.

El diámetro de los agitadores de hélice, raramente es mayor de 45cm. Independientemente del tamaño del tanque. En tanques de gran altura, pueden disponerse dos o más hélices sobre el mismo eje, moviendo el líquido generalmente en la misma dirección. A veces dos agitadores operan en sentido opuesto creando una zona de elevada turbulencia en el espacio comprendido entre ellos, esto permite que el doble flujo produzca una mejor mezcla.



Fig.: 1.13 Agitador de hélice

1.3.2.3. Agitadores de turbina

Menor que en el caso de agitadores de paletas, siendo del orden del 30% al 50% del diámetro del tanque **Fig.: 1.14**.

Los agitadores de turbina son eficaces para un amplio intervalo de viscosidades; en líquidos poco viscosos, producen corrientes intensas, que se extienden por todo el tanque y destruyen las masas de líquido estancado.

En las proximidades del rodete existe una zona de corrientes rápidas, de alta turbulencia e intensos esfuerzos cortantes. Las corrientes principales son radiales y tangenciales. Las componentes tangenciales dan lugar a torbellinos, que se deben evitar por medio de placas deflectoras o un anillo difusor, con el fin de que el rodete sea más eficaz. La mayor parte de ellos se asemejan a agitadores de múltiples y cortas paletas, que giran con velocidades elevadas sobre un eje que va montado centralmente dentro del tanque. Las paletas pueden ser rectas o

curvas, inclinadas o verticales. El rodete puede ser abierto, semicerrado o cerrado.

El agitador de turbina semiabierto, conocido como agitador de disco con aletas, se emplea para dispersar o disolver un gas en un líquido. El gas entra por la parte inferior del eje del rodete; las aletas lanzan las burbujas grandes y las rompen en muchas pequeñas, con lo cual se aumenta grandemente el área interfacial entre el gas y el líquido.



Fig.: 1.14 Agitador de turbina

1.4. TIPOS DE FLUJOS EN TANQUES AGITADOS

El tipo de flujo que se produce en un tanque agitado, depende del tipo de rodete, de las características del fluido, del tamaño y proporciones del tanque, de las placas deflectoras y agitador. La velocidad del fluido en un punto del tanque tiene tres componentes y el tipo de flujo global en el mismo, depende de las variaciones de estas tres componentes de la velocidad, de un punto a otro.

La primera componente de velocidad es radial y actúa en dirección perpendicular al eje del rodete. La segunda es longitudinal y actúa en dirección paralela al eje. La tercera es tangencial o rotacional, y actúa en dirección tangencial a la trayectoria circular descrita por el rodete.

Para el caso de corriente en un eje vertical, las componentes radial y tangencial están en un plano horizontal y la componente longitudinal es vertical. Las componentes radial y longitudinal son útiles porque dan lugar al flujo necesario para que se produzca la mezcla. Cuando el eje es vertical y está dispuesto en el centro del tanque, la componente tangencial de velocidad es generalmente perjudicial para la mezcla. El flujo tangencial sigue una trayectoria circular alrededor del eje y crea un vórtice en la superficie del líquido que debido a la circulación en flujo laminar, da lugar a una estratificación permanente en diferentes niveles, de sustancias sin mezclar, sin que exista flujo longitudinal de un nivel a otro. Si están presentes partículas sólidas, las corrientes circulatorias tienden a lanzar las partículas contra la pared del tanque, debido a la fuerza centrífuga, desde donde caen acumulándose en la parte central del fondo del tanque. Por consiguiente en vez de mezcla, se produce la acción contraria.

En un tanque sin placas deflectoras, el flujo circulatorio es inducido por todos los tipos de rodete, tanto si el flujo es axial como radial. Si los remolinos son intensos, el tipo de flujo dentro del tanque es esencialmente el mismo, independientemente del diseño del rodete. Para velocidades de giro del rodete elevadas, la profundidad del vórtice puede ser tan grande que llegue al rodete mismo, dando lugar a que en el líquido se introduzca el gas que está encima de él, lo cual normalmente debe evitarse.

1.5. COMPONENTES ELECTROMECÁNICOS¹

Los dispositivos electromecánicos son aquellos que combinan partes eléctricas y mecánicas para conformar su mecanismo. Ejemplos de estos dispositivos son los motores eléctricos y los dispositivos mecánicos movidos por estos, así como las ya obsoletas calculadoras mecánicas y máquinas de sumar; los relés; las válvulas a solenoide; y las diversas clases de interruptores y llaves de selección eléctricas.

1.5.1. EQUIPOS ELÉCTRICOS

- **EL CONTACTOR**
- **RELES**
- **FUSIBLE**

1.5.1.1. El contactor:

Definición y generalidades.

Podemos clasificar a los contactores de acuerdo a su forma de enclavamiento y describir a los más comunes en la industria en las siguientes maneras: mecánicas, magnéticas, neumáticas, fluhídricas, etc. Los contactores de corrientemente utilizados en la industria son accionados mediante la energía magnética proporcionada por una bobina.

Un contactor accionado por energía magnética, consta de un núcleo magnético y de una bobina capaz de generar un campo magnético, este campo magnético debe ser lo suficientemente grande como para vencer la fuerza de los muelles antagonistas, los mismos que mantienen separada del núcleo una pieza, también magnética, solidaria al dispositivo encargado de accionar los contactos eléctricos como se muestra en la **Fig. 1.15**.

¹ Motores Eléctricos y Automatismos de José Roldán Vilorio

La característica principal de un contactor será la tensión a aplicar a la bobina de accionamiento, como también su intensidad ó potencia. Según sea el fabricante, dispondremos de una extensa gama de tensiones de accionamiento, tanto en corriente continua como en corriente alterna siendo las más comúnmente utilizadas, 24vcc, 48vcc, 220vca, y 380vca. La intensidad y potencia de la bobina, naturalmente dependen del tamaño del contactor.

El tamaño de un contactor, depende de la intensidad que es capaz de establecer, soportar e interrumpir, así como del número de contactos de que dispone (normalmente cuatro). El tamaño del contactor también depende de la tensión máxima de trabajo que puede soportar, pero esta suele ser de 660 vca. Para los contactores de normal utilización en la industria.

Referente a la intensidad nominal de un contactor, sobre catálogo y según el fabricante, podremos observar contactores dentro de una extensa gama, generalmente comprendida entre cinco Amp y varios cientos de amperios. Esto equivale a decir que los contactores son capaces de controlar potencias dentro de un amplio margen; así, por ejemplo, un contactor para 25 Amp, conectado en una red bifásica de 380 vca. es capaz de controlar receptores de hasta 380Ω , $25\text{Amp} \cdot 380\text{vac} = 9.500 \text{ VA}$. Y si es trifásica 3ϕ 220Ω $25\text{Amp} = 16.454 \text{ VA}$. Naturalmente nos referimos a receptores cuya carga sea puramente resistiva ($\cos \phi = 1$), ya que de lo contrario, las condiciones de trabajo de los contactos quedan notablemente modificadas.

Cuando el fabricante establece la corriente que es la característica de un contactor, lo hace para cargas puramente óhmicas y con ella garantiza un determinado número de maniobras, pero si el $\cos \phi$ de la carga que se alimenta a través del contactor es menor que uno $\cos \phi < 1$, el contactor ve reducida su vida como consecuencia de los efectos destructivos del arco eléctrico, que naturalmente aumentan a medida que disminuye el $\cos \phi$.

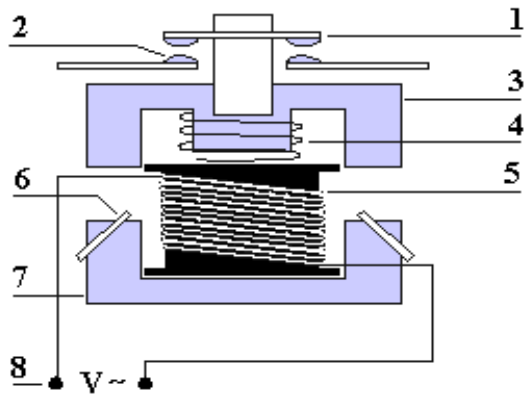
Por lo general, los contactores a utilizar basan sus características a las recomendaciones C. E. I (Comité Electrotécnico Internacional), que establecen los siguientes tipos de cargas:

AC-1 Para cargas resistivas o débilmente inductivas $\cos \phi = 0,95$.

AC-2 Para cargas inductivas ($\cos \phi = 0,65$) .Arranque e inversión de marcha de motores de anillos rozantes.

AC-3 Para cargas fuertemente inductivas ($\cos \phi = 0,35$ a $0,65$). Arranque y desconexión de motores de jaula.

AC-4 Para motores de jaula: Arranque, marcha a impulsos y frenado por inversión.



- 1- Contactos móviles. 2 - Contactos fijos.
 3- Hierro móvil. 4 - Muelle antagonista. 5 - Bobina.
 6- Espira de sombra (en corriente alterna).
 7- Hierro fijo. 8 - Alimentación bobina.

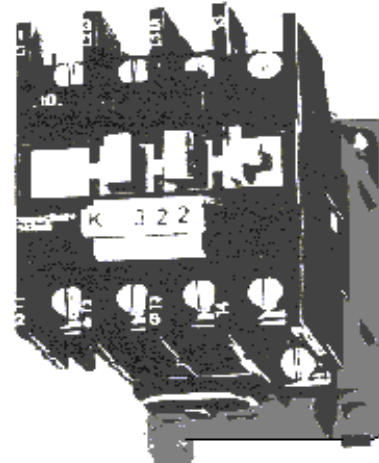


Fig. 1.15 El contactor y sus Partes²

² <http://personal.redestb.es/jorgec-d/contactor.html>

1.5.1.2. Reles

El relé o relevador (del inglés "relay") es un dispositivo electromecánico, que funciona como un interruptor controlado por un circuito eléctrico en el que, por medio de un electroimán, se acciona un juego de uno o varios contactos que permiten abrir o cerrar otros circuitos eléctricos independientes. Fue inventado por Joseph Henry en 1835. Ya que el relé es capaz de controlar un circuito de salida de mayor potencia que el de entrada, puede considerarse, en un amplio sentido, una forma de amplificador eléctrico. Como tal se emplearon en telegrafía, haciendo la función de repetidores que generaban una nueva señal con corriente procedente de pilas locales a partir de la señal débil recibida por la línea. Se les llamaba "relevadores". De ahí "relé".

Los contactos de un relé pueden ser Normalmente Abiertos (NO, por sus siglas en inglés), Normalmente Cerrados (NC) o de conmutación.

Los contactos Normalmente Abiertos conectan el circuito cuando el relé es activado, el circuito se desconecta cuando el relé está inactivo. Este tipo de contactos son ideales para aplicaciones en las que se requiere conmutar fuentes de poder de alta intensidad para dispositivos remotos.

Los contactos Normalmente Cerrados desconectan el circuito cuando el relé es activado; el circuito se conecta cuando el relé está inactivo. Estos contactos se utilizan para aplicaciones en las que se requiere que el circuito permanezca cerrado hasta que el relé sea activado.

Los contactos de conmutación controlan dos circuitos: un contacto Normalmente Abierto y uno Normalmente Cerrado con una terminal común.

En la Figura **Fig. 1.16** se puede ver el aspecto de un relé enchufable para pequeñas potencias.

En la **Figura. 1.17** se representa, de forma esquemática, la disposición de los elementos de un relé de un único contacto de trabajo para altas potencias.

Se denominan contactos de trabajo aquellos que se cierran cuando la bobina del relé es alimentada y contactos de reposo a los cerrados en ausencia de alimentación de la misma.

Existen multitud de tipos de relés distintos, dependiendo del número de contactos, intensidad admisible por los mismos, tipo de corriente de accionamiento, tiempo de activación y desactivación, etc¹.



Fig. 1.16 RELE DE PEQUEÑAS POTENCIAS

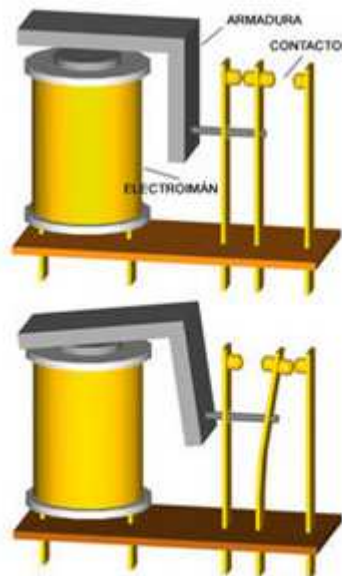


Fig. 1.17 RELE DE GRANDES POTENCIAS

1.5.1.3. Fusible¹

Quizá el dispositivo más simple de protección del motor contra sobrecargas es el fusible (**Fig.1.18**). Los fusibles están divididos en dos grandes grupos: **fusibles de baja tensión** (600 V o menos) y **fusibles de alta tensión** (más de 600 V). Tipos de fusibles. El tipo de cartucho o contacto de casquillo es útil para las tensiones nominales entre 250 y 600 V en los de tipo fijo y recambiable. El tipo

¹ <http://electrónica.urg.es/~amroldan/modulos/enlaces/dispo-potencia/reles.htm>

¹ <http://es.wikipedia.org/wiki/fusible>

fijo contiene polvo aislante (talco o un adecuado aislante orgánico) redondeando el elemento fusible. En caso de cortocircuito, el polvo tiene como misión:

- Enfriar el metal vaporizado
- Absorber el vapor metálico condensado
- Extinguir el arco que pueda mantenerse en el vapor metálico conductor.

La presencia de este polvo es la que confiere al fusible su alto poder de ruptura en el caso de cortocircuitos bruscos.

- Un elemento fusible estándar para la protección de cortocircuitos (25 a 50 veces la corriente normal).

- Una disposición contra sobrecarga, o interruptor térmico de hasta cinco veces la corriente nominal que proporciona una característica de retardo de tiempo inverso. La cualidad de tiempo inverso significa que, por ejemplo el circuito será conectado por el interruptor térmico en unos 3 minutos (a 5 veces la corriente nominal), hasta aproximadamente 10 segundos (a unas 20 veces la corriente nominal), ya que el efecto térmico varía con el cuadrado de corriente. Por tanto un fusible de valor nominal relativamente pequeño puede ser empleado para procurar la protección contra sobrecargas y sin llegar a desconectar el circuito durante los periodos de elevación transitoria de la corriente en el arranque o en el frenado. En el caso de cortocircuito, el elemento fusible estándar de acción instantánea interrumpe inmediatamente el circuito para evitar desperfectos.



Fig. 1.18 Fusible de protección

1.5.2. EQUIPOS MECÁNICOS

1.5.2.1. Acoplamientos:

Al diseñar una transmisión es necesario tomar en cuenta la forma de unir los ejes no es una cuestión secundaria que puede atenderse al final. Si bien es cierto que en muchas ocasiones se puede hacer así, el peligro que se corre al dejarse llevar por esta observación es que una vez que todo lo demás está definido, posiblemente no quede el espacio necesario para incorporar un acoplamiento que cumpla con los requerimientos del trabajo, o quizá el acoplamiento adecuado tenga impacto en el comportamiento de la transmisión o la máquina, haciendo necesario volver a estudiar todo el sistema.

En otras palabras, los elementos de acoplamiento son una parte integral de cualquier transmisión y deben considerarse dentro del diseño del sistema y no como un agregado de último momento. Para condiciones de trabajo favorables se pueden seleccionar acoplamientos sencillos y baratos como se muestra en la **Fig. 1.19**, pero en la medida en que aumentan las exigencias sobre la transmisión se hace necesario recurrir a acoplamientos más sofisticados. Para citar algunos ejemplos; el constante incremento en la productividad de la maquinaria moderna y la incorporación de servomotores con mayores aceleraciones y precisión hacen necesarios acoplamientos que tengan, al mismo tiempo, mayor capacidad, mayor rigidez a la torsión y menor momento de inercia; que las transmisiones expuestas

a ambientes hostiles requieren de acoplamientos hechos de materiales especiales **Fig. 1.20**; o, que las características de amortiguación del acoplamiento influyen en el comportamiento vibratorio del motor, la transmisión y la máquina, es el caso del acople utilizado en el proyecto mostrado en el capítulo siguiente.



Fig. 1.19 Acoplamiento sencillo

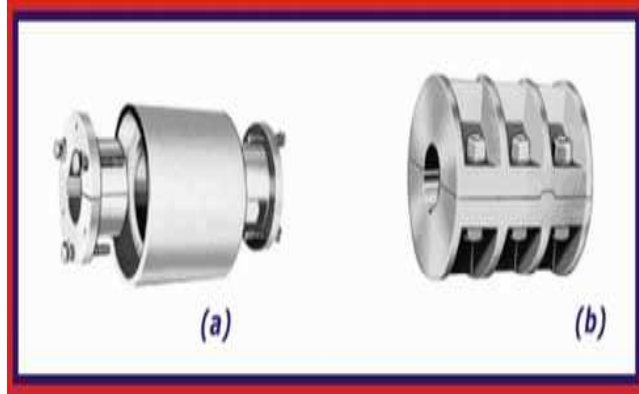


Fig. 1.20 Acople de mayor rigidez

1.5.2.1.1. SEGURIDAD Y CONFIABILIDAD

Es importante que los acoplamientos que están en posiciones críticas de una máquina cumplan con los requerimientos de seguridad de ese trabajo en particular. Para ambientes explosivos, por ejemplo, no deben emplearse acoplamientos en los que un contacto accidental entre partes metálicas podría ocasionar una chispa. En estos casos normalmente se emplean acoplamientos en que la transmisión queda desacoplada cuando falla el acoplamiento, pero esto sería catastrófico en otras máquinas.

Algunos tipos de acoplamientos pueden funcionar como "fusible mecánico", permitiendo su rotura cuando se sobrepase cierto valor de par, salvaguardando así partes delicadas de la instalación que son más caras. Esto se consigue fabricando el acoplamiento o parte de él con materiales menos resistentes o con secciones calculadas para romper con un determinado esfuerzo.

Si el costo de tener parada una máquina es muy elevado, es importante seleccionar acoplamientos más confiables, por la calidad de los materiales con que se fabrican, por su diseño y por su capacidad para soportar las condiciones reales a las que será sometido.

1.5.2.1.2. MANTENIMIENTO

La mayoría de los acoplamientos requieren de algún tipo de mantenimiento, ya sea periódico o esporádico, algunos requieren cambio de partes de desgaste, otros requieren de lubricación, otros más se tienen que reemplazar con cierta frecuencia. Las maniobras relacionadas con el mantenimiento de los acoplamientos tienen impacto en la productividad de la máquina, ya que esto implica mano de obra y tiempos muertos. El costo de adquisición de un acoplamiento puede ser secundario si los costos asociados al mantenimiento resultan elevados. Por ejemplo, para reponer o hacer el cambio de partes de desgaste de algunos acoplamientos, es necesario mover el motor o alguna otra parte de la transmisión. En equipos grandes esta maniobra puede llevar varias horas, haciendo mucho más conveniente emplear acoplamientos cuyo costo de adquisición puede ser más elevado, pero su reposición o cambio de partes pueden hacerse sin necesidad de mover otros componentes.

1.5.3. CAJAS REDUCTORAS:

El problema básico en la industria es reducir la alta velocidad de los motores a una velocidad utilizable por las máquinas. Además de reducir se deben contemplar las posiciones de los ejes de entrada y salida y la potencia mecánica a transmitir.

Para potencias bajas se utilizan moto-reductores que son equipos formados por un motor eléctrico y un conjunto reductor integrado. Las herramientas manuales en general (taladros, lijadoras, cepillos, esmeriles, etc.) poseen un moto-reductor.

Para potencias mayores se utilizan equipos reductores separados del motor. Los reductores consisten en pares de engranajes con gran diferencia de diámetros, de esta forma el engrane de menor diámetro debe dar muchas vueltas para que el de diámetro mayor de menos vueltas, de esta forma se reduce la velocidad de giro. Para obtener grandes reducciones se repite este proceso colocando varios pares de engranes conectados uno a continuación del otro.

Las **Figuras. 1.21a y 1.21b** muestran dos cajas de reductores con engranes cilíndricos y cónicos. Una de ellas tiene dos pares de engranajes cilíndricos de diente helicoidal y la otra posee además un par de engranajes cónicos de diente helicoidal.



Fig. 1.21a Engranajes cilíndricos



Fig. 1.21b Engranajes cónicos

En estas cajas es importante notar que se abren en dos mitades y la línea de unión está en el plano que forman los ejes. Este diseño se basa en la conveniencia de abrir la caja al nivel de los ejes para extraerlos con facilidad y

permitir el cambio de rodamientos, sellos de aceite, revisar el desgaste de los dientes y otras mantenciones preventivas.

La Figura 1.22. Muestra una caja con engranes tipo tornillo sinfín y rueda helicoidal, este mecanismo es muy conveniente como reductor de velocidad en un solo paso. El tornillo o gusano se ubica en la parte inferior de la caja para asegurar una lubricación abundante¹.



Fig. 1.22 Engranaje tipo tornillo sin fin

¹ <http://es.wikipedia.org/wiki/mecanismo>

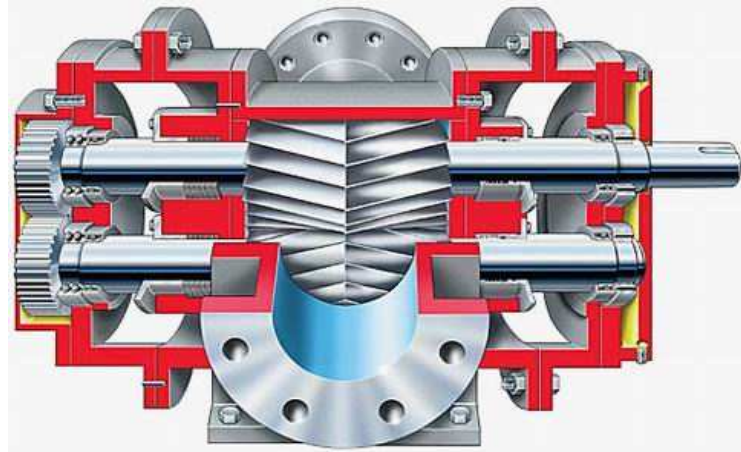


Fig. 1.22-a Combinación de engranajes

Algunos ejemplos de usos son Prensas, máquinas herramientas, manejo de material, sistemas de alimentación, aplicaciones marinas, entre otros.

1.5.4. TIPOS DE RUEDAS DENTADAS PARA ENGRANAJES

1.5.4.1. Ruedas cilíndricas de dientes rectos:

La rueda dentada (engranaje, piñón) es, básicamente, una rueda con el perímetro totalmente cubierto de dientes. El tipo más común de rueda dentada lleva los dientes rectos (longitudinales) aunque también las hay con los dientes curvos, oblicuos.

Para conseguir un funcionamiento correcto, este operador suele girar solidario con su eje, por lo que ambos se ligan mediante una unión desmontable que emplea otro operador denominado chaveta como se muestra en la **Fig. 1.23**

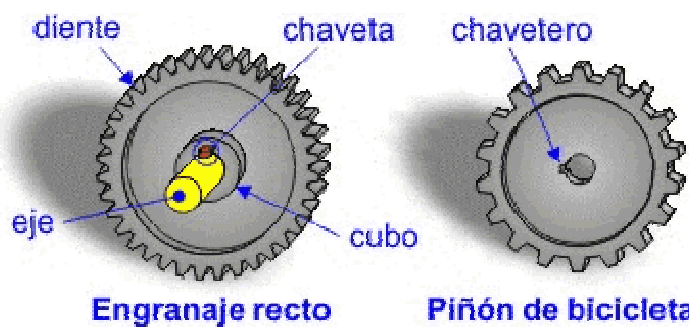


Fig. 1.23 Ruedas Dientes rectos

1.5.4.2. Ruedas dentadas helicoidales:

Las ruedas dentadas helicoidales, mostradas en la **Fig. 1.24** pueden ser utilizadas en una gran cantidad de aplicaciones, ya que pueden ser montados tanto en ejes paralelos como en ejes perpendiculares, ejes cruzados.

En ruedas helicoidales, los dientes no son paralelos al eje de la rueda dentada, sino que se enroscan en torno al eje en forma de hélice. Estos engranajes son apropiados para grandes cargas porque los dientes engranan formando un ángulo agudo, en lugar de 90° como en un engranaje recto.

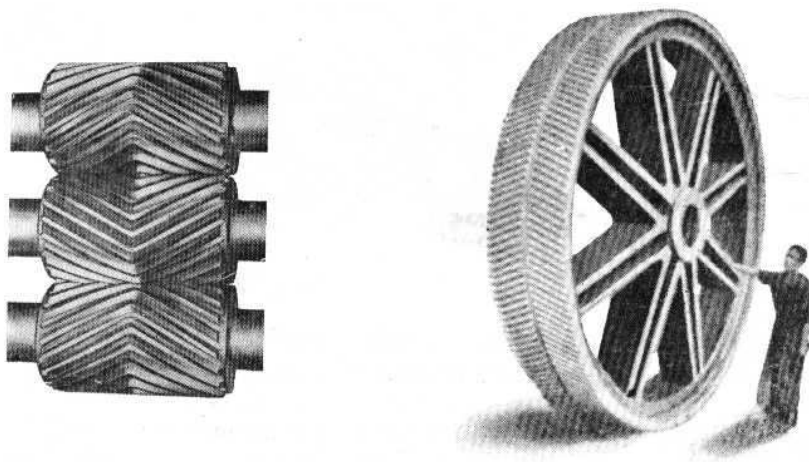


Fig. 1.24 Ruedas de Dientes Helicoidales

1.5.4.3. Ruedas dentadas Cónicas:

El diseño de un engranaje cónico de dientes rectos se puede hacer con base a la ecuación de Lewis. Debe observarse que el diente se adelgaza y su sección transversal se hace más pequeña a medida que convergen hacia el vértice del cono.

Cuando los ejes entre los que hay que transmitir el movimiento concurren en un punto, se puede determinar dos conos de fricción que transmiten el movimiento rodando el uno sobre el otro, los engranajes cónicos pueden considerarse

derivados de dichos conos¹, una muestra del engrane cónico se puede observar en la **Fig. 1.25**.

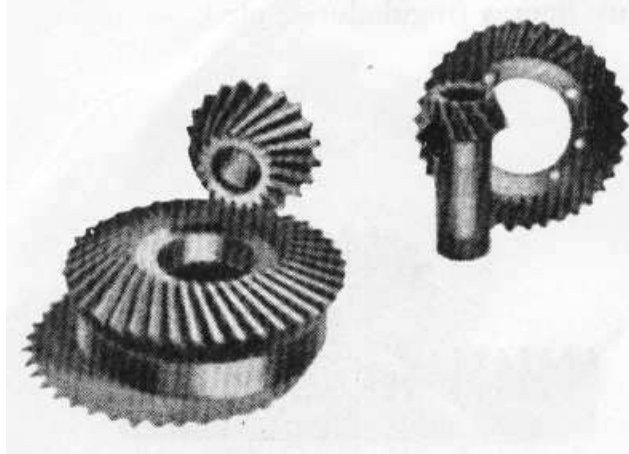


Fig. 1.25 Ruedas Dientes Cónicos

1.5.5. TIPOS DE ENGRANAJES VENTAJAS Y DESVENTAJAS

1.5.5.1. ENGRANAJES RECTOS:

- Son utilizadas para transmitir un movimiento circular continuo de un eje a otro que esté paralelo, como se muestra en la. Si la adherencia de los dos cilindros es suficiente, la rotación transmitida por uno de ellos pondrá en movimiento circular continuo al otro, en sentido inverso al primero.
- Para evitar deslizamientos se proveen las superficies en contacto de dientes engranando los unos con los otros, una parte de cada diente se establece al interior del cilindro lizo y la otra al exterior esta norma es primordial en todo engranaje y se lo denomina círculo primitivo.
- En este círculo primitivo se establece el acople superficial entre dientes rectos lo que permite que la transmisión sea de potencia y no de velocidad.

¹ Dibujo técnico Mecánico. Ing. STRANEO y CONSRTI

1.5.5.1.1. Ventajas de engranajes rectos:

- Permiten su tallado con mayor rapidez y precisión
- Resultan eficientes en el montaje en lo que respecta a la distancia entre los ejes debido a que siempre existe engrane entre ellos.
- Resulta un diente más robusto. Esta característica es importante para la transmisión de Potencia
- Todas las ruedas de igual paso son armónicas (Pueden engranar entre sí)

1.5.5.1.2. Desventajas de engranajes rectos:

- A grandes velocidades si no son rectificadas, producen ruido más o menos importante según la velocidad y la corrección de su tallado.

1.5.5.2. ENGRANAJES HELICOIDALES

La continuidad de la transmisión del movimiento queda garantizada si se cumple con la condición de que cada par de dientes no pierda su contacto hasta que lo inicie el par de dientes siguiente mostrados en la **Fig. 1.26-a**. No obstante, el hecho de que el cese de contacto de un par de dientes tenga lugar al mismo tiempo en toda su longitud axial que el engrane del nuevo par de dientes se inicie también de golpe en toda su longitud da origen a choques, vibraciones, ruidos, etc.

Para reducir estos inconvenientes se recurre a los dentados helicoidales. En estos engranajes el empuje que realiza la rueda conductora sobre la conducida no es perpendicular al eje de las mismas, sino oblicuo; dicho empuje se descompone en una componente ortogonal al eje ver **Fig.1.26-b** y la otra paralela al mismo que será tanto mayor cuanto mayor sea la inclinación de los dientes¹.

¹ Dibujo técnico Mecánico. Ing. STRANEO y CONSORTI



Fig.1.26-a Dentados Helicoidales

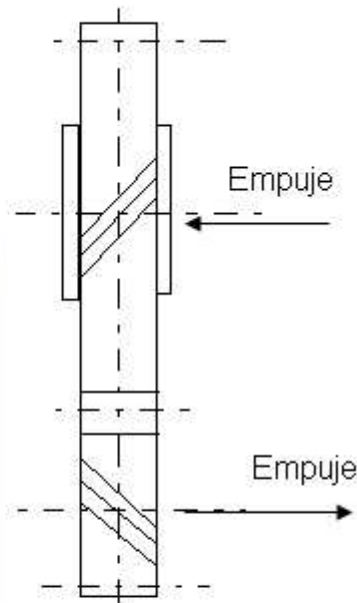


Fig.1.26-b Dentados Helicoidales producen Empujes Axiales

1.5.5.2.1. Ventajas de engranajes helicoidales:

- Presentan un comportamiento más silencioso que el de los dientes rectos usándolos entre ejes paralelos.
- forma un ángulo entre el recorrido del diente y el eje axial, con el fin de asegurar una entrada progresiva del contacto entre diente y diente. Estos engranajes se utilizan generalmente en las cajas reductoras
- Poseen una mayor relación de contacto debido al efecto de traslape de los dientes.
- Pueden transmitir mayores cargas a mayores velocidades debido al embonado gradual que poseen.

1.5.5.2. Desventajas de engranajes helicoidales

- La principal desventaja de utilizar este tipo de engranaje, es la fuerza axial que este produce, para contrarrestar esta reacción se tiene que colocar una chumacera que soporte axialmente y transversalmente al árbol.
- las potencias que se transfieren con ellos son considerablemente inferiores.
- la desventaja de producir una fuerza que tiende a mover las ruedas dentadas a lo largo de sus ejes. Esta fuerza puede evitarse empleando engranajes helicoidales dobles, o bi helicoidales, con dientes en forma de V compuestos de medio diente helicoidal dextrógiro y medio diente helicoidal.

1.5.5.3. ENGRANAJES CONICOS

Se fabrican a partir de un trozo de cono, formándose los dientes por fresado de su superficie exterior. Estos dientes pueden ser rectos, helicoidales o curvos. Esta familia de engranajes soluciona la transmisión entre ejes que se cortan y que se cruzan. En la **Fig.1.27** se aprecian un par de engranes cónicos para ejes que se cortan y un par de engranes cónicos hipoidales de diente curvo para ejes que se cruzan. Se muestra también la solución de Leonardo para ejes en esta posición.

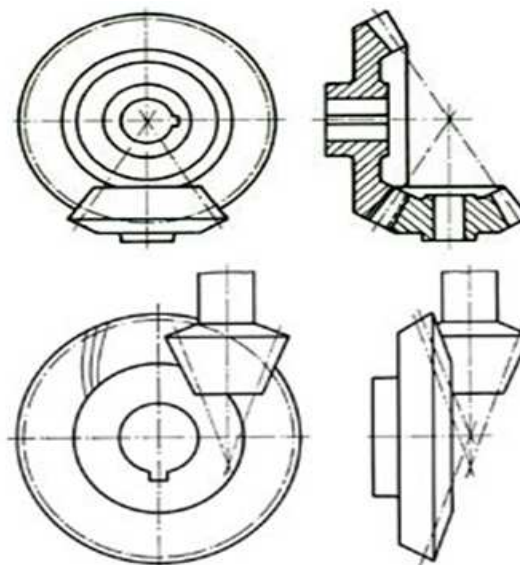


Fig. 1.27 Engranes cónicos

1.5.5.3.1. Ventaja de engranaje cónico:

- Con cuatro engranajes cónicos se puede resolver el problema de la transmisión de movimientos rotatorios entre dos árboles que se cruzan

1.5.5.3.2. Desventaja de engranaje cónico:

- Son utilizados para efectuar reducción de velocidad con ejes en 90° . Estos engranajes generan más ruido que los engranajes cónicos helicoidales

1.6. OTROS TIPOS DE ENGRANES

1.6.1. ENGRANES HELICOIDALES DE EJES CRUZADOS



Fig. 1.28 Engranajes Helicoidales ejes cruzados

Son la forma más simple de los engranajes cuyas flechas no se interceptan teniendo una acción conjugada (puede considerárseles como engranajes sinfín no envolventes), la acción consiste primordialmente en una acción de tornillo o de cuña, resultando un alto grado de deslizamiento en los flancos del diente.

El contacto en un punto entre diente acoplado limita la capacidad de transmisión de carga para este tipo de engranajes.

Leves cambios en el ángulo de las flechas y la distancia entre centro no afectan al a acción conjugada, por lo tanto el montaje se simplifica grandemente. Estos

pueden ser fabricados por cualquier máquina que fabrique engranajes helicoidales ver **Fig. 1.28**.

1.6.2. ENGRANES HELICOIDALES DOBLES

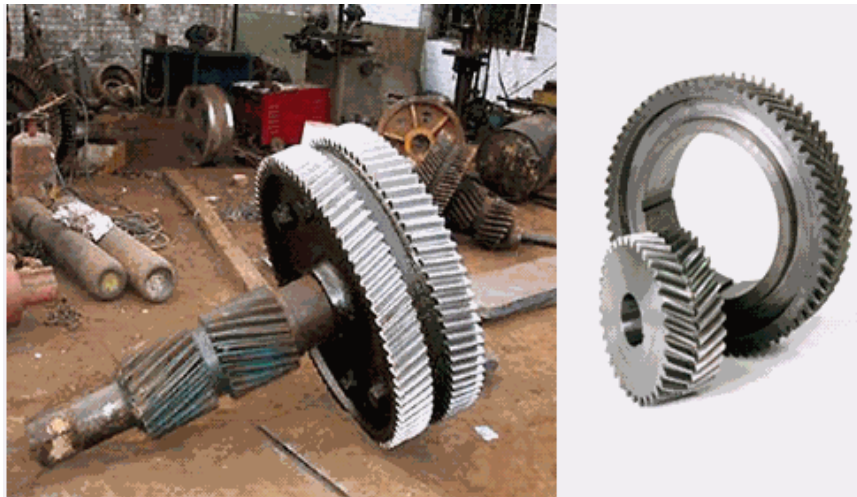


Fig. 1.29 Engranajes helicoidales dobles

Los engranajes "espina de pescado" mostrados en la **Fig.1.29** son una combinación de hélice derecha e izquierda. El empuje axial que absorben los apoyos o cojinetes de los engranajes helicoidales es una desventaja de ellos y ésta se elimina por la reacción del empuje igual y opuesto de una rama simétrica de un engrane helicoidal doble.

Un miembro del juego de engranes "espina de pescado" debe ser apto para absorber la carga axial de tal forma que impida las cargas excesivas en el diente provocadas por la disparidad de las dos mitades del engranaje.

Un engrane de doble hélice sufre únicamente la mitad del error de deslizamiento que el de una sola hélice o del engranaje recto. Toda discusión relacionada a los engranes helicoidales sencillos (de ejes paralelos) es aplicable a los engranajes

de helicoidal doble, exceptuando que el ángulo de la hélice es generalmente mayor para los helicoidales dobles, puesto que no hay empuje axial².

1.7. LAS VIGAS

1.7.1. DEFINICIÓN

Las vigas al igual que las columnas son barras que están sometidas a fuerzas o momentos situados en un plano que contiene a su eje longitudinal¹; estas, al interactuar con una fuerza pueden producir efectos tales como: Compresión, corte, tracción, torsión y flexión. Estos efectos provocan en la viga, o en la columna deformaciones parciales, totales, y en casos extremos de rotura en este caso se podría destacar los más importantes.

1.7.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL

El Análisis Estructural es la parte de la Mecánica que estudia las **ESTRUCTURAS**, consistiendo este estudio en la determinación de los esfuerzos y deformaciones a que quedan sometidas, por la acción de agentes externos (cargas gravitatorias, fuerzas sísmicas, de vientos, variaciones térmicas, etc.)

Las estructuras se componen de una o más piezas ligadas entre sí y al medio exterior, de modo que forman un conjunto estable. Esto es, un conjunto capaz de recibir cargas externas, resistirlas internamente y transmitir las a sus apoyos, donde esas fuerzas externas encontrarán su sistema estático equilibrante.

Las piezas que componen una estructura poseen evidentemente tres dimensiones. En general pueden ocurrir dos casos:

² <http://es.wikipedia.org/wiki/engranaje>

¹ ESPINOSA, D. ;Resistencia de Materiales mecánicos; EPN-ESFOT; Quito;2004

Dos dimensiones son pequeñas con relación a la tercera: le llamaremos barra y estará representada por su eje (lugar geométrico del centro de gravedad de su sección transversal), por ejemplo: vigas, columnas (**Fig.1.30**)¹

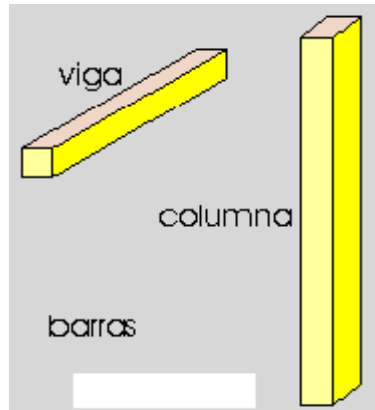


Fig.1.30 Dimensiones de estructuras para viga y columna

Una dimensión es pequeña con relación a las otras dos. Es el caso de las losas o placas, cuyo espesor es pequeño respecto a su superficie (**Fig. 1.31**).

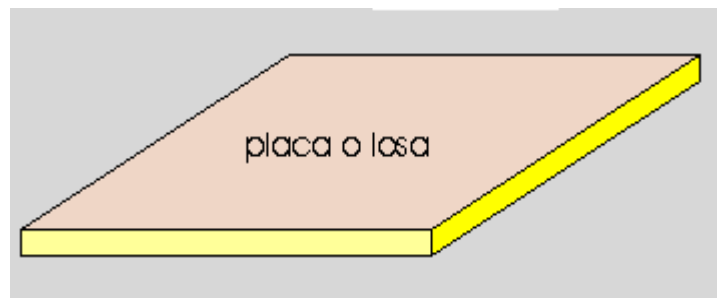


Fig. 1.31 Dimensiones de estructuras para placa o losa

1.7.3. TIPOS DE ESTRUCTURAS

Existen tres tipos diferentes de estructuras metálicas, cada una con diferentes características respecto a su estabilidad. Se clasifican en base a una relación entre el número de incógnitas y las ecuaciones de estática aplicables²:

¹ <http://lorenzoasuservicio.50megs.com/facu/modulo1/modulo1/.htm#bolita>

² <http://lorenzoasuservicio.50megs.com/facu/modulo1/modulo1/.htm#bolita>

1.7.3.1. Estructura Hipostática

Este tipo de estructuras se originan cuando el número de apoyos es inferior a lo necesario para impedir los movimientos posibles de la estructura, es decir se cuenta con más ecuaciones que incógnitas. Puede ocurrir una situación de carga para lo cual se consigue equilibrio, pero se trataría de equilibrio inestable, pues cualquier deformación impuesta a la estructura tenderá a seguir hasta su ruina, por lo que las estructuras hipostáticas son inadmisibles para las construcciones³ Ver **Fig. 1.32**

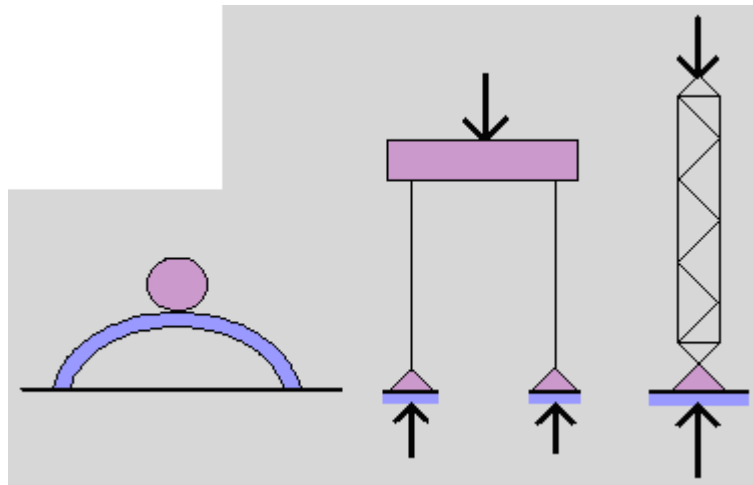


Fig. 1.32 Estructura hipostática

1.7.3.2. Estructura Isostática

Ocurre cuando el número de incógnitas (reacciones) es igual al número de reacciones de estática aplicables, produciendo una situación de equilibrio estable, ante cualquier deformación impuesta a la estructura, esta tiende a volver a su situación inicial. **Fig. 1.33**

³ Manual Para la Construcción de una prensa hidráulica EPN.

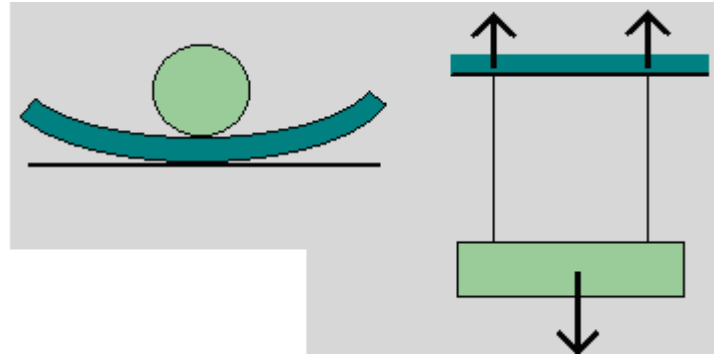


Fig. 1.33 Estructura Isostática

1.7.3.3. Estructura Híper estática

Con el fin de conseguir un ahorro en cuanto a costo y simplemente por la naturaleza del material empleado, la mayoría de estructuras son híper estática, es decir, no se pueden resolver solamente con las ecuaciones de la estática; el número de apoyos es superior a lo necesario para impedir todos los movimientos posibles de la estructura, haciendo que cuente con un equilibrio estable, en este caso el número de ecuaciones es inferior al número de incógnitas, produciendo un sistema indeterminado (**Fig. 1.34**), por lo tanto se requiere de todos los conocimientos de estática y adicionalmente de las propiedades de los elementos estructurales tales como módulo de elasticidad, momento de inercia y área de las secciones transversales.

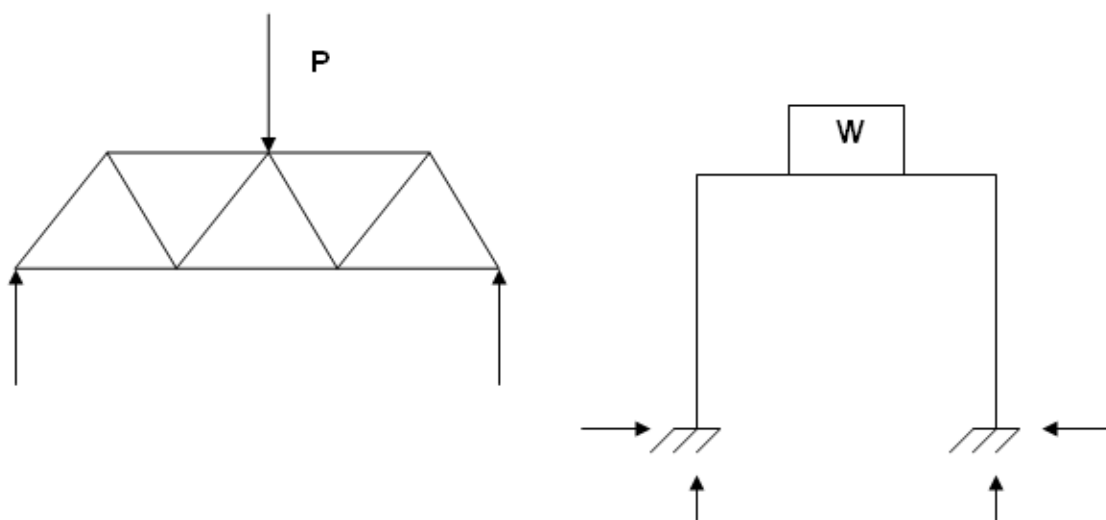


Fig. 1.34 Estructura Híper estática

1.7.4. CÁLCULOS DE VIGAS

Diagrama de cuerpo libre; Es el primer paso a seguir en el análisis de cualquier tipo de viga, consiste en representar gráficamente las condiciones y tipos de carga a la que está sometido el cuerpo. (Ver **Fig.1.35**)

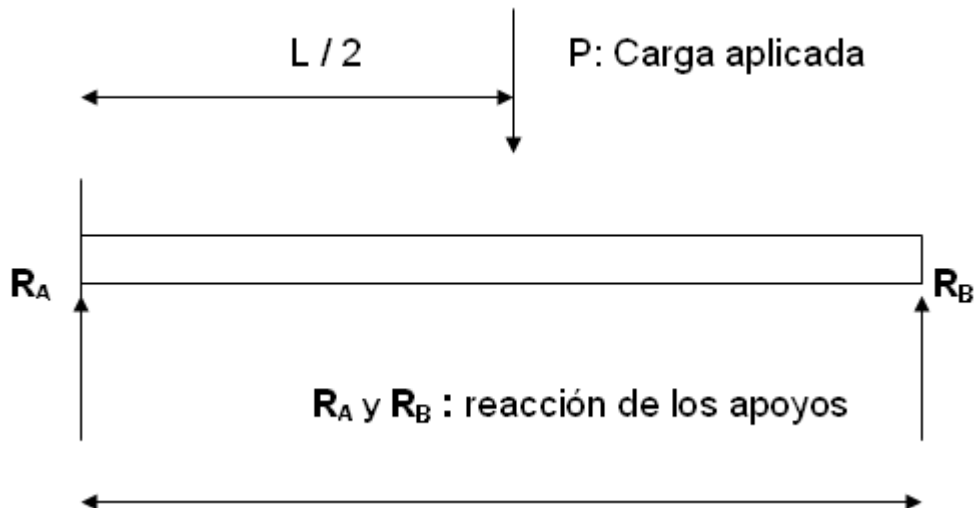


Fig. 1.35 Diagrama de cuerpo libre

1.7.4.1. Calculo estructural

Podría ser considerado el punto más esencial dentro de la etapa del análisis estructural razón por la cual se ha decidido tratarlo como un tema independiente.

Es importante que se haga énfasis en la realización de un cálculo en todo proyecto de estructuras metálicas, ya que es la parte del diseño que tiene la finalidad de hallar las dimensiones adecuadas de los elementos seleccionados que satisfagan la necesidad a cumplir. Esto es relacionando de mejor manera la resistencia del elemento con las cargas que se lo apliquen.

Existen varios métodos de cálculo que determinan los efectos producidos sobre las vigas, columnas, los más frecuentemente utilizados son: Doble integración, viga conjugada, área de momento, y método de la energía elástica.¹

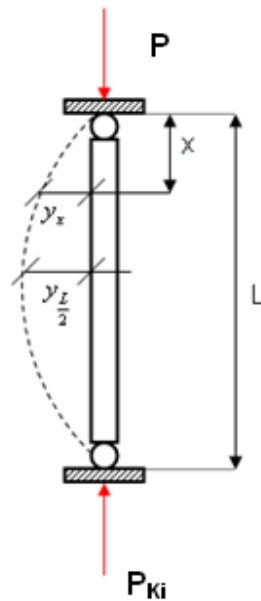
Actualmente también se cuenta con programas computacionales como el SAP 2000, VIGAS, etc. Sin embargo es un requisito importante el propio juicio o criterio del diseñador pues los resultados calculados solo proporcionan una ayuda para tomar las decisiones al momento de seleccionar.

1.7.4.2. Piezas simples solicitadas a compresión axial

En piezas prismáticas rectas bajo la acción de cargas axiales de compresión (P) se verifica lo siguiente:

“Mientras la carga permanezca por debajo de un determinado valor P_{ki} la barra conserva su forma recta siendo su equilibrio estable. Incrementando P hasta alcanzar dicho valor, además de la posibilidad del estado de equilibrio con la forma recta de la pieza aparecen otros posibles estados de equilibrio; en los que la forma se convierte en curva con desplazamientos infinitesimales de sus diversos puntos. Para nuevos incrementos de la carga P, los desplazamientos se hacen finitos y la pieza prismática se encuentra sometida a flexión compuesta debido al descentramiento de la carga P, con relación a la directriz de la barra cuyo valor máximo será $P \times y_{L/2}$; la pieza prismática se comporta como si al alcanzar la carga exterior el valor crítico que da lugar al cambio de forma se produjese una pérdida repentina de capacidad de resistencia hasta el punto que en las piezas de acero sobreviene la ruptura bajo tensiones de compresión que no solo son inferiores a las de rotura, sino a aquellas correspondientes a los límites de fluencia y proporcionalidad.” Como se muestra en la **Fig.1.36**.

¹ ESPINOSA, D. ;Resistencia de Materiales mecánicos; EPN-ESFOT; Quito;2004



$P < P_{ki}$ → la barra conserva la forma recta y su equilibrio es estable.

$P = P_{ki}$ → Tenemos un equilibrio inestable, aparecen una serie de posibles estados de equilibrio.

$P > P_{ki}$ → Tendremos flexiones compuestas.

Fig.1.36 Tipos de Equilibrios Aplicación de fuerzas

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{W}$$

$\frac{P}{F}$ → Término de compresión.

$\frac{M}{W}$ → Momento debido al desplazamiento.

P → Carga axial aplicada;

A → Área de la sección;

$M = P \cdot y_x$ → Momento flector; la y es en cada sección;

W → Módulo resistente de la sección.

P_{ki} → Puede ser muy inferior a la carga de compresión que teníamos antes.

Las piezas rectas a compresión; hemos de comprobarlas a pandeo; esto hace que se rompa a valores mínimos de σ_F y σ_P Es muy peligroso. σ → Tensión de pandeo.

1.7.4.2.1. Ensayo experimental esfuerzo – deformación en vigas

El ensayo se realiza en una Máquina Universal (**figura1.38**) y la operación consiste en someter una viga (ver **figura 1.37**) a una carga mono axial gradualmente creciente (es decir, estática) hasta que ocurra la falla.

Las vigas para ensayos de tensión se fabrican en una variedad de formas. La sección transversal de la viga puede ser redonda, cuadrada o rectangular. Para la mayoría de los casos, en metales, se utiliza comúnmente una viga de sección redonda. Para láminas y placas usualmente se emplea una viga plana.

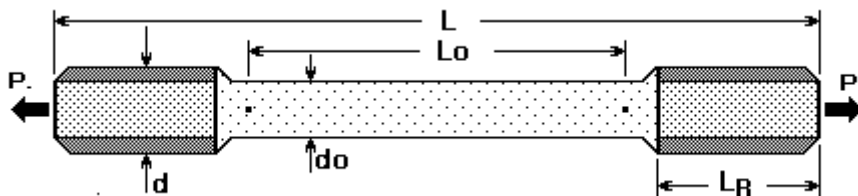


Fig. 1.37 Viga para ensayo de tracción

La transición del extremo a la sección reducida debe hacerse por medio de un bisel adecuado para reducir la concentración de esfuerzos causados por el cambio brusco de sección.

El esfuerzo axial σ en el espécimen de prueba (viga) se calcula dividiendo la carga P entre el área de la sección transversal (A):

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

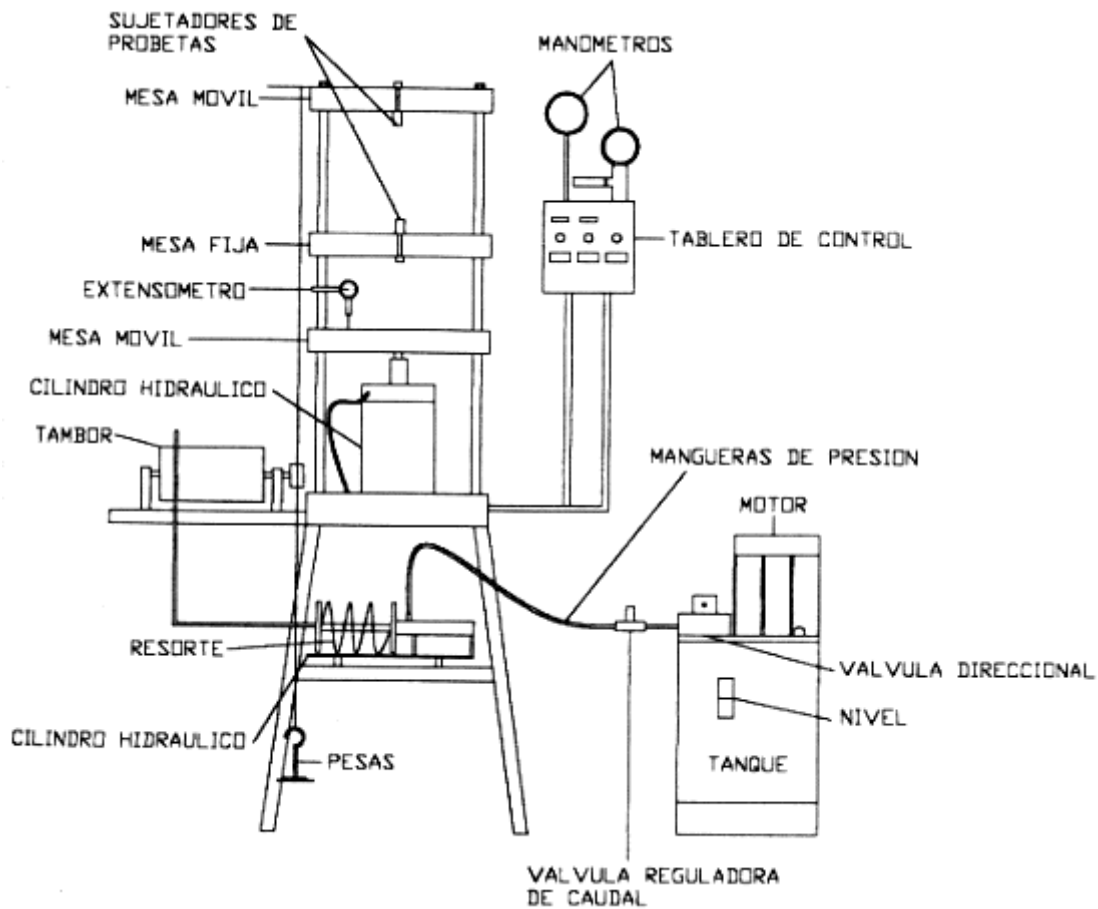


Fig. 1.38 Máquina para ensayo de tracción

Cuando en este cálculo se emplea el área inicial de la viga, el esfuerzo resultante se denomina esfuerzo nominal (esfuerzo convencional o esfuerzo de ingeniería). Se puede calcular un valor más exacto del esfuerzo axial, conocido como esfuerzo real.

La deformación unitaria axial media se determina a partir del alargamiento medido "d" entre las marcas de calibración, al dividir d entre la longitud calibrada L_0 . Si se emplea la longitud calibrada inicial se obtiene la deformación unitaria nominal (ϵ).

$$\epsilon = \frac{d}{L_0}$$

Después de realizar una prueba de tensión y de establecer el esfuerzo y la deformación para varias magnitudes de la carga, se puede trazar un diagrama de esfuerzo contra deformación. Tal diagrama es característico del material y proporciona información importante acerca de las propiedades mecánicas y el comportamiento típico del material.

En la **figura 1.39** se muestra el diagrama esfuerzo deformación representativo de los materiales dúctiles. El diagrama empieza con una línea recta desde O hasta A. En esta región, el esfuerzo y la deformación son directamente proporcionales, y se dice que el comportamiento del material es lineal. Después del punto A ya no existe una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación, por lo que el esfuerzo en el punto A se denomina límite de proporcionalidad. La relación lineal entre el esfuerzo y la deformación puede expresarse mediante la ecuación $s = Ee$, donde E es una constante de proporcionalidad conocida como el módulo de elasticidad del material. El módulo de elasticidad es la pendiente del diagrama esfuerzo-deformación en la región linealmente elástica y su valor depende del material particular que se utilice.

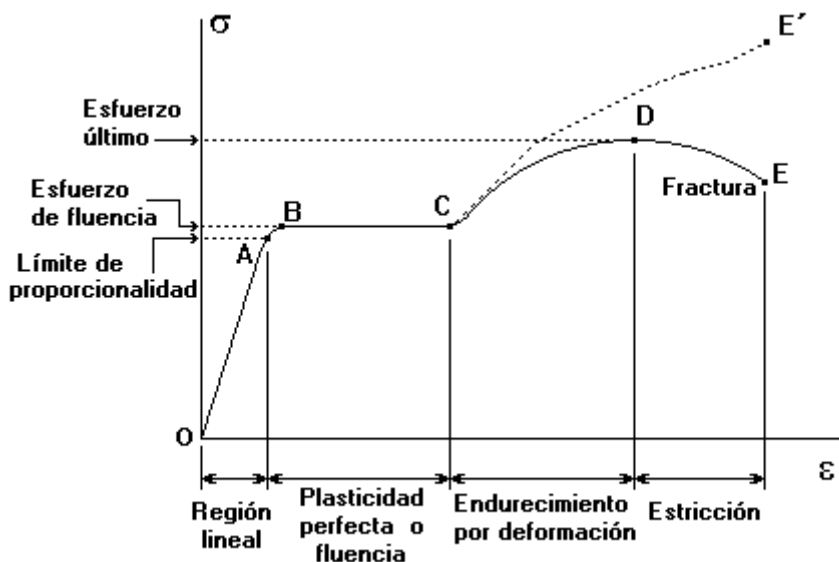


Fig. 1.39 Diagrama esfuerzo-deformación de materiales dúctiles en tensión (fuera de escala)

La ecuación $s = Ee$ se conoce comúnmente como ley de Hooke.

Al incrementar la carga más allá del límite de proporcionalidad, la deformación empieza a aumentar más rápidamente para cada incremento en esfuerzo. La curva de esfuerzo deformación asume luego una pendiente cada vez más pequeña, hasta que el punto B de la curva se vuelve horizontal. A partir de este punto se presenta un alargamiento considerable, con un incremento prácticamente inapreciable en la fuerza de tensión (desde B hasta C en el diagrama). Este fenómeno se conoce como cedencia o fluencia del material, y el esfuerzo en el punto B se denomina esfuerzo de cedencia o punto de cedencia (o bien, esfuerzo de fluencia o punto de fluencia). En la región de B hasta C, el material se vuelve perfectamente plástico, lo que significa que puede deformarse sin un incremento en la carga aplicada.

Después de sufrir las grandes deformaciones que se presentan durante la fluencia en la región BC el material empieza a mostrar un endurecimiento por deformación. Durante este proceso, el material sufre cambios en sus estructuras cristalina y atómica, lo que origina un incremento en la resistencia del material a futuras deformaciones. Por tanto, un alargamiento adicional requiere de un incremento en la carga de tensión, y el diagrama esfuerzo-deformación toma una pendiente positiva desde C hasta D. Finalmente la carga alcanza su valor máximo y el esfuerzo correspondiente (en el punto D) se denomina esfuerzo último. De hecho, el alargamiento posterior de la barra se acompaña de una reducción en la carga y finalmente se presenta la fractura en un punto E, tal como se indica en el diagrama.

Se presenta una contracción lateral de la muestra cuando se alarga, lo que origina una reducción en el área de la sección transversal. La reducción en el área es muy pequeña como para tener un efecto apreciable en el valor de los esfuerzos calculados antes del punto C, pero más allá de este punto la reducción comienza a modificar el perfil del diagrama. Desde luego, el esfuerzo real es mayor que el esfuerzo nominal debido a que se calcula con un área menor.

En la cercanía del esfuerzo último, la disminución del área se aprecia claramente y ocurre un estrechamiento pronunciado de la barra, conocido como estricción. Si

para el cálculo del esfuerzo se emplea el área de la sección transversal en la parte estrecha del cuello ocasionado por la estricción, la curva real esfuerzo-deformación seguirá la línea punteada CE'. La carga total que puede resistir la viga se ve efectivamente disminuida después de que se alcanza el esfuerzo último (curva DE), pero esta disminución se debe al decremento en área de la viga y no a una pérdida de la resistencia misma del material. En realidad, el material soporta un aumento de esfuerzo hasta el punto de falla (punto E').

Sin embargo, con fines prácticos la curva esfuerzo-deformación convencional OABCDE, basada en el área transversal original de la muestra y que, por lo tanto, se calcula fácilmente, suministra información satisfactoria para emplearla en el diseño. La ductilidad de un material a tensión puede caracterizarse por su alargamiento total y por la disminución de área en la sección transversal donde ocurre la fractura.

1.7.4.3. Longitud de pandeo.

La longitud de pandeo \underline{l}_k de una pieza sometida a un esfuerzo normal de compresión es a la longitud de otra pieza ideal recta prismática biarticulada y cargada en sus extremos tal que tenga la misma carga crítica que la pieza real considerada. La longitud de pandeo viene dada por la expresión $\underline{l}_k = \underline{\beta} \cdot \underline{l}$; donde \underline{l} es la longitud real de la pieza, en los siguientes casos se considera $L = h$ y $\underline{\beta}$ el coeficiente de esbeltez.

1.7.4.3.1. Piezas de sección constante sometidas a compresión uniforme.

Tenemos el caso más general de pieza biarticulada, en este caso; la articulación se puede mover, como se puede observar en la **Fig. 1.40** los extremos constan de dos ruedas que permiten su movimiento, si $\underline{\beta} = 1$, $L_k = h$.

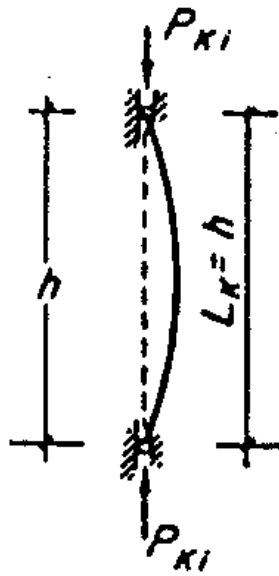


Fig.1.40 Pieza sometida a compresión uniforme

$\beta = 1 \rightarrow$ Guarda relación con la deformada de la pieza.

1.7.4.3.2. Piezas biempotradas

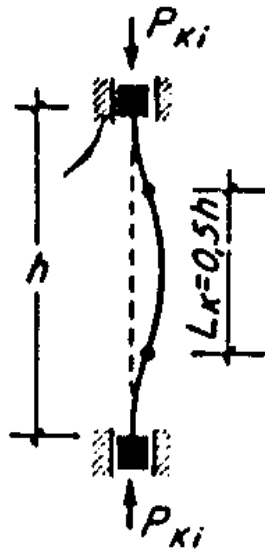


Fig.1.41 Viga bi empotrada

En este caso vemos que, $\beta=0.5$ los β se deducen intuitivamente, viendo los puntos de inflexión de la deformada, por lo tanto $L_K=0.5 h$ como se muestra en la Fig. 1.41.

1.7.4.3.3. Pieza empotrada-articulada.

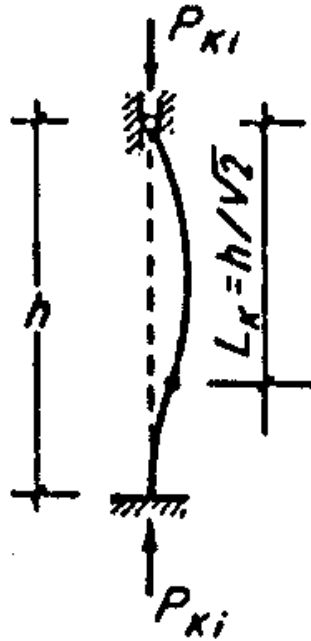


Fig.1.42 Pieza articulada

En este caso $\beta = 0.7$

Como se puede mostrar en la Fig. 1.42 la pieza se encuentra por un extremo con empotrado fijo y en el otro con una rueda móvil, lo que permite observar su deformación en un 70%, por lo tanto $L_K= 0.7h$.

1.7.4.3.4. Pieza empotrada-libre.

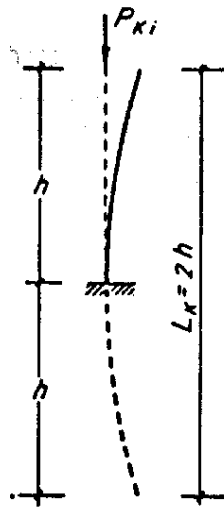


Fig. 1.43 Pieza empotrada libre

Aquí tenemos que $\beta = 2$

En este caso se obtiene una deformación doble debido a que uno de los extremos se encuentra en estado libre es sensible a la deformación por falta de dos puntos de apoyo esto se demuestra en la Fig. 1.43, por lo tanto $L_k = 2h$.

1.7.4.3.5. Pieza bi empotrada con desplazamiento

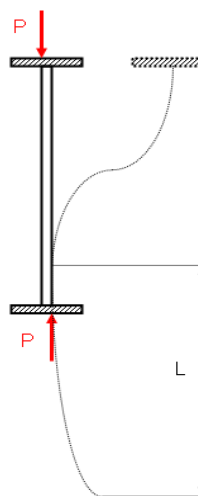


Fig. 1.44 Empotrado con desplazamiento

Finalmente, para este caso, $\beta = 1$

En este caso el desplazamiento no permite una deformación en la barra debido a que a excesos de presión la barra tiende a desplazarse y no excede su esbeltez esto se demuestra en la **Fig. 1.44**, para lo cual $L_k = h$.

Estos son los casos fundamentales que se presentan en piezas de sección constante; para el efecto de pandeo¹.

1.7.5. PESOS SOBRE VIGAS

Las vigas tienen la característica de soportar grandes pesos de acuerdo a su resistencia, esfuerzo, Esbeltez Permisible y deformación longitudinal, estos factores son obtenidos por medio de cálculos o por medio del programa SAP.

El peso de las vigas viene dado por medio de tablas las cuales facilitan las características propias de las vigas, que han sido obtenidas por medio de experimentación, en las mismas estas características se clasifican en: Sección del Perfil, Altura en (mm), Ancho en (mm) Espesor del Alma (mm), Espesor de las Alas (mm), Sección cm^2 , Momento de Inercia $\text{I} \text{cm}^4$, Modulo Resistencia $\text{W} \text{cm}^3$, Largo en (m), Peso(Kg./m), Peso (Lbs/m). Esto se puede mostrar en el **Anexo (4.8)**.

1.7.5.1. Carga crítica

Euler determinó la carga de rotura P_{ki} para una pieza que axialmente comprimida satisface las siguientes condiciones:

¹ Apuntes _ de _estructuras _metálicas (ITOP).Zip.

La pieza es biarticulada, de sección transversal constante e I_m constante.

El módulo de elasticidad E permanece constante a la rotura.

El eje de la pieza es matemáticamente recto.

La carga externa P actúa exactamente en el eje.

Los recorridos de los puntos del eje de la pieza son muy pequeños.

1.7.5.2. Carga de pandeo p_{ki} (Euler)

$$P_{ki} = \Pi^2 \frac{E * I_m}{I_{ki}} \quad \text{ECUACIÓN 1.1}$$

Donde se puede especificar lo siguiente:

I_m = momento de inercia de la sección

A = Sección

I_k = longitud de pandeo.

1.7.5.3. Radio de giro

(i) Este depende de la forma de sección y no del material

$$I = \sqrt{\frac{I_m}{A}} \quad \text{ECUACIÓN 1.2}$$

I_m = momento de inercia de la sección

A = Sección

1.7.5.4. Esbeltez mecánica (λ),

Se produce en piezas sometidas a compresión, y es consecuencia del pandeo, se calcula a través de la relación entre longitud de pandeo y radio de giro mínimo de la sección.

$$\lambda = \frac{L_k}{I}$$

ECUACIÓN 1.3

Si el valor de λ es \geq que el dado en la **tabla 1.1**, el calculo de carga critica a soportar por la columna o pilar se hará en función de la fórmula de EULER. Si λ es menor que el valor dado en la tabla se aplicará la fórmula de Rankine para calcular la carga de pandeo (**Ecuación 1.4**).

$$P_{ki} = \frac{R * A}{1 + \frac{L^2 * A}{\lambda^2 * I_m}}$$

ECUACIÓN 1.4

R: Resistencia Límite práctica, trabajando a compresión.

A: Sección

λ : Valor de esbeltez mecánica

L_k : Longitud de pandeo

I_m : Momento de inercia de la sección.

Tabla 1.1 Valores de coeficiente de seguridad según la esbeltez (λ)²

	ACEROS	FUNDICIÓN	MADERA	HORMIGÓN
Coeficiente de seguridad	4 a 5	8	10	8 a 10
λ	100	60	70	140

1.7.5.5. Tensión de trabajo (σ),

Es el máximo esfuerzo al que esta sometido la columna, y debe ser menor o igual al límite de fluencia del material, para cargas centradas usar ecuación 1.5.

$$\sigma = \frac{P_{Ki} * W}{A} \quad \text{ECUACIÓN 1.5}$$

1.7.5.6. Coeficiente de seguridad (n).

Es la relación entre el límite de fluencia del material y la tensión del trabajo, por lo general se encuentra entre 1 y 2 como se opta por una acero A-36 ver (ANEXO 4.9) donde $S_y=2530$.

$$N = \frac{SY}{\sigma} \quad \text{ECUACIÓN 1.6}$$

² VILORIA, JOSE R. ; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Thomson; España.

1.7.5.7. Carga real (pr).

Es el valor real de carga que puede soportar la columna, es la relación entre la carga crítica y el coeficiente de seguridad², se calcula a través de la **Ecuación 1.7**

$$PR = \frac{P_{KI}}{N} \quad \text{ECUACIÓN 1.7}$$

1.7.6. CALCULO DE VIGAS PRINCIPALES UTILIZANDO EL PESO TOTAL.

1.7.6.1. Esfuerzo total de vigas IPN y UPN acero estable A-36 (δ_t)

El esfuerzo es una característica de la viga, obtenida por medio de pruebas en la cual la viga es sometida a fuerzas externas de compresión y tensión, las mismas que determinan el esfuerzo máximo permitido antes de pasar a estado de deformación. De acuerdo a tablas se puede obtener que:

$$\bar{\delta}_t = 11.17 \text{ KN/ cm.}^2$$

$$\bar{\delta}_t = \frac{F_{Kg}}{A_{CM^2}} \quad \text{ECUACIÓN 1.8}$$

² VILORIA, JOSE R. ; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Thomson; España.

E. P. N. (PPM). Construcción prensa hidráulica manual para montaje y desmontaje de rodamientos

1.7.6.2. Cálculo de peso total utilizando (ANEXO 4.8) para vigas UPN e IPN.

Con la utilización de este **ANEXO** y los datos obtenidos de ella como son: el peso por metro Kg. /m tipo de perfil IPN y UPN con su característica numérica del tipo de viga además de la longitud de la viga utilizada se puede obtener el peso de toda la viga que sumados con el resto de pesos lo mismos actúan sobre las vigas a calcular determinaran el peso total necesario para el cálculo de esfuerzo.

$$W_{Kg} = P_{Kg/m} * L_m \quad \text{ECUACIÓN 1.9}$$

1.7.6.3. Comparación de ecuaciones para determinar la fuerza permisible

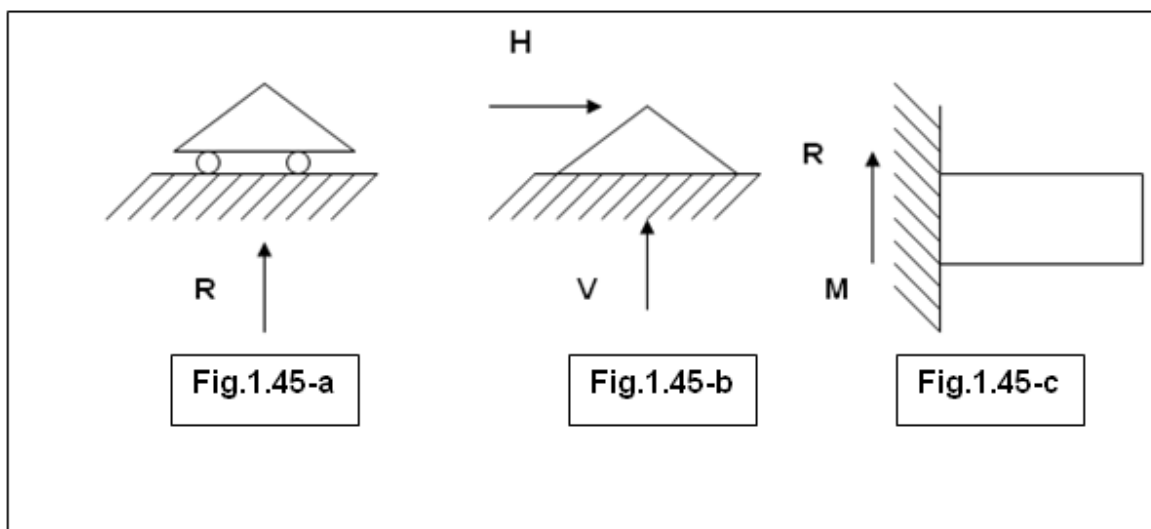
Con la utilización de la **Ecuación 1.8**, se realiza una comparación con datos de tablas ya experimentales y datos obtenidos por medidas tomadas y pesos verificados, lo que permitirá determinar si las vigas a utilizar son las adecuadas para este proyecto este cálculo se demostrara en el próximo capítulo.

1.8. APOYOS

Una estructura plana posee tres grados de libertad, dos de traslación y uno de rotación; la traslación puede expresarse por sus dos componentes según ejes ortogonales, y la rotación alrededor de un eje perpendicular al plano que contiene a las fuerzas.

Estos grados de libertad deben ser restringidos para evitar toda tendencia al movimiento de la estructura y lograr su equilibrio. Esta restricción está dada por los apoyos, ya que provocan reacciones en la dirección contraria a la de los movimientos, formando este conjunto de cargas y reacciones un sistema de fuerzas en equilibrio.

- **APOYO DE PRIMER GENERO:** Impide el movimiento en la dirección perpendicular al plano de apoyo. (Fig. 1.45-a)
- **APOYO DE SEGUNDO GENERO O ARTICULACIÓN:** Impide traslaciones en cualquier dirección, permitiendo solo rotaciones. (Fig. 1.45-b)
- **APOYO DE TERCER GÉNERO O EMPOTRAMIENTO:** Este tipo de apoyo impide todo tipo de movimiento de la estructura. (Fig. 1.45- c)



1.8.1. PIEZAS SOMETIDAS A FLEXIÓN

Un material trabaja a flexión cuando soporta cargas perpendiculares al eje que dan origen a esfuerzos internos de flexión y cortantes en la barra, además hace que ésta fleje en sentido perpendicular a su eje longitudinal.

La deformación de una viga se suele expresar en función de la flecha desde la posición no deformada. Se mide desde la superficie neutra de viga deformada hasta la posición original de dicha superficie. En el ejemplo representado en la **figura 1.46** se observa que, por efecto de una carga P en la viga, esta ha flexado (f).

En la flexión se ha de distinguir tres hechos importantes, a saber:

La parte inferior (a) sufre una compresión de sus moléculas.

La parte exterior (b) sufre un alargamiento de sus moléculas.

La línea del eje (xx'), parte central o fibra neutra, no sufre deformación

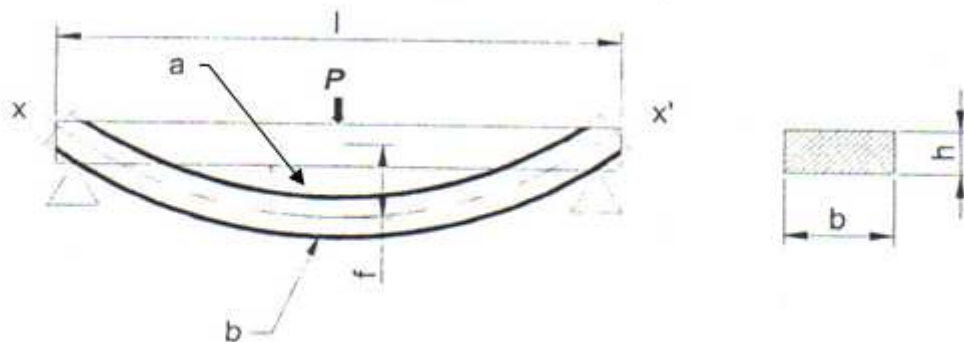


Fig. 1.46 Viga deformada

Las condiciones de diseño de las vigas frecuentemente imponen limitaciones sobre las deflexiones, lo mismo que sobre los esfuerzos. Por esto, además del cálculo de los esfuerzos es importante determinar las flechas, por ejemplo el código AISC, indica que la flecha máxima no debe exceder de $1/300$ de la longitud

de la viga, en cambio otras normas presentan el factor de división en función de la longitud y el tipo de trabajo que realice la viga como muestra la **Tabla 1.2**.

TABLA 1.2. LIMITACIONES DE LAS FLECHAS DE LAS VIGAS

Vigas o viguetas de cubierta	L / 250
Vigas de hasta 5 m de luz y viguetas de forjado que no soporten muros de fábrica	L / 300
Vigas de maza de 5 m de luz; que no soporten muros de fábrica	L / 400
Vigas y viguetas de forjado; que soporten muros de fábrica	L / 500
Ménsulas con la flecha medida en el extremo libre	L / 300
Cualquier otro elemento(a menos que se justifique debidamente)	L / 500

Para que una pieza sometida a flexión pueda considerarse correctamente calculada, y por tanto pueda ser empleada, es preciso que esta cumpla con las siguientes condiciones, las cuales se refieren a:

- **Estado tensional:** Tensiones combinadas inferiores a la tensión admisible.
- **Estado de deformación:** Flechas que no alcancen un límite preestablecido.
- **Estabilidad:** Comprobación de posibles fenómenos de pandeo lateral, local y abollamiento del alma.

En el caso particular de la estabilidad, no son necesarias las comprobaciones de pandeo local del ala, ni de abolladura del alma, cuando se trata de secciones laminadas.

1.8.2. PIEZAS SOMETIDAS A TENSION

El ensayo normal a la tensión se emplea para obtener varias características y resistencias en las vigas, que son útiles en el diseño y aplicación.

El punto P recibe el nombre de límite de proporcionalidad (o límite elástico proporcional). Éste es el punto en que la curva comienza primero a desviarse de una línea recta como se muestra en la **Fig. 1.47**. El punto E se denomina límite de elasticidad (o límite elástico verdadero). No se presentará ninguna deformación permanente en la probeta si la carga se suprime en este punto. Entre P y E el diagrama no tiene la forma de una recta perfecta aunque el material sea elástico. Por lo tanto, la ley de Hooke, que expresa que el esfuerzo es directamente proporcional a la deformación, se aplica sólo hasta el límite elástico de proporcionalidad.

Muchos materiales alcanzan un estado en el cual la deformación comienza a crecer rápidamente sin que haya un incremento correspondiente en el esfuerzo.

Tal punto recibe el nombre de punto de cedencia o punto de fluencia. Se define la resistencia de cedencia o fluencia S_y mediante el método de corrimiento paralelo.

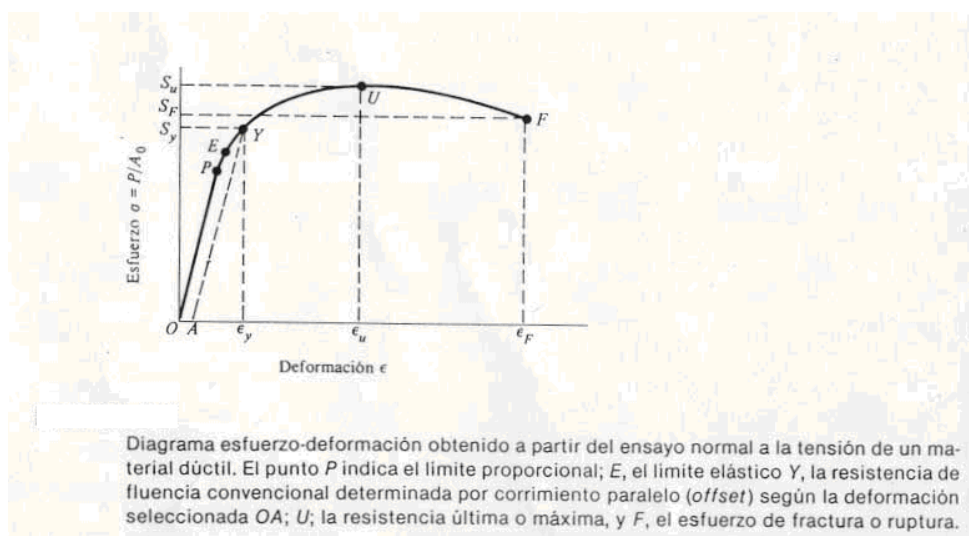


Fig. 1.47 Ensayo Esfuerzo-Deformación

Diagrama esfuerzo-deformación obtenido a partir del ensayo normal a la tensión de una manera dúctil. El punto P indica el límite de proporcionalidad; E, el límite elástico Y, la resistencia de fluencia convencional determinada por corrimiento paralelo (Offset) según la deformación seleccionada OA; U; la resistencia última o máxima, y F, el esfuerzo de fractura o ruptura.

La llamada resistencia última (a la tensión) S_u (o bien S_{ut}) corresponde al punto U.

1.8.3. TIPOS DE VIGAS

1.8.3.1. Vigas de Alma Llena

La **Fig.1.48** nos permite observar las vigas de alma llena son llamadas así debido a que dicha parte no está aligerada, son usadas para luces y cargas moderadas y se emplean en gran parte por motivos económicos, dentro de ese tipo tenemos: Los perfiles laminados sencillos ver (**Tabla 1.3**), y las vigas armadas (Chapas soldadas).

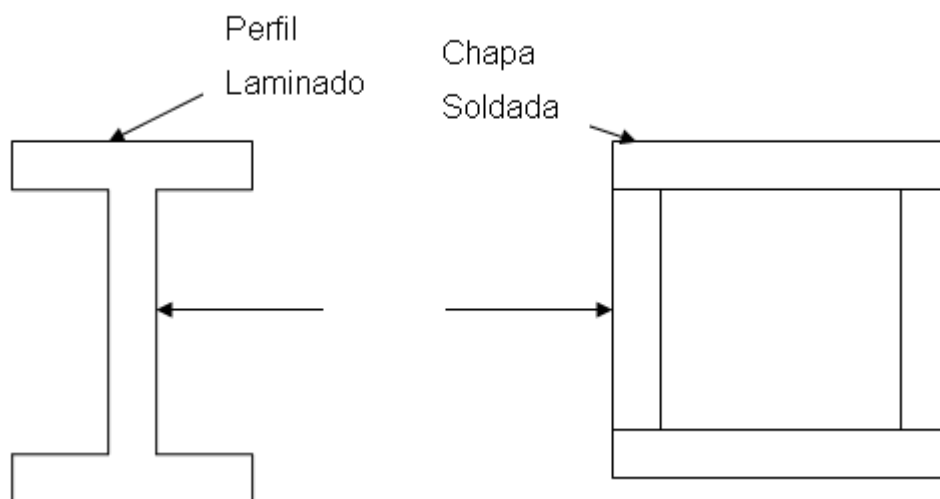


Fig. 1.48 Viga de alma llena

1.8.3.2. Vigas de Celosía

Este tipo de vigas cuentan con el alma aligerada, son usadas para cargas superiores a las tratadas anteriormente, y de igual forma, por economía del material se utilizan las vigas de Celosía en lugar de las armadas aunque su ejecución requiera de una mayor mano de obra Ver **Fig. 1.49**

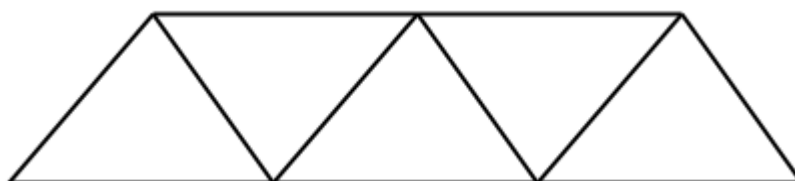
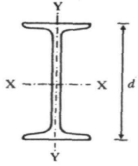
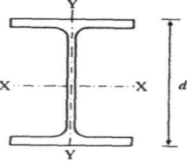
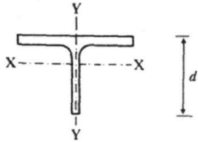
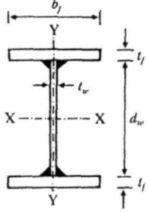
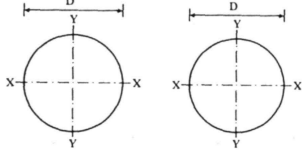
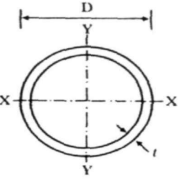
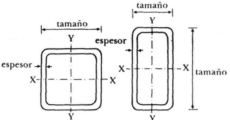
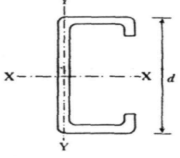
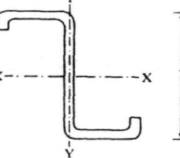


Fig. 1.49 Vigas en Celosía

Tabla 1.3 Producto laminado

Nombre	Designación	Unidades	Dibujo
1.- Ángulo de lados iguales	LI tamaño y espesor	mm x mm	
2.- Ángulo de lados desiguales	LD tamaño y espesor	mm x mm x mm	
3.- Perfil "C" Estándar	CE d x Peso	mm x Kg./m	

4.- Perfil "I" Estándar	IE d x Peso	mm x Kg./m	
5.- Perfil "T" Rectangular	IR d x Peso	mm x Kg./m	
6.- Perfil "T" Rectangular	TR d x Peso	mm x Kg./m	
7.- Perfil "I" Soldado	IS $\frac{b_f}{d_w} \times \frac{t_f}{t_w}$	$\frac{\text{mm}}{\text{mm}} \times \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$	
8.- Redondo sólido liso	OS D	mm	
9.- Tubo circular	OC D x t	mm x mm	
10.- Tubo cuadrado o rectangular	OR tamaños y espesor	mm x mm x mm	

11.- Perfil "C" formado en frío	CF d x cal.	mm x cal.	
12.- Perfil "Z" formado en frío	ZF d x cal.	mm x cal.	

1.9. BRIDAS

CARACTERÍSTICAS DE LOS ACOPLAMIENTOS

Una brida de acoplamiento, elemento que se utiliza para unir dos ejes en sus extremos con el fin de transmitir potencia.

Las bridas son sistemas de transmisión de movimiento entre dos ejes o árboles, cuyas misiones es, asegurar la transmisión del movimiento y en casos absorber las vibraciones por medios adaptables como el uso de cauchos.

Las vibraciones son debidas a que los ejes no son exactamente coaxiales. Hay desalineaciones angulares o radiales, aunque lo normal es que se presente una combinación de los dos casos.

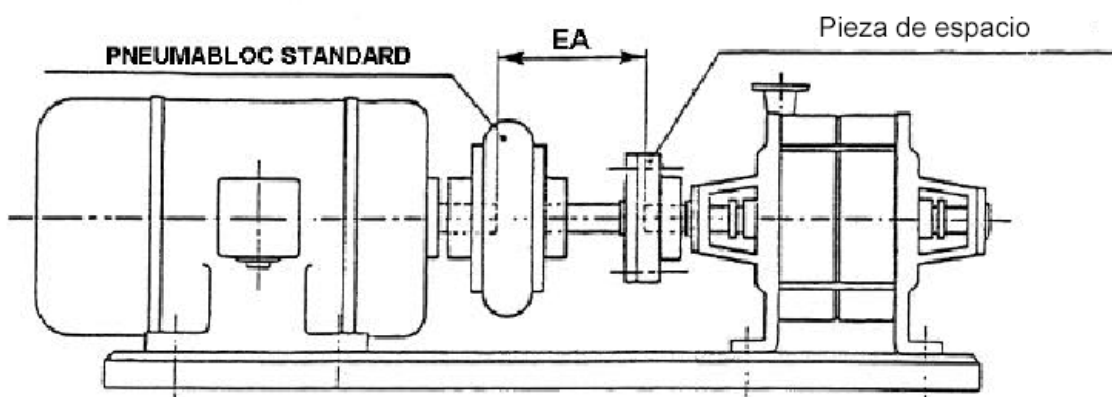


Fig. 1.50 Bridas de acoplamiento

Idealmente la relación de transmisión es 1, pero a veces un eje puede tener más velocidad en un intervalo del ciclo que en otro.

En la **Fig. 1.50** se muestra un acople rígido común, en el cual los rebordes o pestañas se montan en los extremos de cada eje y se unen por medio de una serie de tornillos. Así la trayectoria de la carga del eje impulsor hacia su pestaña transmite el movimiento, mediante los tornillos, hacia la pestaña que embona y hacia fuera al eje que es impulsado. El torque coloca a los tornillos ante esfuerzo de corte. La fuerza total de corte en los tornillos depende del radio, también se puede determinar que el juego de bridas contempla un espacio EA de eje a eje lo que permite un espaciado seguro para montaje Motor-Reductor.

ACOPLE DE BRIDA O PLATO: Consta de dos platos forjados con el eje o encajados en ambos árboles y asegurados por pernos embutidos como muestra la **Fig.1.51**. Los de este último tipo tienen una pieza cónica para que la presión de los tornillos apriete las bridas contra los ejes, asegurando así que no haya rozamiento. Se utiliza por ejemplo para unir una turbina y su alternador, conexión que exige una perfecta alineación²



Fig. 1.51 Acople o brida de plato

² <http://www.tecnogroup.com/espaniol/espaniol/html>.

CAPITULO II

CÁLCULO Y SELECCIONAMIENTO PARA LA HABILITACIÓN DEL SISTEMA

El dimensionamiento comprende: Selección del tipo de sistema de reducción de velocidad, la estructura metálica de la máquina, determinación de las fuerzas de reacción en las vigas colocadas, con esto un análisis estructural de los elementos como meza, bridas y acoples, una descripción de la manera de montaje de los elementos para conformar todo el sistema, planos adicionales.

2.1. CAJAS REDUCTORAS

Las cajas reductoras sirven para disminuir la velocidad de un motor de entrada según selección a un 30%, 50% o 70%, dependiendo de la necesidad esto es útil en varias ocupaciones.

2.1.1. UTILIZACIÓN DE REDUCTORES Y MOTOREDUCTORES¹

Los Reductores y los Moto reductores son elementos mecánicos muy adecuados para el accionamiento de todo tipo de máquinas y aparatos de uso industrial, que se necesiten reducir su velocidad de una forma eficiente, constante y segura.

Las ventajas de usar Reductores y/o Moto reductores son:

- Alta eficiencia en la transmisión de potencia del motor.
- Alta regularidad en cuanto a potencia y par transmitidos.
- Poco espacio para el mecanismo.
- Poco tiempo de instalación y mantenimiento.

¹ <http://www.solomantenimiento.com/articulos/m-reductores-motorreductores.htm>

- Elemento seguro en todos los aspectos, muy protegido.

2.1.2. MOTO REDUCTORES

Los Moto reductores se suministran normalmente acoplado al mecanismo reductor un Motor eléctrico normalizado, cerrado y refrigerado por un autoventilador. Además, este motor suele incluir como protección, un Guarda-Motor que limita su intensidad y un relé térmico de sobrecarga, que asimismo se corresponde a la llamada clase de Protección IP-44. (Hermetización del Motor)

2.1.3. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL REDUCTOR O MOTO REDUCTOR

1. Potencia, en HP, de entrada y de salida.
2. Velocidad, en RPM, de entrada y de salida.
3. PAR (o torque), a la salida del mismo, en KG/m.
4. Relación de reducción: índice que detalla la relación entre las RPM de entrada y salida.

2.1.4. CARACTERÍSTICAS DEL TRABAJO A REALIZAR

1. - Tipo de máquina motriz.
2. - Tipos de acoplamiento entre máquina motriz, reductor y salida de carga.
3. - Carga: uniforme, discontinua, con choque, con embrague, etc.
4. - Duración de servicio: horas/día.
5. - N° de Arranques/hora.

2.2. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE CAJAS REDUCTORAS

2.2.1. ALTERNATIVA N°1: CAJA REDUCTORA FALK MODELO 1008

Este tipo de caja reductora es una de las opciones más adecuadas para el funcionamiento del sistema de agitación, ya que cumple con parámetros

necesarios para el movimiento del eje con carga, estos parámetros cumplidos son: RPM entrada, RPM de salida y un Fs de 2.0 como se muestra en la **Tabla 2.1**. Que se adecua a un tipo de motor de 40HP este tipo de caja **Figura 2.1-A** reductora fue la que estuvo anteriormente trabajando, no se pudo adquirir esta caja debido a que el proyecto no debía presentar gastos muy altos a la empresa y la compra de esta caja reductora presentaba un alto costo el cual bordeaba los \$11.000.

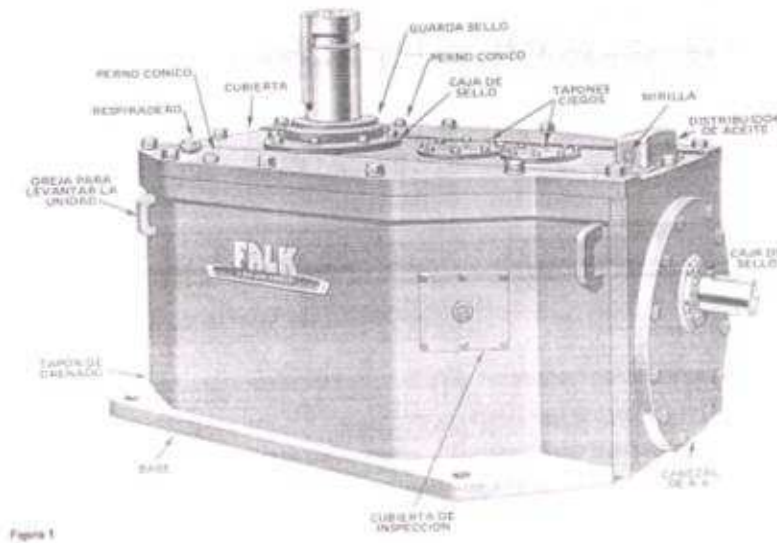


Figura 2.1-A Caja reductora Modelo #1008 FALK

En la **Fig. 2.1-B** se puede demostrar la parte interna de la caja reductora modelo #1008 FALK, en la cual se puede ver distancias de ejes, tipos de ruedas dentadas, sentido de movimiento en cada uno de los ejes y la forma de empotramiento.

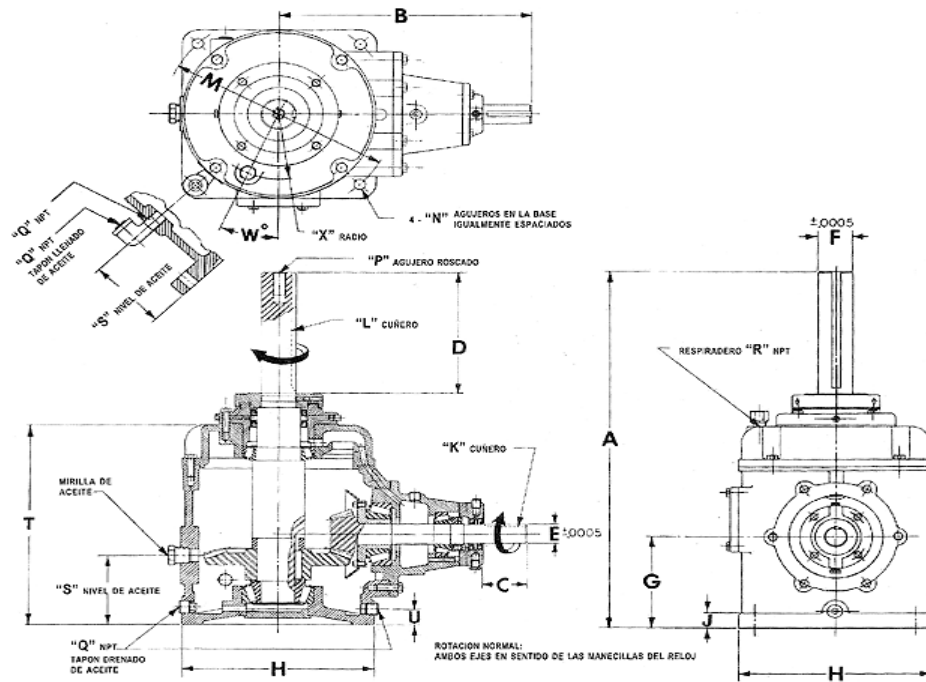


Figura 2.1-B Estructura de Caja Reductora

Tabla 2.1 Valores para asignación de reductores mecánicos

Capacidad de Servicio en Caballos de Fuerza (Factor de Servicio = 2.0)

Modelo	RPM de Entrada	RELACIÓN																				
		7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13	14	15	15.5	16	17	18	19	20	25
1008	1750	100	100	100	100	95	90	85	82	78	75	75	75	60	60	45	43	39	37	35	33	30
	1450	83	83	83	83	79	75	71	68	65	62	62	62	50	50	37	36	32	30	29	27	25
	1160	66	66	66	66	63	60	57	54	52	50	50	50	40	40	30	29	26	24	23	22	20

2.2.1.1. Ventajas

- Menor tiempo requerido para su instalación
- Menor tiempo de mantenimiento debido a su fácil acceso
- Su peso es menor por lo cual no es necesario reforzar las estructuras
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.

2.2.1.2. Desventajas

- El costo de la caja asciende a \$ 11.000 lo que dificulta su adquisición.
- Su mantenimiento es costoso no se puede dar un monto específico debido a los varios componentes que utiliza.

2.2.2. ALTERNATIVA N°2 CAJA REDUCTORA LIGHTNIN MIXER Modelo # 85C40CMX, Serie 862688100-1

Es un modelo de caja reductora que tiene un peso y medidas mucho mayores que la caja reductora que trabajaba en el tanque de agitación, esta caja reductora contiene una base en forma de brida que presenta una manera de anclaje por medio de una mesa adaptada al tanque de agitación, esto se puede observar en la **Fig. 2.2**. Para el funcionamiento de esta caja reductora es necesario utilizar un tipo de aceite Mobilgear 629 las especificaciones de la selección de este aceite se dará más adelante.

La caja tiene un peso igual a 2500 lb. Incluido el motor y proporciona un torque de 47,0505 (Inch- Lbs). Este tipo de caja reductora puede operar solo en sentido vertical.

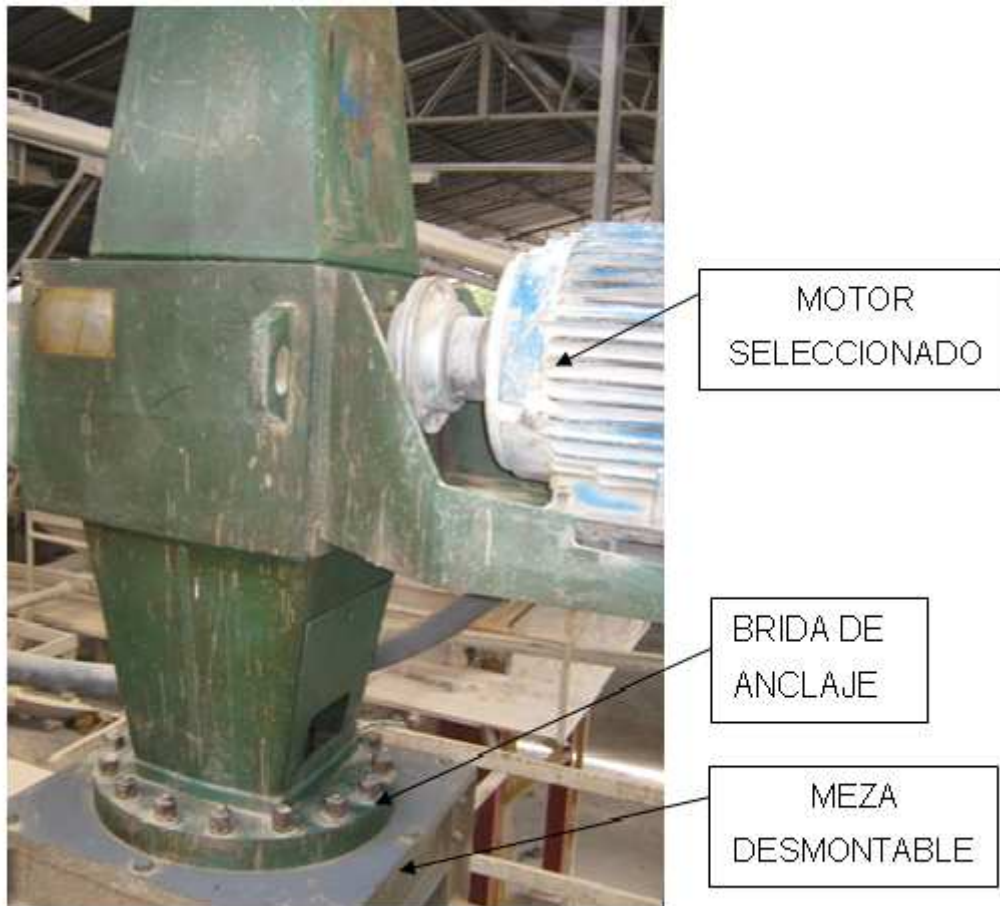


Figura 2.2 CAJA REDUCTORA LIGHTNIN MIXER Modelo # 85C40CMX.

2.2.2.1. Ventajas

- Costo económico debido a que la empresa cuenta con la caja reductora ya usada y en buenas condiciones se produce un gran ahorro al ponerla en funcionamiento para este proyecto.
- Se cuenta con los materiales y herramientas adecuadas para su instalación.
- Tiene un tipo de aceite para engranajes cerrados que permiten un correcto funcionamiento de la caja reductora.
- Se conoce el dato de placas lo que permite acoplar un motor con las características esenciales para su correcto funcionamiento, además que el acople es de marca FALK de binchas que permite la absorber la vibración.

- Es de manejo simple y seguro debido a que su sistema de arranque es directo y no permite variaciones.
- El costo a la fecha es de \$500 dólares debido al mantenimiento para su operación.

2.2.2.2. Desventajas

- Por sus dimensiones y peso es complicado su montaje y desmontaje el momento de dar mantenimiento
- Se necesita de un reforzamiento de estructura para distribución y soporte del peso.
- Debido a la longitud de su eje y para no hacer modificaciones en la caja reductora, es necesario construir una meza adicional para su empotramiento.

2.2.3. LUBRICANTES PARA VARIOS TIPOS DE ENGRANES.



Figura 2.3 Engranajes internos o cerrados

2.2.3.1. LUBRICACIÓN DE ENGRANAJES ENCERRADOS

Los fabricantes de engranajes industriales cerrados normalmente colocan una etiqueta en la caja cerrada indicando el lubricante apropiado.

El lubricante se expresa como un número AGMA (American Gear Manufacturers Association).

Lista los números de lubricantes AGMA y sus correspondientes productos. Eso para engranajes industriales cerrados como se muestra en la **Fig. 2.3**. Puede asegurarse la aplicación del lubricante adecuado usando la **Tabla 2.2** y haciendo coincidir el número AGMA de la caja de engranajes con el producto apropiado.

Estas recomendaciones son aplicables sólo para condiciones operativas generales.

Para condiciones especiales o inusuales, debe consultarse a su representante o al fabricante del equipo.

2.2.3.2. TIPOS DE LUBRICANTES PARA ENGRANAJES CERRADOS

AGMA publica una norma titulada "Lubricación de engranajes industriales encerrados" (AGMA 250.04), que define las características de viscosidad y calidad de tres tipos de aceites para engranajes comúnmente utilizados para lubricar este tipo de equipos. Estos tres tipos son:

- 1) Aceites para engranajes inhibidos contra la herrumbre y la oxidación,
- 2) aceites compuestos para engranajes,
- 3) aceites de extrema presión para engranajes.

2.2.3.3. Aceites inhibidos contra la Herrumbre y la Oxidación

Comúnmente llamados aceites "R&O" para engranajes, estos lubricantes derivados del petróleo están formulados con aditivos químicos, que proveen excepcional resistencia contra la herrumbre y la oxidación. Los grados de viscosidad para este tipo de lubricantes están definidos como números AGMA de un solo dígito, desde 1 hasta 6. Los aceites de circulación TERESSO® satisfacen o exceden los requerimientos para este tipo de lubricante.

2.2.3.4. ACEITES COMPUESTOS

Los aceites compuestos son mezclas de un aceite derivado del petróleo y 3-10% de un material graso. Estos lubricantes son frecuentemente utilizados en reductores sinfín para proveer lubricidad extra bajo cargas pesadas. Están definidos con los números AGMA de un solo dígito con el sufijo "Comp." Los aceites CYLESSO® TK satisfacen los requerimientos para este tipo de lubricante.

2.2.3.5. ACEITES DE EXTREMA PRESIÓN (EP) PARA ENGRANAJES

Los aceites EP para engranajes son lubricantes derivados del petróleo con aditivos químicos tales como azufre y fósforo que protegen contra la soldadura y ralladura a presiones extremas. Los productos están definidos por números AGMA de un solo dígito combinado con el sufijo "EP." Los aceites

Esso SPAR-TAN®

EP para engranajes satisfacen o exceden los requerimientos para este tipo de lubricantes.

SPARTAN EP es adecuado para ser utilizado con temperaturas de operación hasta

93°C (200°F). Para temperaturas mayores, hasta 121° C (250°F), se recomiendan aceites sintéticos.²

² F:\Transmisiones y acoplamientos - Monografias_com.mht

2.2.4. SELECCIÓN DE LUBRICANTE PARA UTILIZAR EN LA CAJA REDUCTORA

Para la selección del tipo de aceite lubricante que se utilizara en la caja reductora aplicada al proyecto, es necesario consultar datos característicos del mismo estos pueden ser Gravedad API, Punto de Fluidéz °C, Punto de inflamación °C, Grado ISO VG y el N° de AGMA, Que nos ayudará a la determinación de estos datos necesarios para una buena selección, también es necesario la utilización de tablas indicadoras para la interpretación de las características estas tablas y datos nos proporcionan las industrias dedicadas a la elaboración y comercio de los Lubricantes y pueden ser TEXACO, Mobil, etc.

En nuestro caso se obtienen estos datos de una empresa Mobil, con la cual EDESA compañía donde se implementa el proyecto ha venido trabajando, se pidió los datos necesarios para seleccionar el tipo de aceite adecuado para la caja reductora de acuerdo a catalogo enviado por ellos, para esto, se seleccionó el tipo de aceite Móvil Gear 600.del cual se tiene varias especificaciones por medio del tipo de AGMA se seleccionará el aceite adecuado.

2.2.4.1. Lubricantes para engranajes –cerrados.

Los Mobilgear Serie 600 Son aceites Premium recomendados para la lubricación de engranajes industriales cerrados en servicio pesado. Están formulados para proveer protección contra la herrumbre, corrosión y la resistencia ala formación de espuma. Sus aditivos de extrema presión del tipo Azufre- fósforo garantizan características antidesgaste y de reducción de fricción que ayudan a minimizar el incremento de temperatura en engranajes altamente cargados. Satisfacen las especificaciones y requerimientos actuales de American Gear Manufacturers Association (AGMA).

Tabla 2.2 Valores de viscosidad en los tipos de aceites

VISCOSIDAD								
PRODUCT	GRAVEDAD	PUNTO	PUNTO	CST	CST	GRADO	Nº	IV
	API	Fluidez °c	INFLA °C	A 40 °C	A 100°C	ISO VG	AGMA	
Mobilgear 626	29	-24	224	64,5	8	68	2EP	95
Mobilgear 627	28	-24	225	95	11	100	3EP	95
Mobilgear 629	27,4	-24	228	143	13,8	150	4EP	92
Mobilgear 630	26,2	-18	230	209	18,7	220	5EP	90
Mobilgear 632	25,7	-18	240	304	22,3	320	6EP	90
Mobilgear 634	24,6	-6	240	437	26	460	7EP	90
Mobilgear 636	23	-6	242	646	34	680	8EP	85

Para la aplicación se analizó varios tipos de aceites entre estos tenemos el Movilgear 629 la Movilgear 632 y Movilgear 634. De acuerdo a especificaciones claras y a la temperatura de trabajo a 40°C Amb por el Movilgear 629 el cual presenta un grado ISO VG de 150 y un AGMA de 4EP que se puede mostrar en la **tabla 2.2** esto está determinado en el **ANEXO 4.4** con ayuda del dato de placa conseguido el cual determina que la caja reductora a Temperatura Ambiente debe trabajar con un tipo de aceite 10 W 30.

En el **ANEXO 4.5**, Se observa las clasificaciones en la columna de SAE CRANCKCASE VISCOSITY NUMBER seleccionamos un TIPO 40 or 35w30 que es el mas cercano al recomendado, mas especificaciones se las puede observar en **los ANEXOS 4.6 Y 4.7.** ¹

¹ www.mobildsc.imsat.net. Ec

2.2.5. SELECCIONAMIENTO DEL TIPO DE ACOPLER (MOTOR-CAJA REDUCTORA)

Este tipo de acople (Rejilla), consiste en dos mazas dentadas unidas por una rejilla elástica de acero. La configuración de los dientes hace que la rigidez torsional incremente a medida que incrementa el par transmitido como muestra la **Figura 2.4.**

Requieren de una alineación precisa para evitar daños a los sellos y la consecuente fuga de aceite, este tipo de acoplamiento es el más adecuado para el proyecto, debido a que la rejilla cumple la función de absorber los golpes el momento de arranque del motor, lo que provoca sacar de inercia en una forma suave a los engranes de la caja reductora, consecuentemente los engranajes son considerados embragues mecánicos lo que no permiten que el motor produzca picos de energía el momento de arranque, por esta razón es necesario este tipo de acoplamiento.



Figura 2.4 Acople tipo rejilla

2.2.5.1. CONSTRUCCIÓN BRIDA DEL EJE PARA ACOPLER CON CAJA REDUCTORA

Para poder enviar a construir un tipo de brida la cual se acople a la brida en la salida de la caja reductora, que es el modelo del cual se ha tomado datos como número y diámetro de los orificios, el perímetro de la brida en la caja reductora,

ángulo formado entre centros de orificios, grosor de la ceja sobresalida en el perímetro, radio al centro de los orificios, espesor de la brida y tipo de material medidas de la chaveta longitud de la chaveta diámetro del eje principal en el tanque, enviados estos datos se obtiene la brida mostrada en la **Fig.2.5**.

Estas medidas se las puede observar en el **ANEXO 4.2- 4.3**



Fig. 2.5 Brida para eje de tanque principal.

2.3. CALCULO DE LA ESTRUCTURA

2.3.1. DETERMINACIÓN DE FUERZAS Y REACCIONES

El peso que soporta el tanque de agitación es la suma de pesos de la caja reductora, el motor, la meza desmontable, las vigas UPN e IPN colocadas horizontalmente todo esto suma un peso tal que no soportarían las bases que sostienen al tanque de agitación, para lo cual es necesario reforzar las bases que sostienen todo el sistema con su nuevo peso.

De acuerdo a relaciones establecidas el peso de la caja reductora es 3 veces mayor que el de la caja reductora anterior.

Para esto se escoge un tipo de vigas IPN 140, las cuales soportarán el peso total sobre el tanque y soldadas entre si para distribución de la fuerza. Se demostrará por medio de cálculos el esfuerzo permisible que soporta la viga escogida, el mismo que debe ser menor al esfuerzo establecido debido a características de los materiales en este caso la biga IPN 140.las tablas nos ayudaran en la demostración:

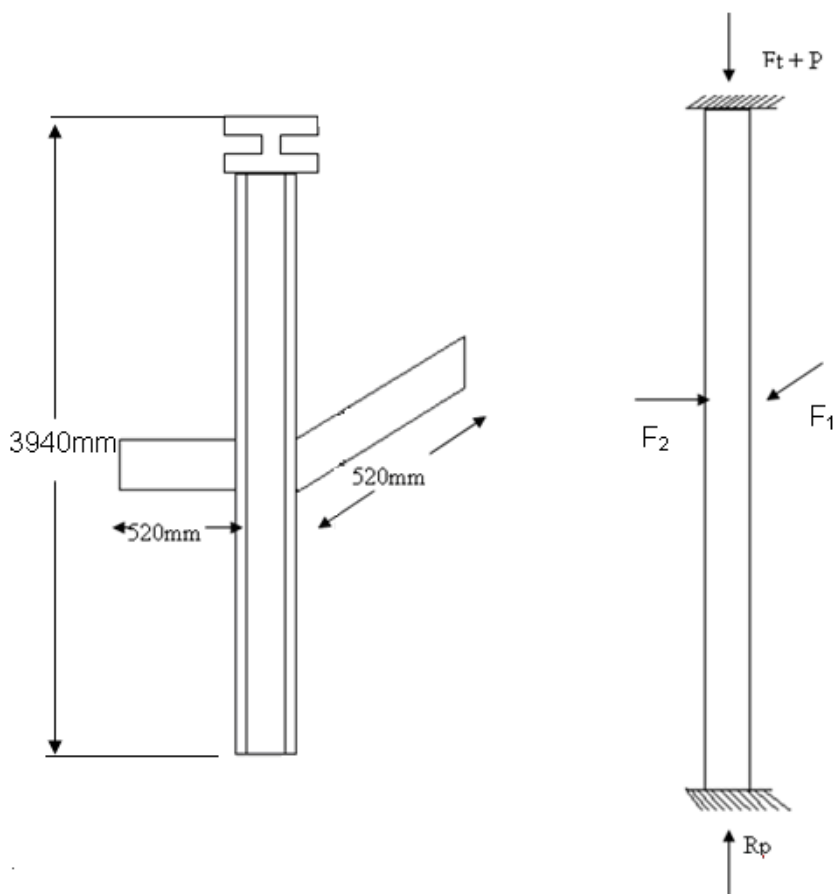


Fig.2.6-a

Fig.2.6-b

Fig.2.6 Viga de refuerzo: a) dimensiones b) diagrama cuerpo Libre.

Donde: Ft = Fuerza de Trabajo
Rp = Reacción del piso
Pt = Peso total que soporta la viga

El **Anexo 4.8** designa los siguientes parámetros para un perfil IPN 140:

$$I_{yy} = 35.2\text{cm}^4 \quad A_{\text{Bruta}} = 18.20 \text{ cm}^2$$

Como la viga de refuerzo, sus dos extremos están fijos se toma el dato de $L_k = 0.5L$ que es necesario para el cálculo de carga crítica.

$$L_k = 0.5 * L$$

$$L_k = 0.5 * 3940\text{mm}$$

$$L_k = 1970 \text{ mm}$$

$$L_k = 19.7\text{cm}$$

2.3.1.1. Cargas que soporta vigas IPN 140

Para este tipo de cálculos es necesario saber que el esfuerzo total en acero A-36 que es

$$[\sigma_t] = 11.17 \text{ KN/ cm}^2 \text{ Acero Est A-36}$$

Si sabemos que la formula general es:

$$[\sigma_t] = \frac{[F]}{[A]} \quad ; \quad F = \frac{P}{4} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

En los cálculos es necesario realizar un estudio de la estructura o viga IPN 140 para esto se estudia su RADIO DE GIRO (I) Este depende de la forma de sección y no del material se tomará la **ECUACIÓN 1.2**, se tiene en cuenta que el valor del área para vigas IPN140 se encuentra en el **ANEXO 4.8** del cual se toma el dato.

$$I = \sqrt{\frac{I_m}{A}}$$

$$I_m = 572.00 \text{cm}^4$$

$$I = \sqrt{\frac{572.00 \text{cm}^4}{18.20 \text{cm}^2}}$$

$$A = 18.20 \text{cm}^2$$

$$I = 5.60 \text{cm}$$

ESBELTEZ MECÁNICA (λ), Como se puede observar en el capítulo1 página 60 se toma un dato de $L_K=h$. Se produce en piezas sometidas a compresión, y es consecuencia del pandeo, se utiliza la **ECUACIÓN 1.3** para su desarrollo.

$$\lambda = \frac{L_K}{I}$$

$$\lambda = \frac{394 \text{cm}}{5.60 \text{cm}} = 70.35$$

L_K = Longitud de Pandeo Extremos articulados

I = Radio de giro

Se selecciona un perfil de Acero A-36 cuyo $S_y = 2500 \text{ Kg. / cm}^2$

(Ver Anexo 4.9) donde el S_y es el límite elástico mínimo medido en KSI y resuelto:

$$\text{A-36} \longrightarrow 36 \text{ KSI}$$

Tenemos:

$$36 \frac{\text{KLB}}{\text{PLG}^2} * \frac{1000 \text{ Lb}}{1 \text{ Klb}} * \frac{456 \text{ gr}}{1 \text{ Lb}} * \frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ gr}} * \frac{(1 \text{ Plg})^2}{2.54 \text{ cm}} = 2544 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \approx 2500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Que es lo especificado para calidades de aceros A-37, A-42 y A52.

A continuación se calcula la carga crítica aplicando la **ECUACIÓN 1.4**

$$P_{Ki} = \frac{2.500 * 18.20}{1 + \frac{(19.7)^2 * 18.20}{(70.35)^2 * 35.1}}$$

$$P_{Ki} = 43.72 \text{ Kg.}$$

Como no se cuenta con el dato del pandeo en acero A36, se opta por realizar el análisis de las vigas por medio del peso ejercido y compararlo con el dato obtenido de esfuerzo-deformación en ensayos experimentales.

Para comenzar con los cálculos, se empieza determinando el peso de las vigas a calcular en este caso son IPN 140 y luego el peso ejercido sobre las mismas por otras vigas utilizadas para reforzar la base de la caja reductora.

2.3.1.2. Cálculo del peso para vigas IPN y UPN

Para determinar el peso nos basamos en el **Anexo 4.8** que es una tabla que determina las dimensiones en (mm), Área en cm^2 , Peso en Kg. /m y el momento respecto a los ejes esto es para las 4 vigas parantes de refuerzo que tiene especificación IPN140.



Fig.2.7 vigas de refuerzo bases del tanque

IPN 140

Peso: 14.30 Kgf/m

Longitud de viga: 3940mm \approx 3.94m

$$Pt_1 = \text{Peso total}$$

$$Pt_1 = P \times L \times 4 \text{ vigas}$$

$$Pt_1 = 14.30 \text{ Kgf/m} \times 3.94\text{m} \times 4$$

$$Pt_1 = 225.36 \text{ Kgf.}$$

Se toma la viga seguida la IPN 300 que esta sobre las vigas parantes estas son 2 necesarias para el soporte:



Fig.2.8 Vigas de base IPN 300

IPN 300

Peso: 54.20 Kgf /m

Longitud de viga: 2500mm \approx 2.5m

$$Pt_1 = \text{Peso total}$$

$$Pt_1 = P \times L \times 2 \text{ vigas}$$

$$Pt_1 = 54.20 \text{ Kgf /m} \times 2.5\text{m} \times 2$$

$$Pt_1 = 271 \text{ Kgf}$$

Luego se toma en cuenta el peso de la biga UPN sobre la cual se colocara la meza de soporte.



Fig.2.9 Viga base UPN180

UPN 180

Para tomar datos de dimensiones en las vigas UPN se utilizan las tablas del **Anexo 4.10**

Peso: 22 Kgf/m

Longitud de viga: 2500 mm \approx 2.5m

$$Pt_1 = \text{Peso total}$$

$$Pt_1 = P \times L \times 2 \text{ vigas}$$

$$Pt_1 = 22 \text{ Kgf/m} \times 2.5\text{m} \times 2$$

$$Pt_1 = 110 \text{ Kgf}$$

2.3.1.3. Perfiles de meza IPN 140



Fig.2.10 Perfil soporte de meza IPN 140

Peso: 14.30 Kgf/m

Longitud de viga: $0.28\text{m} + 0.45\text{m} + 0.28\text{m} = 1.01\text{m} \times 4 = 4.04\text{m}$

$Pt_1 = \text{Peso total}$

$Pt_1 = P \times L \times$

$Pt_1 = 14.30 \text{ Kgf/m} \times 4.04\text{m}$

$Pt_1 = 57.77 \text{ Kgf}$

Para el cálculo del peso total resistente que soportarán las vigas de refuerzo es necesario, además del peso propio adicionar el peso de la caja reductora y el motor, para obtener este dato la investigación se realizó en la propia empresa distribuidora de moto reductores la cual vía E-Mail entregó esta información

Anexo 4.11

$P_{m-r} = 2500\text{Lb} \approx 1140 \text{ Kg.}$

Se realizara la sumatoria total de todos los pesos incluidos los pesos propios de las vigas a calcular para que el dato obtenido sea trasformado por unidades de peso y realizar su comparación.

$$P_{\text{total}} = 225.36_{\text{KGF}} + 271_{\text{kGF}} + 110_{\text{KGF}} + 57.77_{\text{KGF}} + 1140_{\text{KGF}}$$

$$P_{\text{total}} = 1804.13_{\text{KLGf}}$$

Tenemos que:

$$1804.13 \text{ Kgf} \times \frac{1\text{N}}{9.8 \text{ Kg.}} \times \frac{1\text{KN}}{1000\text{N}} = 0.184 \text{ KN}$$

Se realizará la efectividad de las vigas por medio de la comparación de sus esfuerzos tanto el calculado como el experimental, dato obtenido en la **ECUACIÓN 1.8.**

$$[\delta] = \frac{[F]}{[A]} \longrightarrow F = \frac{P}{4}$$

$$F = \frac{0.184\text{KN}}{4} = 0.046\text{KN}$$

$$[\delta] = \frac{0.046\text{KN}}{18.20\text{cm}^2}$$

ECUACIÓN 2.2

$$[\delta] = 2.52 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Una vez obtenido el dato calculado de esfuerzo ECUACIÓN 2.2 se puede comparar con el dato obtenido experimentalmente de la pagina (68).

$\bar{\delta}_t = 11.17 \text{ KN/ cm.}^2$, se puede observar que es mucho menor el esfuerzo calculado con respecto al esfuerzo experimental dato obtenido por ensayos, esto demuestra que la elección de las vigas IPN 140 es la mas adecuada ya que su esfuerzo no es mayor por el peso y su costo es nulo ya que la empresa cuenta con esas vigas. También se puede demostrar la resistencia de las vigas por medio del área utilizando la ECUACIÓN 1.8 y datos de esfuerzo calculado con obtenido.

$$[\delta_t] = \frac{[F]}{[A]}$$

$$[A] = \frac{0.046 \text{ KN}}{11.17 \text{ KN / cm}^2}$$

$$[A] = 4.11^{-03} \text{ cm}^2$$

Con el dato obtenido de área utilizando el peso que soportan las vigas y el dato de tablas Anexo 4.6 el cual nos da un valor de 18.20 cm^2 se puede comparar y verificar que las vigas seleccionadas son suficientes para soportar el peso calculado, además la empresa cuenta con estas vigas y de acuerdo a los cálculos es buena la selección y un costo nulo.

2.3.2. SELECCIONAMIENTO DEL FUSIBLE UTILIZADO EN EL PROYECTO

FUSIBLES DIAZED

En la clasificación de fusibles tipo tapón entre los diazed de origen Alemán, fabricados y muy usados en el país

FUNCIONAMIENTO

Consiste en un balín o cartucho fusible, el cual se introduce en la coronilla roscada que se atornilla en la placa porta fusible. El balín en su parte inferior, hace contacto en los tornillos que esta enroscado en la base de la placa Porta Fusible a un Terminal de la línea; en la parte superior del fusible tipo balín hace contacto con la rosca, a su vez, tiene un contacto con el otro Terminal de la base portafusiles la descripción física del fusible se observa en la **Fig.2.11**

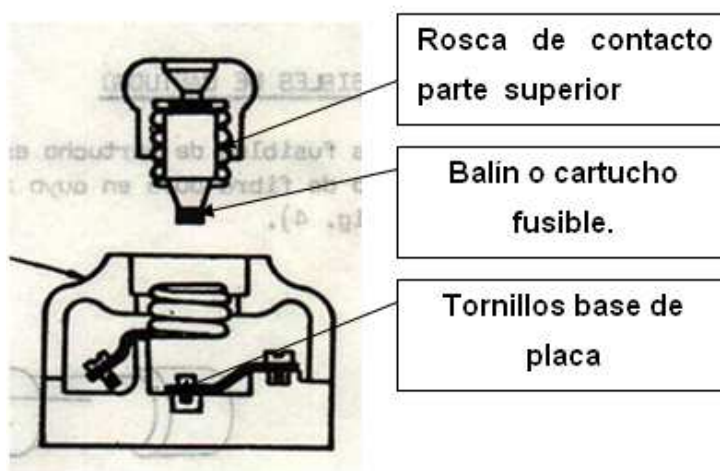


Fig.2.11 Tipo de fusible utilizado en el proyecto

Cada tapón lleva estampado los valores de corriente y tensión para los cuales debe ser usado. Además de coronillas tiene una mica transparente para ver cuando el fusible esta quemado, ya que al quemarse el fusible, del balín se desprende una caperuza roja. Este tipo de fusibles se fabrica para las siguientes intensidades para lo cual una de estas intensidades coincide con la del motor a utilizar esto es de 48AMP $\pm 10\%$:

6-10-15-20-25-35-50-60-80-100-125-160-200 amperes.

2.3.3. SELECCIONAMIENTO DEL CONTACTOR UTILIZADO EN EL PROYECTO

En el caso del motor de 40hp utilizado en el proyecto, el cual se puede observar en la **Fig. 3.7**, el mismo necesita de un sistema de arranque, como es un motor de 40hp, un voltaje de 440V y un amperaje de 48Amp es necesario buscar un contactor con estas especificaciones el cual se envía a comprar de marca A-B (Allen-Brad ley) Con amperajes de contactos=220,240,460 a 575V un voltaje de bobina=460-480v y su respectivo guarda motor este equipo se muestra en la **Fig.2.12**.

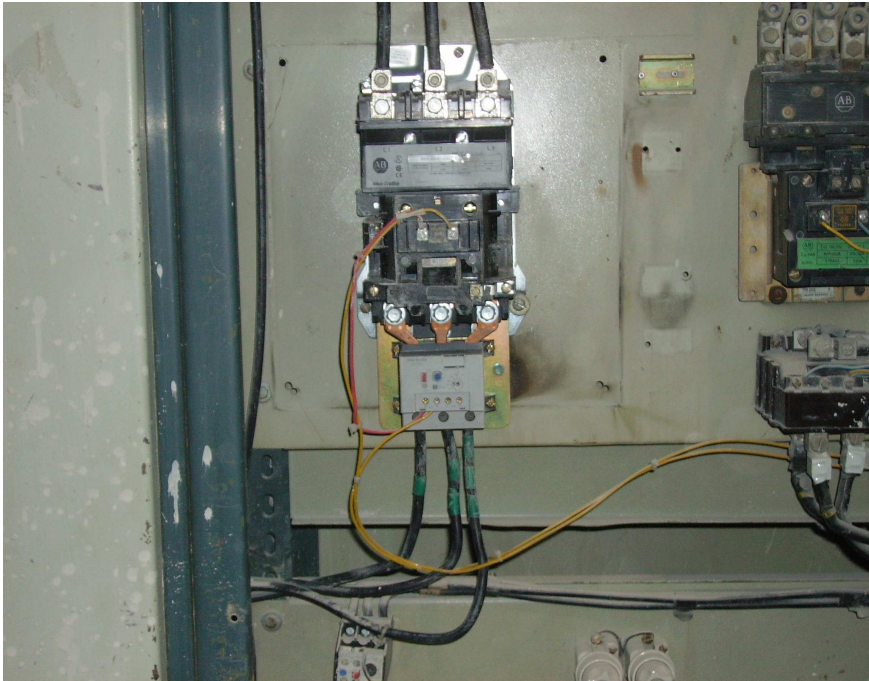


Fig. 2.12 Contactor utilizado en el proyecto.

CAPITULO III

MONTAJE Y FUNSIONAMIENTO DEL SISTEMA SELECCIONAMIENTO DE CAJA -MOTOR HERRAMIENTAS UTILIZADAS PRUEBAS

3.1. HABILITACIÓN DEL SISTEMA AGITACIÓN

El Sistema no cuenta con una caja reductora tampoco un motor, el tanque de agitación se encuentra en pésimas condiciones con herrumbre y oxidación en las paredes; el eje desalineado, las bridas y aletas de agitación desgastadas. La primera dificultad que se encontró fue la falta de reforzamiento del manto interno del tanque de agitación, se cambio las dos principales válvulas de salida **FIG. 3.1-A**, destapando los orificios obstruidos como se muestra en la **FIG. 3.1-B**



FIG # 3.1-A Válvulas de salida



FIG # 3.1-B Orificios de desfogue

Se procede a la extracción del eje de agitación el cual consta de dos bridas que sujetan las aletas de agitación, como muestra la **FIG # 3.2**.

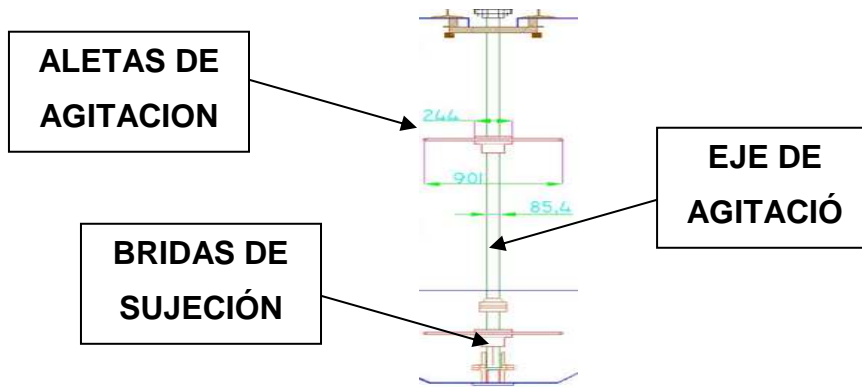


FIG # 3.2 Eje de agitación con sus partes

Estas aletas son reforzadas con acero antidesgaste para proporcionar mayor resistencia al desgaste y lograr mejor mezclado, en la **Figura 3.3**, se observa la construcción de aletas y su reforzamiento.



Figura 3.3 Aletas de Agitación

Otra de las dificultades fue conseguir el tipo de caja reductora que proporcione las RPM de salida necesaria para el movimiento del eje, para esto se realizó un estudio de la potencia en reductores.

3.1.1. SELECCIÓN DE POTENCIA DE LOS REDUCTORES

Para calcular la potencia que debe tener un Reductor a acoplar a una determinada Carga, la potencia requerida por la máquina accionada a través del Reductor se debe multiplicar por el FACTOR DE SERVICIO; el resultado se llama Potencia de Elección. En algunos casos es más importante el PAR que puede

dar un Reductor que la Potencia, por lo que en la Elección se tendrá más en cuenta este PAR.

Para el cálculo del Factor de Servicio se tendrán en cuenta las características específicas de trabajo a realizar, enumeradas en el capítulo anterior.

3.1.2. SELECCIÓN DE LA CAJA REDUCTORA

En vista que las dos alternativas presentadas en el capítulo II muestran características muy parecidas, y que cumplen con casi todos los parámetros eléctricos y mecánicos establecidos para el desarrollo funcional del presente proyecto, se opta por tomar la opción N° 2 **CAJA REDUCTORA LIGHTNIN MIXER Modelo # 85C40CMX.**

Por presentar una diferencia en cuanto al costo que es de \$500 por los materiales a utilizar para su mantenimiento, en cambio es bajo con respecto a la compra de la otra caja reductora que presenta la opción N° 1 ayudando de esta forma a mejorar la rentabilidad del proyecto, y además obtener los mismos resultados que permiten que la producción se mantenga.

3.2. SELECCIÓN DEL TIPO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN

La selección es realizada apoyándose en los parámetros de funcionamiento, a los cuales van a estar sujetos dichos sistemas en condiciones normales de trabajo, así como también el costo de adquisición, el mantenimiento, partiendo desde los siguientes aspectos:

3.2.1. TIPO DE CAJA REDUCTORA

Al ser un sistema de reducción de velocidad por engranajes, el mismo que necesita de una fuerza motriz para su funcionamiento, este es el tipo más adecuado de caja reductora debido a que cumple con las características necesarias, de velocidad de entrada y salida estas características son calculadas por medio de un factor constante de reducción o Drive Ratio que viene especificado en el dato de placas y utilizado para nuestros cálculos, este cálculo está especificado más adelante en la **Ecuación 3.1**.

De acuerdo a pruebas realizadas con el sistema de agitación en vacío, se puede observar que existe un rendimiento del 98% y exige un mantenimiento de la caja reductora más cuidadoso y programado, debido a que es casi hermética.

La razón, por la cual se seleccionó este tipo de caja reductora fue por que la empresa EDESA. S.A. contaba con este tipo de caja reductora como se puede observar en la **Fig. 3.4** y se procedió a dar mantenimiento y adaptarla sobre el tanque de agitación.

3.2.2. MANTENIMIENTO DE REDUCTORES

Los engranajes, casquillos y rodamientos de la caja reductora están lubricados habitualmente por inmersión en aceite o impregnados en la grasa lubricante alojada en la carcasa principal de los rodamientos, como se muestra en la **Figura 3.4**. Por lo tanto, el Mantenimiento pasa por revisar el nivel de aceite antes de la puesta en marcha. La carcasa tendrá visibles los tapones de llenado, nivel y drenaje del lubricante, que deben estar bien sellados.

También debe respetarse el tipo de lubricante recomendado por el fabricante, que suele ser el más adecuado a su velocidad, potencia y materiales constructivos.

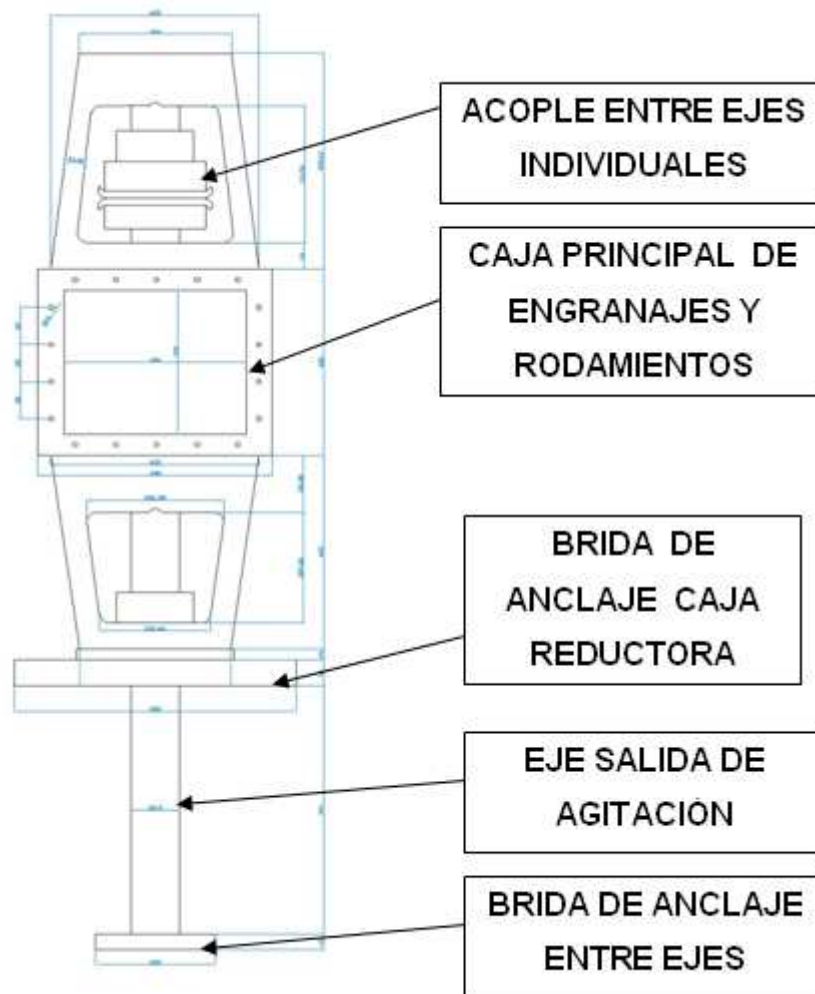


Figura 3.4 Caja Reductora Utilizada en el Proyecto

Según el tipo del reductor, se suele recomendar una puesta en marcha progresiva, en cuanto a la carga de trabajo, con unas 50 horas hasta llegar al 100%. Asimismo, es muy recomendable el sustituir el aceite la primera vez tras 200 horas de trabajo, pudiendo incluso el decidir en ese momento un "lavado" del Reductor. A partir de ese momento, los cambios del lubricante deberán hacerse siempre de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, siendo plazos habituales cambios cada 2.000 horas de trabajo.

En caso de disponer de Reductores de repuesto, estos deben permanecer completamente llenos del lubricante recomendado, para prevenir la oxidación de

los elementos internos, así como protegidos los acoplamientos. Es importante "marcar" en el mismo Reductor la necesidad de vaciar el lubricante sobrante, antes de ser puesto en servicio, en el caso de la caja reductora seleccionada se encuentra su nivel de aceite bajo, esto no permite que los mecanismos internos se dañen, fue necesario un mantenimiento completo substituyendo rodamientos, seguros, graceros, retenedores y bocines dañados, una vez cambiados estos elementos se arma la caja reductora y previo al análisis realizado del tipo de aceite a utilizar, se coloca a nivel el aceite adecuado para luego realizar las pruebas necesarias de velocidad, tanto de entrada como de salida.

Las especificaciones aquí nombradas son solo recomendaciones GENERALES, y que siempre que sea posible y conocidas, deben atenderse las recomendaciones específicas del Fabricante para el modelo en cuestión, sin dejar de lado un mantenimiento preventivo cada mes.

3.2.2.1. MONTAJE DE REDUCTOR

Para el montaje se utiliza un teckle mecánico de 5tons como se puede observar en la **Fig. 3.5** debido a que el peso de la caja reductora es de 1136.36Kg. Se estableció un espacio para empotramiento de la caja reductora la mesa sobre la cual descansa la caja reductora consta de una viga empernada desmontable como filo de mesa, que permite el paso del eje con su base una vez colocada la mesa acoplan las bridas tanto de la caja con la del eje por medio de pernos con recubrimiento de caucho esto permite que no exista rose entre perno y brida lo que evita el desgaste y absorbe la vibración.

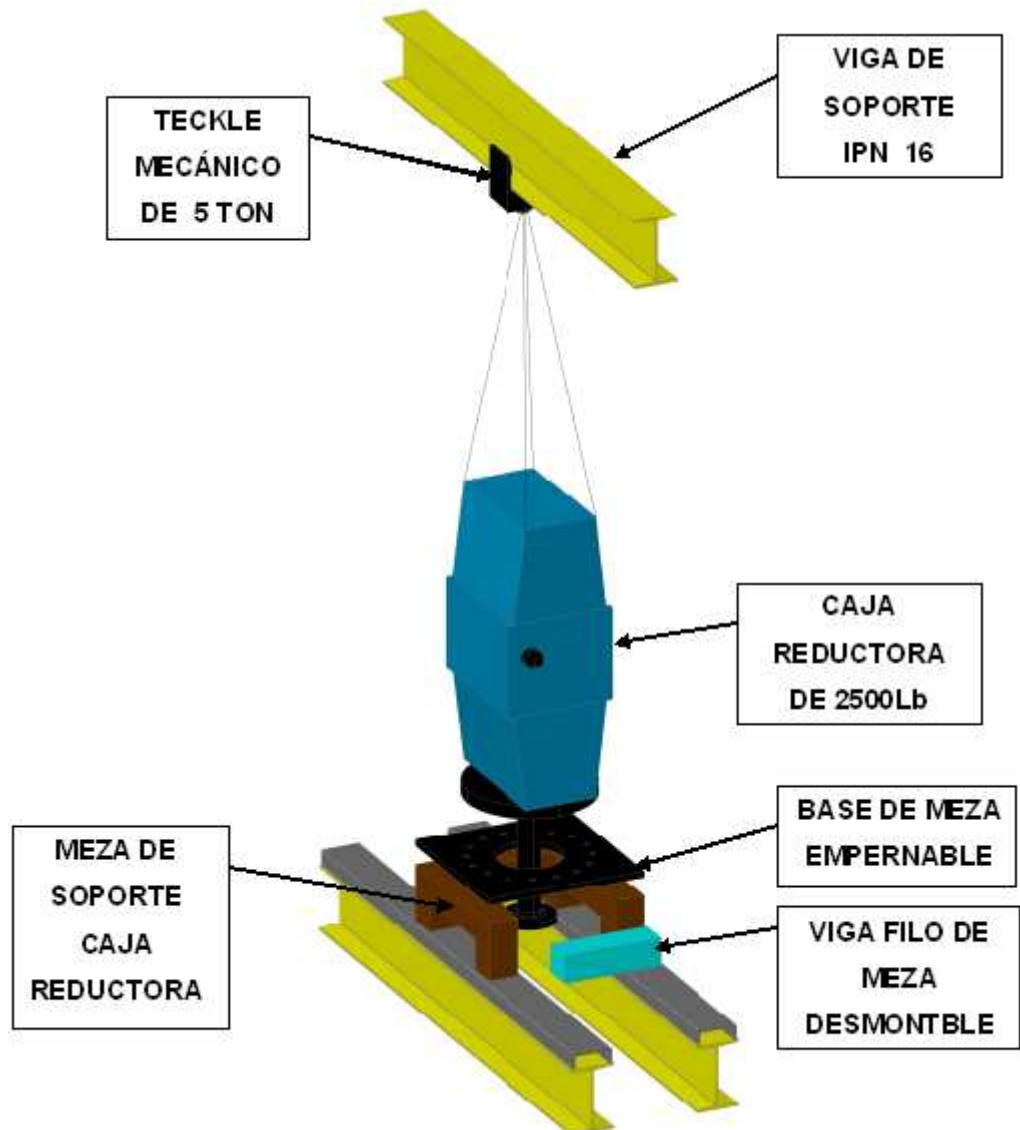


Figura 3.5 Descripción del montaje caja reductora

3.3. SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR

El motor es un elemento indispensable para el funcionamiento del sistema de agitación, ya que permite el movimiento de los engranajes en la caja de reducción, este proporciona una velocidad a la entrada de la caja en RPM.

Para seleccionar el motor, es necesario tomar en cuenta la revolución de salida de la caja y la de entrada o del motor, para esto se pide información del dato de placas de la caja reductora los cuales se presentan en las siguientes tablas:

DATOS DE PLACAS DE LA CAJA REDUCTORA

Tabla 3.1 Valores característicos de la caja reductora

LUBRICATION	SAE Nº TYPE OIL VISCOSITY AT 100°F SSU	
AMBIENTE TEMP	10 W 30	MOTOR 40HP
-15° TO + 30° F	30	MINERAL 417-510
+15° TO + 60° F	40	MINERAL 626-765
+50° TO + 125° F		
OIL CAPACITY 32 QTS		

MODEL 85C40CMX
SERIAL Nº 8626881001
DRIVE RATIO 11.7
OUT PUT RPM 155
MOTOR HORSE POWER 40

Como se puede observar en la **tabla 3.1** es necesaria la utilización de un motor de 40hp, para esto es necesario otro dato que nos permita determinar en forma correcta el motor adecuado, este dato se encuentra en la placa técnica la caja reductora tomando en cuenta la velocidad de salida de la caja (OUT PUT RPM 155) y el factor multiplicativo obtenido por la característica de la caja (DRIVE

RATIO 11.7) que al multiplicar estos dos datos encontramos la velocidad de entrada a la caja y por consiguiente la velocidad de salida del motor esto es:

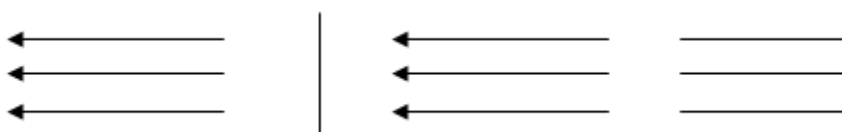
$$155 \text{ rpm} * 11.7 = 1813.5 \text{ rpm} \quad \text{ECUACIÓN 3.1}$$

Con estos dos datos se puede obtener un buen seleccionamiento del motor, el cual no fue necesaria su compra debido a que la empresa cuenta con un motor en buen estado, se procede al mantenimiento como: cambio de rodamientos barnizado de bobinas esto, previo a las pruebas de funcionamiento eléctricas y mecánicas, se tubo una dificultad el momento de querer realizar pruebas debido a que el eje del motor no se encontraba a nivel con el eje de la caja reductora para lo cual se coloca aumentos en la base del motor lo que permite nivelar los ejes como se muestra mas adelante, el motor consta del siguiente dato de placas:

DATOS DE PLACA DEL MOTOR:

Tabla 3.2 Valores característicos del motor seleccionado

MARATON ELECTRIC							
MODEL	ZE324TTEC8026BAS			FRAME	324 T		
HE	TPC	PH 3	IN CLASS B		MAX AMB 40°C		
ENC		TEFC		H443			
HP	40	VOLTS	230/460	HP	30	VOLTS	190/388
HZ 60	SF 1.15		RPM 1760	HZ 50		SF 1.15	
AMP 96/48		CODE F		AMB 86/43		RPM 1450	
CORR AMP N/A		KVAR N/A		SHAFT END BRG 3.18			
NEMA NOM. EFF 91.0				NOM. P. F. 860			



3.3.1. TIPO DE MOTOR

El motor seleccionado debe cumplir con los requerimientos tanto mecánicos como eléctricos estos deben ser Potencia, Voltaje, Amperaje, Rodamientos adecuados, tipo de grasa, eje de motor adecuado, etc. estos datos se pueden observar en la **tabla 3.2**. Se puede destacar que el motor no cuenta con un sistema de arranque complejo ya que es arranque directo la razón por la cual se seleccionó este tipo de arranque es debido a la caja reductora. Esta caja reductora cuenta con un grupo de engranajes los cuales deben ser sacados de inercia en el momento que arranca el motor estos, actúan como un embrague hidráulico que frena y no permite que tome altos valores de corriente no perjudicando al resto de equipos, otro de los requerimientos del sistema de agitación es que no necesita de inversión del sentido de giro ya que tiene un giro horario necesario para agitar y desmenuzar los componentes a mezclar.

- **Montaje**, Para poder realizar el montaje del motor en la caja y esta sobre el tanque es necesario la utilización de tecles mecánicos de hasta 5 Ton. que permitan el levantamiento tanto de la caja como del motor, se asegura mediante pernos de sujeción, todo esto después de tomar la selección adecuada.
- **Seguridad de Operación**, El sistema debe brindar el más alto índice de seguridad para el operador, siguiendo una regla básica la “SEGURIDAD está por encima de la CALIDAD y la calidad antes que la PRODUCCIÓN”.
- **Costo**, Al ser un costo directo, su monto no debe ser muy elevado puesto que ello aumentará al valor final de la máquina notablemente.

3.4. ALINEACIÓN DE EJES:

Una alineación perfecta significa que los dos ejes a acoplar quedan sobre una misma línea recta y mantienen una separación constante.

La desalineación, o desvío de la condición anterior; puede darse en las siguientes formas:

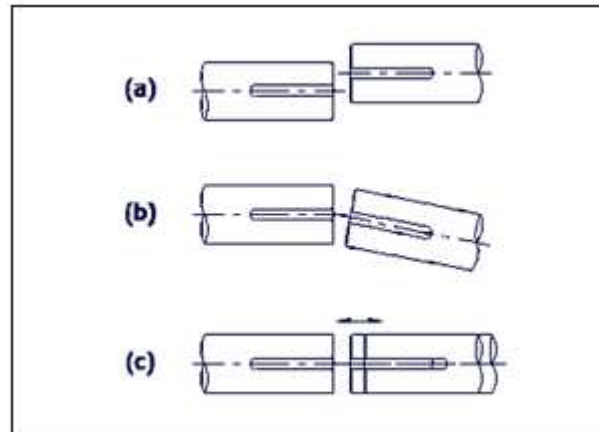


Fig. 3.6 Tipos de alineación

- A) Desalineación paralela
- B) Desalineación angular
- C) Desalineación axial (los ejes se desplazan lateralmente sobre la misma línea) mostrada en la **Fig. 3.6**.

El impacto que cada una de estas formas de desalineación tiene en el comportamiento dinámico y en la vida útil es particular para cada tipo de acoplamiento. Al mismo tiempo, dependiendo del tipo, un acoplamiento entre ejes desalineados puede imponer cargas en los soportes. Por ejemplo, si se utiliza un acoplamiento rígido, cualquier desalineación impondrá cargas elevadas en las chumaceras de soporte, disminuyendo la vida útil de los cojinetes o rodamientos.

En la **Fig. 3.7** se puede apreciar el tipo de acople flexible que se utilizó en el proyecto también se tubo que modificar la meza de soporte para el motor con nuevas medidas como se muestra en el **Anexo 4.1**

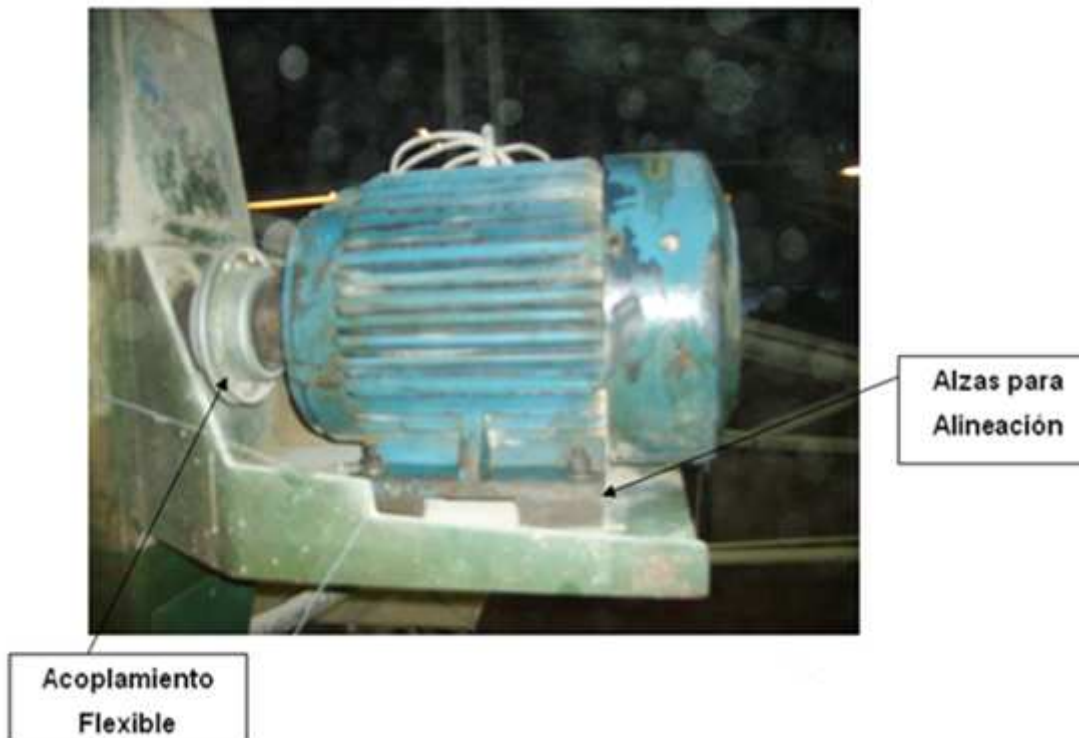


Fig. 3.7 Alineación Motor – Caja Reductora

Para el montaje del motor se colocan aumentos de 32mm de alto en la base del mismo, ya que el centro del eje en la caja reductora con respecto a la plancha de sujeción tiene una altura de 237mm por lo que no coincide con el eje del motor el cual tiene una altura de centro del eje a la base de 205mm, estos aumentos se sujetan con la base del motor y la caja con pernos.

3.4.1. FUNCIONAMIENTO DEL CIRCUITO DE CONTROL (BLONGERS)

El sistema completo esta constituido por: una cinta horizontal labrada, una cinta inclinada y una tolva de vibración como se muestra en la **Fig.3.8.** , este sistema permite el traslado del material al tanque de agitación, la cinta horizontal es movida por una motor de 1.5 hp, 440v, 2.5 A

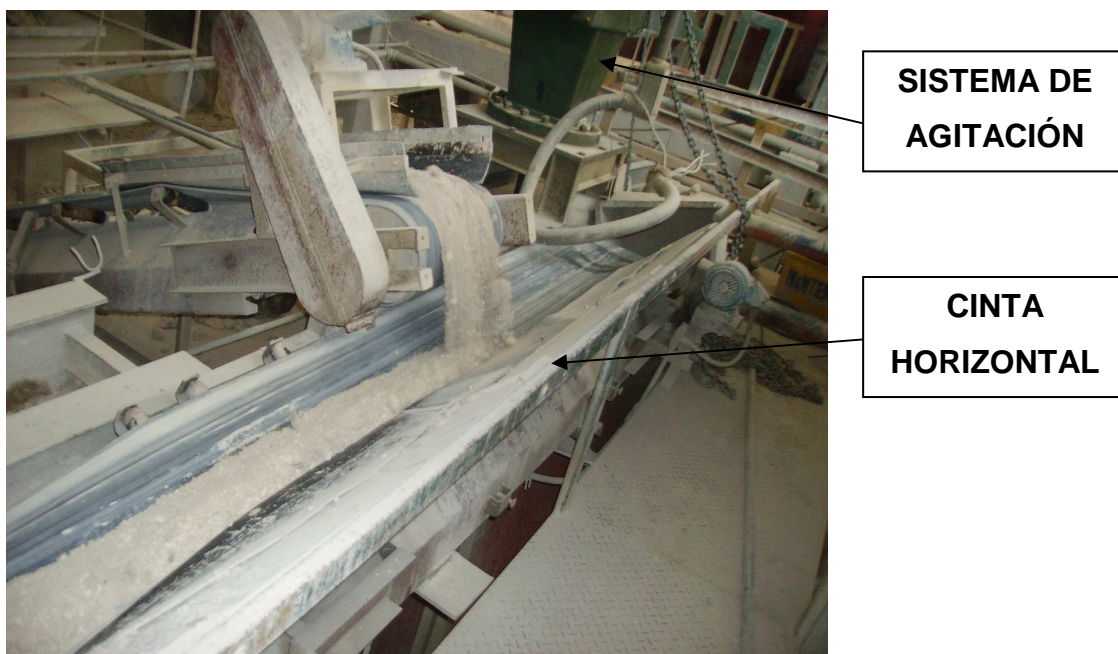


FIG.3.8 Sistema completo

Tenemos una cinta inclinada de las mismas características la que es movida por un motor de 3 hp, 440v, 4.5 A. Esta cinta recibe el material de la tolva de vibración como se observa en la **Fig. 3.9** y deposita el material en la cinta horizontal para luego ser colocada en el tanque de agitación

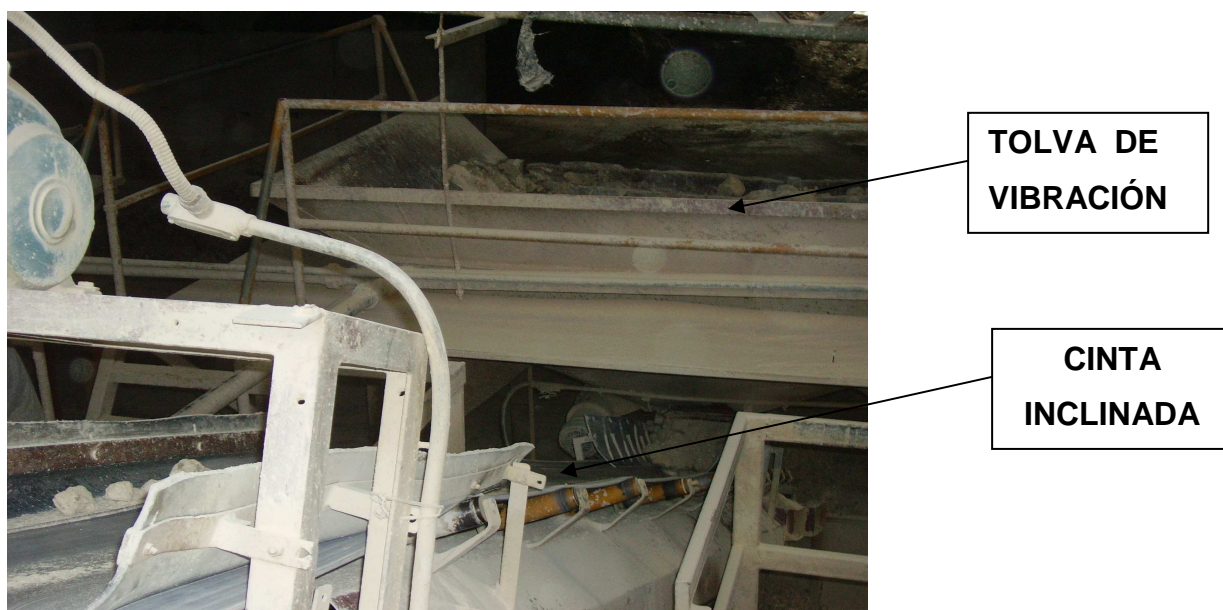


FIG 3.9Cinta vertical labrada

Tolva de vibración es una meza cónica en la cual se deposita material por medio de pailovers, esta meza consta de un motor que produce la vibración y una rejilla que permite que el material caiga sobre la cinta vertical esta meza recibe una cantidad medida del material como se puede observar en la **Fig. 3.10**.



FIG 3.10 Tolva de Vibración

El sistema de funcionamiento consiste en; primero poner en movimiento la cinta horizontal, luego la cinta vertical y finalmente la tolva que permite que el producto sea transportado hacia los tanques de agitación cabe resaltar que el funcionamiento del agitador es independiente del condicionamiento de las cintas y tolva.

El control de encendido se lo realiza desde 2 tableros separados como se muestra en la **Fig.3.11**, la condición entre tableros es que no se puede encender ni apagar los dos al mismo tiempo bastaría encender desde 1 para deshabilitar el otro.

**TABLERO DE
ENCENDIDO**



FIG 3.11 Tablero de control cintas blonger

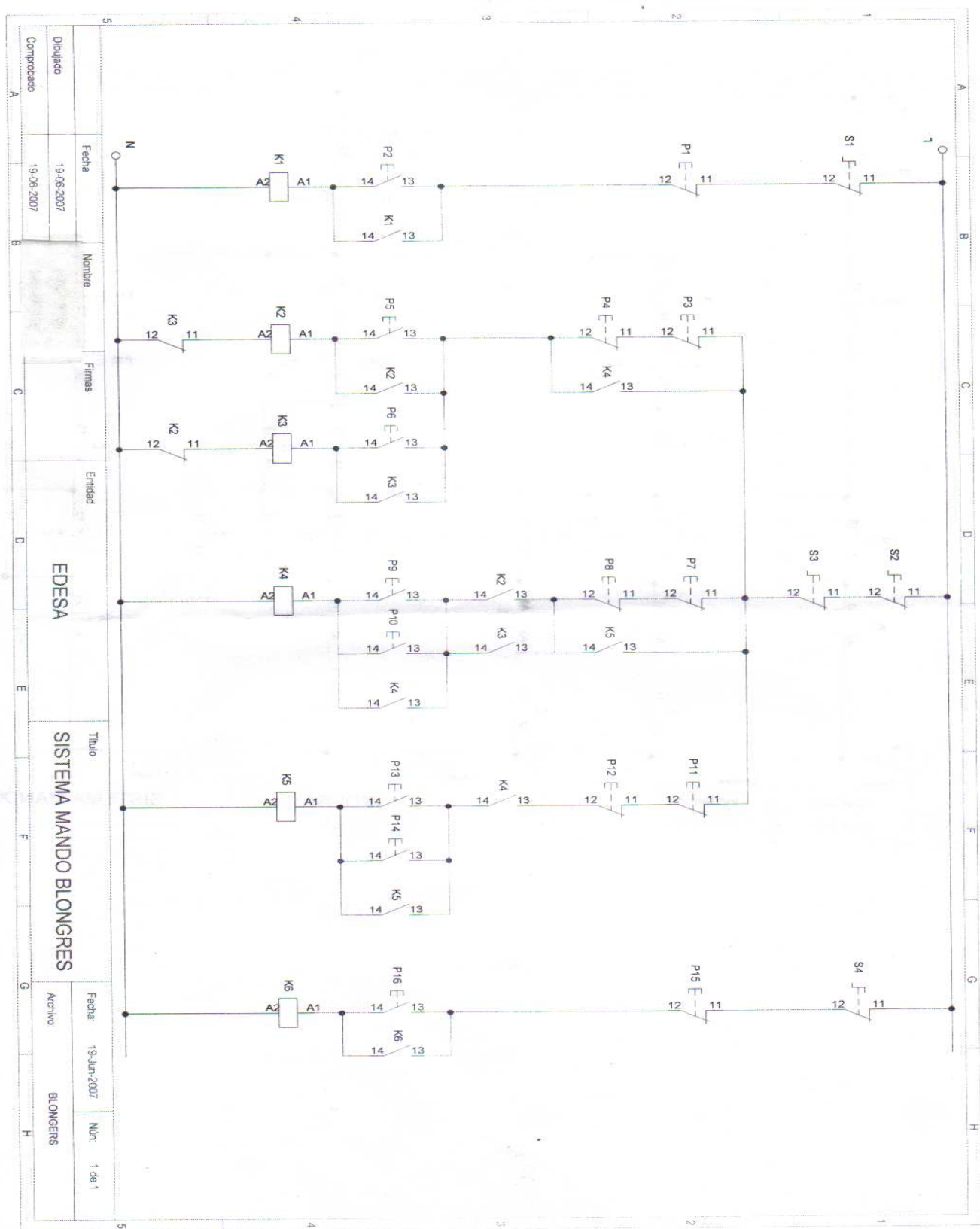
3.4.2. DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL

En primer lugar se tiene un paro de emergencia para cada tablero de control comenzamos por el sistema de agitación (1) (BLONGER 1) Encendemos por P5. Que permite el paso de energía a (K2) que controla el motor de la cinta horizontal a un sentido este queda enclavado por la memoria auxiliar k2 del contactor este contactor cierra un (NO) normalmente abierto k2” en la línea de la cinta vertical la cual permite que al activar P9 se energice K4 este contactor permite el

encendido del motor de la cinta vertical y su respectiva memoria además de un condicionamiento k4” en la línea de la cinta horizontal y un (NO) en la línea de la tolva esto nos permite que al pulsar P13 se encienda la tolva y permita así la caída del material.

El proceso de apagado deberá ser en secuencia de retroceso ya que el condicionamiento obliga a seguir esta secuencia, el encendido de los tanques es independiente de la secuencia como se muestra en la **Fig.3.12**

FIG 3.12 CIRCUITO DE CONTROL FUNCIONAMIENTO BLONGER (AGITACIÓN)



- **Fuente de Energía,** La fuente de energía que es necesaria para el funcionamiento de este proyecto viene de un tablero designado el cual contiene 440V para el circuito de fuerza y 110 para el circuito de control el mismo que es accionado por un PLC LOGO serie 230RC como se puede observar en la **Fig. 3.13**

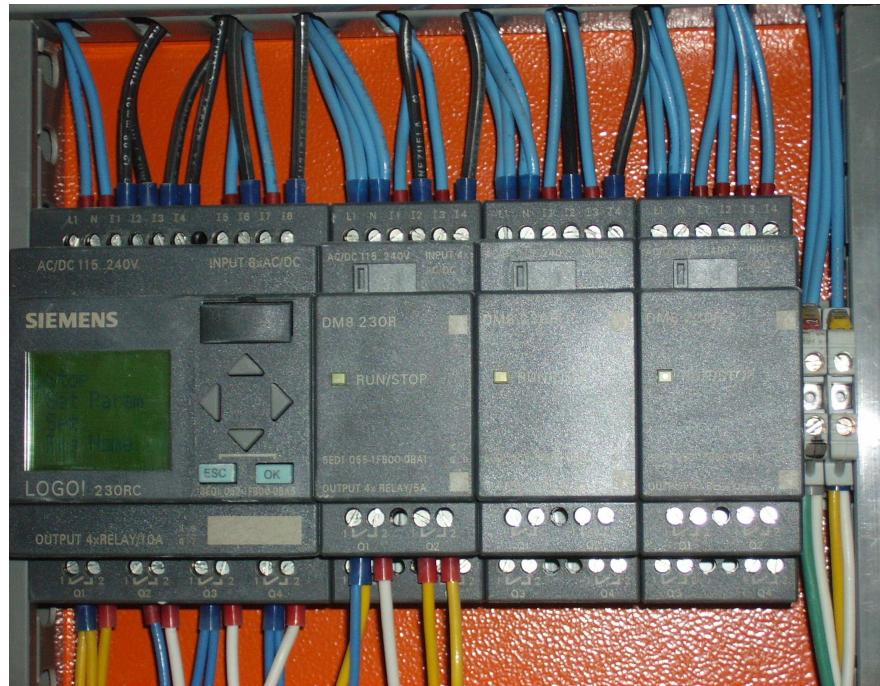
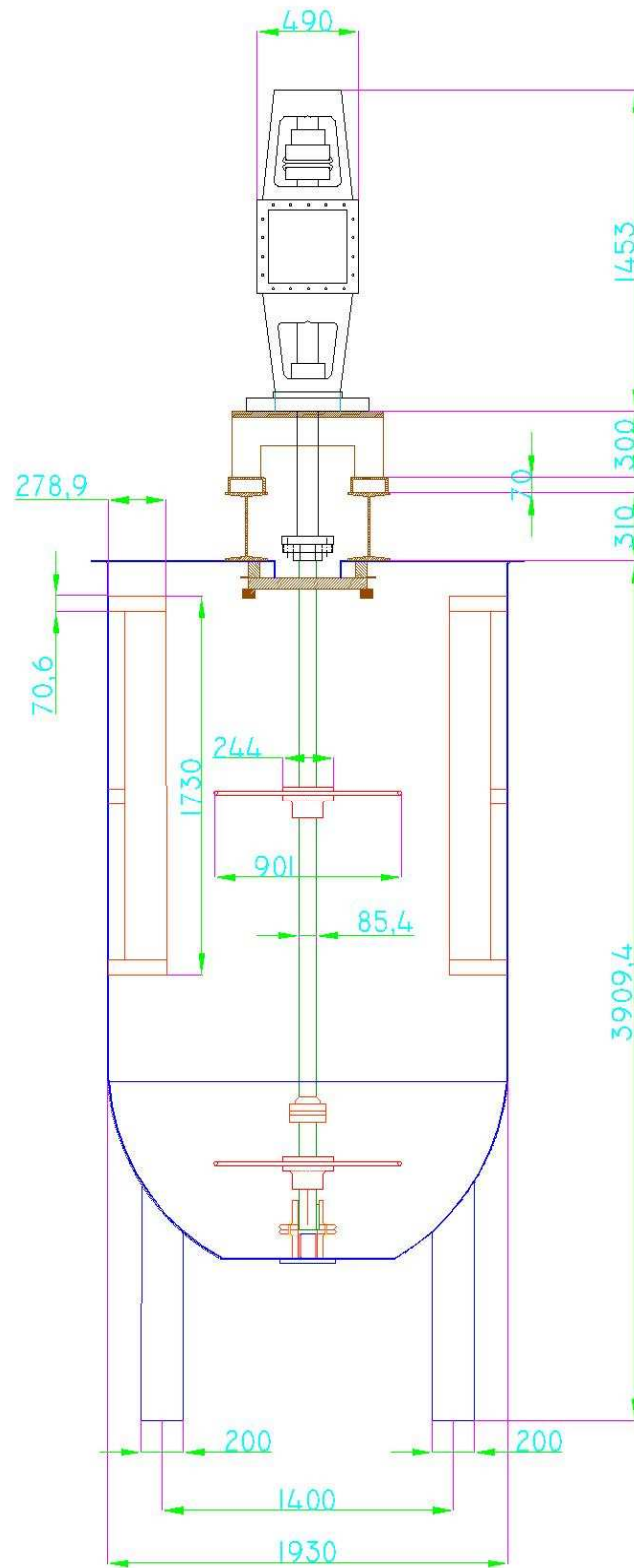


Figura 3.13 PLC utilizado en el proyecto LOGO 230RC

Instalación, El sistema irá colocado externamente tanto la caja de reducción como el eje de mezcla deberán ir en una posición vertical con un sentido de giro horario.

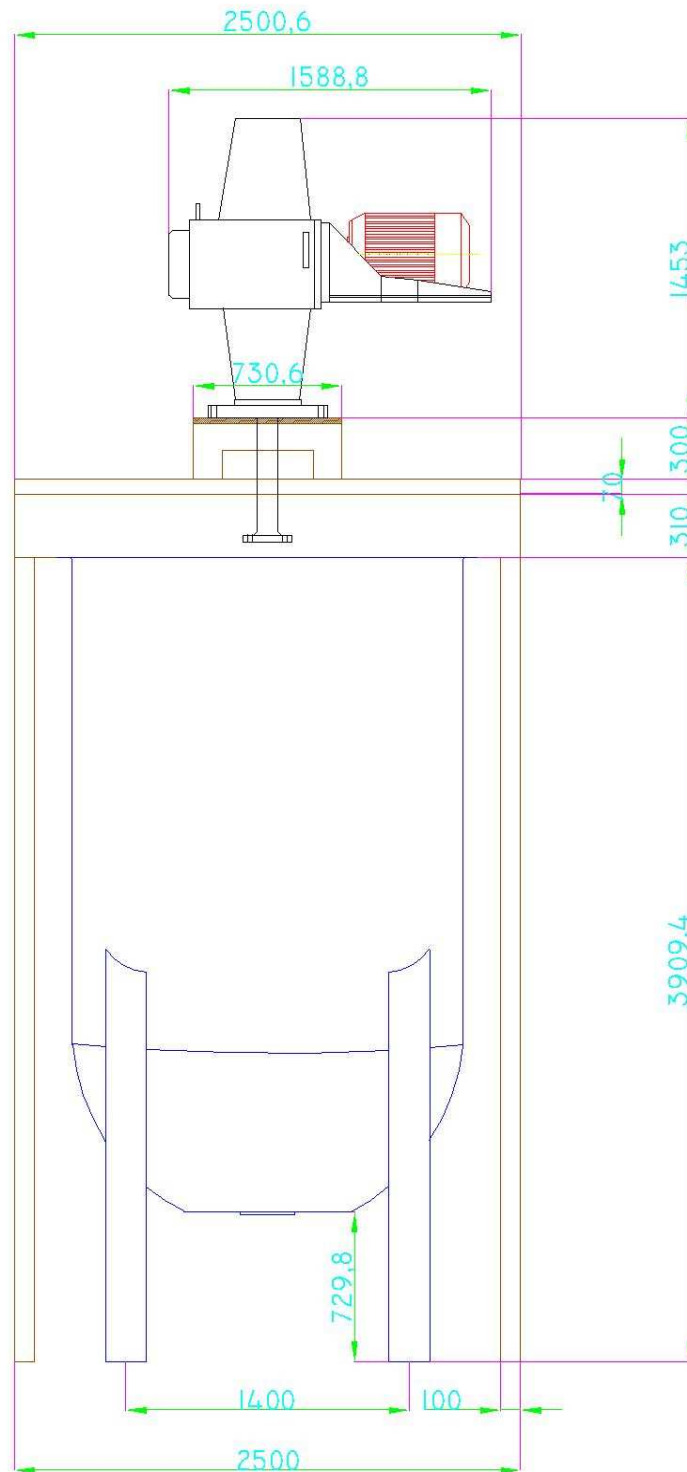
3.5. ESQUEMA INTERNO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN

La Fig 3.14 muestra el esquema interno de BLONGER (Sistema de Agitación).



3.6. ESQUEMA EXTERNO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN

La Fig 3.15 muestra el esquema Externo de BLONGER (Sistema de Agitación) en el cual se muestra diagrama de Motor- Tanque.



CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

- Para el desarrollo del presente proyecto, fue necesario llevar a cabo una investigación de los tipos de agitadores más utilizados en las empresas de cerámica, así como también las clases de elementos utilizados en la mezcla o disolución, lo cual nos da una idea importante de los desgastes que producen los elementos químicos de mezcla en los elementos mecánicos del agitador.
- El conocimiento técnico del sistema de agitación, sus partes como son: caja reductora, acoples, tipo de aceite, motor utilizado, etc. las características constructivas con que cuenta, advierten que la vida útil del agitador dependerá mucho de la forma y las condiciones en que se realice el ensamble.
- Realizar la adaptación de la caja reductora tras un previo cálculo para el reforzamiento de los soportes los mismos que permiten al peso distribuirse en los 8 puntos de soporte, con su respectivo empotramiento en el piso.
- La construcción de elementos mecánicos como vigas desmontables empernadas, vigas fijas soldadas y niveladas, que permiten el fácil montaje y desmontaje de los elementos mecánicos, así como también la construcción y selección de elementos para la transmisión de movimientos los mismos son de uso renovable.
- Los conocimientos técnicos dentro del mantenimiento y habilitación de la caja reductora, así como el empleo de las herramientas adecuadas, garantizan la correcta realización del trabajo y la calidad en su funcionamiento.
- El aseguramiento mecánico y eléctrico que constituyen el sistema para brindar seguridad e integridad a sus operadores.

- El sistema que proporciona una velocidad de agitación de 155 RPM de salida, es habilitado en base al modelo de agitación antes utilizado y presenta una gran versatilidad puesto que puede ser utilizado para mezcla, disolución y agitación.

- El sistema está conformado por elementos de fácil construcción en base a planos obtenidos y los materiales son de gran disponibilidad en el mercado local, esto permitirá a futuro el fácil cambio de los repuestos que presentan desgastes mejorando cada vez su diseño.

- Los materiales empleados fueron seleccionados en base a las buenas propiedades mecánicas establecidas en catálogos y que cumplían con las exigencias del diseño, a fin de obtener una máquina de buen rendimiento.

- La combinación de los conocimientos teóricos – prácticos adquiridos en el transcurso de la carrera de tecnología en ELECTROMECHANICA, nos facultan llevar a cabo la reconstrucción mecánica del sistema de agitación lo que proporciona una gran eficiencia en su utilización.

4.2. RECOMENDACIONES

- Encender el sistema de agitación de acuerdo a lo especificado en el diagrama de control en secuencia con los motores de las bandas transportadoras del material a mezclar.

- Se debe utilizar un tekle mecánico de 2.5 toneladas para el levantamiento de la caja reductora y el motor que es con lo que cuenta la empresa, este levantamiento se lo debe realizar cada 6 meses para su mantenimiento y cambio de repuestos.

- Cada mes se debe realizar un buen mantenimiento preventivo para realizar un cambio de bocines en los ejes purga y colocación de un nuevo aceite debido a su desgaste.

- Se debe sustituir el aceite la primera vez tras 200 horas de trabajo, pudiendo incluso el decidir en ese momento un "lavado" del Reductor.

- Se recomienda una limpieza inmediata del equipo después de su uso debido a que los materiales mezclados producen desgaste en las paredes del tanque.

- El material a mezclar no debe ser demasiado grueso ya que esto puede producir rayones en la pared del tanque la cual viene cubierta con una camisa antioxidable, también se puede producir desgaste en las aletas de agitación las cuales deben ser reforzadas cada 6 meses.

- No se debe permitir el almacenamiento de la mezcla por mucho tiempo dentro del tanque, debido a que se puede sedimentar y trabar las aletas de agitación, esto puede ocurrir en casos de corte de energía

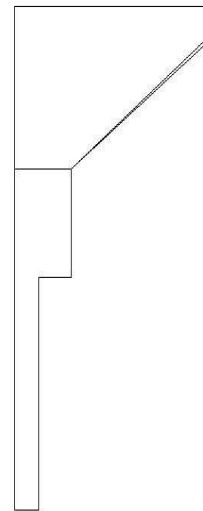
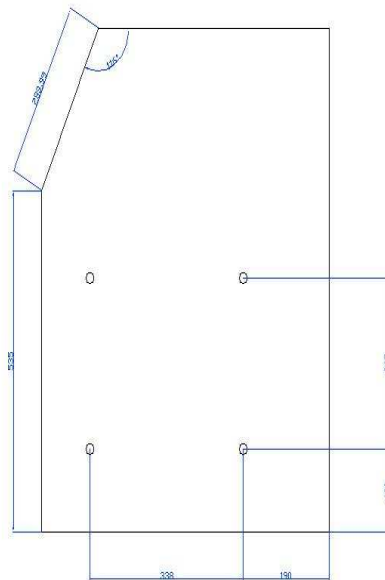
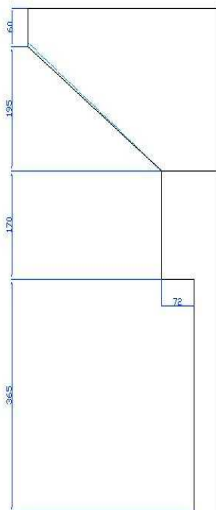
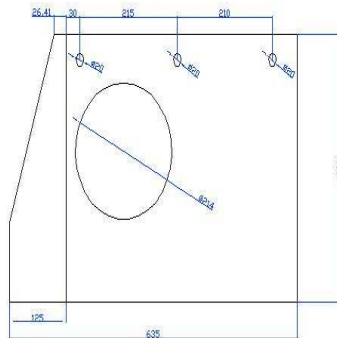
BIBLIOGRAFIA

- <http://www.monografias.com/es>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Electromec%3%Aancia>
- Motores Eléctricos y Automatismos José Roldán Viloría
- <http://personal.redestb.es/jorgec-d/contactor.html>
- <http://electrónica.urg.es/~amroldan/modulos/enlaces/disopotencia/reles.htm>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/fusible>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/mecanismo>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/engranaje>
- <http://lorenzoasuservicio.50megs.com/facu/modulo1/modulo1/.htm#bolita>
- Manual Para la Construcción de una prensa hidráulica EPN.
- ESPINOSA, D. ;Resistencia de Materiales mecánicos; EPN-ESFOT; Quito;2004
- Apuntes _ de _estructuras _metálicas (ITOP).Zip.
- VILORIA, JOSE R.; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Thomson; España.
- VILORIA, JOSE R.; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Thomson; España.

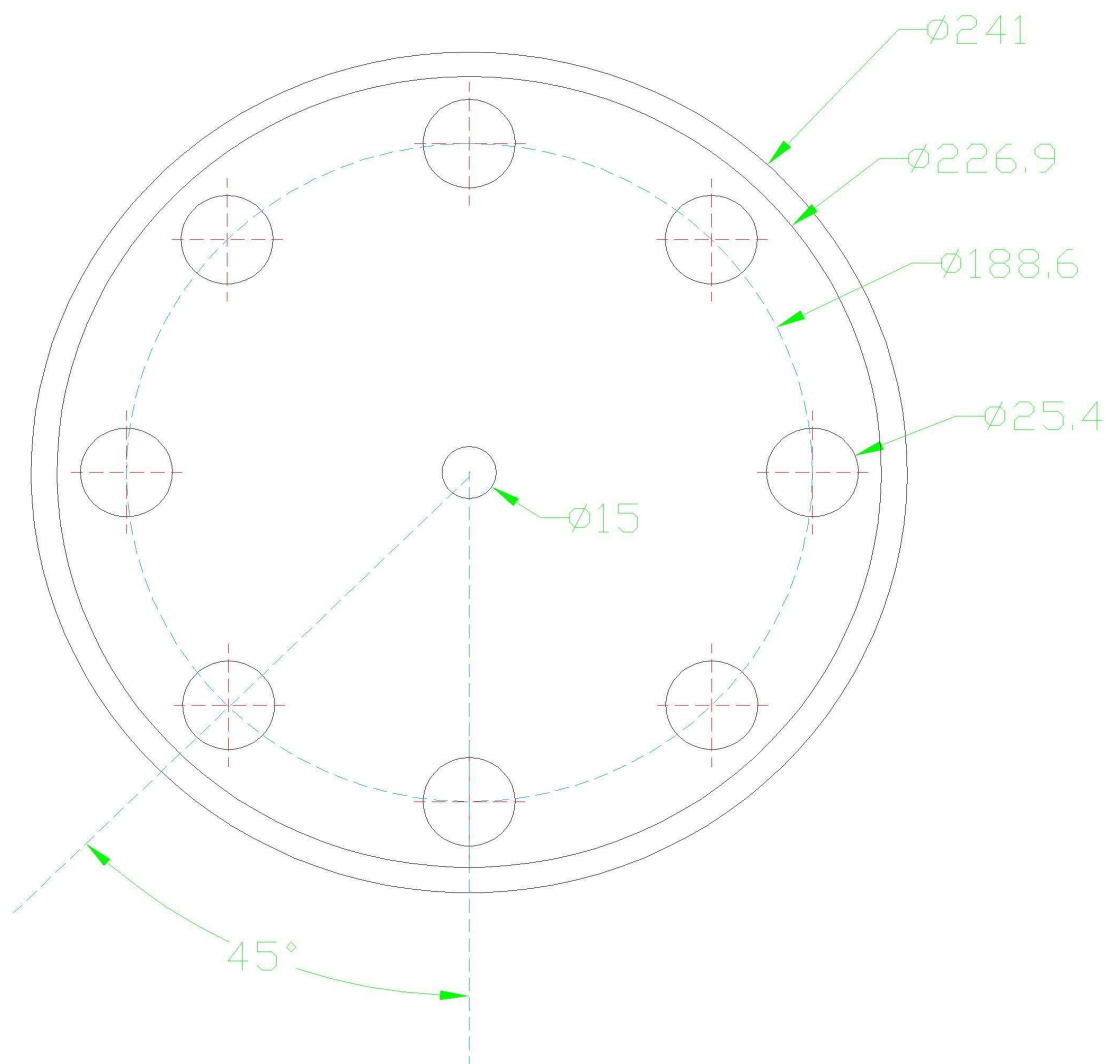
- E. P. N. (PPM). Construcción prensa hidráulica manual para montaje y desmontaje de rodamientos
- F:\Transmisiones y acoplamientos - Monografias_com.mht
- <http://www.solomantenimiento.com/articulos/m-reductores-motorreductores.htm>
- F:\Transmisiones y acoplamientos - Monografias_com.mht
- www.mobildsc.imsat.net. Ec

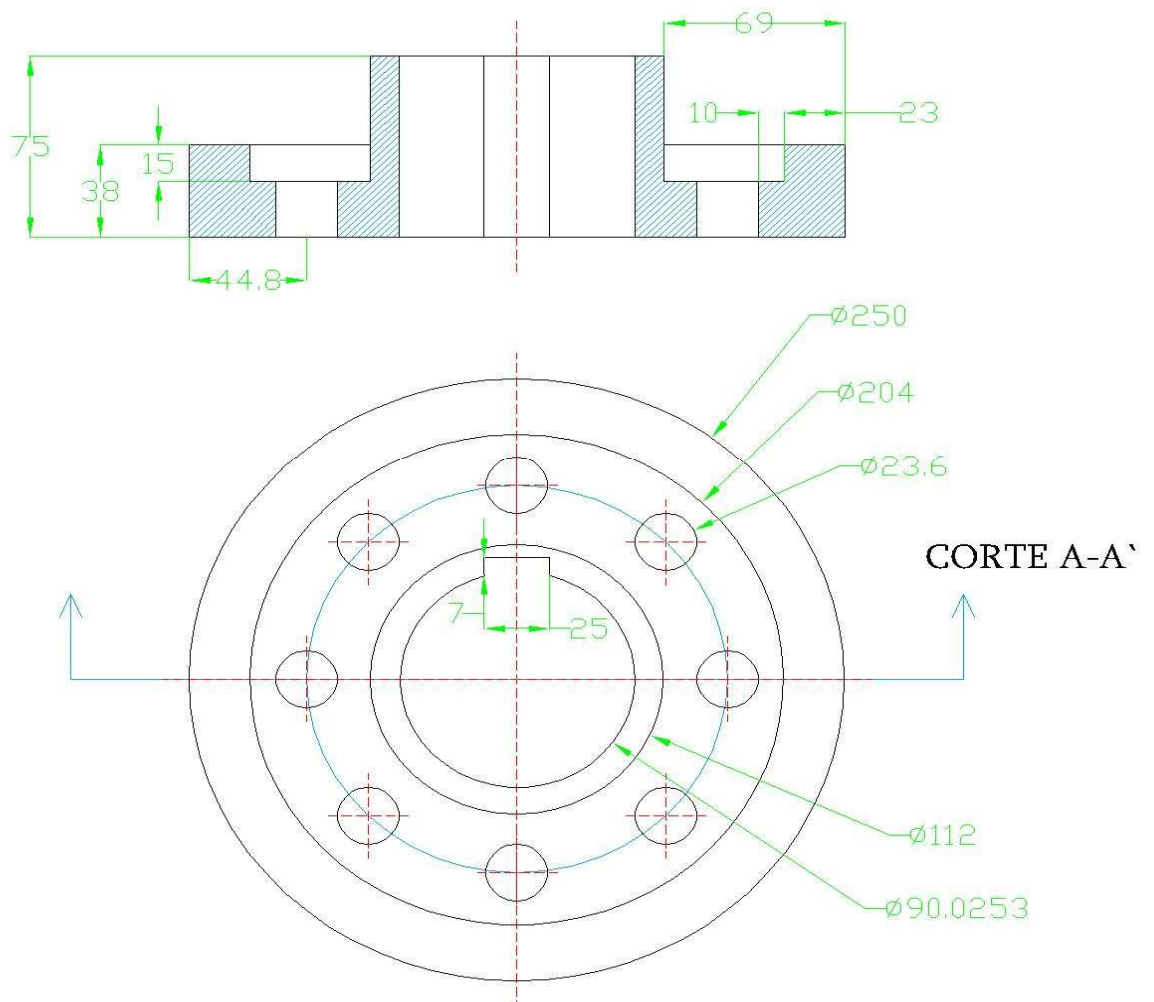
ANEXOS

ANEXO 4.1 Base Modificada Alineación Motor – Caja reductora



PLACA

ANEXO 4.2 Medidas de brida Caja reductora**BRIDA DEL EJE**

ANEXO 4.3 Medidas de brida Antigua eje Principal**BRIDA ANTIGUA**

ANEXO 4.4 Lubricantes para engranajes Abiertos y Cerrados

PRODUCTOS INDUSTRIALES

LUBRICANTES PARA ENGRANAJES - Encerrados

Los **Mobilgear Serie 600** son aceites premium recomendados para la lubricación de engranajes industriales cerrados en servicio pesado. Están formulados para proveer protección contra la herrumbre, la corrosión y resistencia a la formación de espuma. Sus aditivos de extrema presión del tipo azufre-fósforo garantizan características antidesgaste y de reducción de fricción que ayudan a minimizar el incremento de temperatura en engranajes altamente cargados. Satisfacen las especificaciones y requerimientos actuales de American Gear Manufacturers Association (AGMA).

Producto	Gravedad API	Punto de Fluidez°C	Punto de Inflamación°C	Viscosidad		Grado ISO VG	No AGMA	IV
				cSt a 40°C	cSt a 100°C			
Mobilgear 626	29.0	-24	224	64.5	8.0	68	2 EP	95
Mobilgear 627	28.0	-24	225	95.0	11.0	100	3 EP	95
Mobilgear 629	27.4	-24	228	143.0	13.8	150	4 EP	92
Mobilgear 630	26.2	-18	230	209.0	18.7	220	5 EP	90
Mobilgear 632	25.7	-18	240	304.0	22.3	320	6 EP	90
Mobilgear 634	24.6	-6	240	437.0	26.0	460	7 EP	90
Mobilgear 636	23.0	-6	242	646.0	34.0	680	8 EP	85

LUBRICANTES PARA ENGRANAJES - Abiertos

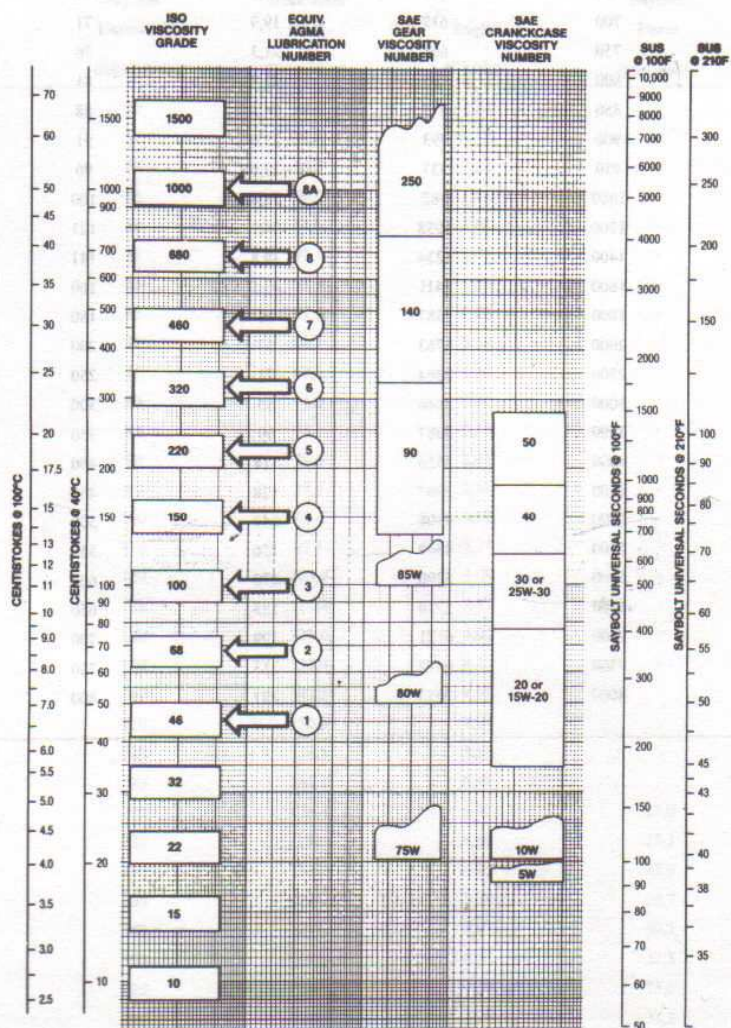
Mobiltac Serie de una letra son lubricantes prediluidos del tipo asfáltico para los engranes abiertos que se utilizan en molinos y hornos rotatorios; de la industria de cemento, caucho, azúcar y minería. Están formulados para proveer una película lubricante gruesa, adhesiva y con características de extrema presión. Son formulados con aditivos adhesivos de extrema presión y alta resistencia de película junto con un balance adecuado de básicos de tipo asfáltico. Se aplica mediante diversos métodos, tal como, goteo, alimentación forzada, brocha, espátula o neblina. Cuando se evapora el solvente deja una película resistente firmemente adherida a las superficies metálicas.

Producto	Gravedad API	Punto de Picadura °C	Temp. máxima Uso °C	Viscosidad		Color
				cSt a 38°C	cSt a 99°C	
Mobiltac D	1.092	-18	200	1510	1940	Negro
Mobiltac E	1.077	-18	200	8630	1553	Negro

ANEXO 4.5 Tabla de comparación Viscosidad SAE Agma e ISO

NOTAS Y TABLAS

COMPARACIÓN ENTRE GRADOS DE VISCOSIDAD SAE, AGMA E ISO



VISCOSITIES AT VARIOUS TEMPERATURES ASSUME 95 VI OILS

Note: Viscosities at various temperatures are related horizontally.
 SAE gear and crankcase specifications are at 100°C only.
 Multigrade oil viscosities are not representative at other temperatures.

ANEXO 4.6 Viscosidad ISO aceite 4EP

NOTAS Y TABLAS

ANSI-AGMA LUBRICANTES INDUSTRIALES DE ENGRANAJES -AGMA LUBRICANTES INDUSTRIALES DE ENGRANAJES -AGMA LUBRICANTES INDUSTRIALES DE ENGRANAJES -AGMA LUBRICANTES INDUSTRIALES DE ENGRANAJES

ACEITES INHIBIDOS CONTRA HERRUMBRE & OXIDACION LUBRICANTE AGMA No.	RANGO DE VISCOSIDAD cST A 40°C	ACEITES DE ENGRANAJES DE EXTREMA PRESION LUBRICANTE AGMA No.	ACEITES SINTETICOS DE ENGRANAJES LUBRICANTE AGMA No.
0	28.8 a 35.2		0 S
1	41.4 a 50.6		1 S
2	61.2 a 74.8	2 EP	2 S
3	90 a 110	3 EP	3 S
4	135 a 165	4 EP	4 S
5	198 a 242	5 EP	5 S
6	288 a 352	6 EP	6 S
7, 7 COMP *	414 a 506	7 EP	7 S
8, 8 COMP *	612 a 748	8 EP	8 S
8A COMP *	900 a 1100	8A EP	
9	1350 a 1650	9 EP	9 S
10	2880 a 3520	10 EP	10 S
11	4140 a 5060	11 EP	11 S
12	6120 a 7480	12 EP	12 S
13	190-220 cST a 100 °C	13 EP	13 S
LUBRICANTE AGMA No.	VISCOSIDAD ISO	PRODUCTO MOBIL	PRODUCTO SINTETICO MOBIL
0	32	MOBIL DTE OIL LIGHT	MOBIL SHC 624
1	46	MOBIL DTE OIL MEDIUM	NINGUNO
2	68	MOBIL DTE OIL HEAVY MEDIUM	MOBIL SHC 626
3	100	MOBIL DTE OIL HEAVY	MOBIL SHC 627
4	150	MOBIL DTE OIL EXTRA HEAVY	MOBIL SHC 629
5	220	MOBIL DTE OIL BB	MOBIL SHC 630
6	320	MOBIL DTE OIL AA	MOBIL SHC 632
7	460	MOBIL DTE OIL HH	MOBIL SHC 634
AGMA COMPUESTO		PRODUCTO MOBIL	
7 COMP	460	MOBIL 600W SUPER CYLINDER OIL	
8 COMP	680	MOBIL EXTRA HECLA SUPER CYLINDER OIL	
8A COMP	1000	MOBIL EXTRA HECLA SUPER CYLINDER OIL MINERAL	
LUBRICANTE AGMA No	VISCOSIDAD ISO	PRODUCTO MOBIL	PRODUCTO SINTETICO MOBIL
2 EP	68	MOBILGEAR 626	0 S
3 EP	100	MOBILGEAR 627	1 S
4 EP	150	MOBILGEAR 629	2 S
5 EP	220	MOBILGEAR 630	3 S
6 EP	320	MOBILGEAR 632	4 S
7 EP	460	MOBILGEAR 634	5 S
8 EP	680	MOBILGEAR 636	6 S
8A EP	1000	NINGUNO	7 S
9 EP	1500	MOBILTAC LL	
10 EP		NINGUNO	8 S
11 EP		MOBILTAC MM	
12 EP		NINGUNO	9 S
13 EP		MOBILTAC QQ	10 S

* Los aceites marcados con COMP* están compuestos de 3% a 10% de ésteres naturales o ésteres sintéticos

ANEXO 4.7 Grado ASTM- ASLE 4Ep

NOTAS Y TABLAS

Especificaciones Estándar AGMA Lubricación de Engranajes Industriales

Aceites Inhibidos Para engranajes (Herrumbre y Oxidación)	Lubricantes Extrema Presión (EP) para engranajes	Grado ASTM-ASLE	Viscosidad Media (cSt a 40°C)
No. AGMA	Referencia AGMA		
1	-	S 215	46
2	2EP	S 315	68
3	3EP	S 465	100
4	4EP	S 700	150
5	5EP	S1000	220
6	6EP	S1500	320
7 comp	7EP	S2150	460
8 comp	8EP	S3150	680
8 Acomp	-	S4650	1000
9	9EP	-	1500
10	10EP	-	3200
11	11EP	-	4600
12	12EP	-	6800
13	13EP	-	32000

Los aceites marcados **comp** son los que están compuestos con 3 a 10% de sebo sin ácido o materiales grasos sintéticos

Clasificación de Consistencia de Grasas (NLGI)

No. NLGI	Penetración ASTM Trabajada 25°C (77°F)	Consistencia
000	445 - 475	Líquida
00	400 - 430	Semi-líquida
0	355 - 385	Muy blanda
1	310 - 340	Blanda
2	265 - 295	Firme
3	220 - 250	Muy firme
4	175 - 205	Semi-dura
5	130 - 160	Dura
6	85 - 115	Extra-dura

Los grados son definidos como los límites de los valores de la penetración trabajada después de los 60 golpes, en décimas de milímetros, según la especificación ASTM D-217 67T

ANEXO 4.8 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO

PERFILES IPN

Vigas IPN, IPE, HEA, HEB, UPN, UPL, UPE, UPAM

Página 1 de 6

Productos	Vigas	Información
-----------	-------	-------------

Vigas

Composición Química.

CALIDAD	% C (MAX)	% Mn (MAX)	% P (MAX)	% S (MAX)
1- AE-25	0.20	0.80	0.05	0.05
2- AE-35	0.30	0.90	0.05	0.05
3- ASTM A 36	0.25	---	0.04	0.05
4- ASTM A 572, GRADO 50	0.23	1.35	0.04	0.05
5- ST 37 - 2	0.20	---	0.06	0.05
6- ST 50 - 3	0.20	---	0.05	0.05



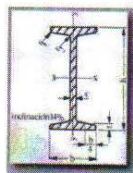
Propiedades Mecánicas

CALIDAD	Pto. de Cedente Fy Kg/cm2. (min)	Esfuerzo max.	Alargamiento
		F min Kg/cm2.	% 50 mm.
1- AE-25	2500	3700	25
2- AE-35	3500	5500	22
3- ASTM A 36	2500	4100/5600	20
4- ASTM A 572, GRADO 50	3500	4500	21
5- ST 37 - 2	2400	3700/4500	25
6- ST 50 - 3	3600	5200/6200	22

Perfiles Estructurales de Acero, Vigas, Ángulos.

Vigas IPN

I= Momento de Inercia.
S= Momento de resistencia.
R= Radio de Inercia, siempre referidos
al eje de flexión correspondiente.
Calidades: Covenin 1293-85.
ASTM-A-36.
ST-37-2.



Nacionales

IPN(I)	Dimensiones (mm)							Área cm ²	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes					
	h	b	s	t	r1	r2	EJE-X-X			EJE-Y-Y					
							Ix cm ⁴			Sx cm ³	Rx cm	Iy cm ⁴	Sy cm ³	Ry cm	
80	80	42	4.2	5.9	3.9	2.3	7.77	6.10	78.40	19.6	3.18	6.29	2.99	0.90	
100	100	50	4.5	6.8	4.5	2.7	10.60	8.34	170.00	34.1	4.0	12.1	4.86	1.07	
120	120	58	5.1	7.7	5.1	3.1	14.20	11.10	327.00	54.5	4.8	21.4	7.38	1.23	
140	140	66	5.7	8.6	5.7	3.4	18.20	14.30	572.00	81.8	5.6	35.1	10.6	1.39	

ANEXO 4.9 Propiedades de acero ASTM A-36 y A42

Características químicas y propiedades físicas

Especificación	Composición química % en peso (máximo)							Límite elástico KSI mín.	Última tensión KSI mín.	% de elong. en 8" mín.	Rango de dimensión
	C	Mn	P	S	Si	Cb	V				
ASTM A-283-A	0.14	0.90	0.035	0.040	0.40	-	-	24	45-60	27	1
ASTM A-283-B	0.17	0.90	0.035	0.040	0.40	-	-	27	50-65	25	1
ASTM A-283-C	0.24	0.90	0.035	0.040	0.40	-	-	30	55-75	22	1
ASTM A-36	0.27	1.20	0.040	0.050	0.40	-	-	36	58-80	20	1
ABS A	0.23	1.35	0.035	0.040	-	-	-	34	58-71	21	1
ABS B	0.21	0.80-1.10	0.035	0.040	0.35	-	-	34	58-71	21	1
ABS D	0.21	0.70-1.35	0.035	0.040	0.10-0.35	-	-	34	58-71	21	1
ABS E	0.18	0.70-1.35	0.035	0.040	0.10-0.35	-	-	34	58-71	21	1

Fuente: WWW.AHMSA.COM, HandbookAHASA.pdf

Tipo de acero (1)	Límite elástico(2) σ_e kg/cm ²
A37	2400
A42	2600
A52	3600

(1) Para los aceros contemplados en la norma UNE 36 080 (EN 10 025) se tomarán los valores de límite elástico indicados en la citada norma.

(2) Estos valores se aplicarán hasta espesores de 40 mm en acero A37 y acero A42.

Fuente: Norma Básica de la Edificación EA-95, pág. 84

ANEXO 4.10 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO PERFILES UPN

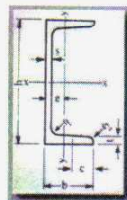
Vigas IPN, IPE, HEA, HEB, UPN, UPL, UPE, UPAM

Página 4 de 6

HEB (I) IPB	Dimensiones (mm)					Área cm ²	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes					
	h	b	s	t	r1			EJE-X-X			EJE-Y-Y		
								Ix cm ⁴	Sx cm ³	Rx cm	Iy cm ⁴	Sy cm ³	Ry cm
100	100	100	6.0	10.0	12	26.0	20.4	449	89.9	4.15	167	33.4	2.53
120	120	120	6.5	11.0	12	34.0	26.7	864	144	5.04	317	52.9	3.05
140	140	140	7.0	12.0	12	43.0	33.7	1510	216	5.93	549	78.5	3.58
160	160	160	8.0	13.0	15	54.3	42.6	2490	311	6.78	889	111	4.05
180	180	180	8.5	14.0	15	65.3	51.2	3830	426	7.66	1360	151	4.57
200	200	200	9.0	15.0	18	78.1	61.3	5700	570	8.54	2000	200	5.06
220	220	220	9.5	16.0	18	91.0	71.5	8090	736	9.43	2840	258	5.59
240	240	240	10.0	17.0	21	106	83.2	11300	938	10.3	3920	327	6.08
260	260	260	10.0	17.5	24	118	93.0	14900	1150	11.2	5130	395	6.58
280	280	280	10.5	18.0	24	131	103	19300	1380	12.1	6590	471	7.08
300	300	300	11.0	19.0	27	149	117	25200	1680	13.0	8560	571	7.58
320	320	300	11.5	20.5	27	161	127	30800	1930	13.8	9230	616	7.57
340	340	300	12.0	21.5	27	171	134	36700	2160	14.6	9680	646	7.53
360	360	300	12.5	22.5	27	181	142	43200	2400	15.5	10100	676	7.49
400	400	300	13.5	24.0	27	198	155	57700	2880	17.1	10800	721	7.39
450	450	300	14.0	26.0	27	218	171	79900	3550	19.1	11700	781	7.33
500	500	300	14.5	28.0	27	239	187	107000	4290	21.2	12600	841	7.27
550	550	300	15.0	29.0	27	254	199	137000	4970	23.2	13100	871	7.17
600	600	300	15.5	30.0	27	270	212	171000	5700	25.2	13500	902	7.08
650	650	300	16.0	31.0	27	286	225	211000	6480	27.1	14000	932	6.99
700	700	300	17.0	32.0	27	306	241	257000	7340	29.0	14400	962	6.86
800	800	300	17.5	33.0	30	334	262	359000	8980	32.8	14900	993	6.68
900	900	300	18.5	35.0	30	371	291	494000	11000	36.5	15800	1050	6.52
1000	1000	300	19.0	36.0	30	400	314	645000	12900	40.1	16300	1080	6.38

Vigas UPN

I= Momento de Inercia.
S= Momento de Resistencia.
R= Radio de Inercia, siempre referido
.....al eje de flexión correspondiente.
Calidades: ASTM-A-36.
.....ST-37-2.



UPN	Dimensiones (mm)						Área cm ²	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes					
	h	b	s	t	r1	r2			EJE-X-X			EJE-Y-Y		
									Ix cm ⁴	Sx cm ³	Rx cm	Iy cm ⁴	Sy cm ³	Ry cm
80	80	45	6.0	8.0	8.0	4.0	11.0	8.65	106	26.5	3.10	19.4	6.35	1.33
100	100	50	6.0	8.5	8.5	4.5	13.5	10.6	205	41.1	3.91	29.1	8.45	1.47
120	120	55	7.0	9.0	9.0	4.5	17.0	13.3	364	60.7	4.63	43.1	11.10	1.59
140	140	60	7.0	10.0	10.0	5.0	20.4	16.0	605	86.4	5.45	62.5	14.70	1.75
160	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	24.0	18.9	925	116.0	6.21	85.0	18.20	1.89
180	180	70	8.0	11.0	11.0	5.5	28.0	22.0	1350	150.0	6.96	113.0	22.40	2.02
200	200	75	8.5	11.5	11.5	6.0	32.2	25.3	1910	191.0	7.71	148.0	26.90	2.14
220	220	80	9.0	12.5	12.5	6.5	37.4	29.4	2690	245.0	8.48	196.0	33.50	2.30
240	240	85	9.5	13.0	13.0	6.5	42.3	33.2	3600	300.0	9.22	247.0	39.50	2.42
260	260	90	10.0	14.0	14.0	7.0	48.3	37.9	4820	371.0	10.0	317.0	47.80	2.56
280	280	95	10.0	15.0	15.0	7.5	53.4	41.9	6280	448.0	10.80	398.0	57.10	2.74
300	300	100	10.0	16.0	16.0	8.0	58.8	46.1	8030	535.0	11.70	493.0	67.60	2.90
320	320	100	14.0	17.5	17.5	8.5	75.8	59.5	10870	679.0	12.10	597.0	80.60	2.81
350	350	100	14.0	16.0	16.0	8.0	77.3	60.6	12840	734.0	12.90	570.0	75.00	2.72
380	380	102	13.5	16.0	16.0	8.0	80.4	63.1	15760	829.0	14.00	615.0	78.70	2.77

ANEXO 4.11 Dato informativo peso caja- motor

Página 1 de 1

Maldonado, Luis Miguel (Ecu)

De: Bertha Albin [balbin@eteco-ec.com]
Enviado el: Lunes, 13 de Marzo de 2006 13:11
Para: lmaldonado@edesa.com.ec
Asunto: Su solicitud de información
Datos adjuntos: 335163.pdf; it2141.pdf

Apreciado Luis,

En atención a su solicitud telefónica, nos permitimos adjuntar al presente una copia de los siguientes documentos relativos al agitador Lightnin modelo 85C40CMX, serie # 862688100-1:

- Instrucciones generales para los modelos 70 & 80, donde se incluye la Tabla de Lubricación
- Diagrama de ensamblaje.

El peso del agitador incluido motor y reductor es de 2.500 lb.

Lamentamos no poderles ayudar con los detalles del motor, ya que este no fue proporcionado por Lightnin (como se indica en el diagrama adjunto).

Estamos a sus órdenes, en caso de que requieran alguna otra información adicional.

Saludos,
Bertha Albin
p. EMPRESA TECNICA COMERCIAL C.A. ETECO
9 de Octubre N19-33 y Av. Patria
Tel: 593 2 2561177
Fax: 593 2 907406
Quito, Ecuador

17/04/2006

ANEXO 4.12 PLANO DEL SISTEMA